



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

Engenharia

Sistema de controlo, regulação e comando de pisos radiantes hidráulicos

Gilberto Carlos Afonso Batista

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Electromecânica
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Pedro Dinis Gaspar

Covilhã, Outubro de 2012

Agradecimentos

Gostaria de agradecer a todos os que tornaram esta dissertação possível.

Ao meu orientador, Prof. Doutor Pedro Dinis Gaspar, pelo seu apoio, entusiasmo, pelas suas ideias e pela orientação prestada ao longo do trabalho.

Ao meu coorientador, Prof. Doutor Pedro Dinho Silva pelo seu sentido crítico, pelas recomendações feitas e apoio ao longo do trabalho.

Ao técnico Sr. João Correia do Departamento de Engenharia Electromecânica da Universidade pela sua disponibilidade e ajuda cedida.

E a todos, eles sabem quem são, que direta ou indiretamente me ajudaram, motivaram e apoiaram durante a realização deste trabalho.

Resumo

Esta dissertação apresenta uma alternativa de controlo, regulação e comando de pisos radiantes hidráulicos, inovadora, mais flexível e eficiente que garante ótimos níveis de conforto térmico à custa do mínimo de energia.

Atualmente, o controlo dos pisos radiantes hidráulicos é feito, na maioria dos sistemas, recorrendo a termostatos que comandam os atuadores do sistema de modo a regular a temperatura do ar do(s) compartimento(s). É sabido que o conforto térmico do ocupante (traduzido pelo índice PMV) não depende somente da temperatura do ar, mas de outros fatores como por exemplo, da humidade do ar, da temperatura radiante, entre outros. Deste modo não é suficiente manter a temperatura do ar do compartimento para assegurar conforto térmico.

Este estudo consiste no desenvolvimento de um algoritmo que tem todos os fatores supracitados, comandando desta forma os atuadores do PRH de forma a manterem constantemente uma temperatura que permita atingir ótimo conforto térmico, com o mínimo de intervenção por parte do utilizador. A pensar no futuro, o algoritmo de controlo foi implementado num controlador com capacidade de comunicação *wireless* com sensores com captação de energia residual (*Energy Harvesting*).

O estudo experimental de verificação do desempenho do algoritmo de controlo implementado no controlador da EnOcean, considerou a sua aplicação a um provete de sistema de PRH com revestimento em piso flutuante inserido numa câmara climática. Foram considerados dois ensaios experimentais com condições climáticas da estação de Inverno. No primeiro ensaio, a temperatura da água à entrada possui o valor de 35 °C enquanto no segundo possui o valor de 40 °C. No primeiro o controlador ligou/desligou o atuador com menos frequência obtendo-se maior estabilidade e manteve a superfície do piso a uma temperatura inferior a 29 °C tal como é recomendado pelas normas internacionais. Apesar de ter levado mais tempo para atingir condições de conforto térmico o controlador foi 100% eficaz. No segundo essas condições foram atingidas mais rapidamente mas à custa de mais trabalho por parte do atuador que teve de ligar/desligar mais vezes provocando um stress térmico maior. Para este último caso contudo o controlador não foi 100% eficaz já que parte do piso excedeu os 29 °C, chegando aos 30 °C durante parte do tempo de ensaio.

Palavras-chave

Eficiência energética, conforto térmico, piso radiante hidráulico, controlo, microcontroladores, sensores.

Abstract

This study allowed to reach an alternative way to control, regulate and command hydronic radiant floors in an innovative, more flexible and efficient way that guarantee optimal levels of thermal comfort requiring minimum energy.

Actually the hydronic radiant floor control is made, generally, by thermostats which command the system actuators in order to regulate the local temperature. It's known that the occupant's thermal comfort (traduced by the PMV index) don't depend only on the local temperature but also of other factors like for example the local humidity, radiant temperature and so on. In this way it's not sufficient to maintain the local temperature to assure thermal comfort.

This work permitted to build an algorithm which has into account factors more than only the air temperature like the air humidity and the radiant temperature, this way the controller commands the hydronic radiant floor actuators so it maintains constantly a temperature which permits optimal thermal comfort with minimum user intervention.

Thinking about the future, the control algorithm was implemented on a controller capable of making wireless communication with no battery sensors (with energy harvesting).

Two winter experimental tests were performed, one with water inlet at 35 °C and other at 40°C on the PRH system sample with floating floor coating installed in the climatic chamber of the University heat transmission laboratory where the controller algorithm was tested on the EnOcean controller.

The experimental study to verify the performance of the control algorithm implemented on the EnOcean controller it was considered its application on a hydronic radiant floor with floating floor coating installed in a climatic chamber. It was considered two experimental tests at winter climatic conditions. In the first test, the inlet water temperature was 35 °C while in the second it was 40 °C. On the first the controller turned on/off less often obtaining greater stability and maintaining the floor surface temperature less than 29 °C as it is recommended by international standards. Although it has taken more time to reach thermal comfort conditions the controller was 100% effective. In the second test that conditions were attained faster but at the expense of more work by the actuator that has to turn on/off more often causing greater thermal stress. Nevertheless in this last test the controller wasn't 100% effective since part of the floor exceeded the 29 °C, reaching the 30 °C during some of the test time.

Keywords

Energy efficient buildings, thermal comfort, radiant floor heating system, control, microcontrollers, sensors.

Índice

Agradecimentos	i
Resumo	iii
Abstract	v
Índice	vii
Lista de Figuras.....	xi
Lista de Tabelas	xv
Nomenclatura.....	xvii
1. Introdução	23
1.1. Perspetiva Geral	23
1.2. O problema em estudo e a sua relevância	24
1.3. Objetivos e contribuição da dissertação	25
1.4. Visão geral e organização da dissertação	25
2. Estado da arte	27
2.1. Piso Radiante - evolução histórica.....	27
2.2. Aquecimento e arrefecimento radiante	28
2.2.1. Mecanismos de transmissão de calor	28
2.2.2. Termos fundamentais em projeto e suas relações	31
2.2.3. Critérios de projeto para um aquecimento radiante aceitável	34
2.2.4. Determinação das especificações para uma instalação de aquecimento radiante projetado para ocupação humana	36
2.3. Conforto térmico em edifícios	37
2.3.1. Regulação da temperatura no corpo humano	37
2.3.2. Interação térmica entre o corpo humano e o ambiente	37
2.3.3. Condições para conforto térmico	38
2.3.4. Previsão de conforto térmico	41
2.4. Piso radiante hidráulico	50
2.4.1. Estudos sobre o desempenho de PRH.....	50
2.4.2. Modos de funcionamento	53
2.4.3. Tipos de piso	54
2.4.4. Tipos de Instalação	56
2.4.5. Disposição das tubagens	57
2.4.6. Isolamento.....	57
2.4.7. Barreira de vapor	57
2.4.8. Fita de isolamento de bordos	57

2.4.9.	Tipos de acabamento da superfície.....	58
2.4.10.	Método de cálculo da temperatura de superfície do piso	58
2.4.11.	Vantagens e desvantagens.....	63
2.5.	Controlo de pisos radiantes hidráulicos	64
2.5.1.	Componentes fundamentais em controlo.....	65
2.5.2.	Classificação por fonte de energia	66
2.5.3.	Tipos de ação de controlo	66
2.5.4.	Sensores e atuadores num PRH	69
2.5.5.	Controladores.....	71
2.5.6.	Estratégias de controlo	74
2.5.7.	Protocolos de comunicação	74
2.5.8.	Meio de transmissão do sinal.....	75
3.	Projeto do dispositivo de controlo.....	77
3.1.1.	<i>Hardware</i> de controlo	77
3.1.2.	Comunicação entre componentes.....	77
3.1.3.	Sensores escolhidos	78
3.1.4.	Atuadores escolhidos	81
3.1.5.	Fonte de energia dos componentes.....	83
3.1.6.	Diagrama geral de funcionamento do dispositivo	83
4.	Desenvolvimento do sistema de controlo	85
4.1.	Estratégia de controlo	85
4.2.	Cálculo da temperatura do piso.....	85
4.3.	Cálculo do índice PMV	87
4.4.	Algoritmo de controlo geral	88
4.5.	Controlo das ordens do utilizador	90
5.	Instalação experimental.....	93
5.1.	Câmara climática	93
5.1.1.	Estrutura da câmara climática.....	94
5.1.2.	Unidade de tratamento de ar.....	94
5.1.3.	Instalação de termopares.....	95
5.2.	Piso radiante	96
5.2.1.	Isolante	97
5.2.2.	Tubagem.....	97
5.2.3.	Argamassa	98
5.2.4.	Revestimento em piso flutuante	99
5.2.5.	Dispositivo de banho térmico	99
5.3.	Aquisição de dados	100

5.3.1.	Equipamento para medição e registo de temperaturas	100
5.3.2.	Equipamento para medição de humidade relativa	101
5.3.3.	Equipamento para medição dos parâmetros de conforto térmico	102
5.4.	Controlo	105
5.4.1.	Controlador e recetor <i>wireless</i>	106
5.4.2.	Sensor de temperatura e humidade do ar <i>wireless</i> com <i>energy harvesting</i>	106
5.4.3.	Botões de pressão <i>wireless</i> com <i>energy harvesting</i> de quatro canais	107
5.4.4.	Sonda de temperatura da água à saída	107
5.4.5.	Placa de relés	109
6.	Análise experimental e discussão dos resultados.....	111
6.1.	Ensaio preliminares	111
6.2.	Descrição e análise dos ensaios experimentais.....	111
6.2.1.	Estabilização da instalação experimental	112
6.2.2.	Procedimento experimental	113
6.2.3.	Ensaio de inverno com entrada de água a 35°C	113
6.2.4.	Ensaio de inverno com entrada de água a 40°C	119
7.	Conclusões.....	127
7.1.	Análise da eficiência e eficácia do algoritmo de controlo	127
7.2.	Análise do dispositivo de controlo e sensores	127
7.3.	Análise e comparação dos resultados dos ensaios experimentais.....	128
7.4.	Sugestões de trabalhos futuros.....	129
	Referências bibliográficas	131

Lista de Figuras

FIG. 1 – TRANSMISSÃO DE CALOR POR CONDUÇÃO.....	29
FIG. 2 – TRANSMISSÃO DE CALOR POR CONVECÇÃO [12].....	30
FIG. 3 – TRANSMISSÃO DE CALOR POR RADIAÇÃO [12].....	31
FIG. 4 – PERMUTA DE CALOR POR RADIAÇÃO ENTRE DUAS SUPERFÍCIES [12].....	31
FIG. 5 – FAIXA DE ACEITABILIDADE TÉRMICA PARA PESSOAS SEDENTÁRIAS COM ROUPAS DE DIFERENTE ISOLAMENTO A VÁRIAS TEMPERATURAS OPERATIVAS [11].....	35
FIG. 6 – TEMPERATURAS OPERATIVAS ÓPTIMAS PARA PESSOAS ACTIVAS EM AMBIENTES COM AR A UMA VELOCIDADE BAIXA [11].....	35
FIG. 7 – EFEITO DA HUMIDADE DO AR NO CONFORTO TÉRMICO PARA UMA PESSOA SEDENTÁRIA USANDO VESTUÁRIO COMUM [11].....	36
FIG. 8 – ESCALA DE 7 PONTOS DA SENSACÃO TÉRMICA [20].	39
FIG. 9 – ZONAS DE CONFORTO DE VERÃO E DE INVERNO DA ASHRAE [13]. [GAMA DE TEMPERATURAS OPERATIVAS E HUMIDADE ACEITÁVEIS COM VELOCIDADE DO AR IGUAL OU INFERIOR A 0,2 m·s ⁻¹ PARA OCUPANTES COM VESTUÁRIO PARA ISOLAMENTO ENTRE 0,5-1 CLO, EXERCENDO ACTIVIDADE SEDENTÁRIA ($M_{act} \leq 1,1$ MET)].	40
FIG. 10 – PPD COMO UMA FUNÇÃO DE PMV [20].	46
FIG. 11 – DIFERENÇA DE TEMPERATURAS MEDIDA NA VERTICAL NUM ESPAÇO DE TESTE PARA DIFERENTES SISTEMAS DE AQUECIMENTO. O FLUXO DE CALOR USADO FOI 50 W·m ⁻² [4].	47
FIG. 12 – DESCONFORTO TÉRMICO LOCAL CAUSADO POR PISOS DEMASIADO FIOS OU MUITO QUENTES [20].....	48
FIG. 13 – ENERGIA TOTAL CONSUMIDA POR DIFERENTES ESTRATÉGIAS DE CONTROLO PARA FORNECIMENTO DE ÁGUA A DIFERENTES TEMPERATURAS [9].	52
FIG. 14 – ESQUEMA HIDRÁULICO/TERMODINÂMICO POSSÍVEL PARA UM PISO RADIANTE.....	53
FIG. 15 – ESQUEMA COMUM DE UM PISO RADIANTE ELÉCTRICO [42].....	54
FIG. 16 – TUBO PEX [45].	55
FIG. 17 – ESQUEMA GERAL DE UM SISTEMA DE PISO RADIANTE HIDRÁULICO [43].	55
FIG. 18 – EXEMPLO DE UMA INSTALAÇÃO "MOLHADA" EM ARGAMASSA [44].	56
FIG. 19 – EXEMPLO DE UMA INSTALAÇÃO "SECA" SOB O PISO (ENTRE AS VIGAS DE SUPORTE) [44].	56
FIG. 20 – EXEMPLOS DE POSSÍVEIS DISTRIBUIÇÕES DA TUBAGEM [46].	57
FIG. 21 – OS DOIS TIPOS DE CONSTRUÇÃO DO PISO, (A) PISO HOMOGÉNEO E (B) MULTICAMADA [33].	59
FIG. 22 – ESQUEMA DA TRANSMISSÃO DE CALOR NO PISO RADIANTE [33].	59
FIG. 23 – PERFIS DE TEMPERATURA VERTICAL EM VÁRIOS SISTEMAS DE AQUECIMENTO [46].....	64
FIG. 24 – SISTEMA DE CONTROLO DE MALHA FECHADA (CLOSED LOOP OU FEEDBACK CONTROL).....	65
FIG. 25 – VARIAÇÕES DA VARIÁVEL DE CONTROLO (ACTUADOR) NUM CONTROLO PROPORCIONAL [50].	67
FIG. 26 – CONTROLO PROPORCIONAL-INTEGRAL (PI).....	68
FIG. 27 – CONTROLO ON-OFF COM "DEAD BAND" [51].....	69
FIG. 28 – COMPARAÇÃO DA SENSIBILIDADE ENTRE O TERMÍSTOR NTC, O RTD E O TERMOPAR [52].....	70
FIG. 29 – EXEMPLO DE UM SISTEMA POSSÍVEL DE CONTROLO DE UM PRH.....	70
FIG. 30 – TERMOSTATO DE BANDA MORTA [50].	73
FIG. 31 – CONTROLADOR TCM300 DA ENOCEAN [53].	77
FIG. 32 – SOLUÇÃO DE SENSOR SEM FIOS COM CAPTAÇÃO DE ENERGIA DA ENOCEAN [55].	78
FIG. 33 – TERMÍSTOR NTCLE101E3103SB0 DA VISHAY.	78

FIG. 34 - CURVA DE RESISTÊNCIA - TEMPERATURA DO TERMÍSTOR NTC	79
FIG. 35 - SENSOR STM330 COM TERMÍSTOR ACOPLADO E SENSOR DE HUMIDADE HSM100.....	79
FIG. 36 - CONFIGURAÇÃO DO SENSOR STM330 COM O MÓDULO HSM100 ACOPLADO (1/2).....	80
FIG. 37 - CONFIGURAÇÃO DO SENSOR STM330 COM O MÓDULO HSM100 ACOPLADO (2/2).....	80
FIG. 38 - MÉTODO DE CONVERSÃO PARA SE SABER O VALOR DA TEMPERATURA E HUMIDADE RECORRENDO À TABELA 6.....	81
FIG. 39 - SENSOR WIRELESS, COM ENERGY HARVESTING, PTM210 DA ENOCEAN.	81
FIG. 40 - ESQUEMA DO CIRCUITO ELÉCTRICO DA PLACA DE RELÉS.....	82
FIG. 41 - VISTA DA PLACA DE RELÉS EM 3D.....	82
FIG. 42 - ACTUADOR UNIVERSAL DE UM CANAL (RCM 250) - 230 V.....	82
FIG. 43 - CONTROLO, REGULAÇÃO E COMANDO DE UM SISTEMA DE PISO RADIANTE USANDO COMPONENTES WIRELESS E COM CAPACIDADE DE CAPTURA DE ENERGIA.....	83
FIG. 44 - FLUXOGRAMA DO PROCESSO DE CÁLCULO DA TEMPERATURA SUPERFICIAL DE UM PRH.....	86
FIG. 45 - FLUXOGRAMA COM A SÍNTESE DO PROCESSO DE CÁLCULO DO ÍNDICE PMV A SER IMPLEMENTADO NO CONTROLADOR.....	87
FIG. 46 - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA DO CONTROLADOR BASEADO NO ÍNDICE PMV.	89
FIG. 47 - VISTA GERAL DA CÂMARA CLIMÁTICA ABERTA COM TODOS OS SENSORES INSTALADOS À ESQUERDA E FECHADA À DIREITA.....	93
FIG. 48 - PAREDE DA CÂMARA CLIMÁTICA EM CORTE [56].....	94
FIG. 49 - UNIDADE DE TRATAMENTO DE AR À ESQUERDA E LIGAÇÕES DOS DUCTOS À CÂMARA À DIREITA.....	95
FIG. 50 - EQUIPAMENTO DE CONTROLO DE TEMPERATURA COLE PARMER DIGI SENSE [57].....	95
FIG. 51 - APLICAÇÃO DOS TERMOPARES TIPO K NAS SUPERFÍCIES INTERIORES DA CÂMARA CLIMÁTICA (SUPERFÍCIE FRONTAL, LATERAL E SUPERIOR RESPECTIVAMENTE) [6].....	95
FIG. 52 - ESQUEMA DA APLICAÇÃO DOS TERMOPARES AO LONGO DA ALTURA DA CÂMARA CLIMÁTICA [6].....	96
FIG. 53 - ESQUEMA DO PISO RADIANTE EM CORTE [6].	96
FIG. 54 - ESQUEMA DE INSTALAÇÃO DA TUBAGEM [5].	98
FIG. 55 - ESQUEMA DO PISO RADIANTE EM CORTE [5].	98
FIG. 56 - SUPERFÍCIE DO PISO RADIANTE COM ACABAMENTO EM PISO FLUTUANTE.	99
FIG. 57 - HUBBER UNISTAT CC [58].....	99
FIG. 58 - OMEGA MULTISCAN 1200 [59].	100
FIG. 59 - ROTRONIC NT3 COM CENTRAL DE LIGAÇÃO DS-U2 [60].....	101
FIG. 60 - SENSOR TEMPERATURA/HUMIDADE RELATIVA HYGROCLIP S [60].	102
FIG. 61 - EQUIPAMENTO INNOVA 1221 INSTALADO NA CÂMARA CLIMÁTICA.....	102
FIG. 62 - DATA LOGGER TYPE 1221 [61].	103
FIG. 63 - SONDA DE TEMPERATURA OPERATIVA MM0060 [62].	103
FIG. 64 - POSIÇÃO DA SONDA CONSOANTE A POSIÇÃO DO UTILIZADOR [63].	104
FIG. 65 - SONDA DE TEMPERATURA DO AR [64].	104
FIG. 66 - SONDA WBGT [65].....	104
FIG. 67 - SONDA DE VELOCIDADE DO AR [66].....	105
FIG. 68 - DISPOSITIVOS DE CONTROLO, REGULAÇÃO E COMANDO DO SISTEMA DE PISO RADIANTE COM REVESTIMENTO EM PISO FLUTUANTE UTILIZADOS NO ENSAIO EXPERIMENTAL.	105
FIG. 69 - TCM300, INSTALADO NA PLACA DE TESTE EVA300 LIGADA AO PROGRAMADOR EOP, É VISÍVEL AINDA O PTM210 E AS LIGAÇÕES FEITAS AO TERMÍSTOR QUE LÊ A TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA.	106
FIG. 70 - STM330 COM HSM100 ACOPLADO NUMA DAS PAREDES DA CÂMARA CLIMÁTICA.....	106

FIG. 71 – CIRCUITO DIVISOR DE TENSÃO.....	108
FIG. 72 - GRÁFICO DA TENSÃO SUBMETIDA AO CONTROLADOR CORRESPONDENTE À RESISTÊNCIA DO TERMÍSTOR. ...	108
FIG. 73 - GRÁFICO DA RELAÇÃO ENTRE A TENSÃO DE ENTRADA NO ADC E O RESULTANTE VALOR DIGITAL.	108
FIG. 74 – REDUTOR DE SECÇÃO TRANSVERSAL (PERDA DE CARGA).....	112
FIG. 75 - DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS, OPERATIVA NA CÂMARA, DO AR NA CÂMARA, DE GLOBO NA CÂMARA E A TEMPERATURA DO AR À ENTRADA DA CÂMARA – ENSAIO 1.....	114
FIG. 76 - DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS DO AR EM ALTURA (VER TAMBÉM FIG. 52) – ENSAIO 1.....	114
FIG. 77 - DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS DAS PAREDES INTERNAS DA CÂMARA AO LONGO DO ENSAIO (VER TAMBÉM FIG. 51) – ENSAIO 1.	115
FIG. 78 - REPRESENTAÇÃO DA HUMIDADE RELATIVA NA CÂMARA AO LONGO DO ENSAIO – ENSAIO 1.	116
FIG. 79 - REPRESENTAÇÃO DOS VALORES DO ÍNDICE PMV REAL CORRESPONDENTES AO AMBIENTE NA CÂMARA AO LONGO DO ENSAIO – ENSAIO 1.	116
FIG. 80 - REPRESENTAÇÃO DOS VALORES DAS TEMPERATURAS DA ÁGUA À ENTRADA E À SAÍDA DA CÂMARA AO LONGO DO ENSAIO – ENSAIO 1.	117
FIG. 81 - DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS ENTRE O ISOLANTE E A ARGAMASSA DO PRH AO LONGO DO ENSAIO – ENSAIO 1.....	118
FIG. 82 - DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS ENTRE A ARGAMASSA E O REVESTIMENTO DO PRH AO LONGO DO ENSAIO – ENSAIO 1.	118
FIG. 83 - DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS À SUPERFÍCIE DO PISO (VER FIG. 50) – ENSAIO 1.	119
FIG. 84 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS, OPERATIVA NA CÂMARA, DO AR NA CÂMARA, DE GLOBO NA CÂMARA E A TEMPERATURA DO AR À ENTRADA DA CÂMARA - ENSAIO 2.	120
FIG. 85 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS DO AR EM ALTURA (VER TAMBÉM FIG. 52) - ENSAIO 2.....	121
FIG. 86 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS DAS PAREDES INTERNAS DA CÂMARA AO LONGO DO ENSAIO (VER TAMBÉM FIG. 51) - ENSAIO 2.	121
FIG. 87 – REPRESENTAÇÃO DA HUMIDADE RELATIVA NA CÂMARA AO LONGO DO ENSAIO - ENSAIO 2.	122
FIG. 88 – REPRESENTAÇÃO DOS VALORES DO ÍNDICE PMV REAL CORRESPONDENTES AO AMBIENTE NA CÂMARA AO LONGO DO ENSAIO - ENSAIO 2.	122
FIG. 89 – REPRESENTAÇÃO DAS TEMPERATURAS DA ÁGUA À ENTRADA E À SAÍDA DA CÂMARA AO LONGO DO ENSAIO - ENSAIO 2.....	123
FIG. 90 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS ENTRE O ISOLANTE E A ARGAMASSA DO PRH AO LONGO DO ENSAIO - ENSAIO 2.....	124
FIG. 91 - DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS ENTRE A ARGAMASSA E O REVESTIMENTO DO PRH AO LONGO DO ENSAIO - ENSAIO 2.	124
FIG. 92 – DISTRIBUIÇÃO DAS TEMPERATURAS À SUPERFÍCIE DO PISO (VER FIG. 56) - ENSAIO 2.	125

Lista de Tabelas

TABELA 1. EQUAÇÕES DE PREDIÇÃO DE SENSAÇÃO TÉRMICA Y EM HOMENS, MULHERES E EM AMBOS COMBINADOS [13].	39
TABELA 2. VALORES DE METABOLISMO PARA VÁRIAS ACTIVIDADES [18].....	42
TABELA 3. RESISTÊNCIA TÉRMICA DE DIFERENTES TIPOS DE VESTUÁRIO [18].....	43
TABELA 4. CATEGORIAS DE AMBIENTE TÉRMICO - ISO 7730 [20].	49
TABELA 5 – VALORES DE RESISTÊNCIA DO TERMÍSTOR PARA TEMPERATURAS ENTRE -20 °C E 50 °C.....	79
TABELA 6 - PERFIL DE EQUIPAMENTO DA ENOCEAN RELATIVO AO STM330 COM SENSOR DE HUMIDADE.....	79
TABELA 7 – VALORES POSSÍVEIS DE TEMPERATURA DO PISO E DE OFFSET PARA AS VÁRIAS GAMAS DE VALORES DO ÍNDICE PMV QUE PODEM SER PROGRAMADOS NO CONTROLADOR.....	88
TABELA 8 - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO ISOLANTE TÉRMICO (FIBRANxps 300 C) DA MARCA IBERFIBRAN [6].	97
TABELA 9 - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO TUBO CRISTAFLEX [6].....	97
TABELA 10 - LISTA DE TERMOPARES UTILIZADOS E SUA LOCALIZAÇÃO.	101
TABELA 11 – RELAÇÃO ENTRE RESISTÊNCIA DO TERMÍSTOR E A TENSÃO SUBMETIDA NO CONTROLADOR.	108
TABELA 12 – VALOR DIGITAL EM FUNÇÃO DA TENSÃO NO ADC DE 10 BITS DO CONTROLADOR TCM 300.	108

Nomenclatura

Geral:

<i>A</i>	Área, [m ²];
<i>a</i>	Comprimento da divisão, [m];
<i>b</i>	Largura da divisão, [m];
<i>c</i>	Espaçamento da tubagem, [m];
<i>C</i>	Taxa de perda de calor convectiva, [W·m ⁻²];
<i>D</i>	Diâmetro [m];
<i>d</i>	Razão de área;
<i>e</i>	Erro do sinal;
<i>E</i>	Taxa de perda de calor evaporativa, [W·m ⁻²];
<i>f</i>	Fator de vestuário adimensional;
<i>g</i>	Aceleração da gravidade, {9,81 m·s ⁻² };
<i>G</i>	Parâmetro de ganho;
<i>Gr</i>	Número de Grashof;
<i>h</i>	Coefficiente de transmissão de calor, [W·m ⁻² ·K ⁻¹];
<i>H</i>	Perda de calor metabólico resultante da superfície do corpo, [W·m ⁻²];
<i>l</i>	Resistência térmica, [K·W ⁻¹];
<i>K</i>	Coefficiente de transmissão de calor por condução, [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹];
<i>L</i>	Comprimento característico, [m];
<i>M</i>	Taxa metabólica produzida, [W·m ⁻²];
<i>n</i>	Numero de renovações por hora, [ren·h ⁻¹]
<i>O</i>	Valor de <i>offset</i> ;
<i>P</i>	Perda de calor sensível pela pele, [W·m ⁻²];
<i>p</i>	Pressão, [Pa];
<i>Pr</i>	Número de Prandtl;
<i>q</i>	Taxa total de calor perdido, [W·m ⁻²];
<i>Q̇</i>	Potência térmica, [W];
<i>R</i>	Resistência elétrica, [Ω];
<i>S</i>	Taxa de armazenamento de calor, [W·m ⁻²];
<i>t</i>	Tempo, [s];
<i>T</i>	Temperatura, [K ou °C];

\bar{T}	Temperatura média, [°C];
U	Diferença de potencial, [V];
V	Volume, [m ³];
\dot{V}	Caudal volumétrico, [m ³ ·s ⁻¹];
Vd	Valor digital;
v	Velocidade, [m·s ⁻¹];
W	Taxa de trabalho mecânico realizado, [W·m ⁻²];
X	Fator de forma;
Y	Variável controlada;
Z	Constante;

Índices inferiores:

a	Ar;
act	Atividade;
b	Interface entre as camadas;
c	Convectivo;
cl	Vestuário;
cr	Interno;
d	Derivativo;
diff	Humidade difundida através da pele;
f	Chão;
g	Globo;
h	Hidráulico
i	Índice mudo;
in	Entrada;
l	Camada inferior (lower layer);
m	Metabólico;
o	Operativa;
oc	Entre o ocupante e o ar envolvente;
os	Outras superfícies da divisão (paredes e teto);
out	Saída;

p	Tubagem;
pr	Proporcional;
r	Radiante;
req	Requerido;
res	Respiração;
rsw	Suor regulamentar;
s	Superfície do piso;
sf	Superfície exposta do ocupante;
sk	Pele;
u	Camada superior (<i>upper layer</i>);
w	Água;
ws	Vapor saturado;
wv	Vapor de água no ar;
$conv$	Convecção;
∞	Escoamento não perturbado;
sec	Secção transversal do ducto;
$sup-viz$	Entre a superfície e a vizinhança;
viz	Vizinhança;
eff	Efetivo;
x	Distância, [m].

Simbologia grega:

λ	Condutibilidade térmica, [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$];
σ	Constante de Stefan-Boltzmann $\{5,67 \times 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}\}$.
δ	Espessura, [mm];
ϕ	Humidade relativa, [%];
ρ	Massa específica, [$kg \cdot m^{-3}$];
Δ	Variação;
β	Coefficiente de dilatação térmica, [K^{-1}];
ν	Viscosidade cinemática do ar $\{1,42 \times 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1}\}$;
ε	Emissividade;

Acrónimos:

<i>ADC</i>	Analog-to-digital converter;
<i>ANSI</i>	American national standards institute;
<i>API</i>	Application Programming Interface;
<i>ASHRAE</i>	American society of heating, refrigerating and air-conditioning;
<i>BAS</i>	Building automation systems;
<i>CMRT</i>	Calculated mean radiant temperature;
<i>DAC</i>	Digital-to-analog converter;
<i>DC</i>	Direct current;
<i>DDC</i>	Direct digital control;
<i>DR</i>	Draught rate;
<i>EEPROM</i>	Electrically erasable programmable read-only memory;
<i>EIA</i>	Electronic industries alliance;
<i>EMI</i>	Electromagnetic interference;
<i>EN</i>	European standards;
<i>EPROM</i>	Erasable programmable read only memory;
<i>ERF</i>	Fluxo radiante eficaz;
<i>FCC</i>	Comissão federal das comunicações;
<i>FPGA</i>	Field-programmable gate array;
<i>HMI</i>	Man-machine interface;
<i>HR</i>	Humidade relativa;
<i>HVAC</i>	Heating, ventilation, and air conditioning;
<i>ISO</i>	International organization for standardization;
<i>LAN</i>	Local area network;
<i>LCD</i>	Liquid crystal display;
<i>LDR</i>	Light dependent resistor;
<i>LED</i>	Light emitting diode;
<i>NTC</i>	Negative temperature coefficient;
<i>PAN</i>	Personal area network;
<i>PD</i>	Percentage dissatisfied;
<i>PI</i>	Proporcional-integral;
<i>PID</i>	Proporcional-integral-derivativo;
<i>PLC</i>	Programmable logic controller;

<i>PMV</i>	Predicted mean Vote;
<i>PPD</i>	Predicted percentage dissatisfied;
<i>PRH</i>	Piso radiante hidráulico;
<i>PROM</i>	Programmable read-only memory;
<i>PTC</i>	Positive temperature coefficient;
<i>PTM</i>	Pushbutton Transmitter Module;
<i>PVC</i>	Cloreto de polivinila;
<i>RCCTE</i>	Regulamento das características de comportamento térmico dos edifícios;
<i>RCM</i>	Receiver Module;
<i>RF</i>	Radio-frequency;
<i>RSECE</i>	Regulamento dos sistemas energéticos e de climatização dos edifícios;
<i>RTD</i>	Resistive thermal devices;
<i>SCE</i>	Sistema de certificação energética e qualidade do ar interior de edifícios;
<i>ScTP</i>	Screened twisted pair;
<i>SPDT</i>	Single pole, double throw;
<i>SPST</i>	Single pole, single throw;
<i>STM</i>	Scavenger Transceiver Module;
<i>STP</i>	Shielded twisted pair;
<i>TCM</i>	Transceiver Module;
<i>TIA</i>	Telecommunications industry association;
<i>TMR</i>	Temperatura média radiante;
<i>UBI</i>	Universidade da Beira Interior;
<i>UTP</i>	Unshielded twisted pair;
<i>XPS</i>	Poliestireno extrudido.

1. Introdução

Neste capítulo introdutório é dada uma perspetiva geral da situação energética em Portugal, dos programas do governo e regulamentos existentes para aumentar a eficiência energética e como o pavimento radiante hidráulico (PRH) pode contribuir para esse fim. De seguida mostra-se o problema em estudo e a sua relevância que vai de encontro às necessidades apresentadas, assim como os objetivos e contribuição da presente dissertação. Por último apresenta-se uma visão geral e organização da mesma.

1.1. Perspetiva Geral

Em Portugal assistiu-se a uma alteração dos hábitos de consumo de energia das famílias nos últimos 15 anos, de acordo com os resultados do Inquérito ao Consumo de Energia no Sector Doméstico realizado em 2010 [1]. Os resultados deste inquérito mostraram que o consumo de energia no sector doméstico em Portugal, não incluindo o consumo de combustíveis nos veículos utilizados no transporte individual dos residentes no alojamento, representava, em 2009, 17,7% do total do consumo final de energia, apresentando uma taxa média de crescimento anual de 1,5% entre os anos de 1989 e 2009.

Ainda segundo este inquérito, o consumo de energia elétrica assume um papel muito relevante no sector residencial, dado que a maioria dos equipamentos utilizados nas habitações requer este tipo de fonte de energia, existindo uma evidente dependência desta fonte na sociedade atual. No que se refere ao consumo de energia no alojamento (excluindo os combustíveis utilizados nos veículos) verifica-se que, no período de Outubro de 2009 a Setembro de 2010, a eletricidade surge como a principal fonte de energia consumida representando 42,6% do consumo total de energia no sector doméstico.

Como se sabe, a produção de mais eletricidade vai implicar um maior peso na fatura energética do país, para não falar das emissões de gases com efeito de estufa (GEE) lançados para a atmosfera, indo contra o protocolo de Quioto que impõe um limite nas emissões para a atmosfera de CO₂ e outros gases responsáveis pelo aumento do efeito de estufa e que contribuem para o aquecimento global. Portugal, como signatário do protocolo, obrigou-se a tomar as medidas necessárias para limitar a produção de GEE no seu território [2].

Através da Resolução do Conselho de Ministros nº 154/2001, de 19 de Outubro, o governo português adotou formalmente o Programa E4 (Eficiência Energética e Energias Endógenas) [3] com o objetivo de promover a eficiência energética e valorizar as energias endógenas.

Quanto à eficiência energética, contudo, Portugal não arrancou do zero na área dos edifícios. Desde 1991 que está em vigor o "Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios" (RCCTE) (Decreto-Lei nº 40/90, de 6 de Fevereiro) que, após um arranque gradual, constitui hoje uma boa base de trabalho.

Um segundo regulamento publicado em 1998, "Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios" (RSECE), Decreto-Lei 118/98, de 7 de Maio, visa fundamentalmente

melhorar a eficiência energética dos edifícios com sistemas de climatização. Este regulamento estabelece um conjunto de regras de modo que “*as exigências de conforto e de qualidade do ambiente impostas no interior dos edifícios, possam vir a ser asseguradas em condições de eficiência energética*”.

O novo pacote legislativo constituído pelo DL 78/2006 (Sistema de Certificação Energética e Qualidade do Ar Interior de Edifícios - SCE), DL 79/2006 (RSECE) e DL 80/2006 (RCCTE) constitui as ferramentas disponíveis para a regulação dos edifícios no que respeita aos consumos energéticos e à qualidade do ar interior.

Seguindo esta perspetiva, é evidente a necessidade de, cada vez mais, usar equipamentos com maior eficiência nos edifícios de modo a principalmente, reduzir a fatura energética e as emissões de GEE.

Um dos equipamentos mais eficientes para aquecimento em edifícios é o piso radiante hidráulico (PRH) que tem sido utilizado vastamente em muitos países pela sua capacidade de poupar energia, permitir um ótimo conforto e ser benéfico para a saúde [4].

A Universidade da Beira Interior tem vindo a desenvolver alguns estudos na área do PRH. Teixeira [5] e Martins [6] estudaram estes sistemas intensivamente nas suas dissertações de mestrado, fazendo diversos ensaios em laboratório e chegando a várias conclusões a nível do desempenho térmico do PRH com diferentes tipos de acabamento, no aquecimento e arrefecimento.

1.2. O problema em estudo e a sua relevância

Visto que a eficiência energética é um fator cada vez mais importante, procura-se neste trabalho ir ao encontro de uma solução de controlo, regulação e comando de PRH mais eficiente, económica e que ao mesmo tempo garanta o conforto térmico dos ocupantes.

Buckley [7] concluiu que o aquecimento por radiação consegue reduzir custos de energia em mais de 30%, garantindo o mesmo conforto quando comparado com aquecimento por convecção. Da mesma forma Strand *et al.* [8] desenvolveram um modelo de condução de calor em regime transiente através de paredes de edifícios para determinar a eficiência de um sistema de aquecimento por PRH e para possibilitar a comparação do desempenho térmico e eficiência energética com um sistema convencional de aquecimento por convecção, chegando à conclusão que o sistema por radiação é mais eficiente energeticamente.

O PRH é uma alternativa válida aos sistemas de climatização atuais [7]. Entre as suas principais vantagens destacam-se o seu baixo consumo energético, a obtenção de um perfil ótimo de temperatura (próximo do ideal) com emissão térmica uniforme e compatibilidade com a maioria das fontes de energia, sejam estas, caldeiras a gás, a gasóleo, a biomassa ou elétricas, mas também bombas de calor e especialmente com coletores solares térmicos já que estes trabalham com água a baixa temperatura. Como, de acordo com o RCCTE, para os novos edifícios/moradias é obrigatória a instalação de 1 m² de coletor solar térmico por utilizador, torna-se relevante que essa energia seja aproveitada da melhor forma e o PRH devido às suas características torna isso possível.

Com os progressos a nível da seleção dos melhores materiais para sistemas de piso radiante e com as novas tecnologias desenvolvidas na hidráulica, os PRH já têm um bom rendimento, mas pode ser ainda melhorado principalmente na componente de controlo, regulação e comando de modo a torná-los mais flexíveis, adaptáveis e eficientes [9].

1.3. Objetivos e contribuição da dissertação

Esta dissertação procura ir ao encontro de uma solução inovadora de controlo, regulação e comando de PRH, mais eficiente e que garanta um maior conforto térmico.

A maioria dos sistemas de controlo atuais é feita recorrendo a termostatos que medem a temperatura do ar e controlam os atuadores de forma a manter a divisão com a temperatura do ar definida pelo utilizador no termostato [9]. Nestes sistemas, o utilizador necessita de regular a temperatura de *set-point* do termostato frequentemente de modo a sentir-se confortável já que o conforto depende de mais variáveis para além da temperatura do ar, como por exemplo, da humidade do ar e da temperatura radiante.

Esta dissertação visa chegar a uma solução de controlo, regulação e comando que necessite do mínimo possível de intervenção por parte do utilizador. Para tal, em cada divisão, o controlador calcula uma aproximação do índice de conforto PMV (*Predicted Mean Vote*) e ajusta a quantidade de calor transmitida para o piso de modo a anular este índice (atingir máximo conforto). Contudo, a solução de controlo deve permitir ao utilizador alterar diretamente o nível de sensação térmica (caso assim o entenda) ao invés de estabelecer uma temperatura fixa do ar ambiente.

Este estudo, na continuação de estudos anteriores realizados na UBI relativos a este tema, vai contribuir para uma sistematização do conhecimento mais abrangente destes sistemas de PRH, incluindo agora a parte do controlo, regulação e comando de PRH não estudada anteriormente.

1.4. Visão geral e organização da dissertação

A dissertação divide-se em sete capítulos. No primeiro é feita a introdução, onde se faz um enquadramento geral da situação energética em Portugal e como o pavimento radiante hidráulico é uma alternativa válida e pode contribuir para aumentar a eficiência energética. São ainda apresentados os objetivos e a contribuição da dissertação.

No segundo capítulo, estado da arte, apresentam-se os estudos feitos nesta área começando por apresentar a evolução histórica do PRH, continuando com a apresentação de conceitos gerais sobre aquecimento e arrefecimento radiante e por uma análise ao conforto térmico em edifícios. O estado da arte termina com uma descrição detalhada sobre os sistemas de PRH e como é feito o seu controlo.

No terceiro capítulo é descrita a escolha do dispositivo de controlo levando em consideração diversos fatores como o ambiente a que o sistema vai ficar sujeito, versatilidade, robustez, facilidade de adaptação e de instalação.

No quarto capítulo é desenvolvido o sistema de controlo apresentando-se o algoritmo de controlo a implementar no controlador.

No capítulo cinco, instalação experimental, é feita uma descrição pormenorizada da câmara experimental e do piso radiante hidráulico utilizado, são apresentados os equipamentos utilizados para aquisição de dados e o dispositivo de controlo, onde foi implementado o algoritmo, assim como os sensores, botões de controlo e outros equipamentos acessórios.

No sétimo e último capítulo são apresentadas as conclusões finais deste trabalho.

2. Estado da arte

Este capítulo inicia-se com a descrição da evolução histórica do piso radiante e segue com uma sistematização dos estudos já desenvolvidos nesta temática, começando com um estudo sobre o aquecimento e arrefecimento radiante onde é feita a classificação do PRH. Aí, são descritos os mecanismos de transferência de calor, apresentadas as suas características principais de funcionamento assim como os termos que descrevem as características de temperatura e de energia do espaço em sistemas radiantes. Referem-se ainda os critérios de projeto para um aquecimento radiante aceitável e um conjunto de passos para determinar as especificações necessárias a um sistema de aquecimento radiante projetado para proporcionar conforto térmico.

De seguida, é abordado o tema de conforto térmico em edifícios, onde é definido o conceito de conforto, passando pela equação de balanço de energia entre o corpo humano e o ambiente, definindo quais as condições gerais para haver conforto e introduzindo um método numérico que possibilita predições mais rigorosas usando o modelo PMV-PPD (*Predicted Mean Vote - Predicted Percentage Dissatisfied*).

O estado da arte segue com uma apresentação geral do PRH, sendo feita uma introdução com uma revisão bibliográfica dos estudos já feitos ao nível do PRH, abordando quais os seus modos de funcionamento, quais os tipos de pisos radiantes existentes, tipos de instalação, mostrando como pode ser feita a disposição das tubagens e a importância do isolamento, da barreira de vapor e da fita de isolamento de bordos. De seguida é referida a importância do tipo de acabamento e da sua espessura no desempenho global do PRH, sendo apresentados alguns exemplos de acabamentos. É descrito um método de cálculo da temperatura do piso, visto ser um parâmetro que tem de ser regulado de modo a proporcionar conforto aos ocupantes. A apresentação geral do PRH termina com as vantagens e desvantagens deste sistema.

A última secção do estado da arte trata do controlo do PRH, começando por apresentar os componentes fundamentais de controlo, classificando-os por fonte de energia, referindo os tipos de ação de controlo existentes na maioria dos sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (*Heating, Ventilation and Air Conditioning - HVAC*), bem como os tipos de atuadores, sensores, controladores, estratégias de controlo, protocolos de comunicação e meios de transmissão do sinal.

2.1. Piso Radiante - evolução histórica

O método de aquecimento por piso radiante não é recente. Desde à muito que tem vindo a ser desenvolvido e melhorado por oferecer vantagens sobre outros tipos de aquecimento [4].

Segundo Bean *et al.* [10], sistemas de piso radiante já são utilizados pelos Coreanos desde os 100 anos (a.C.). Estes usavam piso em rocha como meio de armazenamento térmico. Para fornecer o calor ao piso eram utilizados os fumos de escape de uma cozinha, divisão esta instalada por baixo desse piso (princípio de hipocausto). Os romanos, no mesmo período, usavam sistemas semelhantes.

Segundo o mesmo autor, em França (no ano 1600), o calor das chaminés era aproveitado para aquecer pisos e paredes e para fornecer calor a estufas. Benjamin Franklin (1700) estudou as culturas francesas e asiática e fez uma nota sobre os seus respetivos sistemas de aquecimento que levou ao desenvolvimento do forno de Franklin. Nesta altura, eram usados em França tubos radiantes a vapor. A catedral de Liverpool, no Reino Unido (1904), era aquecida com um sistema baseado no princípio de hipocausto.

Nos Estados Unidos, o arquiteto Frank Lloyd Wright introduziu o sistema de aquecimento por piso radiante hidráulico em 1930 que usava água como fluido circulante em sistemas de distribuição em tubos de aço.

Segundo Olesen [4], entre 1950 e 1960, instalações de piso radiante usando tubos de aço e cobre foram instaladas na Europa. Infelizmente, neste período as habitações eram mal isoladas, pelo que eram necessárias temperaturas elevadas para aquecer as casas, o que deu uma má reputação a este sistema.

No final dos anos 70, com a introdução dos tubos em plástico (atualmente do tipo PEX), o PRH tornou-se norma, especialmente na Alemanha, Suíça, Áustria e países nórdicos. Normalmente este sistema é mais utilizado em edifícios residenciais sendo que na Europa é utilizado em edifícios residenciais, de serviços e em aplicações industriais.

2.2. Aquecimento e arrefecimento radiante

O PRH é classificado como um painel radiante de aquecimento ou arrefecimento [11], já que a sua temperatura superficial é inferior a 150°C. Para os casos em que a temperatura é superior, passa a ser classificado como aquecimento radiante de baixa, média ou alta intensidade.

O aquecimento radiante é transferido por ondas eletromagnéticas transmitidas em linhas retas que podem ser refletidas. O ar não é aquecido nem arrefecido no processo. Tal como o PRH, existem outros sistemas de aquecimento/arrefecimento radiante tais como teto (ou parede) radiante, que pode ser de base elétrica (apenas aquecimento), hidráulica (água) ou pneumática (ar).

Nestes sistemas, geralmente mais que 50% do calor transferido entre a superfície com temperatura controlável e as outras superfícies é por radiação térmica.

2.2.1. Mecanismos de transmissão de calor

Existem apenas três modos de transmissão de calor: condução, convecção ou radiação.

2.2.1.1. Transmissão de calor por condução

De acordo com Dinho [12], o modo de transferência de calor por condução está associado a movimentos de natureza microscópica que, no caso do piso radiante resulta de uma combinação entre a vibração molecular e o fluxo de eletrões livres na argamassa e no pavimento. Por exemplo e considerando um edifício, este fenómeno ocorre entre paredes, bastando para isso haver uma diferença de temperatura entre a superfície interior e exterior.

Se forem consideradas as hipóteses de regime permanente, transmissão de calor unidimensional (eixo x), valor da temperatura interior (T_2) superior ao valor da temperatura exterior (T_1) e que a superfície de permuta ocorre numa região com área A , verifica-se experimentalmente (Lei de Fourier) que:

$$\text{Taxa de transmissão de calor}_x \propto \frac{\text{área} \cdot (\text{diferença de temperatura})}{\text{espessura}} \quad (1)$$

Sendo que a constante de proporcionalidade é a condutibilidade térmica, K ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$), que corresponde a uma característica do meio.

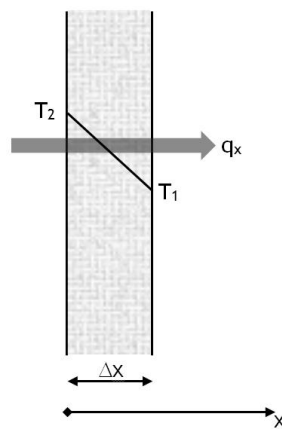


Fig. 1 - Transmissão de calor por condução.

A taxa de transmissão de calor segundo x traduz-se então da seguinte forma:

$$\dot{Q}_x = A \cdot K \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (W) \quad (2)$$

2.2.1.2. Transmissão de calor por convecção

A transmissão de calor por convecção ocorre quando existe um fluido em movimento adjacente a uma superfície e envolve o efeito combinado da difusão de calor com o movimento global do fluido [12]. No caso do piso radiante ocorre entre o pavimento e o ar ambiente.

Experimentalmente verifica-se que:

$$\dot{Q}_{conv} = A \cdot h_c \cdot (T_s - T_\infty) \quad (W) \quad (3)$$

Sendo:

A a área da superfície onde ocorre a transmissão de calor (m^2);

h_c o coeficiente de transferência de calor por convecção ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$);

T_s a temperatura da superfície ($^{\circ}C$ ou K);

T_{∞} a temperatura do escoamento não perturbado ($^{\circ}C$ ou K).

Na Fig. 2 observa-se a distribuição da velocidade de escoamento e a temperatura do fluido em movimento adjacente em relação a uma superfície quente, notando-se ainda qual o sentido da transmissão de calor (da superfície para o fluido ou seja no sentido das temperaturas decrescentes).

É de notar que o coeficiente convectivo, h_c , não é uma propriedade do fluido. Pode depender por exemplo da geometria da superfície, da natureza do escoamento, das propriedades do fluido, etc.

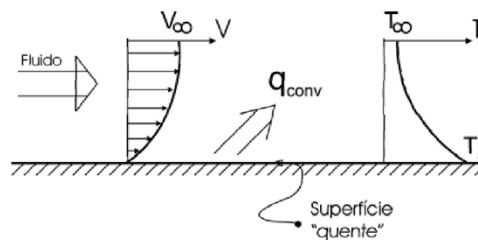


Fig. 2 - Transmissão de calor por convecção [12].

A convecção pode ser natural ou forçada. É natural quando o movimento do fluido é induzido por forças de impulsão, ou seja, devido à variação da massa específica do fluido como resultado da variação da temperatura [12], como é o caso num sistema de PRH. É denominada por convecção forçada se o movimento do fluido for causado por algum agente externo como por exemplo um ventilador.

2.2.1.3. Transmissão de calor por radiação

Neste tipo de transmissão de calor, a energia propaga-se através de ondas eletromagnéticas (ou fótons), não necessitando de qualquer suporte material para se poder propagar [12]. Num sistema de PRH, a transmissão de calor com maior impacto no ambiente envolvente normalmente é por radiação.

A lei de Stefan-Boltzmann traduz a taxa máxima de energia radiante emitida por uma superfície ideal (negra) com uma dada área e a uma certa temperatura, Eq. 4, como se mostra na Fig. 3.

$$\dot{Q}_{rad} = A \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (W) \quad (4)$$

Onde:

A é a área de superfície exposta (m^2);

σ é a constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5,67 \times 10^{-8}$, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$;

T_s é a temperatura absoluta da superfície (K).

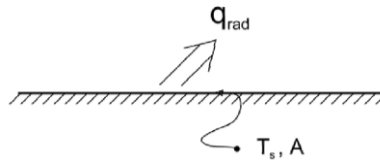


Fig. 3 - Transmissão de calor por radiação [12].

As superfícies reais emitem energia radiante a uma taxa inferior. Para se determinar a taxa de energia radiante emitida por essas superfícies introduz-se o termo de emissividade da superfície, ε ($0 \leq \varepsilon \leq 1$), conforme a seguinte equação:

$$\dot{Q}_r = A \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (W) \quad (5)$$

Caso uma superfície esteja completamente envolta por outra a uma temperatura diferente (T_{viz}), ver Fig. 4, o balanço de energia transferida por radiação, por unidade de tempo, entre as duas superfícies resulta em:

$$\dot{Q}_{sup-viz} = A \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (W) \quad (6)$$

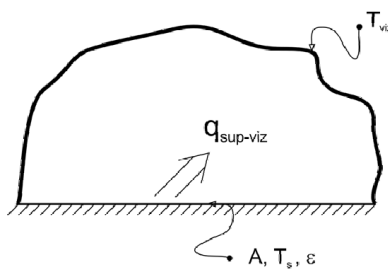


Fig. 4 - Permuta de calor por radiação entre duas superfícies [12].

2.2.2. Termos fundamentais em projeto e suas relações

Segundo a ASHRAE [11], quando se considera o aquecimento/arrefecimento radiante para conforto humano, é necessário ter em conta os seguintes termos que descrevem as características de temperatura e de energia do espaço:

- Temperatura média radiante (TMR), T_r , é a temperatura de um recinto fechado isotérmico imaginário preto em que um ocupante iria trocar a mesma quantidade de calor por radiação como num ambiente não uniforme real.
- Temperatura ambiente, T_a , é a temperatura do ar envolvente do ocupante.
- Temperatura operativa, T_o , é a temperatura de um recinto fechado isotérmico preto uniforme em que um ocupante iria trocar a mesma quantidade de calor por radiação e convecção como num ambiente radiante não uniforme real. Pode dizer-se que é uma expressão da influência das temperaturas média radiante e do ar. Para velocidades do ar abaixo dos $0,4 \text{ m s}^{-1}$ e temperatura média radiante menor que $50 \text{ }^\circ\text{C}$, é apenas considerada como sendo a temperatura de bolbo seco.
- Temperatura de bolbo seco, é a média das temperaturas do ar e radiante.
- Fluxo radiante eficaz (ERF) é definido como o calor radiante resultante trocado à temperatura ambiente (T_a) entre o ocupante e as superfícies envolventes, entre o ocupante e as formas de calor direcionais e entre o ocupante e sumidouros (regiões a temperatura inferior). É portanto a energia radiante resultante recebida pelo ocupante de todas as superfícies e fontes em que as temperaturas diferem de T_a .

Relações entre estes termos podem ser mostradas para um ocupante com uma temperatura superficial de T_{sf} trocando calor sensível (H_m) numa divisão com uma certa temperatura do ar T_a e temperatura média radiante \bar{T}_r .

A equação de balanço de calor é:

$$H_m = h_r \cdot (T_{sf} - \bar{T}_r) + h_c \cdot (T_{sf} - T_a) \quad (7)$$

Sendo h_r o coeficiente de transferência de calor radiativo linear e h_c o coeficiente de transferência de calor convectivo que é função do movimento relativo entre o ocupante e o movimento do ar (V).

Durante o equilíbrio térmico, H_m é igual ao calor metabólico menos o trabalho e o arrefecimento evaporativo por transpiração. Pela definição de temperatura operativa vem:

$$H_m = (h_r + h_c) \cdot (T_{sf} - T_o) = h \cdot (T_{sf} - T_o) \quad (8)$$

Sendo portanto $h = h_r + h_c$. Usando as equações (7) e (8) para resolver T_o , resulta:

$$T_o = \frac{h_r \cdot \bar{T}_r + h_c \cdot T_a}{h_r + h_c} = T_a + \left(\frac{h_r}{h}\right) \cdot (\bar{T}_r - T_a) \quad (9)$$

Através desta equação mostra-se que T_o é uma média de \bar{T}_r e T_a ponderados pelo seu respectivo coeficiente de transferência de calor, representando a forma como as pessoas sentem o nível térmico do ambiente como uma única temperatura.

O fluxo radiante eficaz é relacionado com \bar{T}_r , T_a e T_o da seguinte forma:

$$ERF = h_r \cdot (\bar{T}_r - T_a) \quad (10)$$

$$ERF = h \cdot (T_o - T_a) \quad (11)$$

Mais relações entre estes termos incluem:

$$\bar{T}_r = T_a + ERF/h_r \quad (12)$$

$$T_o = T_a + ERF/h \quad (13)$$

$$\bar{T}_r = T_a + \left(h/h_r\right) \cdot (T_o - T_a) \quad (14)$$

$$T_o = T_a + \left(h_r/h\right) \cdot (\bar{T}_r - T_a) \quad (15)$$

Nas equações de (7) a (14), o ambiente radiante é tratado como um corpo negro a uma temperatura \bar{T}_r . O efeito da emissividade da fonte (emitindo radiação a uma certa temperatura, K) e da absorvidade da pele e superfície do vestuário é refletido nos valores efetivos de \bar{T}_r ou ERF e não em h_r .

O coeficiente de transmissão de calor por radiação é dado por:

$$h_r = 4 \cdot \sigma \cdot f_{eff} \cdot T_a \cdot \left[\frac{(\bar{T}_r - T_a)}{2} + 273 \right]^3 \quad (16)$$

Onde:

f_{eff} é a razão entre a superfície radiante da pessoa e a sua área total de Dubois = 0,71;

σ é a constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$.

O coeficiente de transmissão de calor por convecção para um ocupante depende da velocidade relativa entre o ocupante e o ar envolvente assim como da atividade do ocupante ou seja:

- Se o ocupante estiver a andar em ar estático:

$$h_c = 8,6 \cdot v_{oc}^{0,53} \quad \text{com} \quad 0,5 < V < 2 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (17)$$

Em que V é a velocidade de andamento do ocupante.

- Caso o ocupante esteja parado em relação ao ar em movimento:

$$h_c = 8,3 \cdot V_a^{0,6} \quad \text{com} \quad 0,2 < V_a < 4 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (18)$$

$$h_c = 3,1 \quad \text{com} \quad 0 < V_a < 0,23 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (19)$$

Em que V_a é a velocidade do ar.

Quando $\bar{T}_r > T_a$, ERF adiciona calor ao corpo. Caso $\bar{T}_r < T_a$, o corpo perde calor por radiação. O ERF é independente da temperatura superficial do ocupante e pode ser medido diretamente por um termómetro de globo.

2.2.3. Critérios de projeto para um aquecimento radiante aceitável

Um PRH transmite calor para o ambiente basicamente por radiação e por convecção, maioritariamente por radiação. Segundo a ASHRAE [11], a fração que conduz ao maior conforto é o calor ser transmitido 60% por radiação e 40% por convecção.

Conforme [13], a transmissão de calor é afetada pela temperatura do ar ambiente, pela radiação térmica, movimento do ar, humidade do ar e vestuário. A sensação térmica, segundo a ISO 7730, pode ser descrita como sendo insuportavelmente quente, quente, ligeiramente quente, neutra, ligeiramente fria, fria e insuportavelmente fria. Um ambiente aceitável é definido como sendo um ambiente em que pelo menos 80% dos ocupantes possui uma sensação

térmica entre ligeiramente fria e ligeiramente quente. Atinge-se máximo conforto quando a sensação térmica é neutra ou seja o corpo regula a sua temperatura com o mínimo de dificuldade.

A relação entre o isolamento proporcionado pelo vestuário e a temperatura operativa para conforto é linear como se pode ver na Fig. 5.

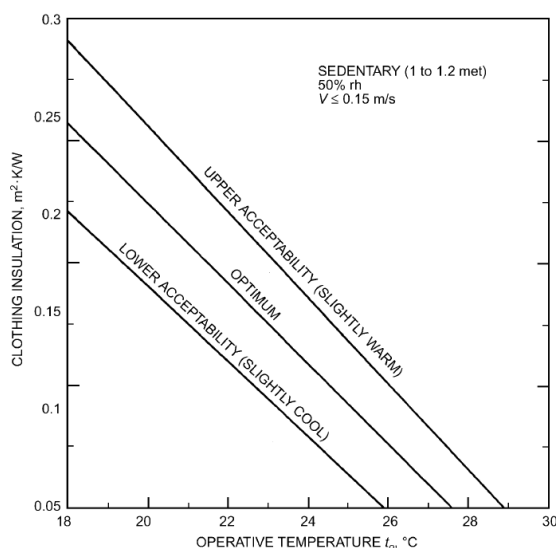


Fig. 5 - Faixa de aceitabilidade térmica para pessoas sedentárias com roupas de diferente isolamento a várias temperaturas operativas [11].

Para saber o efeito, tanto da atividade como do vestuário na temperatura operativa para conforto pode consultar-se a Fig. 6 onde se mostra a temperatura operativa ótima que garante o conforto nos diferentes níveis de atividade para três tipos de vestuário com uma velocidade do ar de 0,15 m·s⁻¹.

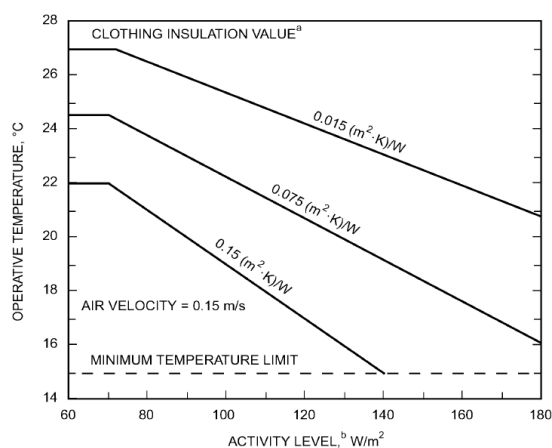


Fig. 6 - Temperaturas operativas óptimas para pessoas activas em ambientes com ar a uma velocidade baixa [11].

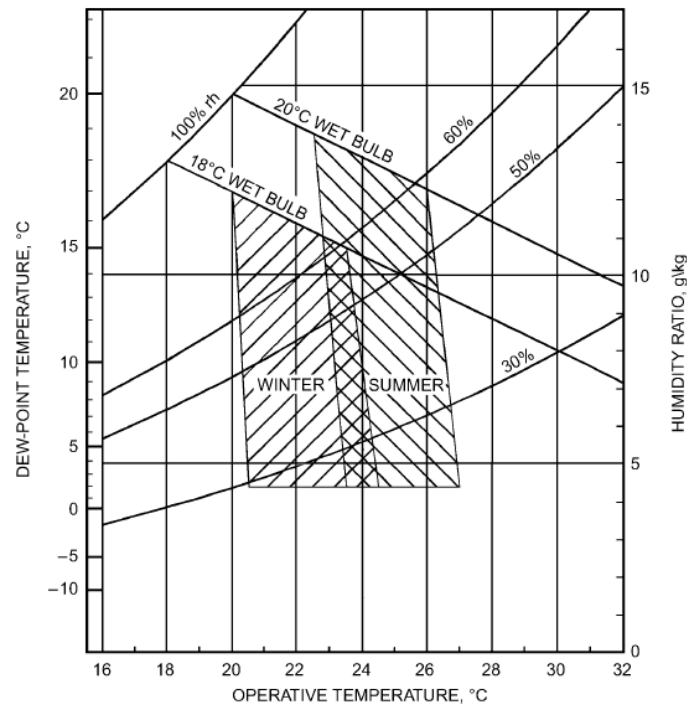


Fig. 7- Efeito da humidade do ar no conforto térmico para uma pessoa sedentária usando vestuário comum [11].

Na Fig. 7 pode observar-se que uma temperatura operativa a uma humidade relativa de 50% é percebida como ligeiramente mais quente à medida que a humidade aumenta ou ligeiramente mais fria à medida que a humidade diminui. Percebe-se ainda desta figura que alterações na humidade do ar têm um impacto maior no desconforto pela percepção do ambiente como estando quente e um efeito menor na percepção do ambiente como estando frio.

2.2.4. Determinação das especificações para uma instalação de aquecimento radiante projetado para ocupação humana

Existe um conjunto de passos para determinar as especificações necessárias a um sistema de aquecimento radiante projetado para proporcionar conforto térmico [11].

Em primeiro lugar, deve saber-se qual o nível de atividade do ocupante no lugar (metabolismo), o seu vestuário e a velocidade relativa do ar. Sabendo o seu nível de atividade, através da Fig. 6 é possível determinar a temperatura operativa T_o ótima para conforto. Sabendo a temperatura do ar, T_a , e a temperatura operativa, T_o , consegue calcular-se a temperatura média radiante \bar{T}_r e o ERF necessário usando as equações anteriormente enunciadas.

2.3. Conforto térmico em edifícios

Conforto térmico define-se como “a condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico envolvente” [11]. Seguindo esta definição, o conforto é baseado por processos cognitivos que são influenciados por processos físicos, fisiológicos, psicológicos e outros. A mente consciente aparenta julgar entre conforto e desconforto conforme a temperatura direta e sensação de humidade da pele, temperaturas no interior do corpo e também pelo esforço que é necessário para conseguir regular a temperatura do corpo. Segundo Berglund [14], o conforto ocorre quando as temperaturas do corpo são mantidas dentro de faixas estreitas, quando a humidade da pele é baixa e o esforço fisiológico necessário para regular a temperatura é minimizado.

O conforto pode depender de comportamentos que são iniciados consciente ou inconscientemente baseados em sensações térmicas e de humidade para o aumentar. Exemplos são alteração do vestuário, da atividade, mudanças de posição ou localização, alteração da temperatura de ajuste do termostato que controla o sistema de aquecimento/arrefecimento, abrir/fechar janelas, entre outros.

2.3.1. Regulação da temperatura no corpo humano

O corpo humano está constantemente a regular a sua temperatura para se ajustar à temperatura normal (36,1 °C - 37,2 °C) [15]. O órgão que controla a temperatura é o hipotálamo, localizado no cérebro. Perdas de calor insuficientes levam a sobreaquecimento (hipertermia) e perdas de calor excessivas resultam num arrefecimento brusco (hipotermia). Temperaturas da pele superiores a 45°C ou menores que 18°C causam dor [16]. Para haver conforto em atividades sedentárias, a temperatura da pele deve situar-se entre 33 °C a 34 °C e diminuir com o aumento da atividade [17]. Daqui conclui-se que uma regulação cuidadosa da temperatura do corpo é essencial para o conforto e saúde.

Segundo a ASHRAE [11] um adulto em repouso produz cerca de 100 W de calor que é maioritariamente transferido para o ambiente através da pele, daí ser conveniente caracterizar a atividade metabólica em termos de produção de calor por unidade de área da pele. Para um adulto em repouso esse valor é tipicamente de 58 W·m⁻² que corresponde a 1 Met, sendo esta a unidade de taxa metabólica.

2.3.2. Interação térmica entre o corpo humano e o ambiente

O calor que o corpo produz, segundo a ASHRAE [13] pode ser entendido como a taxa metabólica requerida para a atividade de um indivíduo, M . Para além de calor, o corpo pode produzir trabalho externo (músculos), W . A produção de calor resultante, $M - W$, pode ser armazenado (S) causando um aumento de temperatura ou transferido para o ambiente através da superfície da pele (q_{sk}) ou por respiração (q_{res}). O balanço de energia, considerando todos os fatores é dado por:

$$M - W = q_{sk} + q_{res} + S = (P + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) + S_{sk} + S_{cr} \quad (20)$$

Onde:

- M é a taxa de produção de calor metabólico, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$];
- W é a taxa de trabalho mecânico realizado, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$];
- q_{sk} é a taxa total de calor perdido pela pele, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$];
- q_{res} é a taxa total de calor perdido por respiração, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$];
- S é a taxa de armazenamento de calor, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$];
- P é a perda de calor sensível pela pele, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$];
- E_{sk} é a taxa de perda de calor por evaporação na pele, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$];
- C_{res} é a taxa de perda de calor convectiva da respiração, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$];
- E_{res} é a taxa de perda de calor evaporativa da respiração, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$];
- S_{sk} é a taxa de armazenamento de calor na pele, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$];
- S_{cr} é a taxa de armazenamento de calor interno, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$].

Como se mostra nesta equação, são vários os fatores que determinam as transferências de calor que podem ser, tanto do corpo para o ambiente como do ambiente para o corpo. A dissipação de calor do corpo para o ambiente à sua volta ocorre por diversos modos de transferência de calor: perda de calor sensível da pele (P); perda de calor latente pela evaporação de suor E_{rsw} e pela evaporação da humidade difundida através da pele E_{diff} , sendo a perda total por evaporação na pele: $E_{sk} = E_{rsw} + E_{diff}$; perda de calor sensível durante a respiração C_{res} ; e perda de calor latente devido à evaporação de humidade durante a respiração (E_{res}).

2.3.3. Condições para conforto térmico

Para além dos fatores ambientais e pessoais que afetam o conforto abordados anteriormente, outros fatores podem ter algum efeito. Esses fatores secundários incluem a não uniformidade do ambiente, estímulo visual, idade e temperatura exterior. Estudos feitos por Rohles [19] e Nevins [19] revelaram correlações entre nível de conforto, temperatura, humidade, sexo e tempo de exposição.

Muitas dessas correlações podem observar-se na Tabela 1 onde pode prever-se qual o nível de sensação térmica, Y , numa mulher, num homem ou em ambos, expostos durante uma, duas ou três horas a uma certa temperatura de bolbo seco ($^{\circ}\text{C}$) e a uma determinada pressão de vapor de água no ar (kPa).

Tabela 1. Equações de predição de sensação térmica Y em homens, mulheres e em ambos combinados [13].

Exposure Period, h	Subjects	Regression Equations ^{a, b}
		$t = \text{dry-bulb temperature, } ^\circ\text{C}$ $p = \text{vapor pressure, kPa}$
1.0	Men	$Y = 0.122t + 1.61p - 9.584$
	Women	$Y = 0.151t + 1.71p - 12.080$
	Both	$Y = 0.136t + 1.71p - 10.880$
2.0	Men	$Y = 0.123t + 1.86p - 9.953$
	Women	$Y = 0.157t + 1.45p - 12.725$
	Both	$Y = 0.140t + 1.65p - 11.339$
3.0	Men	$Y = 0.118t + 2.02p - 9.718$
	Women	$Y = 0.153t + 1.76p - 13.511$
	Both	$Y = 0.135t + 1.92p - 11.122$

Esta escala de sensação térmica é denominada de “escala de sensação térmica ASHRAE” que é idêntica à escala usada pela ISO 7730 apresentada na Fig. 8.



Fig. 8 - Escala de 7 pontos da sensação térmica [20].

Em geral, é necessária uma mudança de aproximadamente $3\text{ }^\circ\text{C}$ na temperatura operativa ou alterar cerca de 3 kPa a pressão de vapor de água para mudar em uma unidade, o voto de sensação térmica.

Devido à população usar diferentes níveis de vestuário conforme a situação e segundo a estação do ano, as normas da ASHRAE 55-2004 [18] definem zonas de conforto para $0,5$ e $1,0\text{ Clo}$ (ver Fig. 9), sendo esta a unidade de resistência térmica do vestuário ($1\text{ Clo} = 0,155\text{ m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$).

Para referência, um fato completo tem aproximadamente 1 Clo de isolamento, já uma camisola de manga curta e calças possui apenas $0,5\text{ Clo}$.

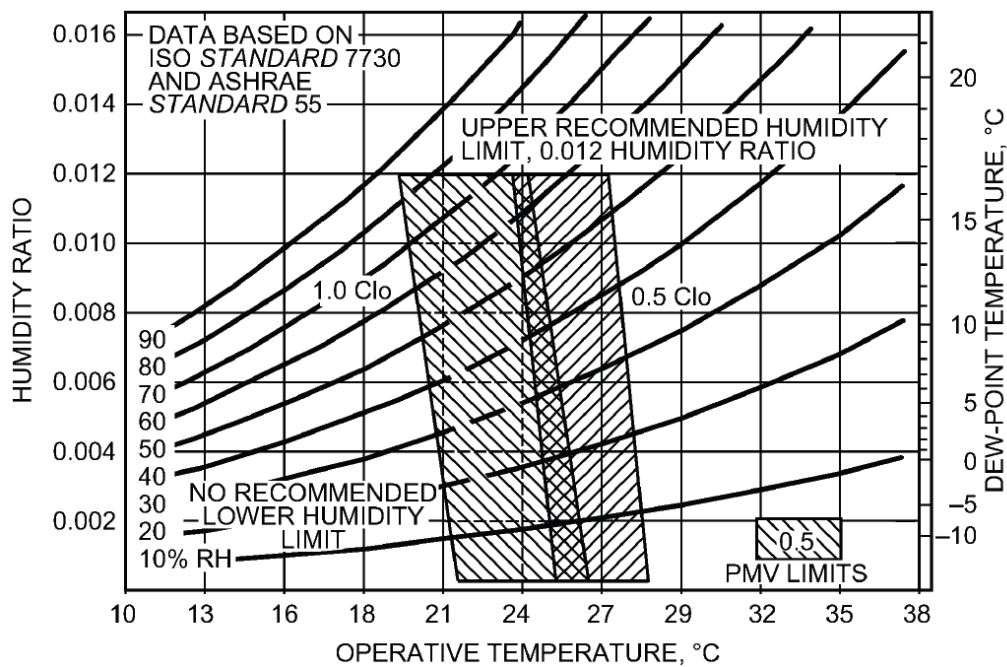


Fig. 9 - Zonas de conforto de Verão e de Inverno da ASHRAE [13]. [Gama de temperaturas operativas e humidade aceitáveis com velocidade do ar igual ou inferior a $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ para ocupantes com vestuário para isolamento entre 0,5-1 Clo, exercendo actividade sedentária ($M \leq 1,1 \text{ Met}$)].

É necessário ter em conta que as fronteiras das zonas de conforto (pouco frio/calor), observáveis na Fig. 9, são afetadas pela humidade.

No meio de uma zona, uma pessoa comum usando o vestuário prescrito terá uma sensação térmica perto do neutro. Junto à fronteira da zona pouco quente o ocupante irá sentir cerca de +0,5 na escala de sensação térmica da ASHRAE. Próximo do limite da zona pouco fria o ocupante irá sentir cerca de -0,5 na mesma escala térmica.

Em geral, para casos em que a gama de vestuário se situe noutros valores, as temperaturas podem ser diminuídas de $-0,6 \text{ }^\circ\text{C}$ por cada aumento de 0,1 Clo ou por outro lado aumentadas em $+0,6 \text{ }^\circ\text{C}$ por cada redução de 0,1 Clo no vestuário.

Já para casos em que a atividade dos ocupantes seja superior a 1,2 Met, as temperaturas das fronteiras das zonas de conforto devem decrescer em cerca de $1,4 \text{ }^\circ\text{C}$ por cada aumento de 1 Met além dos 1,2 Met.

Quanto à humidade, Liviana [21] chega à conclusão que o desconforto, por exemplo, nos olhos aumenta com o tempo em ambientes de humidade baixa (com temperaturas de ponto de orvalho inferiores a $2 \text{ }^\circ\text{C}$), daí a norma 55 da ASHRAE [18] recomendar que o ponto de orvalho em espaços ocupados não deva ser inferior a $2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Por outro lado, humidade elevada no ambiente leva a humidade excessiva na pele, provocando desconforto, desconforto este que é independente da sensação térmica e tem mais a ver com a própria sensação de humidade, que aumenta o atrito entre a pele e o vestuário [22].

Para prevenir desconforto por sobreaquecimento, Nevins [23] recomenda que, do lado “pouco quente” da zona de conforto, a humidade relativa não exceda os 60%. Quanto à humidade absoluta, a norma 55 da ASHRAE especifica um limite máximo de $0,012 \text{ kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$ à pressão normal atmosférica ao que corresponde uma temperatura de ponto de orvalho de $16,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

2.3.4. Previsão de conforto térmico

Existem vários meios de prever o conforto e as sensações térmicas. O meio mais simples recorre à Fig. 9 e à Tabela 1 e caso necessário ajusta para níveis de vestuário e atividade que sejam diferentes dos apresentados na figura. No entanto existe um método numérico que possibilita predições mais rigorosas usando o modelo dos índices *Predicted Mean Vote* (PMV) - *Predicted Percentage of Dissatisfied* (PPD) [13]. O PMV, i.e., o voto médio previsto, representa uma escala quantitativa da sensação de calor e de frio. O PPD, ou seja, a percentagem de pessoas desconfortáveis termicamente obtém-se por correlação a partir do PMV.

Fanger [24] relacionou dados sobre conforto térmico com variáveis fisiológicas. A um dado nível de atividade metabólica M e quando o corpo não está longe da neutralidade térmica significa que a temperatura média da pele T_{sk} e a taxa de suor E_{rsw} são os únicos parâmetros fisiológicos que influenciam o balanço térmico. No entanto, o balanço térmico não garante a existência de conforto térmico, sendo que apenas uma gama restrita de condições ambientais dentro de todas as condições que satisfazem o balanço promovem o conforto térmico.

Equações de regressão linear foram criadas a partir de dados de Rohles e Nevins [25], que indicam valores de T_{sk} e E_{rsw} que promovem o conforto térmico.

$$T_{sk,req} = 35,7 - 0,027 \cdot (M - W) \quad (21)$$

$$E_{rsw,req} = 0,42 \cdot (M - W - 58,15) \quad (22)$$

A níveis elevados de atividade, as perdas de calor por transpiração aumentam e a temperatura média da pele diminui, o que vai aumentar as perdas de calor do corpo para o ambiente. Estas duas relações empíricas fazem a ligação entre as equações fisiológicas e de transmissão de calor com as perceções de conforto térmico.

De modo a prever o valor médio dos votos de um grupo vasto de pessoas na escala de sete pontos da sensação térmica, tendo como base o balanço de energia do corpo humano, Fanger propôs em 1970 o índice PMV que é utilizado por uma das normas de conforto térmico mais aceite mundialmente, a ISO 7730 [20].

Segundo esta norma, os parâmetros mais importantes do conforto térmico subdividem-se em duas classes:

- Parâmetros individuais: Atividade e vestuário;
- Parâmetros ambientais: Temperatura do ar, humidade do ar, velocidade do ar e temperatura média radiante.

2.3.4.1. Parâmetros individuais

- Metabolismo - O metabolismo corresponde à taxa de utilização de energia pelo corpo. O metabolismo pode ser basal ou de atividade. O metabolismo basal corresponde à taxa de utilização de energia verificada durante o repouso absoluto, mas em vigília. O metabolismo de atividade está relacionado com o esforço físico, podendo ser 20 vezes superior ao metabolismo basal em atletas bem treinados. Para a mesma atividade, verificou-se que o metabolismo varia principalmente com a área corporal, pelo que é geralmente definido nas unidades $W \cdot m^{-2}$, com $1 \text{ Met} = 58,15 \text{ W} \cdot m^{-2}$ e com o valor de $1,8 \text{ m}^2$ usado como referência para a área corporal de um adulto.

Na Tabela 2 apresentam-se valores de metabolismo aproximado (total, parte basal mais a de atividade) para diversas atividades em W/pessoa (adulto), em $W \cdot m^{-2}$ e na unidade do metabolismo, Met.

Tabela 2. Valores de metabolismo para várias actividades [18].

TIPO DE ACTIVIDADE	Metabolismo (W/pessoa)	Metabolismo (Met)	Metabolismo ($W \cdot m^{-2}$)
Repouso			
<i>Dormir</i>	72	0,7	40
<i>Sentado quieto</i>	108	1,0	60
Caminhada			
<i>0,9 m·s⁻¹</i>	396	2,0	115
<i>1,8 m·s⁻¹</i>	167	3,8	220
Atividades de escritório			
<i>Sentado (ler/escrever)</i>	108	1,0	60
<i>Teclar</i>	117	1,1	65
<i>Levantar objetos</i>	216	2,1	120
Condução			
<i>Automóvel</i>	207	1,5	60
<i>Veículo pesado</i>	333	3,2	185
Atividades de lazer			
<i>Dançar</i>	252-459	2,4-4,4	140-255
<i>Deslocar sacos (50kg)</i>	333	4,0	235
Outras Atividades			
<i>Cozinhar</i>	396	2,0	115
<i>Jogar Ténis</i>	333	4,0	235

- Trabalho - Corresponde a dissipações por atrito, que ocorrem por exemplo quando as pessoas estão sentadas ou mesmo em andamento. A sua quantificação corresponde à variação da energia cinética e potencial que vai depender da velocidade do ocupante, da sua massa e da altura a que se encontra (que varia por exemplo na subida e descida de escadas). Como o seu valor é reduzido, na maioria dos casos nas avaliações de conforto considera-se como sendo nulo.
- Vestuário - O vestuário é caracterizado através da sua resistência térmica, I_{cl} , nas unidades $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$. À semelhança do metabolismo, o vestuário apresenta uma unidade própria, o Clo, que corresponde à resistência térmica de $0,155 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$. A Tabela 3 apresenta os valores de resistência térmica, I_{cl} para vários tipos de vestuário.

Tabela 3. Resistência térmica de diferentes tipos de vestuário [18].

VESTUÁRIO	Resistência térmica, I_{cl} (Clo)	Resistência térmica, I_{cl} ($m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$)
Nu	0	0
Calções	0,1	0,016
Vestuário tropical	0,3	0,047
Vestuário leve de verão	0,5	0,078
Vestuário de trabalho	0,7	0,124
Vestuário de inverno para ambiente interior	1,0	0,155
Fato completo	1,5	0,233

2.3.4.2. Parâmetros ambientais

- Temperatura do ar - este parâmetro corresponde à temperatura seca do ar que pode ser medido recorrendo a sondas de temperatura que podem ser termómetros, (bimetálicos, de mercúrio), termístores, termopares, pirómetros [26].
- Humidade do ar - a humidade relativa do ar (ϕ [%]) é um parâmetro essencial no cálculo da pressão parcial do vapor de água no ar, p_{wv} , que é possível de ser calculada sabendo a pressão de água saturada que pode ser calculada sabendo a temperatura de bolbo seco do ar.

A pressão de vapor saturado, p_{ws} , pode ser calculada usando tabelas termodinâmicas ou recorrendo a cálculo numérico [27]:

$$\ln(p_{ws}) = \frac{Z_1}{T} + Z_2 + Z_3 \cdot T + Z_4 \cdot T^2 + Z_5 \cdot T^3 + Z_6 \cdot \ln(T) \quad (23)$$

Onde:

$$Z_1 = -5,8002206 \times 10^3$$

$$Z_4 = 4,1764768 \times 10^{-5}$$

$$Z_2 = 1,3914993 \times 10^0$$

$$Z_5 = -1,4452093 \times 10^{-8}$$

$$Z_3 = -4,8640239 \times 10^{-2}$$

$$Z_6 = 6,5459673 \times 10^0$$

Em que T é a temperatura absoluta de bolbo seco do ar (K).

Sabendo p_{ws} pode calcular-se então p_{wv} através da equação 24:

$$p_{wv} = \phi \cdot p_{ws}(T) \quad (24)$$

- Velocidade do ar - este parâmetro mede-se diretamente recorrendo a uma sonda de velocidade do ar ou recorrendo a dados experimentais para situações específicas.
- Temperatura média radiante - Corresponde à temperatura média das superfícies opacas visíveis que participam no balanço radiativo com a superfície exterior do vestuário. Este termo é particularmente difícil de definir com exatidão quer pela dificuldade em corretamente avaliar os fatores de forma, quer pela influência da componente refletiva [28].

2.3.4.3. Índice PMV

O índice PMV (*Predicted Mean Vote*) prediz o valor médio dos votos térmicos de um grupo grande de pessoas expostas ao mesmo ambiente.

A norma ISO 7730 define o método de cálculo do índice PMV usando as equações da (25) à (28).

$$PMV = [0,303 \cdot e^{-0,036 \cdot M} + 0,028] \cdot \left\{ \begin{array}{l} (M - W) - 3,05 \times 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99 \cdot (M - W) - p_{wv}] - 0,42 \cdot [(M - W) - 58,15] \\ -1,7 \times 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_{wv}) - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - T_a) \\ -3,96 \times 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4] - f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_a) \end{array} \right\} \quad (25)$$

$$T_{cl} = 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - I_{cl} \cdot \{3,96 \times 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4] + f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_a)\} \quad (26)$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0,25} & \text{para } 2,38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0,25} > 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \\ 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} & \text{para } 2,38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0,25} < 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (27)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 1,290 \cdot I_{cl} & \text{para } I_{cl} \leq 0,078m^2 \cdot K \cdot W^{-1} \\ 1,05 + 0,645 \cdot I_{cl} & \text{para } I_{cl} > 0,078m^2 \cdot K \cdot W^{-1} \end{cases} \quad (28)$$

Onde:

- I_{cl} é a resistência térmica do vestuário [$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$];
- f_{cl} é um factor de vestuário adimensional;
- \bar{T}_r é a temperatura média radiante [$^{\circ}C$];
- v_{ar} é a velocidade do ar [$m \cdot s^{-1}$];
- p_{wv} é a pressão parcial de vapor de água no ar [Pa];
- h_c é o coeficiente convectivo entre a superfície exterior do vestuário e o ar exterior [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$];
- T_{cl} é a temperatura exterior do vestuário [$^{\circ}C$].

Este índice deve ser usado apenas para valores de PMV entre -2 e +2. Os seis parâmetros principais devem situar-se nos seguintes intervalos:

M	46 $W \cdot m^{-2}$ até 232 $W \cdot m^{-2}$ (0,8 Met até 4 Met);
I_{cl}	0 $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$ até 0,310 $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$ (0 Clo até 2 Clo);
T_a	10 $^{\circ}C$ até 30 $^{\circ}C$;
p_{wv}	0 Pa até 2700 Pa;
v_{ar}	0 $m \cdot s^{-1}$ até 1 $m \cdot s^{-1}$;
\bar{T}_r	10 $^{\circ}C$ até 40 $^{\circ}C$.

O índice PMV pode ser determinado de três maneiras diferentes conforme a ISO 7730 [20]:

- Uso direto da equação 25;
- Consulta a tabelas contendo valores do PMV para diversas combinações entre o nível de atividade, a temperatura do ambiente e a velocidade do ar;

- Através da medição direta dos parâmetros de interesse com o auxílio de sensores integrados, para então utilizar a equação 25.

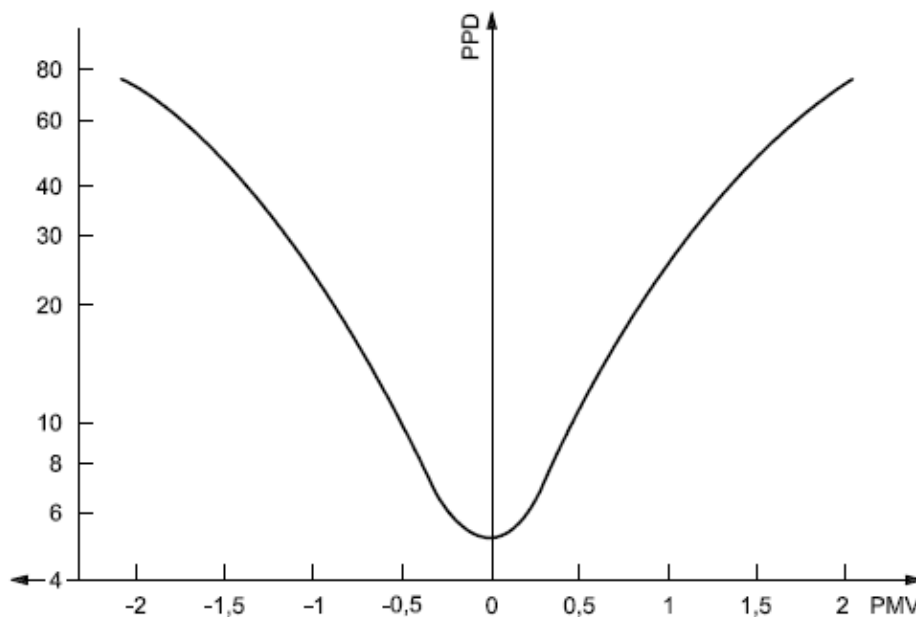
A norma ISO 7730 considera que um espaço apresenta condições de conforto térmico quando não mais do que 10% dos seus ocupantes se sintam desconfortáveis. Mas existem votos individuais que estão espalhados em torno deste valor médio, e é útil ser capaz de prever o número de pessoas suscetíveis de se sentirem desconfortavelmente quentes ou frias.

2.3.4.4. Índice PPD

O índice PPD (*Predicted Percentage of Dissatisfied, %*) estabelece uma predição quantitativa da percentagem de pessoas termicamente insatisfeitas ou seja pessoas que votaram na escala térmica de sete pontos, “muito frio”, “frio”, “quente” e “muito quente”.

Tendo sido calculado o índice PMV, é possível calcular o índice PPD usando a equação 21 ou por análise da Fig. 10.

$$PPD = 100 - 95 \times e^{-0,03353 \times PMV^4 - 0,2179 \times PMV^2} \quad (29)$$



Key
 PMV predicted mean vote
 PPD predicted percentage dissatisfied, %

Fig. 10 - PPD como uma função de PMV [20].

2.3.4.5. Correntes de ar localizadas

O desconforto devido a correntes de ar localizadas também pode ser previsto por esta norma. Visto que num sistema de piso radiante existe apenas convecção natural (velocidade do ar resultante menor que $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) e não forçada, praticamente não existem correntes de ar. Olesen [4] concluiu que se a velocidade do ar for inferior a $0,18 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ em condições de projeto, é desnecessário compensar com aquecimento por baixo da janela para garantir conforto. Caso seja necessário, o piso radiante hidráulico pode ser projetado para ter uma temperatura de superfície superior na vizinhança da janela ou parede (encurtando o espaçamento entre a tubagem ou aumentando a temperatura da água).

2.3.4.6. Diferenças verticais de temperatura

Uma diferença elevada de temperatura entre a cabeça e os tornozelos pode causar desconforto se a temperatura aumentar no sentido ascendente, ou seja dos tornozelos para a cabeça. Como no piso radiante a temperatura mantém-se quase constante com a altura, havendo apenas uma ligeira variação, como se mostra na Fig. 11 (traço verde), praticamente não existe desconforto devido a este fator.

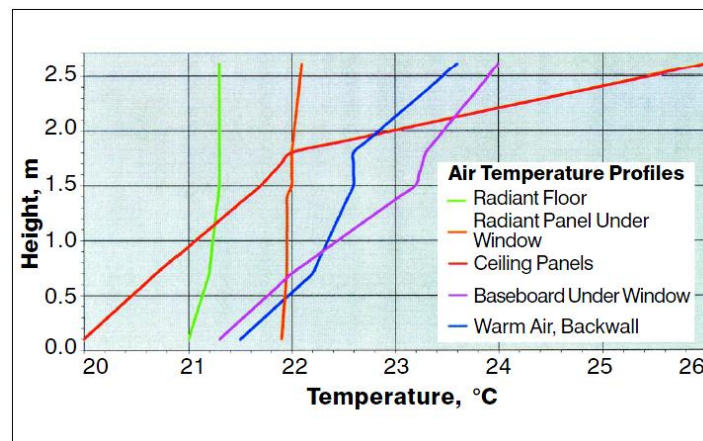


Fig. 11 - Diferença de temperaturas medida na vertical num espaço de teste para diferentes sistemas de aquecimento. O fluxo de calor usado foi $50 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ [4].

Nesta figura são mostradas medições feitas por [29] e [30] numa divisão de teste para quatro tipos de sistemas de aquecimento: aquecimento por piso radiante, painel de baixa temperatura por baixo de uma janela, radiador de rodapé por baixo da janela e radiador instalado na parede da porta de entrada. Concluiu-se nestes estudos que o aquecimento por piso radiante e pelo painel radiante por baixo da janela têm um perfil de temperatura praticamente uniforme.

2.3.4.7. Pisos quentes e frios

A ISO 7730 prevê ainda como varia a percentagem de insatisfeitos com a variação da temperatura do piso, sendo que os ocupantes podem sentir-se desconfortáveis caso o chão esteja demasiado quente ou frio nos casos em que se use calçado leve. A Fig. 12 mostra como

varia a percentagem de insatisfeitos (*Percentage of Dissatisfied* - PD) em função da temperatura do piso, com base em estudos em pessoas com atividade sedentária.

A percentagem de insatisfeitos pode ainda ser determinada recorrendo à equação 30, derivada dos dados originais usando uma análise de regressão não linear.

$$PD = 100 - 94 \cdot e^{-1,3887+0,118 \cdot T_f - 0,0025 \cdot T_f^2} \quad (30)$$

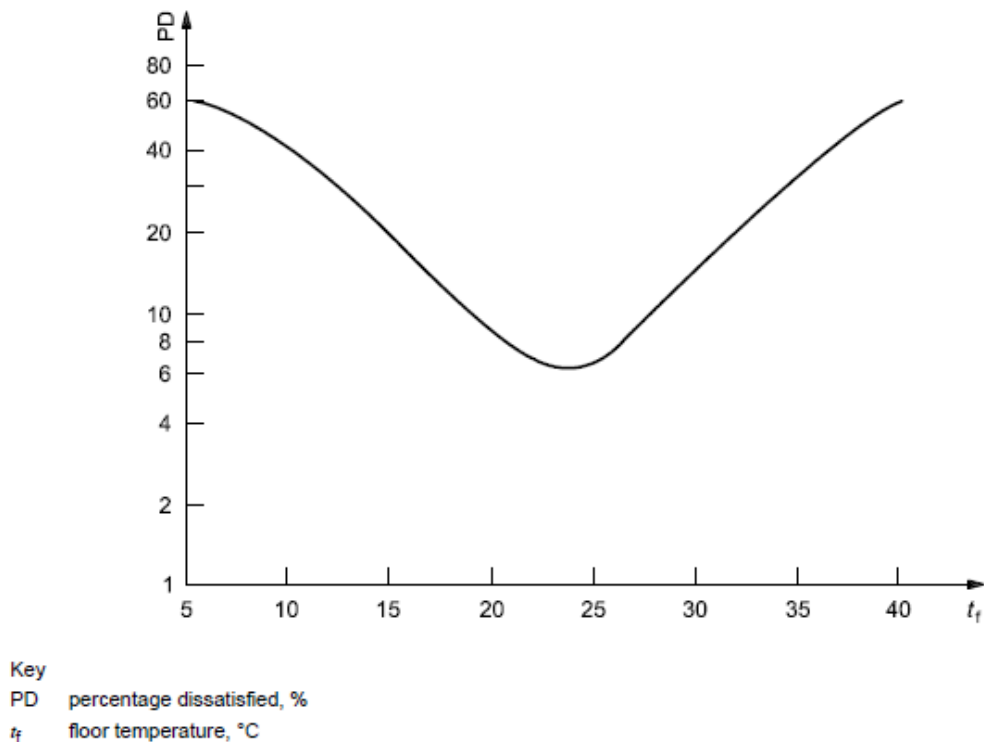


Fig. 12 - Desconforto térmico local causado por pisos demasiado frios ou muito quentes [20].

Normas internacionais [18], [20] e [31] recomendam que a gama de temperaturas de um piso radiante deve estar entre os 19 °C e os 29 °C para espaços ocupados por pessoas sedentárias ou ocupantes usando calçado leve.

2.3.4.8. Assimetria radiante

Assimetria radiante pode também causar desconforto. Quanto a este fator, as pessoas são mais sensíveis quando a assimetria radiante é causada por tetos quentes ou paredes frias (janelas). Para além dessas duas situações, a ISO 7730 prevê ainda qual a percentagem de insatisfeitos como função da assimetria de temperatura radiante causada por tetos frios e paredes quentes.

Para o caso do piso radiante, o desconforto por assimetria é mínimo já que os ocupantes estão constantemente próximos da fonte de calor (piso), tendo de ter-se em conta apenas este fator na proximidade de janelas ou outros corpos a temperaturas muito afastadas da temperatura do

piso. Em todo o caso, nessas situações o desconforto pode ser reduzido aumentando a temperatura do piso nesses locais.

2.3.4.9. Categorias de ambiente térmico

O ambiente térmico desejado para um espaço pode ser selecionado de entre as três categorias, A, B e C de acordo com a Tabela 4 da ISO 7730. Todos os critérios devem ser satisfeitos simultaneamente para cada categoria.

Tabela 4. Categorias de ambiente térmico - ISO 7730 [20].

Category	Thermal state of the body as a whole		Local discomfort			
	PPD %	PMV	DR %	PD % caused by		
				vertical air temperature difference	warm or cool floor	radiant asymmetry
A	< 6	$-0,2 < PMV < +0,2$	< 10	< 3	< 10	< 5
B	< 10	$-0,5 < PMV < +0,5$	< 20	< 5	< 10	< 5
C	< 15	$-0,7 < PMV < +0,7$	< 30	< 10	< 15	< 10

Ou seja, para ter por exemplo um espaço classificado a nível de conforto térmico como sendo de categoria A, de acordo com a ISO 7730, o índice PPD deve ser inferior a 6%, o índice PMV terá que estar situado entre -0,2 e 0,2 na escala de sensação térmica de sete pontos (que vai de -3 a +3). Por sua vez, a taxa de correntes de ar localizadas, DR deve ser inferior a 10% (o PRH por não ter convecção forçada e poder debitar mais calor junto a janelas, normalmente este requisito é satisfeito). Adicionalmente, a percentagem de insatisfeitos devido a diferenças de temperatura vertical deve ser inferior a 3% (requisito igualmente satisfeito num PRH, observável na Fig. 11). Similarmente, a percentagem de insatisfeitos devido ao chão estar muito frio ou muito quente deve ser inferior a 10% (num PHR este parâmetro é normalmente controlado, assumindo valores entre 19-29 °C). Por último, a percentagem de insatisfeitos devido à assimetria radiante deve ser inferior a 5% (fator também garantido pelo PRH devido à proximidade do ocupante à fonte de calor).

A qualidade do ar interior tem vindo a ter, cada vez mais, alguma importância [4]. Quanto maior for a temperatura média radiante, menor será a temperatura do ar necessária para haver conforto. O estudo conduzido por Fanger *et al.* [32] indica que as pessoas percebem a qualidade do ar como sendo melhor, se o ar for mantido a uma temperatura mais baixa. Por outro lado, isso permite que a humidade relativa do ar no Inverno possa ser um pouco mais elevada sem que haja condensação.

2.4. Piso radiante hidráulico

O PRH tem vindo a ganhar alguma popularidade nas últimas duas décadas tal como refere Olesen [4]. A sua aplicação aumentou cerca de 30% a 50% na Alemanha, Áustria e Dinamarca, e é o sistema usado como sistema de aquecimento em 90% das residências na Coreia. É caracterizado como sendo um sistema de aquecimento eficiente e que permite um ótimo conforto ao ocupante.

2.4.1. Estudos sobre o desempenho de PRH

Teixeira [5] estudou o desempenho térmico de PRH com diferentes acabamentos na superfície. Neste estudo, um protótipo de um sistema de PRH foi construído no qual se fez variar o tipo de acabamento. Os tipos de acabamento estudados foram: piso flutuante sintético, piso flutuante de madeira e piso cerâmico. Foram medidas as temperaturas entre as várias camadas do piso fazendo-se variar a temperatura do banho térmico de 20 °C a 45 °C com intervalos de 5 °C. Neste trabalho foi concluído que o piso cerâmico permite um maior desempenho ao PRH e que com o aumento da temperatura do banho, diminui o tempo de resposta em todos os acabamentos.

Martins [6] fez um estudo também ao desempenho térmico de um PRH com dois tipos de acabamento superficial, em cerâmica e em piso flutuante tanto em modo de aquecimento como de arrefecimento, fazendo uso de uma câmara climática com ambiente controlado. Neste trabalho foi estudado ainda o impacto destes tipos de acabamento nas condições de conforto térmico no interior da câmara. As conclusões deste estudo indicam que em modo de arrefecimento um piso com acabamento em cerâmica apresenta um melhor desempenho tanto em termos térmicos como a nível de conforto. Em relação ao modo de aquecimento, ambos os acabamentos apresentam desempenhos semelhantes, assumindo-se que o espaço está bem isolado como é o caso dos novos edifícios.

Jin *et al.* [33] desenvolveram um método de cálculo da temperatura superficial de um PRH. Estes evidenciam a importância da temperatura superficial do PRH como sendo um dos parâmetros mais importantes, já que afeta a capacidade de aquecimento/arrefecimento do sistema. Referem também que para evitar o desconforto e a condensação no piso, a temperatura da superfície deste não deve ser inferior a 19 °C, mas também não deve exceder os 29 °C, tal como referem as normas internacionais, em particular a ISO Standard 7730 [20]. As principais conclusões deste trabalho indicam que o efeito da condutividade térmica da argamassa, onde estão imersos os tubos, influencia pouco a temperatura superficial do piso quando a condutibilidade é superior a $2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. A temperatura à superfície do piso diminui com o aumento do coeficiente de transferência de calor da superfície e com o aumento do coeficiente de condução de calor da camada superior que inclui o revestimento.

Sattari e Farhanieh [34] estudaram o efeito dos parâmetros de projeto no desempenho de um sistema de PRH típico usando o método dos elementos finitos. Os parâmetros de projeto analisados foram o diâmetro, o tipo (material) e a espessura do tubo e o número de tubos e o revestimento, já que têm relevância no valor de transferência de calor. Neste estudo, os mecanismos de transferência de calor por condução, convecção e radiação são tidos em conta. Neste artigo é evidenciado o facto de num piso radiante ser necessária menor quantidade de energia para transferir o calor diretamente para as pessoas, evitando suprir as divisões do edifício com ar quente. As conclusões incluem o facto de que diferentes parâmetros de projeto

afetam diretamente o desempenho de um sistema de PRH, o que é de certa forma intuitivo. Por exemplo, o tipo (material) e diâmetro do tubo assim como o número de tubos têm um efeito mínimo no desempenho térmico do PRH, sendo que os parâmetros mais importantes são o tipo e a espessura do revestimento. Deste modo, do ponto de vista de projeto, um sistema de PRH deve incluir o mínimo de tubos requerido para fornecer um fluxo específico de água quente e ter um revestimento superficial com um material apropriado que apresente bom comportamento em termos de emissão de radiação, já que a radiação é o mecanismo dominante de transferência de calor num sistema de PRH.

Olesen [4] faz uma abordagem global aos sistemas de aquecimento por piso radiante, investigando alguns parâmetros de conforto térmico do PRH como sejam a temperatura operativa, a temperatura do piso, as diferenças verticais de temperatura, o impacto da assimetria radiante, velocidade máxima do ar interior, algumas relações entre parâmetros de projeto e aspetos de controlo a considerar e reduções em termos de energia. As principais conclusões deste estudo são de que neste tipo de sistema, a temperatura distribui-se uniformemente e varia pouco verticalmente.

Scheatzle [35] monitorizou uma habitação construída especificamente para realizar experiências em diversos tipos de sistemas de ar condicionado. Este trabalho foi realizado entre os anos 2000 a 2004. Durante este período, foram realizadas diversas melhorias no desempenho. Foi possível monitorizar os dados para a estação fria e para a estação quente, tendo em conta os critérios padrão da ASHRAE para conforto térmico. Foi demonstrado que o sistema de piso radiante pode ser combinado com outros sistemas, como por exemplo, de desumidificação, ventilação e armazenamento térmico. Scheatzle refere que para além da necessidade de se efetuar uma análise computacional, os sistemas de piso radiante devem ser analisados em ambientes mais parecidos com o uso doméstico, para se ter uma verdadeira perceção da sua atuação.

Lin *et al.* [36] desenvolveram um sistema de controlo para Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC) baseado nos índices PMV-PPD, o qual conseguia simultaneamente melhorar o conforto térmico (o índice PPD de 30% a 20%) e reduzir o consumo energético (em 17%). Outro sistema de controlo baseado no índice PMV foi desenvolvido por Freire *et al.* [37] que criou várias estratégias para algoritmos de controlo que podem ser associadas a sistemas tanto de aquecimento como de arrefecimento. O estudo inclui estratégias para otimização do conforto e minimização do consumo energético mantendo o critério de conforto térmico interior a um nível adequado.

Num estudo de um sistema de aquecimento por PRH, Friedlander [38] e Adelman [39] recomendaram que o controlo fosse baseado na temperatura exterior, aumentando assim o caudal de água quente em proporção inversa à temperatura exterior, com circulação contínua de água quente.

Cho *et al.* [40] estudaram os pisos radiantes intermitentes, que funcionam apenas durante certos intervalos de tempo ao longo do dia e ficam desligados no tempo restante. Neste modo, o fluxo de calor entregue ao piso é regulado para manter a temperatura da divisão dentro de determinados limites, tais como em controlo *on/off* ou PI (Proporcional-Integral) em que é esperada uma melhor regulação da temperatura. A estratégia de controlo intermitente pode ser traçada para utilizar efetivamente a capacidade de armazenagem térmica da laje do piso e do edifício. A principal vantagem destes sistemas reside em dispensar a utilização de termostatos, reduzindo o custo de investimento e o *hardware* de controlo associado. Nestes

sistemas de controlo intermitente, a estratégia de controlo mais comum ou convencional é a baseada na experiência de operação anterior. Resultados indicam poupanças entre 10% a 15% de energia usando a estratégia de controlo preditivo quando comparada com a estratégia de controlo convencional. A principal desvantagem destes sistemas consiste na impossibilidade de assegurar conforto térmico, já que não faz uso de termostatos ou de sensores de temperatura associados a um controlador que possa ser controlado pelo ocupante.

Cheon e Song [9] realizaram um estudo sobre as características de controlo e desempenho de válvulas termostáticas em sistemas de aquecimento por chão radiante em apartamentos. Uma nota importante realçada pelos autores é que o clima regional, as condições térmicas do edifício, o estilo de vida e a instalação de aquecimento afetam na seleção e operação de um sistema de aquecimento. São enumeradas algumas vantagens do PRH como a sua capacidade de operar transmitindo calor de uma forma discreta e eficiente sem barulhos, com custos de investimento inicial reduzidos e com pouca manutenção. Neste estudo são investigadas características de controlo e o desempenho térmico de um sistema de PRH com válvulas termostáticas automáticas em apartamentos residenciais. Foram comparados quatro métodos de controlo: (1) “nenhum método de controlo”; (2) “controlo proporcional da válvula com realimentação do valor da temperatura do ar”; (3) “controlo proporcional da válvula com realimentação do valor da temperatura da água”; e (4) “controlo *on/off* com realimentação do valor da temperatura do ar”. Quanto às conclusões, verificou-se que o uso do controlo termostático reduz sobreaquecimento e permite uma poupança em cerca de 20-25%. Os métodos (2) e (4) foram os que apresentaram menor consumo energético, sendo que o método (3) consumia mais 8% de energia no caso da água ser fornecida a 50 °C. Caso a água seja fornecida a uma temperatura mais baixa, como por exemplo a 40 °C, já compensa usar o método (3) com realimentação do valor da temperatura da água, já que permite menor consumo que os restantes. Para os casos em que a água fornecida e o caudal são elevados deve optar-se pelo método (4), já que este tem a maior capacidade de poupança energética. A energia total consumida para fornecimento de água a diferentes temperaturas para os vários métodos de controlo são descritos na Fig. 13.

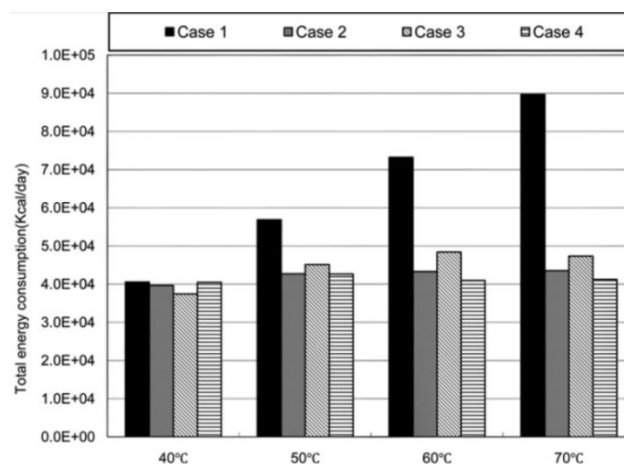


Fig. 13 - Energia total consumida por diferentes estratégias de controlo para fornecimento de água a diferentes temperaturas [9].

2.4.2. Modos de funcionamento

O PRH tem a característica de poder ser utilizado tanto para aquecimento como para arrefecimento, contudo tem melhor desempenho em modo de aquecimento [6].

O princípio de funcionamento em aquecimento consiste na impulsão da água a uma temperatura quente moderada, por circuitos de tubos ao longo do chão. Os tubos envolvem-se numa camada de argamassa que se situa sob o pavimento. Esta irá absorver a energia térmica dissipada pelos tubos e transmiti-la para o pavimento que por sua vez emite a energia para o local através de radiação e convecção natural. Os circuitos emissores partem dos coletores de alimentação e retorno onde o caudal é regulado e impulsionado em função das necessidades térmicas de cada local. A água quente é suprida por uma caldeira ou bomba de calor à temperatura desejada e atualmente é possível controlar a temperatura ambiente de cada compartimento de forma independente, bastando para isso usar um termostato por cada divisão fazendo uso de circuitos hidráulicos independentes controlados por uma electroválvula. Coletores solares podem ser associados, aumentando consideravelmente o rendimento do PRH já que este funciona a temperaturas relativamente baixas. Uma exemplificação de um esquema hidráulico/termodinâmico para um piso radiante é apresentada na Fig. 14.

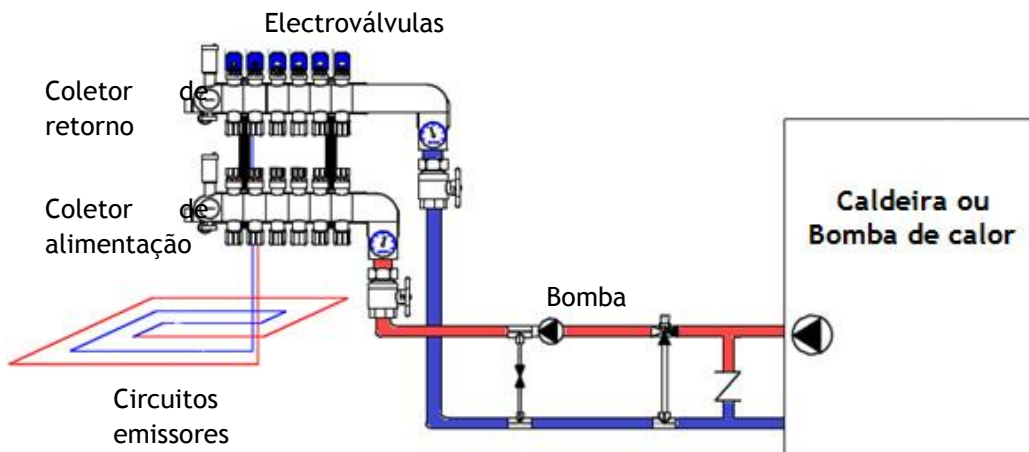


Fig. 14 - Esquema hidráulico/termodinâmico possível para um piso radiante.

Para arrefecimento, o princípio de funcionamento é semelhante à exceção de que neste caso a água circula a temperaturas mais baixas e que já não se utiliza a caldeira mas sim um sistema de refrigeração, como por exemplo uma bomba de calor (em alguns casos basta apenas permutar o calor da água com o solo, já que pela sua enorme capacidade térmica, tem uma temperatura com pouca variação ao longo do ano (por exemplo a uma profundidade de 3 m varia em média entre os 6 °C e os 11 °C) [41].

2.4.3. Tipos de piso

O efeito radiante num piso pode ser alcançado basicamente de duas formas, ou usando resistências elétricas ou tubagem. Nos casos em que se utiliza tubagem, normalmente o fluido é líquido (água) mas existem casos em que se utiliza um gás (ar).

Quanto ao piso radiante elétrico, o aquecimento é feito por efeito de Joule numa resistência normalmente embebida em argamassa que serve como meio de transmissão do calor para o revestimento do piso e por sua vez para o ambiente. A sua montagem é simples, rápida e fácil e não é necessária manutenção. Ultimamente, com o aumento do preço da eletricidade, este tipo de piso deixou de ser rentável a longo prazo. Na Fig. 15 é mostrado um esquema comum geral deste tipo de sistema.

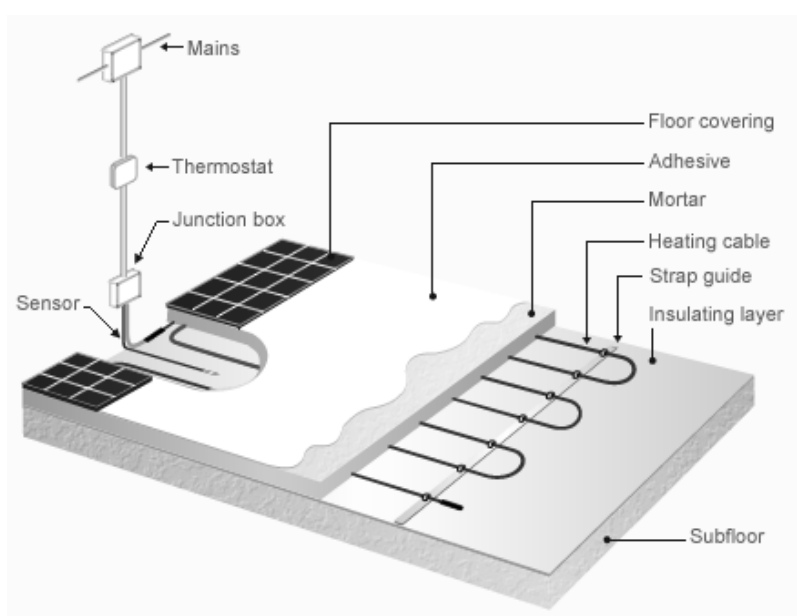


Fig. 15 - Esquema comum de um piso radiante elétrico [42].

O sistema de PRH utiliza um fluido líquido (normalmente água) de circulação, que circula através de tubos de plástico (PEX - polietileno reticulado), que são bastante flexíveis, resistentes (física e quimicamente) e em geral têm barreira anti-difusão de oxigênio. A pressão nominal na tubagem do piso para aquecimento é definida pela norma NSF/ANSI 14 e depende do tipo de piso e das temperaturas em que vai operar. Os circuitos emissores são unidos aos coletores de alimentação e retorno onde é fornecida a água quente e recebida a água fria resultante do aquecimento. O caudal é regulado a partir de electroválvulas e impulsionado em função das necessidades térmicas de cada local.

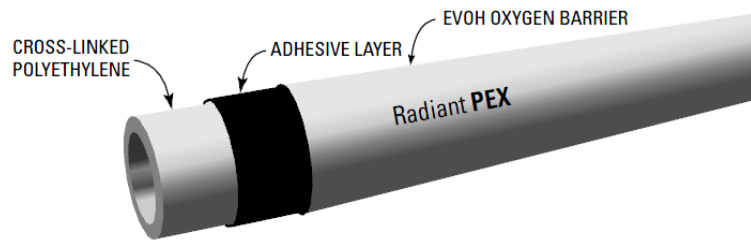


Fig. 16 - Tubo PEX [45].

Na Fig. 17 mostra-se o esquema geral de um sistema de piso radiante hidráulico. A água começa por ser aquecida num equipamento fornecedor de calor. Esta é impulsionada para o coletor de alimentação e direcionada para os diversos tubos emissores (PEX) sob o solo das divisões da casa onde libertam o calor da água. A água já fria dos vários circuitos regressa ao coletor de retorno onde normalmente é regulado o caudal recorrendo a electroválvulas. Por fim, a água é reaquecida novamente no dispositivo aquecedor (caldeira, bomba de calor, etc.).

Qualquer sistema de aquecimento hidráulico deve ser equipado com um vaso de expansão. Quando a água é aquecida num sistema de aquecimento, o líquido expande-se. Uma vez que a expansão térmica deste tipo é inevitável, o sistema deve ser expansível. A almofada de ar que é fornecida num tanque de expansão permite que a água se expanda e contraia naturalmente, sem causar danos no sistema de aquecimento ou nas pessoas na sua proximidade. Sem um tanque de expansão, um sistema de aquecimento hidráulico poderia romper ou explodir, causando graves danos tanto para bens como pessoas. Na Fig. 17 observa-se ainda o sistema de controlo que vai gerir a quantidade de calor transferida para cada divisão do edifício, evitando que haja desconforto e permitindo o máximo de eficiência do sistema. O sistema de controlo, regulação e comando destes pisos vai ser o assunto central desta dissertação e abordado mais adiante.

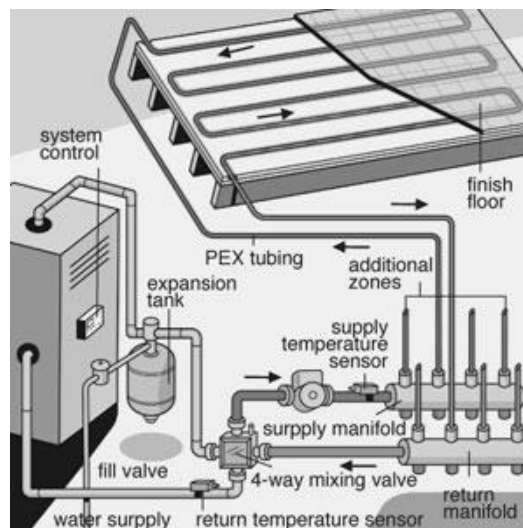


Fig. 17 - Esquema geral de um sistema de piso radiante hidráulico [43].

Os sistemas de piso radiante a ar quente podem ser usados em alternativa aos hidráulicos se existirem fontes económicas de ar quente como por exemplo gases de chaminé. Devido à elevada difusidade do ar, na prática é difícil isolar devidamente estes sistemas, e como a capacidade térmica do ar também é muito inferior à da água, apresentam um rendimento quase sempre inferior ao de um sistema hidráulico e por isso raramente é usado.

2.4.4. Tipos de Instalação

Os sistemas de PRH podem ter um tipo de instalação “molhada” ou “seca” dependendo de como o tubo está instalado. No caso de instalação “molhada”, os tubos estão embebidos na argamassa, havendo um meio contínuo em toda a envolvente do tubo (ver Fig. 18).

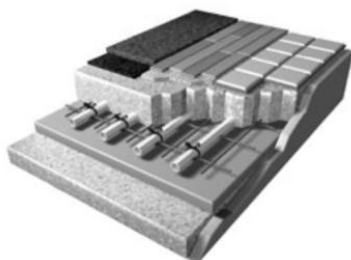


Fig. 18 - Exemplo de uma instalação "molhada" em argamassa [44].

Numa instalação “seca” o mesmo não acontece, sendo que parte da tubagem fica exposta ao ar (ver Fig. 19).



Fig. 19 - Exemplo de uma instalação "seca" sob o piso (entre as vigas de suporte) [44].

Devido a recentes inovações na tecnologia de pisos radiantes, as chamadas instalações “secas”, nas quais os cabos ou tubagens são aplicados diretamente em canais de ar sob a superfície do piso, têm vindo a ganhar popularidade, principalmente porque este tipo de instalação é mais rápido e menos dispendioso. Mas devido ao facto das tubagens ou cabos estarem instalados em espaços com ar, faz com que estas tenham que operar com temperaturas mais altas.

2.4.5. Disposição das tubagens

A distribuição dos tubos não deve ser aleatória, é necessário que a colocação do tubo seja disposta de forma a distribuir o calor de forma homogénea por toda a superfície. Junto a sumidouros (normalmente janelas) é importante aumentar o fluxo de calor e uma das formas consiste em encurtar o espaçamento entre a tubagem logo à entrada na divisão (água a maior temperatura) como se observa na Fig. 20.

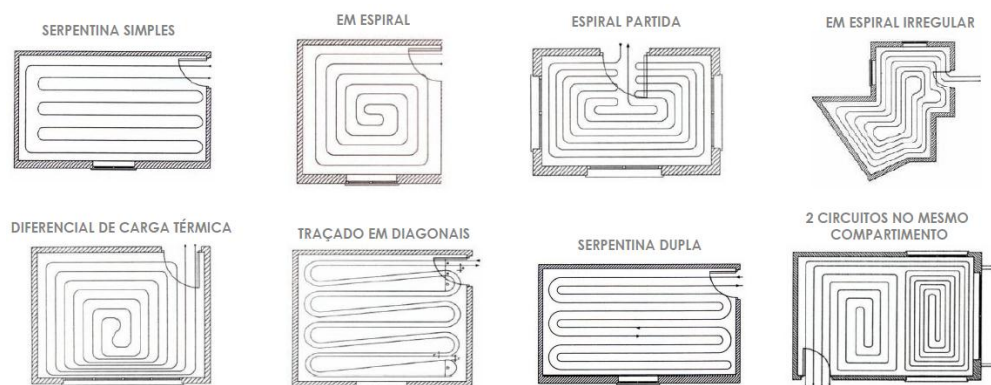


Fig. 20 - Exemplos de possíveis distribuições da tubagem [46].

2.4.6. Isolamento

Segundo Brumbaugh [45], a instalação de isolamento sob a tubagem evita a perda descendente de uma porção do calor. Numa construção não isolada, por exemplo, uma porção do calor é perdida para o chão. O chão torna-se um sumidouro de calor, se não houver isolamento adequado. Deve ser usado um isolante rígido de poliestireno extrudado (XPS) com 2 cm a 5 cm para isolar o PRH. Este componente é fundamental para o bom desempenho do PRH em pavimentos não isolados em que o coeficiente de transmissão térmica seja superior a $1,25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ [47].

2.4.7. Barreira de vapor

A colocação de painéis de isolamento XPS não evitam que haja humidade por capilaridade já que as zonas de união entre os painéis são zonas onde esta pode ocorrer. Por este facto sempre que possa haver risco de humidade através da laje, deve colocar-se nesta um filme contínuo de polietileno nos locais a aquecer.

2.4.8. Fita de isolamento de bordos

A argamassa quando aquecida aumenta de volume e por isso dilata lateralmente. Devido a este facto deve colocar-se na base de todas as paredes das áreas a aquecer, desde o pavimento base até à camada superior do pavimento, uma banda de espuma de polietileno cuja missão principal é absorver as dilatações produzidas pela argamassa.

2.4.9. Tipos de acabamento da superfície

Os parâmetros de projeto, segundo Sattari *et al.* [34], que têm um impacto maior no desempenho de um PRH são o tipo e a espessura do pavimento, sendo que este último tem um efeito mais significativo. O tipo de acabamento vai determinar a condutibilidade térmica da camada superficial que consoante a sua espessura vai determinar a resistência térmica superficial e por outro lado a capacidade do piso em armazenar calor (inércia térmica).

Quanto menor for a inércia térmica, que ocorre quando o tipo de acabamento tem uma condutividade térmica elevada (como é por exemplo o caso da cerâmica) e/ou uma pequena espessura, o tempo de resposta do piso tanto para aquecimento como para arrefecimento é menor. Quanto maior for a inércia térmica, que ocorre quando o tipo de acabamento tem uma condutividade térmica reduzida (como é por exemplo o caso da madeira) e/ou uma espessura maior, o tempo de resposta do piso tanto para aquecimento como para arrefecimento é maior.

Os ladrilhos de cerâmica são os mais utilizados para revestimento de pavimentos, o que faz com que o tempo de resposta seja menor em aquecimento por piso radiante. Em todo o caso, o sistema de aquecimento por piso radiante pode instalar-se em qualquer tipo de pavimento como sendo piso em pedra, madeira, cortiça, borracha, vinil, compósito, alcatifa, etc.

2.4.10. Método de cálculo da temperatura de superfície do piso

Jin *et al.* [33] propuseram um método para o cálculo da temperatura superficial de um sistema de PRH para aquecimento/arrefecimento. No seu método de cálculo é possível estimar a temperatura superficial do piso através de expressões matemáticas. No seu estudo, os resultados mostram que os valores da temperatura da superfície do método proposto são semelhantes aos valores experimentais e numéricos. É sabido que a temperatura do piso é um dos parâmetros mais importantes que afetam diretamente a capacidade do sistema tanto para aquecimento como para arrefecimento. Tendo em conta os fatores de conforto e condensação, a temperatura superficial do piso deve ser mantida dentro de uma certa gama de valores durante o aquecimento ou arrefecimento. Segundo normas internacionais, tal como já foi dito anteriormente, a superfície do piso deve ser mantida a uma temperatura não inferior a 19 °C no Verão e não superior a 29 °C no Inverno.

2.4.10.1. Metodologia

Existem dois tipos de construção de PRH, piso homogéneo e multicamada como se pode observar na Fig. 21. Num piso homogéneo existe apenas um tipo de material acima da tubagem. O material normalmente é betão, argamassa ou cimento gypsum. Num piso heterogéneo existe um material diferente no acabamento superficial que pode ser madeira, cerâmica, etc.

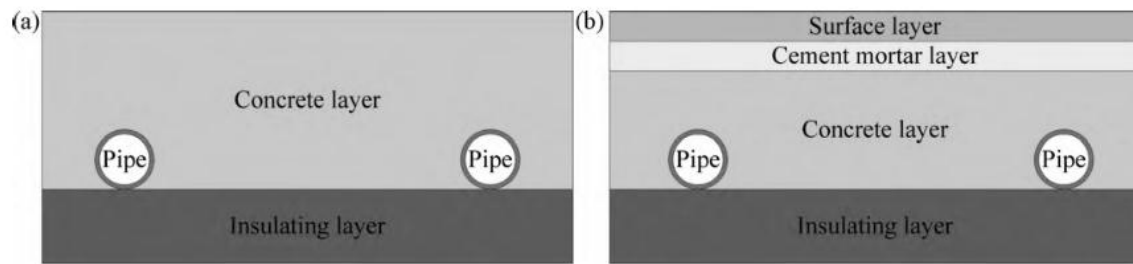


Fig. 21 - Os dois tipos de construção do piso, (a) piso homogéneo e (b) multicamada [33].

No método proposto por Jin *et al.* [33] é assumido que existem m camadas acima da camada de isolamento. A espessura de cada camada é dada por $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_m$ respetivamente. A condutividade térmica de cada camada é dada por $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_m$, respetivamente. Todas as camadas acima da camada de isolamento podem ser divididas em duas subcamadas, tal como mostrado na Fig. 22. A camada superior (*upper layer*) inclui a 1ª camada, a 2ª camada, ... e uma parte da camada m , a que exclui a tubagem. A camada inferior (*lower layer*) inclui a restante parte da camada m que inclui a tubagem. A temperatura da superfície base da camada inferior (junto à camada isoladora) é assumida como tendo uma temperatura igual à da água. As temperaturas da superfície do piso, da interface entre as camadas e da superfície base da camada inferior são assumidas como sendo uniformes como se observa na Fig. 22.

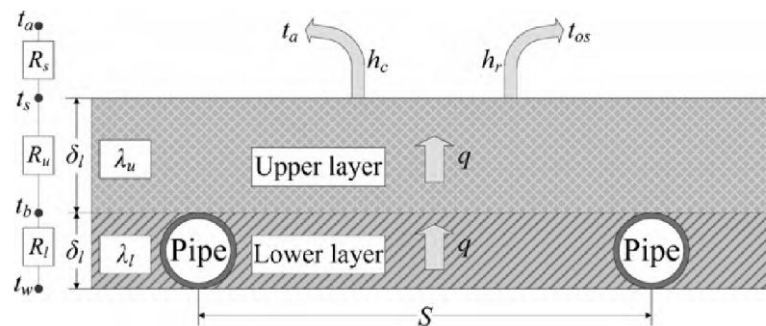


Fig. 22 - Esquema da transmissão de calor no piso radiante [33].

As equações de transmissão de calor podem ser obtidas:

$$q = h_s \cdot (T_s - T_a) \quad (31)$$

$$q = K_u \cdot (T_b - T_s) \quad (32)$$

$$q = K_l \cdot (T_w - T_b) \quad (33)$$

Onde:

h_s é o coeficiente de transferência de calor à superfície do piso, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$];

K_u é o coeficiente de condução de calor da camada superior, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$];

K_l é o coeficiente de condução de calor da camada inferior, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$];

T_s é a temperatura superficial do solo, [$^{\circ}\text{C}$];

T_a é a temperatura do ar, [$^{\circ}\text{C}$];

T_b é a temperatura de interface entre as camadas, [$^{\circ}\text{C}$];

T_w é a temperatura da água, [$^{\circ}\text{C}$].

A espessura e o coeficiente de condução de calor nas camadas superior e inferior são dados pelas seguintes equações:

$$\delta_u = \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_m - D_p \quad (34)$$

$$\delta_l = D_p \quad (35)$$

$$K_u = \frac{1}{\delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \dots + (\delta_m - D_p)/\lambda_m} \quad (36)$$

$$K_l = \frac{\lambda_l}{\delta_l} \quad (37)$$

Onde:

δ_u é a espessura da camada superior, [m];

δ_l é a espessura da camada inferior, [m];

D_p é o diâmetro da tubagem, [m];

λ_l é a condutividade térmica da camada inferior, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$].

A equação 33 pode ser reescrita do seguinte modo:

$$T_b = T_w - \frac{q}{K_l} \quad (38)$$

Substituindo a equação 38 na equação 32 fica:

$$q = \frac{K_u \cdot K_l \cdot (T_w - T_s)}{K_u + K_l} \quad (39)$$

Substituindo as equações 37 e 39 na equação 31, resulta:

$$T_s = \frac{h_s \cdot T_a \cdot (1 + (K_u \cdot D_p)/\lambda_l) + K_u \cdot T_w}{h_s \cdot (1 + (K_u \cdot D_p)/\lambda_l) + K_u} \quad (40)$$

O coeficiente de transferência de calor à superfície do piso pode ser calculado pela seguinte equação:

$$h_s = \frac{h_r \cdot (T_s - T_{os}) + h_c \cdot (T_s - T_a)}{T_s - T_a} \quad (41)$$

Onde h_r e h_c são os coeficientes de transmissão de calor radiante e convectivo, respectivamente e T_{os} a temperatura média de todas as paredes e tecto da divisão.

O coeficiente de transferência de calor por radiação pode ser calculado através da seguinte equação:

$$h_r = \frac{\sigma \cdot (T_s + T_{os}) \cdot (T_s^2 + T_{os}^2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right) + \frac{1}{X_{12}} + A_1/\sum_2^6 A_i \cdot ((1/\varepsilon_2) - 1)} \quad (42)$$

Onde A_1 é a área do piso, ε_1 a emissividade da superfície do piso e A_i a área da parede ou teto.

T_{os} é dado por:

$$T_{os} = \frac{\sum_{i=2}^6 (A_i \cdot T_i)}{\sum_{i=2}^6 (A_i)} \quad (43)$$

Segundo Olesen [4] para uma pessoa posicionada no meio de um chão de 6x6 m, o fator de forma (X_{12}) é 0,4 para ocupantes sedentários e 0,37 para ocupantes em pé.

Em modo de aquecimento, o coeficiente de transferência de calor convectivo natural pode ser calculado através da seguinte equação:

$$h_c = \frac{2,175}{D_h^{0,076}} \cdot (T_s - T_a)^{0,308} \quad (44)$$

Com,

$$D_h = \frac{4 \cdot a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} \quad (45)$$

Onde a e b são o comprimento e a largura da divisão, respetivamente.

Já em modo de arrefecimento o coeficiente de transferência de calor convectivo natural calcula-se através da seguinte equação:

$$h_c = 0,27 \cdot \frac{\lambda_a}{L} \cdot (G_r \cdot Pr)^{0,25} \quad (46)$$

Onde,

$$L = \frac{a + b}{2} \quad (47)$$

$$G_r = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_a) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (48)$$

$$\beta = \frac{1}{T_a} \quad (49)$$

Quanto ao número de Prandtl, para o ar assume o valor de 0,7 [48].

2.4.10.2. A correlação de λ_l

Como se mostra na Fig. 22, a condutividade térmica da camada inferior, λ_l é afetada pelo diâmetro da tubagem, D_p , pelo espaçamento entre a tubagem c , pela condutividade térmica da camada m , λ_m , pela condutividade térmica da tubagem, λ_p , e pela velocidade da água. É assumido que o escoamento de água na tubagem é em regime turbulento. Logo λ_l pode ser representado por:

$$\lambda_l = f(\lambda_m, \lambda_p, d) \quad (50)$$

Em que,

$$d = \frac{4 \cdot S \cdot D_p}{\pi \cdot D_p^2} \quad (51)$$

Onde d é a razão de área entre a camada inferior e a tubagem.

Neste estudo, Jin *et al.* [33] construíram um modelo numérico para o desenvolvimento de uma correlação de λ_l . De acordo com os resultados numéricos, uma correlação de λ_l foi desenvolvida pelo método de regressão:

$$\lambda_l = 8,54 \times \ln(2,0335 + \lambda_p) \cdot (1,1596 + \lambda_m) \cdot (1,3219 + d)^{-1,4264} \quad (\lambda_p < 2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1}\text{K}^{-1}) \quad (52)$$

$$\lambda_l = -0,031 + 23,8723 \cdot (0,2844 + \lambda_m) \cdot (-0,9502 + d)^{-1,5753} \quad (\lambda_p \geq 2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1}\text{K}^{-1}) \quad (53)$$

2.4.11. Vantagens e desvantagens

2.4.11.1. Vantagens

A principal vantagem de um sistema de aquecimento por PRH é permitir obter um perfil aproximadamente ótimo de temperatura como se mostra na Fig. 23. Um sistema de PRH aumenta a eficiência dos geradores de calor (caldeira e bomba de calor) já que utiliza água a baixas temperaturas no seu funcionamento. É compatível com coletores solares térmicos o que aumenta significativamente o seu rendimento [4]. Permite obter uma distribuição de temperatura uniforme em toda a região onde é instalado, evitando cantos frios [4].

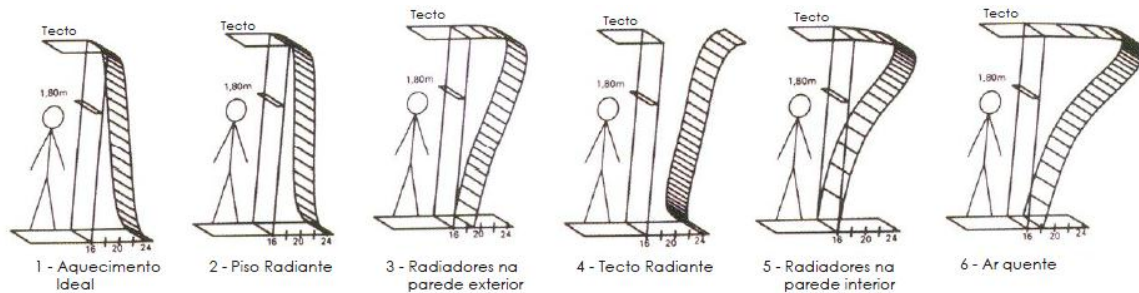


Fig. 23 - Perfis de temperatura vertical em vários sistemas de aquecimento [46].

A temperatura operativa requerida pode ser obtida a uma temperatura do ar mais baixa, fazendo com que o ar seja percebido pelo ocupante como tendo uma maior qualidade tal como refere Fanger *et al.* [32].

É um sistema versátil, que pode funcionar tanto para aquecimento como para arrefecimento. Pode ser instalado com quase todos os tipos de pavimento, permite um uso eficiente do espaço, não faz uso de condutas, o ruído que gera é muito reduzido e não produz correntes de ar. A nível de estética é um elemento neutro, já que é invisível.

Devido a conseguir manter as superfícies (piso, paredes e teto) a temperaturas mais elevadas por radiação, é menos provável que ocorra condensação ou crescimento de mofo [4].

As carpetes deixam de ser necessárias, o que elimina uma fonte de emissão de poluentes o que é bastante proveitoso para pessoas com alergias. A associação Alemã de alergias e asma fez um estudo [4] que mostra como um piso radiante reduz as condições favoráveis ao aparecimento de ácaros do pó da casa quando comparado a outros sistemas de aquecimento.

2.4.11.2. Desvantagens

As desvantagens do uso de PRH são poucas. Pode dizer-se, por exemplo, que é de difícil instalação em edifícios prontos. O PRH deve ser instalado na altura de construção do edifício, mais propriamente quando a laje esteja pronta (pavimento uniforme) e as paredes rebocadas. O tempo de resposta é mais lento que na maioria dos sistemas de aquecimento, sendo que esse tempo vai depender bastante do acabamento do piso. Por exemplo, em pisos de madeira, o tempo de resposta vai ser maior que num piso de cerâmica. Outra desvantagem é não ter capacidade de renovação do ar e o arrefecimento ser apenas sensível (este sistema não consegue alterar a humidade absoluta do ar). Para este efeito, deve ser conjugado com um outro dispositivo de tratamento de ar.

2.5. Controlo de pisos radiantes hidráulicos

No controlo de um PRH, o objetivo principal é aumentar a eficiência do sistema de aquecimento e o conforto dos ocupantes, daí ser importante que o PRH não aqueça nem mais nem menos que o necessário e que garanta conforto térmico ao ocupante. O PRH não deve aquecer demasiado para não provocar desconforto aos pés do ocupante, nem arrefecer abaixo

da temperatura de orvalho gerando condensação de água no piso ou desconforto térmico aos pés do ocupante. De modo a proporcionar conforto, o sistema deve controlar a temperatura do ar e a temperatura radiante, regulando adequadamente o caudal de água quente que circula na divisão.

2.5.1. Componentes fundamentais em controlo

Qualquer sistema de controlo, segundo Smith *et al.* [49], é composto por três componentes fundamentais, que são os elementos primários (sensor, transmissor), o controlador e os elementos de controlo final (atuador), como se pode observar no diagrama da Fig. 24. A informação é transmitida entre os diferentes elementos do sistema de controlo normalmente por sinais analógicos ou digitais.

Os elementos primários, também conhecidos como sensores/transmissores, são os instrumentos usados para medir variáveis num processo tais como temperatura, humidade, pressão, etc. Exemplos de sensores são sondas de temperatura (termistor, termopar, etc.), sondas resistivas de humidade, interruptores, potenciômetros, etc.

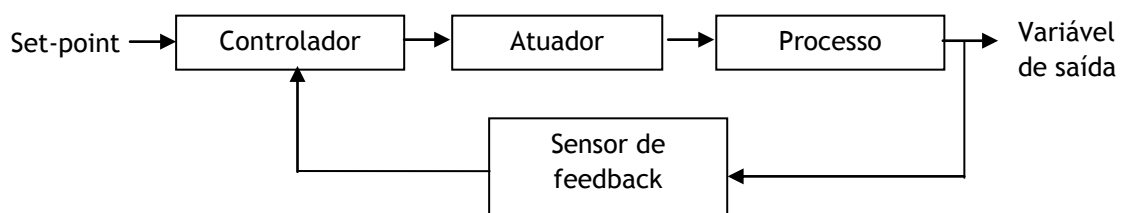


Fig. 24 - Sistema de controlo de malha fechada (*closed loop* ou *feedback control*).

Quanto aos controladores, a sua implementação física começou por ser mecânica, consistindo numa alavanca, uma mola e um peso, energizados frequentemente por ar comprimido. Mais tarde começaram a surgir controladores eletrónicos analógicos, que podem ser feitos recorrendo a amplificadores, condensadores e resistências. Hoje em dia este tipo de controladores tem vindo a ser substituído por controladores digitais implementados com microcontroladores ou com FPGA (*Field Programmable Gate Array*). Os microcontroladores têm as vantagens de terem baixo consumo e serem adaptáveis à maioria dos processos. Na indústria a maioria dos controladores são PLC (*Programmable Logic Controllers*), que têm em geral uma robustez elevada de funcionamento e uma grande flexibilidade e adaptabilidade à maioria dos processos industriais.

Os elementos de controlo final, ou atuadores, são os componentes que vão influenciar o sistema de acordo com o sinal dado pelo controlador, sinal este que foi o resultado do processamento dos dados provenientes dos elementos primários (sensores). Exemplos de atuadores são os motores DC, de indução e de passo, electroválvulas, cilindros hidráulicos ou pneumáticos, relés, etc.

Num sistema de PRH, os elementos primários são os sensores de temperatura, que podem ser colocados para medir a temperatura do ar (interior e exterior), de uma parede, do piso ou da água. Em alguns casos podem ser utilizados sensores de humidade, pressão e outros. Quanto ao

controlador, normalmente são utilizados microcontroladores equipados com interface com o utilizador (HMI - *Human Machine Interface*) a partir de reóstatos, botões, ecrã táctil, etc. O exemplo de controlador local mais comum nestes sistemas é o termostato (programável ou não), que faz a leitura da temperatura do ar e a compara com o valor de *set-point* estabelecido pelo utilizador, ativando/desativando a electroválvula responsável pelo fluxo de água na divisão onde está instalado. Relativamente aos elementos finais, as electroválvulas vão controlar individualmente o fluxo de água para cada divisão, a bomba de circulação de água vai regular o caudal global de água impulsionada para todas as divisões e a caldeira que tem de ser acionada no arranque do sistema ou desligada caso se queira desativar o PRH.

2.5.2. Classificação por fonte de energia

Os componentes de controlo podem ser classificados de acordo com a fonte de energia primária. Existem componentes pneumáticos que usam ar comprimido e usualmente a uma pressão de 100 a 140 kPa como fonte de energia, nestes sistemas o ar é em geral fornecido ao controlador que regula a pressão fornecida ao atuador.

Outro tipo de componentes bastante usados são os eléctricos que podem usar tensões baixas ou de linha. O controlador regula a energia eléctrica fornecida ao atuador. Exemplos de atuadores dentro desta categoria são os relés, motores DC, de indução, de passo, electroválvulas, etc. Existem controladores eletrónicos, que fazem o condicionamento do sinal analógico, modulação e amplificação na sua operação e controladores digitais que ao invés de fazerem uso de circuitos analógicos nas suas funções de controlo, usam lógica digital, recebendo sinais analógicos dos sensores e convertendo esses sinais em valores digitais desempenhando operações matemáticas desses valores no seu microprocessador. Para controlar os atuadores, estes controladores digitais podem usar sinais digitais ou converte-los novamente para analógicos dependendo dos atuadores.

Dentro desta última categoria podem inserir-se ainda componentes “*self-powered*”, ou seja que não precisam de uma fonte direta de energia. Eles próprios conseguem autossustentar-se com a energia local (residual), como por exemplo recorrendo a células fotovoltaicas que recolhem a energia proveniente da luz ambiente, conversores eletrodinâmicos que absorvem a energia proveniente do movimento, ou mesmo ao efeito Peltier, fazendo uso de diferenças de temperatura para carregarem os dispositivos de armazenagem de energia eléctrica, baterias, que possuem.

2.5.3. Tipos de ação de controlo

O objetivo básico de um controlador é manter a variável de saída no valor pré-determinado pelo programador, muitas vezes denominado de *set-point* ou parâmetro de entrada. Dependendo do processo a controlar, existem vários modos de controlo que permitem um bom desempenho do controlador.

A ASHRAE [50] classifica os tipos de ação de controlo conforme a ajustabilidade do atuador como sendo, controlo On-Off ou também chamado de duas posições em que o atuador tem apenas dois estados operativos (aberto/fechado) e controlo modular em que existe uma gama contínua de estados operativos (por exemplo de 0 a 100% aberto).

O controlo On-Off, é o tipo de controlo mais rudimentar e consiste em ativar ou desativar o atuador consoante o feedback do sensor da variável de saída. Devido a ser um controlo simples e económico é encontrado em imensas aplicações de controlo tanto a nível residencial como industrial.

Num controlo modular, a saída do controlador pode variar dentro de qualquer valor possível dentro da sua gama. Neste tipo de controlo existem alguns termos que são usados para a sua descrição, como por exemplo, a faixa limitadora que se traduz na excitação necessária que o sensor tem de fornecer ao controlador para mover o atuador de um extremo para o outro. Outro termo é o ponto de controlo, que consiste no valor atual da variável de controlo e varia dentro da faixa limitadora consoante seja a variação do atuador e de outras variáveis inerentes ao processo. Um outro termo a ter em conta neste tipo de controlo é o *offset* ou erro de sinal, que é a diferença entre o *set-point* e o ponto de controlo dentro de condições estáveis. Na Fig. 25 podem observar-se os vários termos num controlo modular.

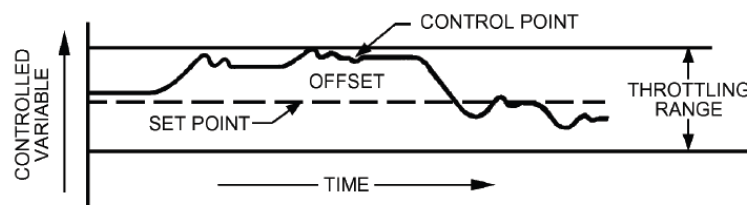


Fig. 25 - Variações da variável de controlo (actuador) num controlo proporcional [50].

Um exemplo de controlo modular é o controlo proporcional (P). Neste tipo de controlo, o dispositivo responde proporcionalmente a mudanças na variável controlada sendo o controlo descrito matematicamente por:

$$Y_{pr}(t) = G_{pr} \cdot e(t) + O \quad (54)$$

Onde:

$Y_{pr}(t)$ é a variável controlada;

G_p é o parâmetro de ganho proporcional;

$e(t)$ é o erro do sinal;

O é o parâmetro de ajuste do offset.

A saída deste controlador é proporcional à diferença entre o valor do sensor de feedback e o seu *set-point*.

Outro exemplo de controlo modular, que é um melhoramento do proporcional simples é o proporcional-integral (PI) que adiciona um outro componente à ação de controlo que elimina o típico *offset* do controlo proporcional.

Matematicamente pode ser descrito como:

$$Y_{pr}(t) = G_{pr} \cdot e(t) + G_i \cdot \int e(t) \cdot dt + O \quad (55)$$

Onde:

K_i é o parâmetro de ganho integral;

t é o tempo.

O segundo termo da equação anterior vai implicar que quanto maior for o erro, maior será a variação da resposta do controlador no sentido de atenuar o erro. Uma seleção adequada das constantes de ganho proporcional e integral aumentam a estabilidade e eliminam o *offset*, proporcionando um controlo mais rigoroso tal como se mostra na Fig. 26.

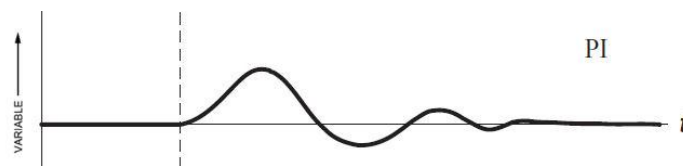


Fig. 26 - Controlo proporcional-integral (PI).

No entanto o controlo PI pode ser melhorado adicionando um termo derivativo ao controlador que varia com o valor da derivada do erro resultando num controlo proporcional-integral-derivativo (PID).

A equação matemática do controlo PID é a seguinte:

$$Y_{pr}(t) = G_{pr} \cdot e(t) + G_i \cdot \int e(t) \cdot dt + G_d \cdot \frac{de(t)}{dt} + O \quad (56)$$

Onde:

G_d é o parâmetro de ganho derivativo do controlador;

$de(t)/dt$ é a derivada temporal do erro.

Adicionar o termo derivativo permite ao controlador antecipar a ação, que resulta numa resposta mais rápida e num aumento de estabilidade. Contudo este controlador não é muito usado em sistemas AVAC devido a ser muito sensível a sinais com ruído e o ajuste dos seus parâmetros ser mais difícil que num controlador PI. Este último é o tipo de controlador mais usado nestes ambientes.

O PRH é um sistema capacitivo em que as variáveis a controlar (temperatura do ar ou do piso) não variam rapidamente com o tempo se os parâmetros de entrada não tiverem variações bruscas. Por o PRH se tratar de um sistema capacitivo o modo de controlo mais comum é o On-Off.

O controlo On-Off simples consiste em desativar o atuador caso a variável de saída seja superior ao valor de set-point e ativar o atuador caso contrário.

Na maioria dos processos é difícil manter a variável de saída sem que hajam oscilações inevitáveis. Para diminuir a frequência de funcionamento do atuador e assim aumentar o seu tempo de vida, é comum o uso de uma “*dead band*” ou seja uma zona em que não é desencadeada nenhuma ação de controlo, tal como se mostra na Fig. 27. Deste modo o controlador só desativa o atuador (electroválvula no caso do PRH) quando a variável de saída for igual ao valor do limite superior da “*dead band*” e só volta a ativá-lo quando a variável de saída igualar o valor limite inferior da mesma. Deste modo, num PRH é possível manter a divisão a uma temperatura pretendida com uma certa tolerância que vai depender do tamanho da “*dead band*” do controlador.

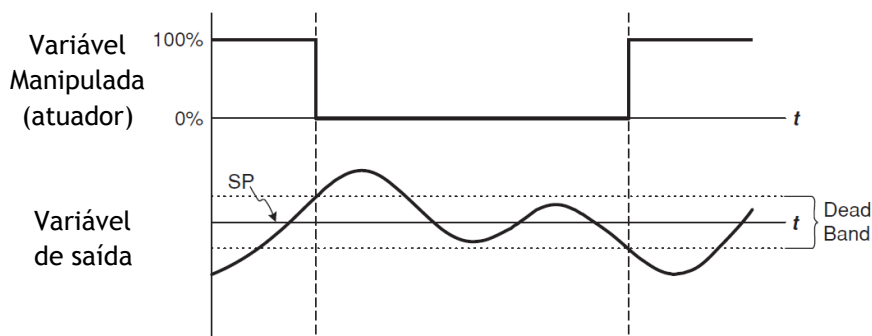


Fig. 27 - Controlo On-Off com “*Dead Band*” [51]

2.5.4. Sensores e atuadores num PRH

Num sistema de controlo de um PRH, dependendo da estratégia utilizada para fazer o controlo vão ser necessários diferentes sensores/atuadores. Considerando um sistema convencional vão existir basicamente sensores (normalmente resistivos) de temperatura. Exemplos são os de temperatura do ar (interior e exterior), da água e da parede. Um outro sensor menos comum, mas que poderá ser utilizado é o sensor (normalmente resistivo) de humidade. Este é bastante útil quando o PRH está a trabalhar em modo de arrefecimento, de modo a não gerar condensação no piso. Esses sensores de temperatura, na sua grande maioria são termístores NTC que têm elevada sensibilidade em gamas de temperaturas baixas quando comparado com outros sensores de resistência/tensão variável com a temperatura, como os RTD e os termopares. Porém, o facto dos termístores NTC serem mais sensíveis faz com que se comportem de forma não linear. A curva característica da variação da resistência com a temperatura é exponencial e a resistência diminui com o aumento da temperatura ao contrário

dos termístores PTC em que a resistência varia positivamente com a temperatura. Os PTC não são utilizados porque para temperaturas baixas (0 a 50 °C) a sua resistência praticamente não varia. Um exemplo figurativo da variação da sensibilidade de diferentes sensores de temperatura é exposto na Fig. 28.

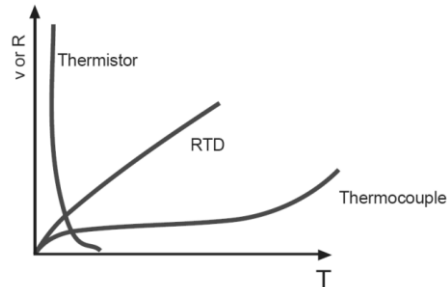


Fig. 28 - Comparação da sensibilidade entre o termístor NTC, o RTD e o termopar [52].

Quanto aos atuadores são utilizadas: as electroválvulas, que podem ser de controlo On-Off (aberta-fechada) ou proporcionais; a bomba que pode ser de velocidade única, com várias velocidades ou proporcional; e os relés (On-Off) que servem por exemplo para ligar a caldeira, bomba, etc. Uma exemplificação dos dispositivos sensores e atuadores, tipo e localização, num PRH encontra-se exposta na Fig. 29.

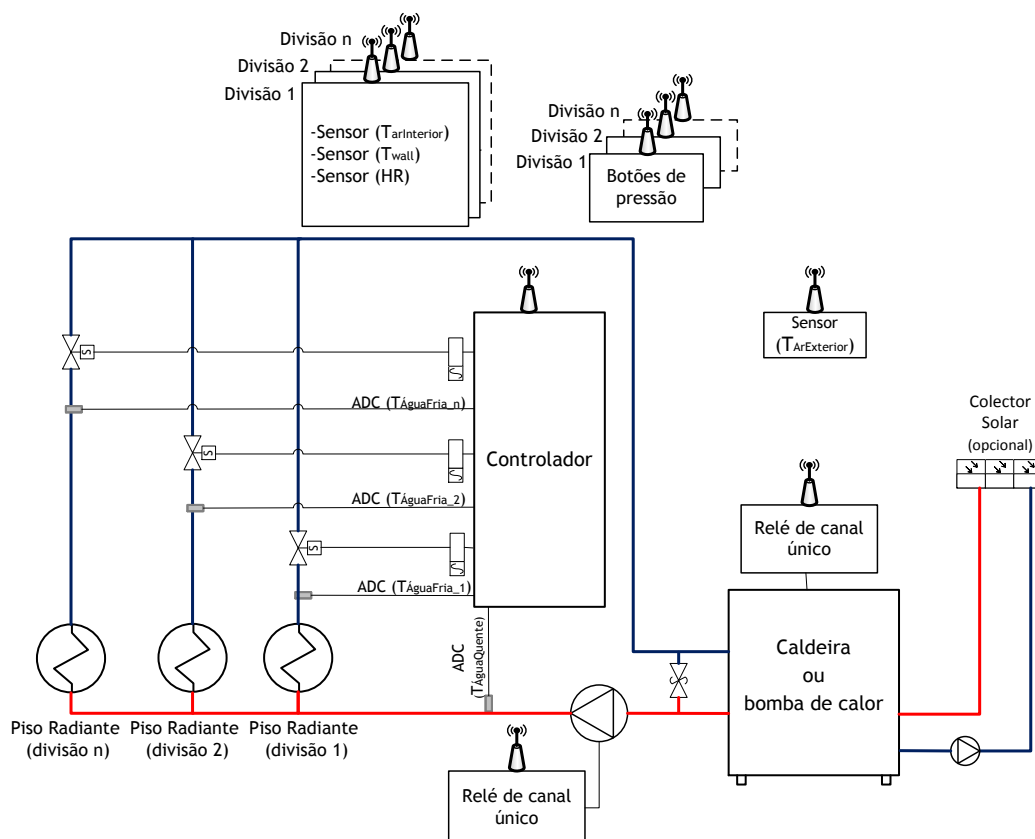


Fig. 29 - Exemplo de um sistema possível de controlo de um PRH.

2.5.5. Controladores

A ASHRAE [50] faz referência aos tipos de controladores encontrados em sistemas AVAC. Basicamente um controlador compara o sinal de um ou mais sensores com o valor de *set-point* desejado e gera sinais de saída de acordo com o algoritmo de controlo de modo a comandar os atuadores de forma adequada com o fim de controlar favoravelmente o processo. Existem vários tipos de controladores, atualmente os mais comuns são controladores digitais que aplicam as funções de controlo usando um microprocessador e um algoritmo de controlo. Outros tipos de controladores muito comuns em sistemas AVAC são os termostatos que normalmente combinam o sensor e controlador num único instrumento.

2.5.5.1. Controladores digitais

Os controladores digitais usam microprocessadores para executar programas (*software*) que são personalizados para uso em edifícios. Os controladores usam sensores para medir valores tais como a temperatura e humidade, desempenham rotinas de controlo em programas e controlam os sinais de saída para atuadores, tais como válvulas e atuadores elétricos ou pneumáticos para controlar fluxos de ar ou água, regular a temperatura, ventilação, etc.

É comum o operador poder inserir parâmetros tais como *set-points*, ganhos proporcionais e integrais, tempos mínimos On-Off e limites alto/baixo, etc. mas o algoritmo toma as decisões de controlo. Este tipo de controlador calcula os sinais de controlo digitalmente ao invés de usar circuitos analógicos ou mudanças mecânicas como acontece em controladores elétricos/eletrônicos ou pneumáticos. O uso de controlo digital em automação de edifícios é referido como sendo um controlo digital direto (DDC).

Controladores digitais podem ser usados de forma autónoma (*stand-alone*) ou podem ser integrados em sistemas de manutenção de edifícios através de comunicação em rede.

Existem bastantes vantagens no uso de controladores digitais. Por exemplo, com estes controladores é possível fazer mudanças de equipamentos sendo apenas necessário alterar o *software*, reduzindo custos e novo *hardware* para conseguir uma solução de controlo. Algumas características podem muitas vezes ser adicionadas a estes controladores ou melhoradas com baixo custo incremental.

A precisão e rigor do controlo pode ser melhorado dependendo da resolução do sensor e dos conversores analógico-digital (ADC - *Analog-to-Digital Converter*) e digital-analógico (DAC - *Digital-Analog Converter*). Ainda é possível que os controladores comuniquem uns com os outros usando redes *standard* tais como BACnet, LonTalk, PROFIBUS, Konnex, MODBUS, etc. [50].

Neste tipo de controladores é muito comum existirem rotinas de controlo pré-programadas, conhecidas como *firmware* que são na maior parte das vezes armazenadas em memória permanente tais como PROM ou EPROM. Quanto aos *set-points* e aplicações são armazenadas em memória mutável como por exemplo em EEPROM. O operador pode mudar parâmetros como *set-points*, limites, etc., mas a lógica do programa primário não pode ser alterada pelo utilizador. A linguagem de programação do controlador pode variar de uma derivação de uma linguagem *standard*, a uma linguagem própria desenvolvida pelo fabricante do controlador ou a programação gráfica, não havendo neste caso uma linguagem específica. Normalmente, na linguagem destes controladores estão incluídas rotinas pré-programadas para efeitos de

controlo proporcional (P) e proporcional-integral (PI), lógica booleana, temporizadores, etc. Rotinas de manutenção da energia podem também ser pré-programadas e podem interagir com outros circuitos de controlo onde for apropriado. Controladores digitais podem ter tanto *firmware* pré-programado como rotinas pré-programadas pelo utilizador. Essas rotinas podem automaticamente modificar os parâmetros de *firmware* de acordo com as definições dadas pelo utilizador de modo a obter a sequência de controlo projetada pelo utilizador.

Quanto ao interface com o utilizador, alguns controladores digitais (como por exemplo termostatos programáveis) são projetados para fins dedicados e são ajustados apenas por interruptores manuais e potenciômetros conectados diretamente ao controlador. Este tipo de controlador não pode ser ligado em rede com outros controladores.

Um controlador digital direto (DDC) pode ter características de ajuste manual mas é mais comum ser ajustado a partir de um LED incorporado ou um visor LCD, um dispositivo portátil, um terminal ou computador.

Um terminal permite ao utilizador comunicar com o controlador e onde for aplicável modificar o próprio programa do controlador. Os tipos de terminais podem variar, desde unidades portáteis com ecrã LCD e vários botões, a consolas com tamanho normal, com monitor e teclado. O terminal pode ser limitado em funções para apenas permitir mostrar valores dos sensores e outros parâmetros ou ser mais flexível permitindo mudar ou reprogramar estratégias de controlo.

2.5.5.2. Controladores elétricos/digitais

Para um controlo On-Off, a saída do controlador pode ser um simples contacto que inicia uma ventoinha ou uma bomba ou até mesmo uma electroválvula simples. Circuitos de interruptores de pólo simples/duplo acionamento (SPDT - *Single-Pole, Double-Throw*) controlam um atuador de um motor unidirecional de três fios. Este tipo de interruptores são também usados em aplicações de aquecimento e arrefecimento. Tanto os circuitos de SPST (*Single-Pole, Single-Throw*) como os SPDT podem ser incorporados em acionamentos On-Off temporizados.

Floating control ou controlo flutuante é uma variação de controlo On-Off que requer um sensor de resposta rápida e um atuador de movimento lento conectado ao dispositivo final a ser controlado, como por exemplo uma electroválvula proporcional. Um exemplo de funcionamento deste tipo de controlo seria no controlo da abertura de uma válvula da água quente de modo a manter a temperatura da água num reservatório à temperatura de *set-point*. Assim sendo, quando o sensor de temperatura deteta uma temperatura inferior à de *set-point*, o controlador envia um sinal para ativar o atuador abrindo lentamente a válvula do circuito de água quente. Assim que a temperatura de *set-point* é alcançada o atuador deixa de abrir a válvula, mantendo-a com a mesma abertura tentando assim manter o *set-point*. Se a temperatura subir acima do valor de *set-point*, o controlador envia um sinal para o atuador para ir fechando até chegar novamente ao *set-point*. Este controlo é usado também em motores reversíveis.

Pulse modulation control ou controlo por modulação do pulso é uma melhoria do controlo flutuante. Consegue um controlo mais rigoroso variando a duração do contacto de fecho. Assim que o processo se aproxima do valor de *set-point*, a duração do pulso diminui para um controlo mais fino. Caso se afaste do valor de *set-point*, a duração do pulso aumenta.

O controlo proporcional ou proporcional-integral faz alterações contínuas ou incrementais no sinal de saída para posicionar um atuador elétrico ou o dispositivo controlado.

2.5.5.3. Controladores recetores pneumáticos

Este tipo de controladores são normalmente combinados com elementos pneumáticos que usam força mecânica ou reagem à posição da variável do sensor para obter uma pressão de saída do ar variável. O controlo é normalmente proporcional, mas outros modos como sendo o proporcional-integral (PI) podem ser usados.

2.5.5.4. Termostatos

Os termostatos combinam as funções de sensor e controlo num único dispositivo. Termostatos baseados em microprocessadores são os mais versáteis e podem ser associados com muitos outros dispositivos.

Existem termostatos do tipo ocupado/desocupado ou termostatos de duas temperaturas. Estes últimos são úteis por exemplo para poupar energia durante a noite alterando para o modo desocupado/noite. Os termostatos pneumáticos dia/noite usam um sistema de fornecimento de ar pressurizado que vai determinar a configuração do termostato para dia ou noite. Outro tipo de termostatos são os de aquecimento/arrefecimento ou Inverno/Verão que consoante a estação permitem alteração do seu *set-point*. E o mais comum é o “*dead-band thermostat*” ou termostato de banda morta, que como o nome indica possui uma gama de temperaturas em que o termostato não executa qualquer ação (*dead*), caso o valor da variável controlada vinda do sensor esteja abaixo do limite inferior da banda morta, o controlador do termostato ativa o atuador de aquecimento. Caso esteja acima do valor limite superior da banda morta, o controlador ativa o atuador de arrefecimento, como se pode ver na Fig. 30.

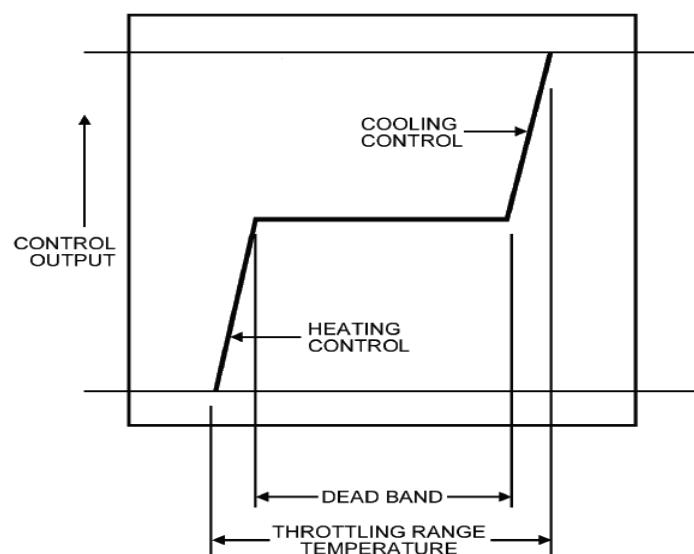


Fig. 30- Termostato de banda morta [50].

2.5.6. Estratégias de controlo

Existem diversos métodos possíveis para controlar um PRH. O mais comum é usar controlo de electroválvulas On-Off com realimentação do valor da temperatura do ar. Um outro menos comum é o preditivo, estudado por Cho *et al.* [40] que não faz uso de sensores de temperatura mas também não garante conforto térmico. Outros também menos usados são os que fazem uso de electroválvulas proporcionais com realimentação do valor da temperatura do ar ou da diferença de temperatura da água entre o coletor de entrada e retorno. Segundo Cheon e Song [9], destes dois últimos métodos só compensa usar o de controlo com realimentação do valor da temperatura da água, caso esta seja fornecida a uma temperatura baixa (40 °C ou menor) sendo que o outro método de controlo proporcional com realimentação do valor da temperatura do ar tem um comportamento similar ao do controlo On-Off para temperaturas baixas (40 °C) e médias (50 °C) e um pior desempenho para temperaturas altas (60 °C a 70 °C), como se pode ver na Fig. 13.

2.5.7. Protocolos de comunicação

Um protocolo de comunicação é um conjunto de regras que define o comportamento a nível de comunicação de cada componente numa rede de comunicação [50]. Essas regras vão definir o conteúdo e o formato das mensagens a serem partilhadas, a deteção de erros e recuperação, endereçamento, quando é que um dispositivo pode transmitir uma mensagem, características do sinal elétrico, detalhes do meio de comunicação tais como tipo de fio, sem fio e conexão de pinos.

A comunicação entre dispositivos (controladores, sensores e atuadores), pode ser feita recorrendo a um protocolo de comunicação já existente mas os dispositivos devem todos ter a mesma “linguagem”. Atualmente existem vários protocolos de comunicação standardizados, que foram criados para automação de processos. Exemplos são o X10, CEBus, EIB, ESH, Z-Wave, Zigbee, Embernet, CANopen, BACnet, LonTalk, PROFIBUS FMS, Konnex, MODBUS, EnOcean, etc. O mais popular em automação de edifícios é o X10, com milhões de unidades em todo o mundo e com preços acessíveis mesmo em novos produtos. A propagação do sinal é feita pela rede elétrica tal como o é num protocolo CEBus e nos sistemas europeus EIB e EHS. O protocolo KNX é o sucessor e converge de três normalizações anteriores: EHS (*European Home Systems Protocol*), BatiBUS, e o *European Installation Bus* (EIB ou Instabus) podendo operar em vários meios de comunicação tais como par entrelaçado, redes elétricas, ondas rádio, infravermelho e Ethernet (KNXnet/IP). O protocolo Z-Wave usa uma comunicação totalmente sem fios, um meio simples, fiável e de baixo consumo. Zigbee é uma especificação para um conjunto de protocolos de comunicação que usam rádios de baixa potência baseados na norma IEEE 802 para redes PAN. Embernet é o nome dado à nova plataforma de rede Zig-Bee da Ember que permite aos componentes comunicarem entre si via *wireless* de uma forma organizada, suportando-se automaticamente num estilo de rede em malha. Protocolos como o PROFIBUS e MODBUS foram projetados para controlo de processos industriais de baixo custo, mas têm sido aplicados em sistemas de automação de edifícios (BAS). O protocolo LonTalk define a tecnologia LAN mas não as mensagens que podem ser trocadas em aplicações BAC. O BACnet é o único protocolo standardizado desenvolvido especificamente para aplicações comerciais BAS. O BACnet tem sido adotado como norma nacional nos Estados Unidos, Coreia e Japão, ainda como norma Europeia e como norma mundial (EN/ISO Standard 16484-5). O protocolo BACnet foi projetado para ser usado com várias tecnologias do tipo LAN e ainda define uma maneira de conectar dispositivos BACnet com os KNX.

A EnOcean é uma estandardização inovadora para dispositivos *wireless* em automação de edifícios que faz uso de sistemas “*self-powered*” ou seja de sensores, controladores e atuadores *wireless* que captam a energia para o seu funcionamento a partir do ambiente envolvente. A aliança EnOcean conta com diversos membros com bastante reputação na área da automação tais como a BSC Computer GmbH, a Leviton, a MK Electric, OPUS greenNet, a Texas Instruments, Thermokon Sensortechnik e Verve Living Systems para além de muitos outros participantes e membros associados.

2.5.8. Meio de transmissão do sinal

A ASHRAE [50] faz uma revisão aos vários meios de transmissão usados em sistemas AVAC. Dependendo do protocolo de comunicação usado, a transmissão do sinal pode ser feita por fios ou sem fios. Normalmente, na maioria dos sistemas AVAC, é feita por cabo.

A norma ANSI/TIA/EIA 568-B.1 estabelece especificações de cablagem para edifícios comerciais. Por exemplo, o comprimento máximo de um cabo difere de acordo com o seu tipo, velocidade de transmissão e protocolo.

A cablagem por par trançado (*twisted pair*) é um tipo de cabo que tem um conjunto de dois fios entrelaçados para cancelar as interferências eletromagnéticas de fontes externas e interferências mútuas (linha cruzada) entre cabos vizinhos. Existem três tipos de cabo trançado, sem blindagem (UTP), com blindagem (STP) e com proteção a interferências eletromagnéticas (ScTP). O primeiro tipo (UTP) é o mais usado atualmente tanto em redes domésticas quanto em grandes redes industriais devido ao fácil manuseio, instalação, permitindo taxas de transmissão de até 100 Mbps e devido a ser o mais económico para distâncias de até 100 m (para distâncias maiores empregam-se cabos de fibra ótica). A sua estrutura é de quatro pares de fios entrelaçados e revestidos por uma capa de PVC. Pela falta de blindagem não é recomendável instalar este tipo de cabo próximo a equipamentos que possam gerar campos magnéticos (fios de rede elétrica, motores, inversores de frequência, etc.) e também não podem ficar em ambientes com humidade. O segundo tipo (STP) é semelhante ao UTP sendo que a diferença está em possuir uma blindagem feita com uma malha metálica e um fio de escoamento usado para minimizar problemas relacionados com interferência. Este tipo de cabo é recomendado para ambientes com interferência eletromagnética (EMI) acentuada. Devido a ter esta blindagem tem um custo superior aos UTP. O terceiro tipo (ScTP) é coberto pelo mesmo composto que os UTP, no entanto possui uma película de metal enrolada sobre cada par trançado melhorando a resposta à interferência eletromagnética. Os conectores e as tomadas devem estar de acordo com as normas IEC Standard 60603-7 e ANSI/TIA/EIA Standard 568-B.2 enquanto que a marcação do terminal a requerimentos de montagem segue a norma ANSI/TIA/EIA Standard 570-B.

Um outro tipo de cabo muito usado atualmente, para fazer ligações com distâncias superiores a 100 m é o de fibra ótica que transfere dados na forma de pulsos de luz gerados por um laser ou LED. A comunicação por fibra-ótica dissipa menos energia que por cabo e não tem capacidade elétrica permitindo fazer transmissões de maior distância, com taxas de transferência maiores e imunidade ao ruído. A desvantagem do uso de fibra ótica é a computação necessária para converter sinais baseados em luz para sinais elétricos ser demasiado dispendiosa por dispositivo.

Sensores e atuadores sem fios têm vindo a ser desenvolvidos e a melhorar a habilidade de adquirir informação do mundo físico. Tecnologias sem fios oferecem oportunidades significativas em sensores e controladores para operação em residências, especialmente na redução do custo de sistemas de aquisição de dados e dispositivos de controlo. É sabido que normalmente os custos de instalação rondam entre 20-80% do custo total dos sensores e pontos de controlo em qualquer sistema AVAC [50], logo, reduzindo ou eliminando os custos de instalação tem um efeito significativo no custo global do sistema. Sensores *wireless* de baixo custo em sistemas de controlo vão ainda permitir o uso de mais sensores oferecendo mais dados de realimentação ao controlador de modo a este poder controlar o processo com maior eficiência e garantir maior conforto aos ocupantes.

Os sensores e dispositivos de controlo estão conectados à rede através de ondas rádio (RF) ou sinais óticos (na faixa do infravermelho). Os dispositivos podem comunicar apenas numa direção (transmissão) ou bidireccionalmente (transmissão e receção). A maioria dos produtos RF transmite em bandas de frequência industrial, científica ou médica já definidas pela *Federal Communications Commission* (FCC) nos Estados Unidos, que não necessitam de licença. As redes de comunicação podem ser baseadas numa topologia ponto-a-ponto em que dois nós comunicam diretamente um com o outro, numa topologia ponto para multiponto ou em estrela onde vários nós comunicam com um nó central recetor ou *gateway*. Tanto numa topologia como noutra, os nós dos sensores podem ter transmissores puros ou transctores, que permitem comunicação bidireccional e verificação da receção de mensagens. Os *gateways* fornecem um meio para converter e transmitir dados entre protocolos (por exemplo, a partir de um protocolo de rede sem fios para um protocolo de rede com fios como o Ethernet). A máxima distância entre os sensores e o recetor vai depender do tipo de onda rádio emitida pelo sensor, dos obstáculos entre ambos e da capacidade recetora do dispositivo recetor. Em casos em que não é possível a comunicação direta entre os sensores e o recetor, recorre-se ao uso de repetidores que recebem as transmissões dos sensores e fazem a sua retransmissão, geralmente com uma potência maior que a recebida originalmente. Numa topologia de rede em malha, cada nó inclui um transctores que consegue comunicar diretamente com qualquer outro nó ao seu alcance. Nestas redes, vários dispositivos comunicam-se com muitos outros dispositivos formando uma malha de nós que possibilitam a transferência de sinais ao longo de grandes distâncias, saltando de dispositivo em dispositivo. Nestas redes, os dispositivos não têm de ter grandes potências para transmissão do sinal, mesmo para longas distâncias.

3. Projeto do dispositivo de controlo

O dispositivo desenvolvido neste trabalho tem como objectivo regular a temperatura do piso radiante de modo a proporcionar máximo conforto térmico aos ocupantes. Para isso, o dispositivo vai calcular regularmente uma aproximação do índice PMV em cada divisão, recorrendo aos dados dos sensores de temperatura e de humidade instalados em cada divisão. Baseado nesse índice, vai aquecer mais ou menos o piso correspondente de modo a atingir um conforto próximo da categoria A ($-0,2 < PMV < 0,2$).

3.1.1. Hardware de controlo

O ambiente a que o sistema vai ficar sujeito, ao contrário de ambientes industriais, é um ambiente com poucas adversidades, não sendo necessário um dispositivo demasiado robusto, nem com velocidades de processamento elevadas como por exemplo um PLC, mas sim um dispositivo mais versátil e menos dispendioso, daí ter-se escolhido um microcontrolador para fazer a gestão do sistema.

Para implementação do controlo neste sistema, devido a lidar com muitas variáveis, foi adotado um controlador digital com comunicação *wireless* (TCM300, ver Fig. 31) [53], capaz de estabelecer relações lógicas e matemáticas a partir da informação digital recebida dos telegramas provenientes de sensores, possibilitando o desenvolvimento de um algoritmo de controlo recorrendo à biblioteca Dolphin API própria deste controlador da EnOcean [54]. Este módulo transceptor possui várias características acessíveis via API como sendo o CPU integrado, com 32 KB Flash e 2 KB de memória SDRAM, mais de 14 portas I/O configuráveis, um ADC de 10 bit e um DAC de 8 bit.



Fig. 31 - Controlador TCM300 da EnOcean [53].

3.1.2. Comunicação entre componentes

A comunicação entre os sensores e botões de controlo em cada divisão é feita sem fios recorrendo ao protocolo de rádio EnOcean e à norma da aliança EnOcean para redes sem-fios em automação de edifícios. Esta define perfis de comunicação e permite a interoperabilidade de inúmeros produtos finais baseados na tecnologia EnOcean. Um dos motivos pelos quais foi escolhido este protocolo, foi o facto de a EnOcean ter a maior base

instalada de redes sem fios, comprovadas em campo, para automação do mundo. Na Fig. 32 é demonstrado o princípio de funcionamento dos módulos da EnOcean. O módulo do sensor sem fios recebe a energia por um dos processo de captação de energia já referidos anteriormente, captura a informação do sensor, neste caso de termístores NTC, efetua a conversão analógica-digital para o microcontrolador do módulo do sensor que por sua vez envia telegramas usando o transceptor (*RF Transceiver*), comunicando a uma frequência de 868,3 MHz (Europa) para o módulo de sistema sem fios (controlador central). Este último vai ler o telegrama e consoante o algoritmo usado na sua programação vai controlar os relés.

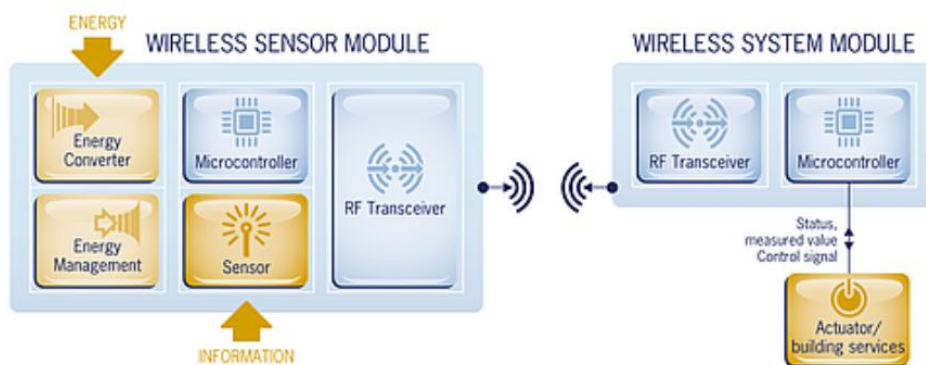


Fig. 32 - Solução de sensor sem fios com captação de energia da EnOcean [55].

3.1.3. Sensores escolhidos

3.1.3.1. Sensor de temperatura da água de saída

Para medição da temperatura da água de saída foi escolhido um termístor VISHAY do tipo NTC, com uma resistência de 10 k Ω padrão para 25 °C e com uma precisão de +/- 0,5 °C para temperaturas entre 0 °C - 55 °C à dissipação máxima de 250 m \cdot W \cdot K $^{-1}$ e com um tempo de resposta de 1,2 seg.



Fig. 33 - Termístor NTCLE101E3103SB0 da VISHAY.

Quanto à variação da resistência com a temperatura, este termístor apresenta grande sensibilidade para valores de temperatura entre -20 °C a 50 °C como se pode ver na Tabela 5 com a respetiva representação gráfica na Fig. 34.

Tabela 5 - Valores de resistência do termistor para temperaturas entre -20 °C e 50 °C.

T_{ar} (°C)	R (k Ω)
0	32,56
5	25,34
10	19,87
15	15,70
20	12,49
25	10,00
30	8,059
35	6,535
40	5,330
45	4,372
50	3,606

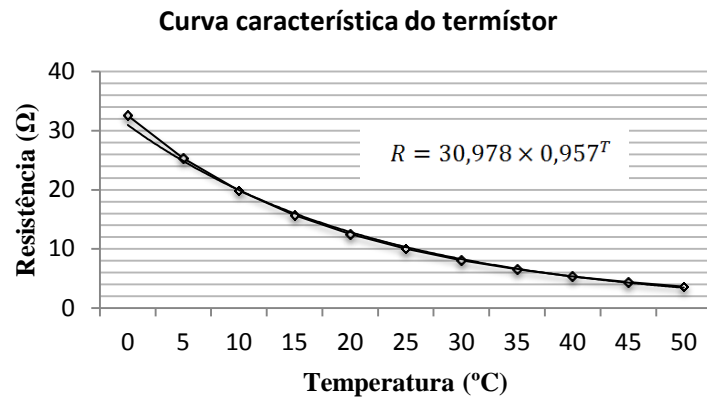


Fig. 34 - Curva de Resistência - Temperatura do termistor NTC.

3.1.3.2. Sensor de temperatura do ar e da humidade relativa

Para medição da temperatura e humidade recorre-se ao sensor STM330 da EnOcean, *wireless* e com *energy harvesting*, que recolhe energia da luminosidade local e envia telegramas de acordo com as normas sem fios para automação de edifícios da EnOcean. Este sensor tem um termistor acoplado e calibrado e está preparado para receber um sensor de humidade, HSM100, já calibrado e com perfil EnOcean definido.

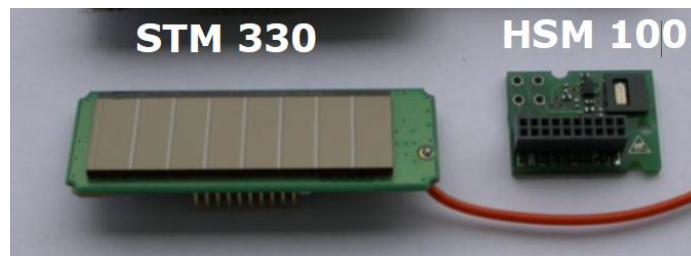


Fig. 35 - Sensor STM330 com termistor acoplado e sensor de humidade HSM100.

Tabela 6 - Perfil de equipamento da EnOcean relativo ao STM330 com sensor de humidade.

RORG	A5	4BS Telegram
FUNC	04	Temperature and Humidity Sensor
TYPE	01	Range 0°C to +40°C and 0% to 100%

Offset	Size	Bitrange	Data	ShortCut	Description	Valid Range	Scale	Unit
0	8	DB3.7...DB3.0	Not Used (= 0)					
8	8	DB2.7...DB2.0	Humidity	HUM	Rel. Humidity (linear)	0...250	0...100	%
16	8	DB1.7...DB1.0	Temperature	TMP	Temperature (linear)	0...250	0...+40	°C

Para um funcionamento de acordo com as exigências necessárias foram configurados, recorrendo ao DolphinStudio que é o *software* da EnOcean para configuração destes

dispositivos, da seguinte forma: seleccionou-se o dispositivo STM330 e o perfil (A5-04-01 *Temperature and Humidity*) já que tinha o HSM100 acoplado, em “*Temperature/Humidity/Set-point threshold*” foram definidos os valores 0x03 e 0x05 que são os valores padrão e que determinam a variação na temperatura e humidade necessária para ser enviado um telegrama para o controlador, neste caso 0,5 K e 2% respetivamente.

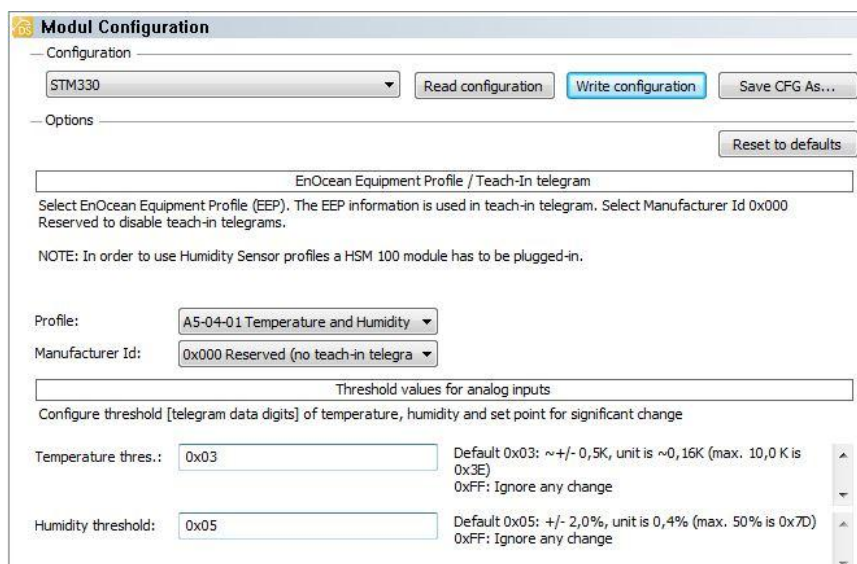


Fig. 36 - Configuração do sensor STM330 com o módulo HSM100 acoplado (1/2).

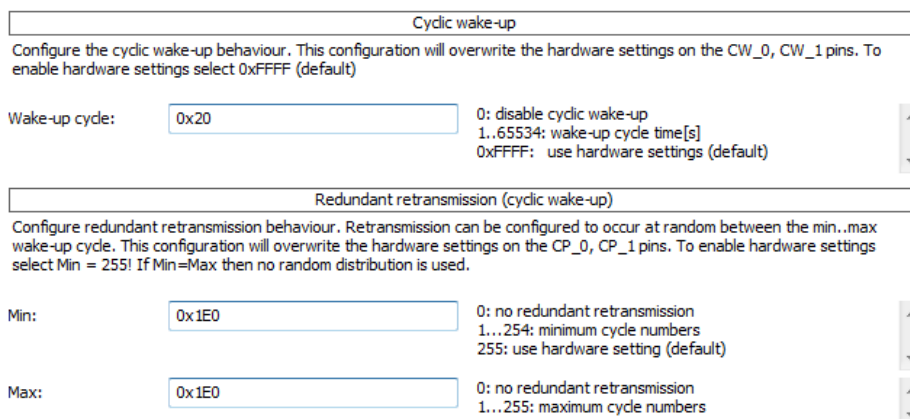


Fig. 37 - Configuração do sensor STM330 com o módulo HSM100 acoplado (2/2).

Em “*Wake-up cycle*” foi definido o valor 0x20 que determina o período de tempo cíclico que o sensor demora para “acordar” e averiguar os valores de temperatura e humidade.

Em “*redundant retransmission*” é definido o período de tempo em que o sensor envia um telegrama mesmo que os valores de temperatura e humidade não se alterem, neste caso definiu-se 0x1E0 (hexadecimal) que corresponde a 480 s ou seja 8 minutos.

Conversion: Valid Range ---> Scale	
Multiplier	$= \frac{\text{Scale}_{\text{MAX}} - \text{Scale}_{\text{MIN}}}{\text{Range}_{\text{MAX}} - \text{Range}_{\text{MIN}}}$
Multiplier < 0:	Device Value = Multiplier * Data value + Scale _{MAX}
Multiplier ≥ 0:	Device Value = Multiplier * Data value + Scale _{MIN}

Fig. 38 - Método de conversão para se saber o valor da temperatura e humidade recorrendo à Tabela 6.

3.1.3.3. Botões de pressão wireless e com energy harvesting

Para fazer a interface do controlador com o utilizador foi escolhido o PTM 210, que é um módulo sem bateria que usa um conversor eletrodinâmico utilizando a energia transferida pelo utilizador ao pressionar o botão, enviando instantaneamente um telegrama com a informação do botão pressionado para o controlador.



Fig. 39 - Sensor wireless, com energy harvesting, PTM210 da EnOcean.

A força necessária são apenas 7 N ao longo de 1,8 mm. Com este dispositivo é possível enviar até 4 ordens diferentes para o controlador.

3.1.4. Atuadores escolhidos

Todos os componentes neste sistema (electroválvulas, bomba e caldeira) vão ser acionados por relés ligados à rede elétrica (230 V) e comandados diretamente pelo controlador central por meio de fio ou recorrendo a comunicação *wireless* (protocolo da EnOcean).

3.1.4.1. Placa de relés

A placa de relés que podemos chamar “conversor de sinal”, serve para converter os 3,8 V do controlador (TCM300) nos 230 V necessários para ligar os equipamentos. Usando esta placa é necessário ligação por fio ao controlador.

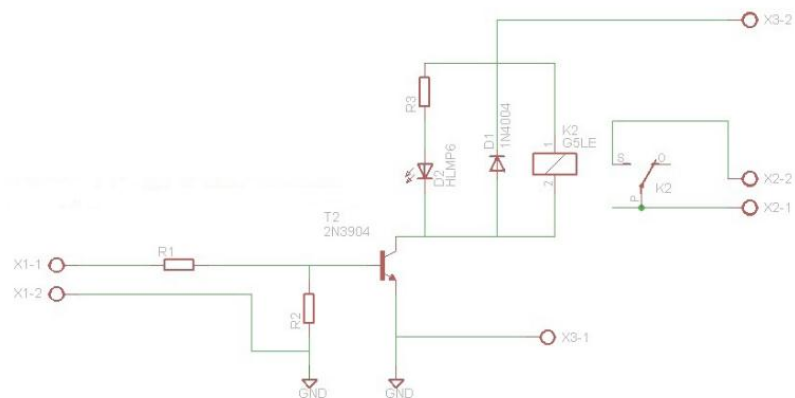


Fig. 40 - Esquema do circuito eléctrico da placa de relés.

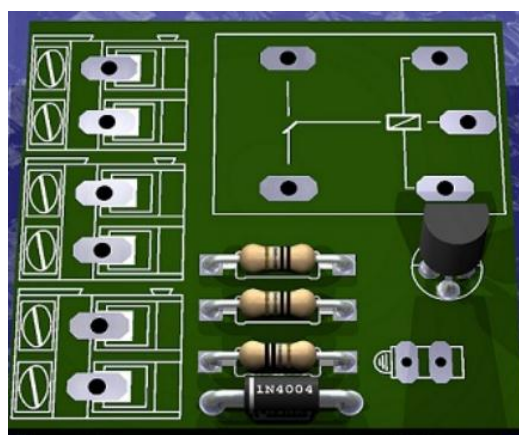


Fig. 41 - Vista da placa de relés em 3D.

3.1.4.2. RCM 250 - OEM

Opcionalmente poderia utilizar-se um dispositivo atuador com captação de sinal via *wireless* para casos em que por exemplo a caldeira fica longe do controlador ou não seja prático a passagem de fios para o controlador.



Fig. 42 - Actuador Universal de um canal (RCM 250) - 230 V.

3.1.5. Fonte de energia dos componentes

Quanto aos sensores de temperatura do ar interior/externor, de humidade do ar e botões de controlo, vão ser usados componentes com capacidade de capturar a energia necessária para o seu funcionamento ao ambiente onde estão inseridos, seja através de células solares que captam a energia luminosa do espaço, ou através da energia proveniente da diferença de potencial provocada por diferentes temperaturas (efeito Peltier) ou até mesmo por captação eletrodinâmica utilizando a energia proveniente do trabalho, por exemplo de uma pessoa a ativar um interruptor. Quanto aos restantes componentes (sensores de temperatura da água, controlador, electroválvulas, bomba e caldeira) vão estar ligados à energia da rede por meio de transformadores ou diretamente.

3.1.6. Diagrama geral de funcionamento do dispositivo

A Fig. 43 mostra os sensores e actuadores ligados por fio ao controlador. Como em geral a temperatura à saída da caldeira é fixa não é utilizado um sensor para esse fim. Relativamente à temperatura da água fria, são utilizados termístores à saída de cada divisão (junto ao colector de retorno) para sua medição.

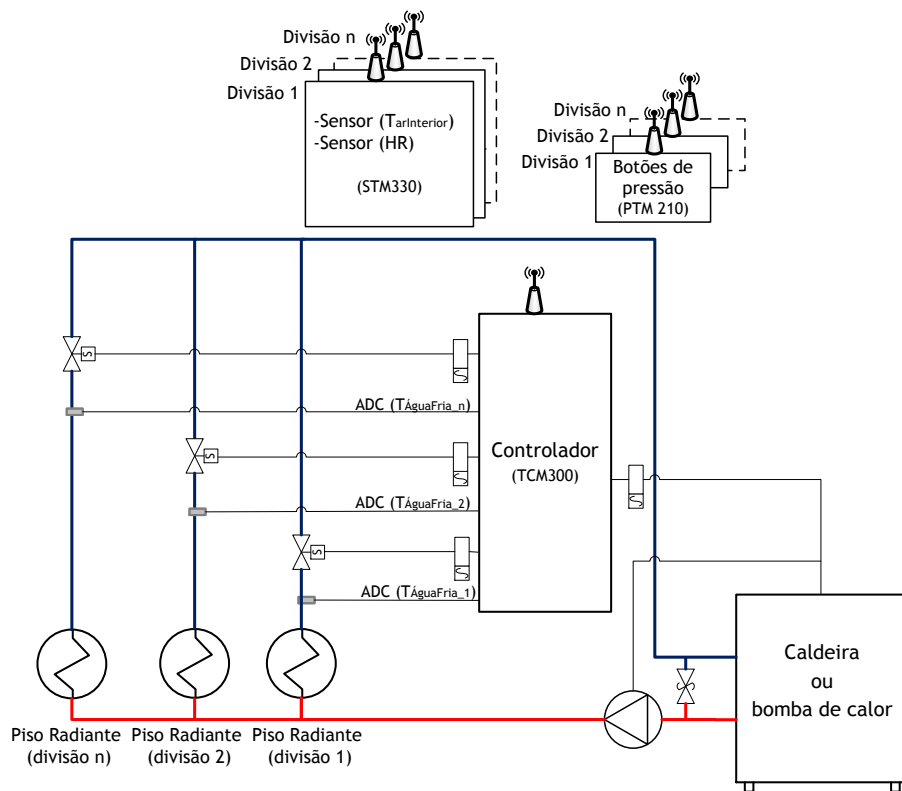


Fig. 43 - Controlo, regulação e comando de um sistema de piso radiante usando componentes wireless e com capacidade de captura de energia.

Por cada divisão existe um sensor de temperatura do ar interior e da humidade relativa do ar e ainda um conjunto de botões de controlo para interface com o utilizador.

Os atuadores existentes que regulam o fluxo de água são a bomba com velocidade única e as válvulas solenoides. Tanto a bomba como a caldeira são acionadas com um relé que pode ser comandado com ou sem fios.

4. Desenvolvimento do sistema de controlo

Para que este sistema de controlo consiga cumprir o seu objectivo de proporcionar um conforto próximo da categoria A, ou seja manter o ambiente de cada divisão com um índice PMV próximo de zero, é necessário que o controlador tenha dados suficientes para calcular uma aproximação deste índice. Por outro lado, para que o piso não sobreaqueça nem arrefeça, é necessário que o controlador consiga estimar a temperatura do piso. Sabendo estes dois parâmetros em cada divisão, é possível ao controlador comandar a abertura e fecho das electroválvulas responsáveis pela entrada de água quente nessas divisões de modo a aproximar aquele índice da neutralidade.

4.1. Estratégia de controlo

Utiliza-se a estratégia para obtenção de uma aproximação da temperatura do piso proposta por Jin *et al.* [33] explicada em pormenor na secção 2.4.10. desta dissertação. Este método de cálculo é capaz de prever a temperatura de um piso radiante para aquecimento ou arrefecimento com valores próximos dos experimentais e numéricos. Para o controlador obter uma aproximação do índice PMV, recorre-se ao método de cálculo proposto pela norma ISO 7730 também explicado em detalhe anteriormente na secção 2.3.4. O algoritmo de controlo para comando das electroválvulas de acordo com os parâmetros conhecidos pelo controlador é desenvolvido adiante.

4.2. Cálculo da temperatura do piso

Sabe-se que a temperatura do piso é um dos parâmetros mais importantes que afetam diretamente a capacidade do sistema, tanto para aquecimento como para arrefecimento. Tendo em conta o conforto e a condensação, a temperatura da superfície do PRH deve ser mantida numa gama de temperaturas fixa em modo de aquecimento ou arrefecimento. De acordo com as normas internacionais, o PRH deve ser mantido a uma temperatura não inferior a 19 °C no verão e não superior a 29 °C no inverno.

Um fluxograma que resume o processo de cálculo da temperatura da superfície do piso pelo método anterior é apresentado na Fig. 44.

Este processo começa pelo cálculo da razão de área, d , entre a camada inferior e o tubo, que depende de S e D_p . De acordo com os resultados numéricos obtidos por Jin *et al.* [33], a correlação para λ_l é determinada por um método de regressão que resulta em duas equações que só dependem de λ_p , λ_m e d . Em seguida, é calculado o coeficiente de condução de calor da camada superior do piso, K_u , que depende da espessura e da condutividade térmica das suas subcamadas.

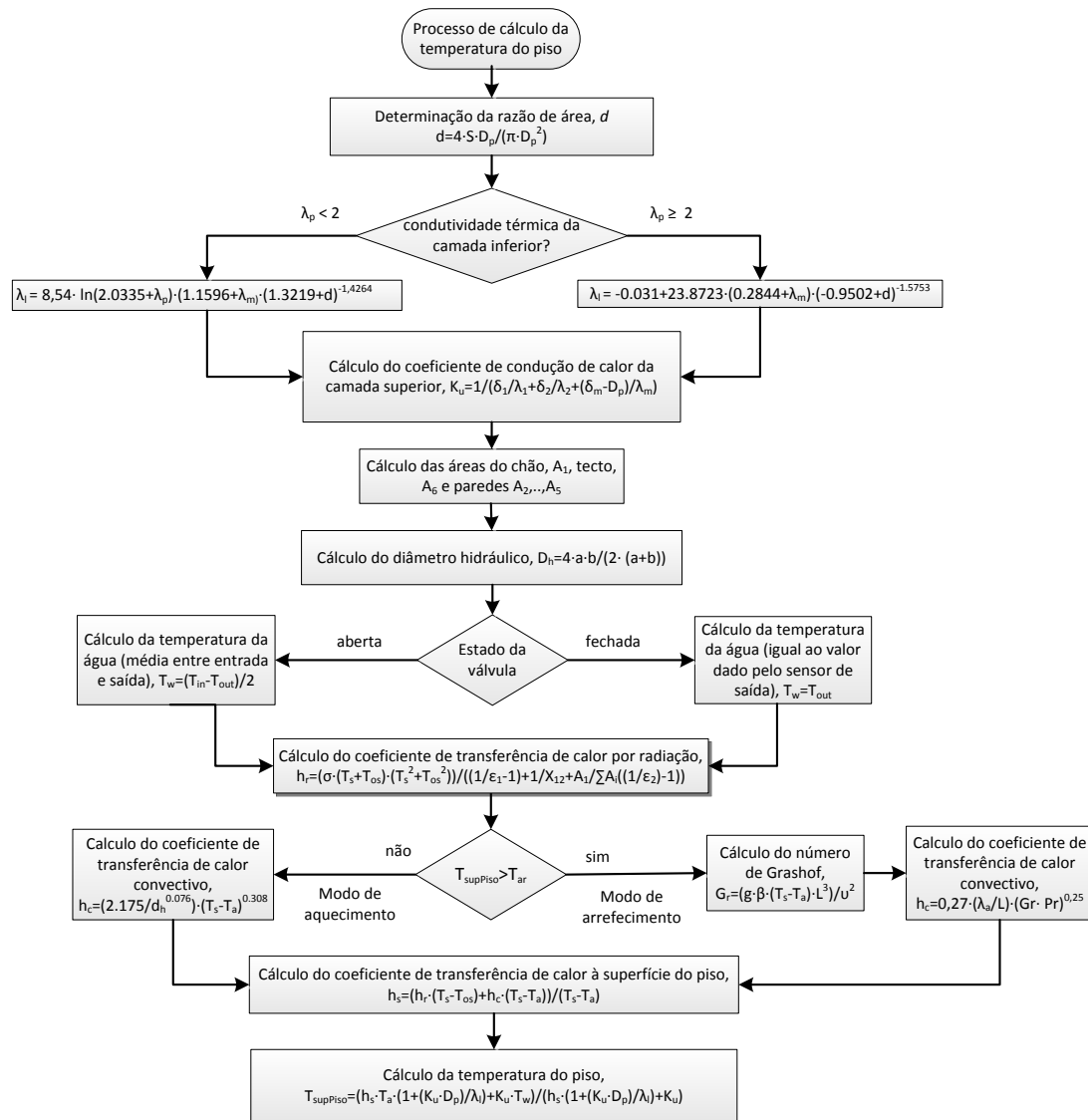


Fig. 44 - Fluxograma do processo de cálculo da temperatura superficial de um PRH.

O cálculo seguinte é do diâmetro hidráulico, D_h , de cada divisão que vai depender das suas dimensões. De seguida é calculada a temperatura média da água também em cada divisão, que vai depender da abertura da respetiva válvula. No caso de estar aberta, é feita a média entre a temperatura de entrada (quente) e de saída (fria) da água. No caso de estar fechada, indica que não existe fluxo de água e considera-se que a média é aproximadamente igual à temperatura de saída da água. De seguida, procede-se ao cálculo do coeficiente de transferência de calor por radiação, h_r , que depende de T_s e T_{os} , da emissividade do piso, ϵ_1 , da emissividade das paredes e teto, ϵ_2 , das suas respetivas áreas, F_1 - F_6 e do fator de forma X_{12} . Com os valores calculados anteriormente, e consoante o modo de funcionamento do PRH, é possível calcular-se o coeficiente de transferência de calor por convecção, h_c , tal como se mostra na Fig. 44. Para terminar, são substituídos os valores das variáveis calculadas anteriormente para determinar o coeficiente de transferência de calor no piso, h_s , e finalmente obter a temperatura do piso. Contudo esse valor de temperatura corresponde à temperatura de estabilização. Como o piso possui

alguma inércia térmica demora algum tempo até atingir esse valor e por isso esse valor só corresponde ao valor real no fim do período de estabilização que é maior no arranque do sistema.

4.3. Cálculo do índice PMV

A realimentação da estratégia de controlo proposta é valor do índice PMV. De modo a manter o ambiente dentro das melhores condições de conforto para os ocupantes, o controlador (TCM300) procura atuar o sistema no sentido de ajustar a temperatura do piso dentro da gama de valores recomendados (19 °C - 29 °C) para que o índice PMV esteja constantemente a gravitar entre os valores -0,2 e 0,2 correspondentes à categoria A de conforto segundo a norma ISO 7730.

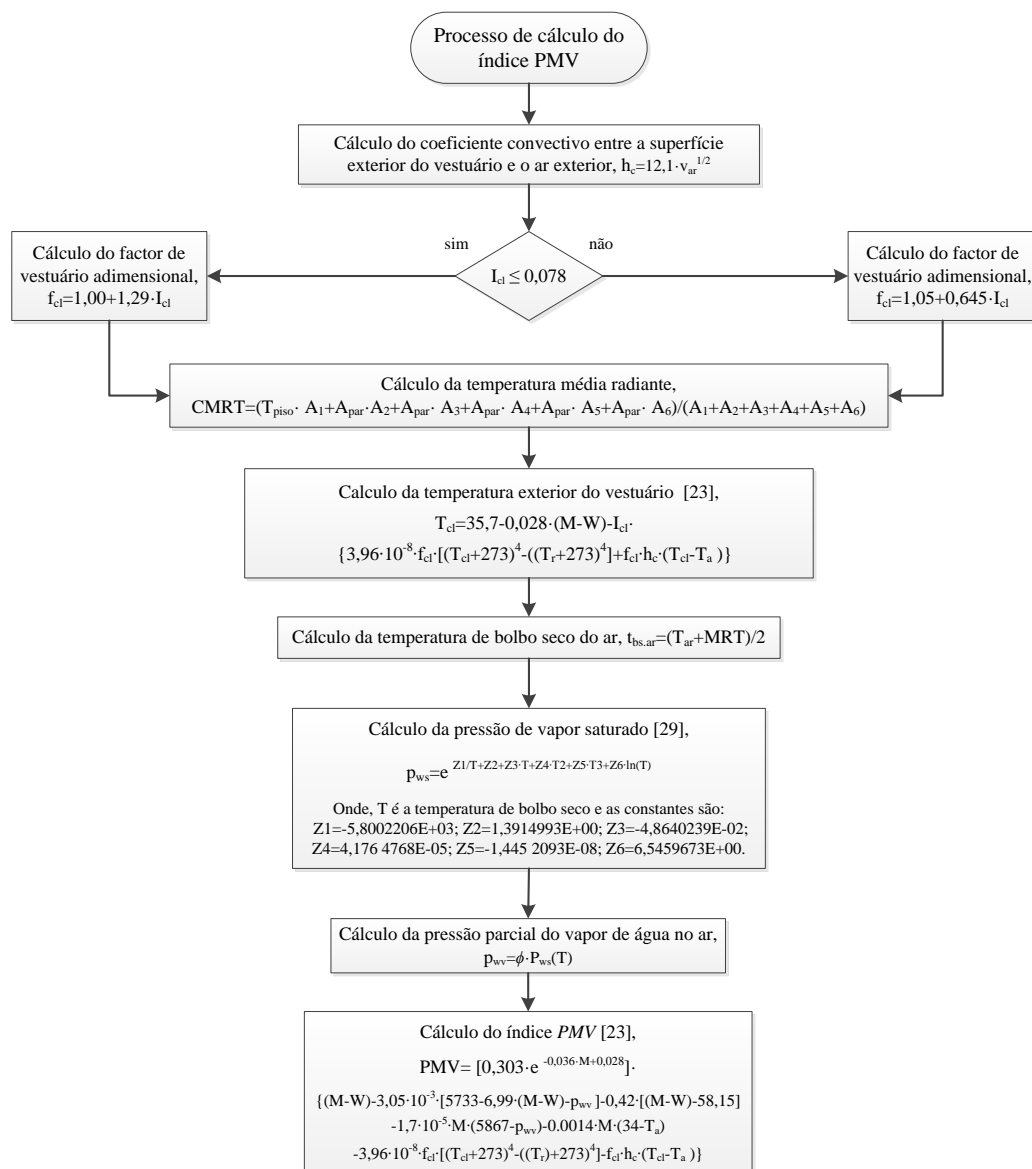


Fig. 45 - Fluxograma com a síntese do processo de cálculo do índice PMV a ser implementado no controlador.

Para isso, o controlador vai regularmente calcular este índice para cada divisão de maneira a comandar adequadamente a respetiva válvula solenoide responsável pela passagem de água quente para o circuito dessa divisão. Como se mostra no fluxograma da Fig. 45, o processo de cálculo do índice PMV começa com o cálculo do coeficiente convectivo entre a superfície exterior do vestuário e o ar exterior, h_c . Num sistema de PRH, o h_c depende apenas da velocidade do ar que por sua vez tem normalmente um valor baixo, já que apenas existe convecção natural podendo assumir-se um valor de $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. O cálculo do fator de vestuário adimensional, f_{cl} , difere de acordo com a resistência térmica do vestuário, I_{cl} , como se pode observar no fluxograma. De seguida o controlador estima o valor da temperatura média radiante, $CMRT$ (*calculated mean radiant temperature*), da divisão, usando para esse efeito a temperatura do piso, T_{piso} , obtida no processo anterior e aproxima os valores de temperatura de todas as paredes e teto ao valor de temperatura obtido pelo sensor único de temperatura do ar, o que em alguns casos pode desviar um pouco o resultado final da realidade.

Usando os valores das variáveis calculadas previamente é possível ao controlador calcular a temperatura exterior do vestuário, T_{cl} , a temperatura de bolbo seco do ar, $T_{bs,ar}$, a pressão de vapor saturado, p_{ws} , e a pressão parcial do vapor de água no ar, p_{wv} , como se pode ver no fluxograma. Tendo todas estas variáveis calculadas, definindo o valor médio do metabolismo do ocupante, M , e aproximando o trabalho, W , gerado pelo ocupante a zero, é possível ao controlador calcular uma aproximação do índice PMV.

4.4. Algoritmo de controlo geral

Neste algoritmo é descrita a estratégia segundo a qual o controlador se baseia para comandar as válvulas solenoide de modo que seja fornecido apenas o calor necessário em cada divisão para se atingir conforto térmico.

Como se mostra no fluxograma da Fig. 46, o controlador começa por ler e tratar os dados recebidos por todos os sensores do sistema, tanto os sem fios, que fazem a leitura das temperaturas do ar e da humidade relativa do ar em cada divisão, como os com fios, que fazem a leitura da temperatura da água à saída de cada divisão. Com esses dados, o controlador calcula a temperatura de cada piso e o valor do índice PMV de cada divisão. Dependendo do índice de PMV, o controlador fixa uma temperatura de destino para o piso entre $19 \text{ }^\circ\text{C}$ e $29 \text{ }^\circ\text{C}$ de acordo com a Tabela 7.

Tabela 7 - Valores possíveis de temperatura do piso e de offset para as várias gamas de valores do índice PMV que podem ser programados no controlador.

PMV		$t_{s.alvo}$ ($^\circ\text{C}$)	Offset	Classe
A	B			
-	-0,7	29	0,5	Frio
-0,7	-0,5	28,5	1,0	C
-0,5	-0,2	28	2,0	B
-0,2	0,2	27	3,0	A
0,2	0,5	21	2,0	B
0,5	0,7	20	1,0	C
0,7	-	19	0,0	Quente

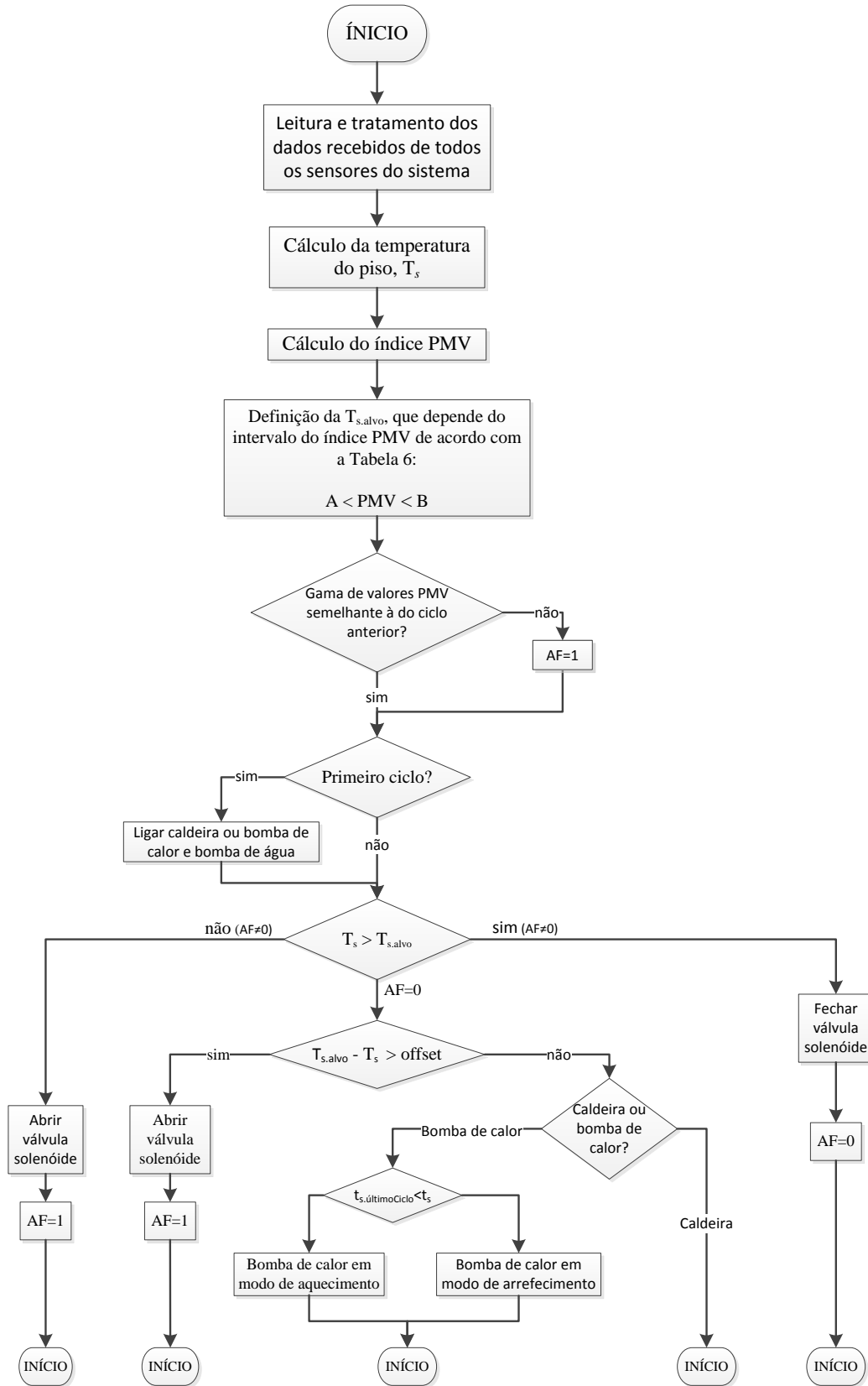


Fig. 46 - Fluxograma do programa do controlador baseado no índice PMV.

De seguida é verificado se a gama de valores do índice PMV é a mesma que no ciclo anterior de modo a ajustar corretamente a variável virtual AF (abre/fecha), processo necessário para evitar possíveis erros como se verá adiante. Seguidamente, o controlador verifica se se trata do primeiro ciclo ligando os equipamentos do sistema em caso afirmativo. A temperatura do piso é comparada com a temperatura alvo determinada anteriormente e caso seja inferior, o controlador comanda a válvula para abrir (aquecendo o ambiente) e estabelece AF igual a um. Como a temperatura do local aumenta, a determinado ponto T_s é maior que $T_{s,alvo}$ e neste caso o controlador comanda a válvula para fechar e estabelece AF igual a zero estabilizando assim temporariamente a temperatura. Com o valor de AF a zero, caso a gama de valores de PMV seja a mesma que no ciclo anterior, o controlador só volta a abrir a válvula quando a temperatura descer um determinado valor *offset* relativo à temperatura alvo, $T_{s,alvo}$. Este *offset* serve para diminuir a frequência à qual a válvula solenoide abre e fecha aumentando assim o seu tempo de vida.

A gama de valores do PMV é verificado no início do ciclo, já que pode acontecer por motivos de inércia térmica ou devido a entradas de calor independentes do PRH que mesmo fechando a válvula a temperatura aumente, aumentando consequentemente o PMV que por sua vez vai definir uma temperatura alvo superior e caso não se reponha o valor de $AF=1$ o controlo entra diretamente na caixa de decisão do *offset* saltando a caixa de decisão anterior.

Enquanto a temperatura do piso estiver abaixo da temperatura alvo mas não o suficiente para que se volte a abrir a válvula ocorrem dois procedimentos: (1) O sistema usa como gerador de calor uma caldeira; (2) O sistema usa uma bomba de calor, tendo neste caso também a possibilidade de arrefecimento. No primeiro caso o controlador não faz nada, simplesmente volta ao início do ciclo. No segundo caso, verifica se a temperatura está a aumentar ou a diminuir, comparando a temperatura do ciclo atual com a do ciclo anterior. Consoante o caso, comanda a bomba de calor para funcionar em modo de arrefecimento ou aquecimento, respetivamente.

4.5. Controlo das ordens do utilizador

Apesar de à partida não ser necessária nenhuma participação do utilizador no controlo deste sistema, já que o controlador atua o sistema para que o índice PMV gravite em torno de zero (máximo conforto), existe sempre alguns fatores que são alheios ao controlador que podem causar uma interpretação errada deste índice. Por exemplo, se uma janela estiver aberta que provoque uma corrente de ar na divisão, devido a não haver nenhum sensor de velocidade do ar, o controlador admite que é constante o que vai gerar alguma diferença entre o índice PMV real e o calculado pelo controlador. Outro fator não previsto pelo controlador é o nível de atividade dos ocupantes, o seu vestuário e número de ocupantes. Este assume que os ocupantes têm sempre o mesmo tipo de vestuário e atividade e que só está presente um certo número de ocupantes (valores programados na altura de instalação). Por outro lado, apesar do erro ser menor, o facto de o controlador aproximar o valor de temperatura das paredes assumindo que o teto e as restantes paredes têm a temperatura do ar pode também gerar um pequeno erro que é tanto menor quanto melhor for o isolamento do edifício.

Devido a estes fatores imprevisíveis ao controlador, por vezes torna-se necessário que o ocupante dê algum feedback. Isso torna-se possível usando um comutador *wireless* (cima/baixo) que quando pressionado pelo ocupante, faça deslocar o índice PMV calculado pelo controlador para menos ou para mais, subtraindo ou adicionando um determinado *offset* cada vez que o comutador seja pressionado para cima ou para baixo, respetivamente.

Como um sistema de piso radiante tem uma inércia térmica elevada o sistema demora algum tempo para aumentar a temperatura do ambiente e daí ser conveniente a programação do controlador para apenas aceitar um número finito de ordens do utilizador.

5. Instalação experimental

Para avaliar o desempenho de um sistema PRH fazendo uso deste algoritmo de controlo num ambiente real foi utilizada uma instalação experimental constituída por uma câmara climática na qual foi inserido um piso radiante. Para registo das variações de temperatura e humidade do ar na câmara climática recorreu-se a vários equipamentos de aquisição de dados de modo a ser possível o cálculo do PMV e obter uma distribuição das temperaturas. Para o aquecimento e arrefecimento da câmara foi utilizado um dispositivo de banho térmico e uma unidade de tratamento de ar.

5.1. Câmara climática

Uma câmara climática tem a vantagem de facilitar o controlo rigoroso do funcionamento do piso. Visto estar isolada termicamente do ambiente exterior e ser possível o tratamento do ar interior através da unidade de tratamento de ar, foi possível submeter o ambiente interior a uma condição de inverno e recorrendo a instrumentos de medida e de aquisição de dados verificar as alterações ocorridas. A câmara climática utilizada nos ensaios foi a mesma que Martins [6] utilizou nos seus ensaios e é ilustrada na Fig. 47.

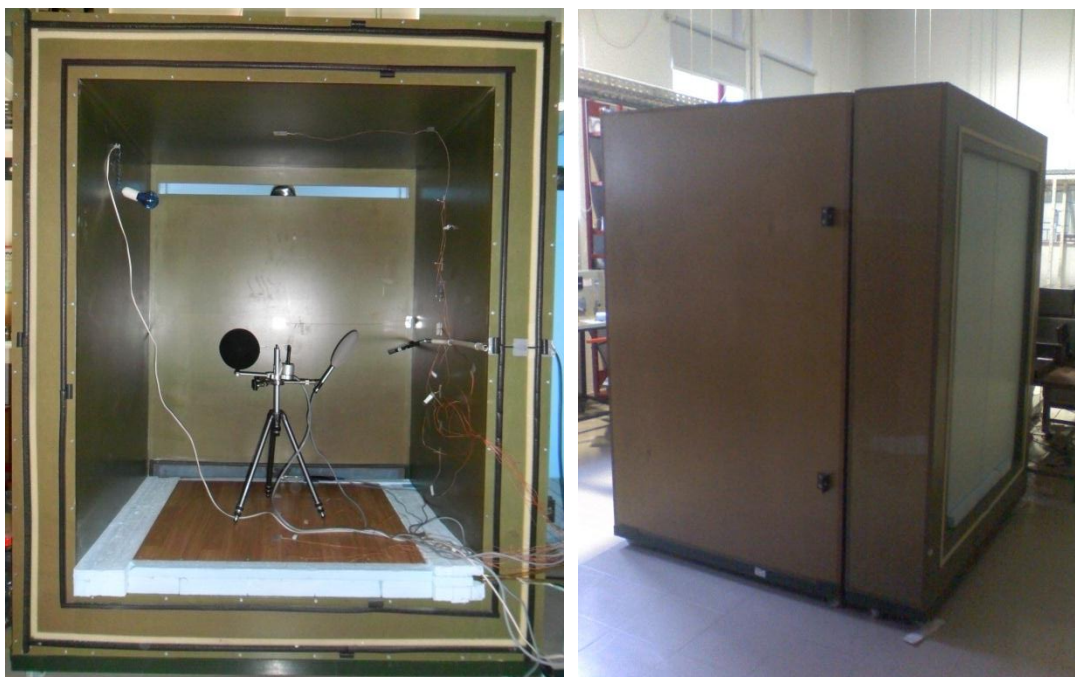


Fig. 47 - Vista geral da câmara climática aberta com todos os sensores instalados à esquerda e fechada à direita.

5.1.1. Estrutura da câmara climática

A câmara climática utilizada é constituída (do interior para o exterior) por placa MDF hidrófugo (19 mm), isolante térmico de poliestireno extrudido (3x50 mm) e por outra placa MDF hidrófugo (19 mm) como representado na Fig. 47.

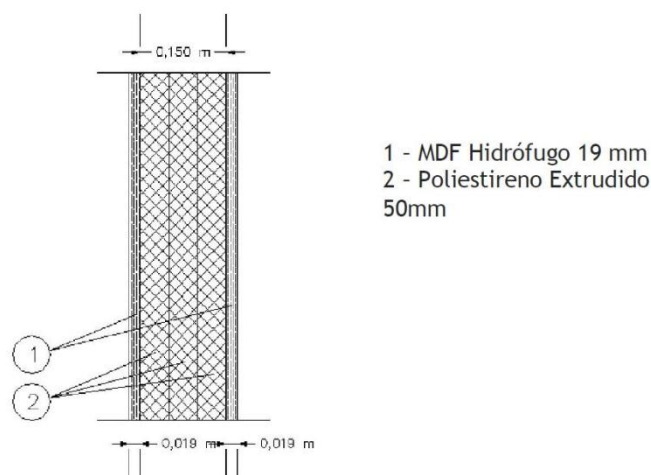


Fig. 48 - Parede da câmara climática em corte [56].

As dimensões internas da câmara são de 1200x1000x1420 mm³ (*Comprimento xLarguraxAltura*) e tem duas entradas de ar, uma por baixo outra por cima, para ligação à unidade de tratamento de ar.

5.1.2. Unidade de tratamento de ar

Para simulação de uma situação de Inverno/Verão dentro da câmara recorreu-se ao equipamento de ar condicionado P.A. Hilton A573 (ver Fig. 48) em conjunto com o equipamento da Digi Sense da Cole Parmer (ver Fig. 50) para o controlo da temperatura das resistências.

Para o controlo da temperatura de insuflação do ar recorreu-se apenas a uma resistência elétrica da unidade de tratamento de ar para o aquecimento do ar, resistência esta que foi controlada pelo sistema de controlo de temperatura da Cole Palmer.

O equipamento utilizado para controlo da temperatura da unidade de tratamento de ar (Cole Parmer Digi Sense Temperature Controller) regulou a temperatura de uma das resistências de aquecimento a partir dos valores obtidos a partir de um termopar tipo K colocado na entrada de ar para a câmara climática.



Fig. 49 - Unidade de tratamento de ar à esquerda e ligações dos ductos à câmara à direita.



Fig. 50 - Equipamento de controlo de temperatura Cole Parmer Digi Sense [57].

5.1.3. Instalação de termopares

No interior da câmara foram colocados termopares tipo K, no centro das superfícies frontal, lateral e superior da câmara, com o objetivo de medir a temperatura superficial das mesmas.



Fig. 51 - Aplicação dos termopares tipo K nas superfícies interiores da câmara climática (superfície frontal, lateral e superior respectivamente) [6].

Com o objetivo de se medir a estratificação térmica no interior da câmara climática, foram colocados cinco termopares tipo K ao longo da altura da câmara espaçados 23,7 cm entre si (ver Fig. 51).

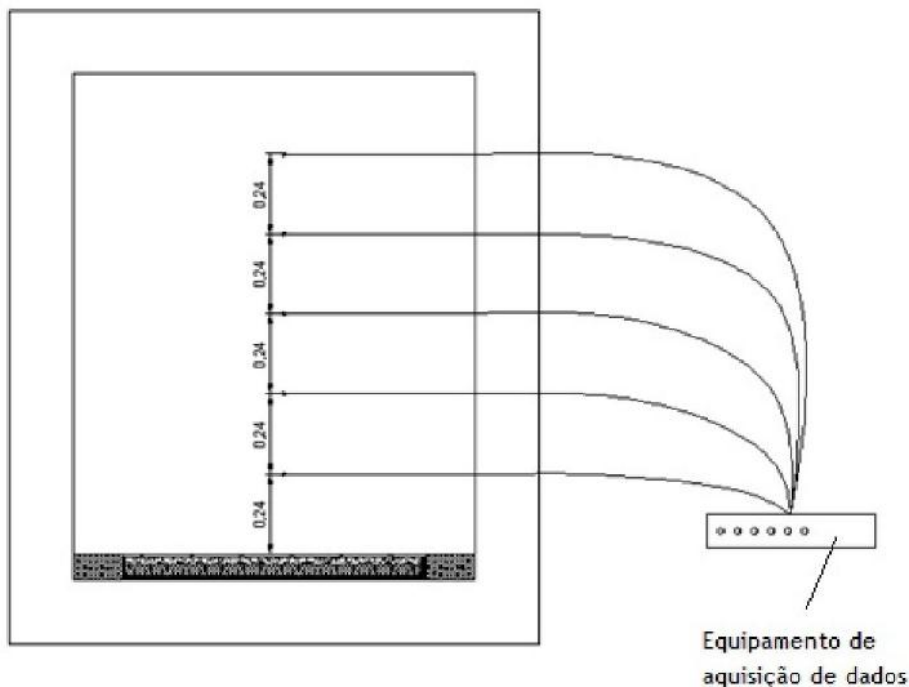


Fig. 52 - Esquema da aplicação dos termopares ao longo da altura da câmara climática [6].

5.2. Piso radiante

O piso radiante onde foi feito o teste do algoritmo de controlo é constituído por quatro partes distintas: isolante, tubagem, argamassa e o revestimento superficial.

As características do piso radiante utilizado são apresentadas na Fig. 53.

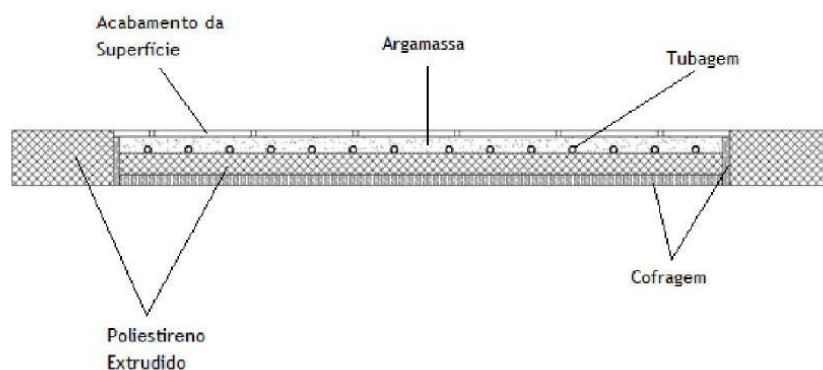


Fig. 53 - Esquema do piso radiante em corte [6].

5.2.1. Isolante

O isolante do piso é composto por XPS (Poliestireno extrudido) com 3 cm de espessura, da marca Iberfibran, com a característica de ter ranhuras que facilitam a ligação da argamassa ao XPS. As suas características encontram-se descritas na Tabela 8.

Tabela 8 - Características técnicas do isolante térmico (FIBRANxps 300 C) da marca Iberfibran [6].

Espessura da placa (mm)	Condutibilidade Térmica Declarada - λ_d [W/mk]	Resistência Térmica Declarada - R_d [m ² k/W]	Nº de placas poratado	Quantidade poratado (m ²)	Nº de atados por palete	Quantidade por palete (m ²)	Resistência declarada à Compressão (kPa)
30	0,034	*	14	10,50	12	126,0	300
35	0,035		12	9,00	12	108,0	300
40	0,035		10	7,50	12	90,0	300
45	0,035		9	6,75	12	81,0	300
50	0,035		8	6,00	12	72,0	300
60	0,035		7	5,25	12	63,0	300
80	0,036		5	3,75	12	45,0	300
100	0,038		4	3,00	12	36,0	300
120	0,038		3	2,25	14	31,5	300

* A resistência térmica de produtos com espessura não constante não pode ser declarada

- Superfície lisa com ranhurado em **C**
- Tipo de encaixe: Meia-madeira "L"
- Dimensões da placa: 1250/600 [mm]

5.2.2. Tubagem

O tipo de tubo utilizado foi uma mangueira flexível sem reforço Cristaflex (Tabela 9) com um diâmetro externo de 11mm.

Tabela 9 - Características técnicas do tubo Cristaflex [6].

Código / Code				JARDIM/MULTIUSO · GARDEN/MULTIUSO JARDIN/ALL-PURPOSE · JARDÍN/À USAGES MULTIPLES					
Grupos/Group	Ø Int. Inside [mm]	Comp. Length [m]	Cor Color	Equivalência Equivalence [poleg./inches]	Ø Ext. Outside [mm]	Peso Weight [Kg/m]	Qt. Paleta Qty Pallet	Metro Meter €	Unid. Unit €
110 190	005	050 100	91	1/5"	7,0	0,025		0,261	13,05 26,08
110 190	008	025 050 100	91	8/25"	11,0	0,080		0,442	11,06 22,12 44,23

5.2.4. Revestimento em piso flutuante

De acordo com Martins [6], o revestimento do piso em pavimento flutuante laminado (Fig. 56), tem uma massa volúmica aparente seca de aproximadamente $500 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, coeficiente de condutibilidade térmica estimado em $0,13 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ e espessura média de 7 mm, assente sobre uma subcamada de feltro em polietileno, com massa volúmica aparente seca de aproximadamente $120 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, coeficiente de condutibilidade térmica estimado em $0,050 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ e espessura média de 3 mm. A resistência térmica média estimada para o conjunto do pavimento (laminado e feltro) é de aproximadamente $0,114 \text{ m}^2\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{W}^{-1}$.

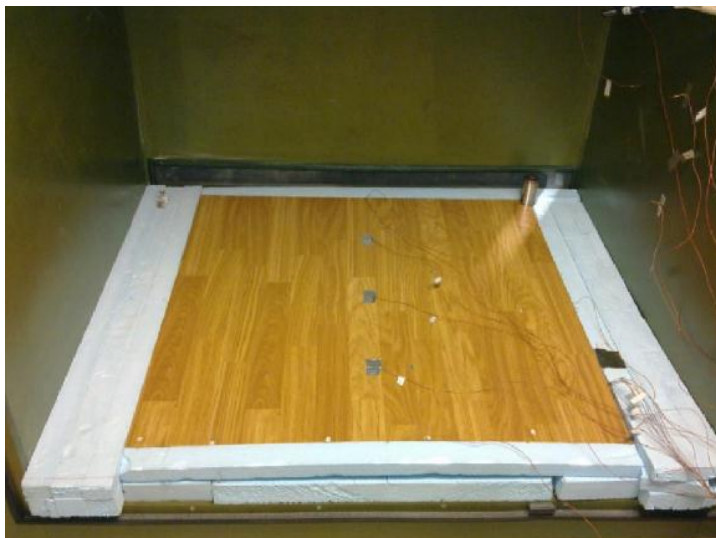


Fig. 56 - Superfície do piso radiante com acabamento em piso flutuante.

5.2.5. Dispositivo de banho térmico

Para fornecimento do fluido de trabalho, neste caso água, nas condições desejadas, recorreu-se a um dispositivo de banho térmico da marca Huber - modelo CC (Fig. 57).



Fig. 57 - Hubber Unistat CC [58].

O equipamento utilizado possui um banho de aquecimento/arrefecimento com uma unidade de refrigeração a ar livre de CFC e H-CFC. Tem uma capacidade de aquecimento de 1,5 kW, tubagem de aço inoxidável, bomba de pressão e sucção, proteção ajustável de temperatura limite e proteção para baixo nível de líquido.

5.3. Aquisição de dados

Para aquisição dos dados relativos à temperatura e humidade relativa do ar dentro da câmara climática foram utilizados três dispositivos de aquisição de dados para medição e registo dos parâmetros de conforto térmico. Com estes dispositivos, visto terem a capacidade de se ligar a um computador e possuírem um *software* que permite apresentar os dados registados, foi possível visualizar os vários parâmetros ao longo do ensaio, permitindo tirar conclusões sobre o efeito do algoritmo de controlo nas condições climáticas da câmara.

5.3.1. Equipamento para medição e registo de temperaturas

Os sensores de temperatura utilizados tanto para medições na câmara como no piso foram termopares tipo K. Para aquisição dos valores de temperatura ao longo do tempo, estes termopares foram ligados a um sistema de processamento de sinal e medição de temperatura de alta velocidade (OMEGA - Multiscan 1200), apresentado na Fig. 58.



Fig. 58 - OMEGA Multiscan 1200 [59].

O *software* utilizado para receber e registar os dados em computador foi o CHARTVIEW da mesma marca.

A este aparelho de processamento de sinal foram ligados 19 termopares utilizados para medir temperaturas tanto no piso radiante como no interior da câmara (Tabela 10).

Tabela 10 - Lista de termopares utilizados e sua localização.

Termopar	Localização
$T_{w.in}$	Colocado à entrada do PRH
$T_{w.out}$	Colocado à saída do PRH
1 A	Colocado entre o isolante e a argamassa
1 B	
1 C	
2 A	Colocado entre a argamassa e o piso
2 B	
2 C	
3 A	Colocado na superfície do piso (ver Fig. 56)
3 B	
3 C	
Altura 1	Colocado ao longo da altura da câmara climática (ver Fig. 52)
Altura 2	
Altura 3	
Altura 4	
Altura 5	
Parede Lateral	Colocado no centro da superfície lateral, frontal e superior da câmara climática, respetivamente (ver Fig. 51)
Parede frontal	
Teto	

5.3.2. Equipamento para medição de humidade relativa

O aparelho utilizado para medição da humidade relativa do ar no interior da câmara foi o Rotronic constituído pelo Data Logger NT3 equipado com ligação DS-U2 (Fig. 59) e com um sensor Hygroclip S. Para registo dos dados em computador foi utilizado o *software* do dispositivo (HW4).



Fig. 59 - Rotronic NT3 com central de ligação DS-U2 [60].

O sensor de humidade relativa do ar Hygroclip S (Fig. 60) foi instalado no interior da câmara climática numa das paredes laterais a uma altura de 660 mm da superfície do piso.



Fig. 60 - Sensor temperatura/humidade relativa Hygroclip S [60].

5.3.3. Equipamento para medição dos parâmetros de conforto térmico

Para medir todos os parâmetros necessários para avaliar o conforto térmico recorreu-se ao equipamento 1221 da INNOVA e respetivo *software*. Este equipamento possui um Data Logger, uma sonda de velocidade do ar, uma sonda de temperatura operativa, uma sonda de temperatura do ar e uma sonda de temperatura de globo e de bolbo húmido (WBGT - *Wet Bulb Globe Temperature*). Este equipamento foi colocado no centro da superfície do piso radiante, recorrendo a um tripé que sustenta os vários sensores como se ilustra na Fig. 61.



Fig. 61 - Equipamento INNOVA 1221 instalado na câmara climática.

5.3.3.1. *Data Logger Type 1221*

O Data Logger Type 1221 (Fig. 61) permite registar a avaliação do conforto térmico num dado local. O Data Logger transmite os valores para o computador onde são guardados numa folha de cálculo. Este dispositivo foi colocado para se poder retirar o índice PMV real possibilitando deste modo testar o desempenho do controlador e averiguar o erro entre o valor do índice PMV calculado pelo controlador e o índice verdadeiro.



Fig. 62 - Data Logger Type 1221 [61].

De modo a ser possível o cálculo do índice PMV, foram conectadas várias sondas a este equipamento, nomeadamente a sonda de temperatura operativa, a sonda de temperatura do ar, a sonda WBGT e a sonda de velocidade do ar.

5.3.3.2. *Sonda de temperatura operativa*

A sonda de temperatura operativa permite avaliar o efeito que os objetos e as superfícies têm no corpo. Normalmente, a quantidade de calor libertada por um corpo humano por radiação é aproximadamente a mesma quantidade que se perde por convecção. Logo, uma simples medição da temperatura do ar é um mau indicador da temperatura ambiente. A temperatura operativa leva em conta as transferências de calor por radiação e por convecção e, por isso, é um melhor indicador da temperatura sentida pelo ocupante. Para tal recorreu-se à sonda de temperatura operativa que se apresenta na Fig. 63.



Fig. 63 - Sonda de Temperatura Operativa MM0060 [62].

Esta sonda pode ser colocada em diferentes posições para simular um utilizador em pé, sentado ou deitado conforme a Fig. 64. Nos ensaios experimentais foi colocada a 30° da vertical de modo a simular um utilizador em pé.

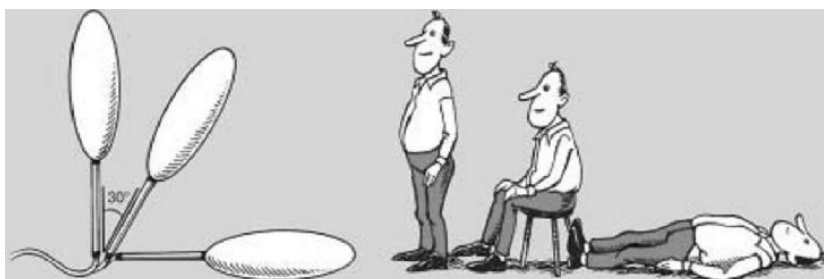


Fig. 64 - Posição da sonda consoante a posição do utilizador [63].

5.3.3.3. Sonda de temperatura do ar

A sonda de temperatura do ar utilizada (Fig. 65) permite medir a temperatura do ar com a mínima interferência da energia transmitida por radiação, que é um dos parâmetros exigidos pela norma ISO 7730 para avaliar o ambiente térmico.



Fig. 65 - Sonda de Temperatura do ar [64].

5.3.3.4. Sonda WBGT

A sonda WBGT (Fig. 66) compreende três sondas separadas. Cada uma das sondas é constituída por resistências de platina extremamente sensíveis que permitem calcular a temperatura de globo, a temperatura de bolbo húmido e ainda a temperatura do ar. Conhecendo estes parâmetros seria possível determinar o índice WBGT. Em todo o caso, esse índice não foi calculado já que o que se pretende é calcular o índice PMV sendo a temperatura de globo o único parâmetro retirado desta sonda.

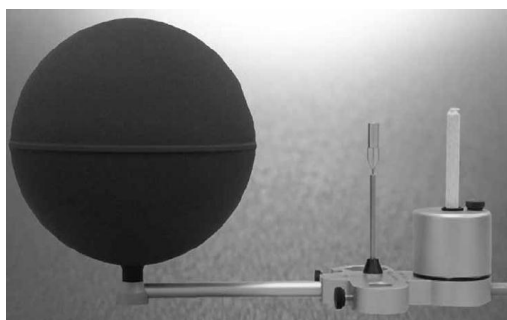


Fig. 66 - Sonda WBGT [65].

5.3.3.5. Sonda de velocidade do ar

Para efeitos do cálculo real do índice PMV é necessário saber-se com rigor a velocidade do ar e por isso utilizou-se uma sonda para medição deste parâmetro (Fig. 67). Esta faz uso de um anemómetro de temperatura diferencial constante. Esta sonda foi projetada para medir velocidades interiores, pelo que a gama de valores de velocidade do ar são baixos. Devido à natureza dos escoamentos do ar em interiores, a sonda permite a medição do referido parâmetro omnidireccionalmente.

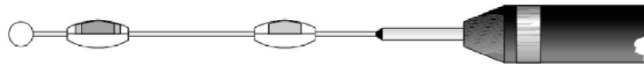


Fig. 67 - Sonda de velocidade do ar [66].

5.4. Controlo

Para controlo da abertura e fecho da válvula solenoide foram utilizados dispositivos sem fios da EnOcean. O algoritmo de controlo ilustrado na Fig. 46, foi programado no módulo TCM300. Este módulo recebe os telegramas enviados pelo sensor STM330 com os valores da temperatura e humidade do ar na câmara e com as ordens do utilizador para aquecer ou arrefecer. Com base nessa informação, decide se abre ou fecha a válvula. Neste caso, por indisponibilidade de uma válvula solenoide, optou-se por controlar diretamente o dispositivo de banho térmico que quando ativo faz circular a água no circuito à temperatura nele estabelecida e quando inativo bloqueia a circulação.

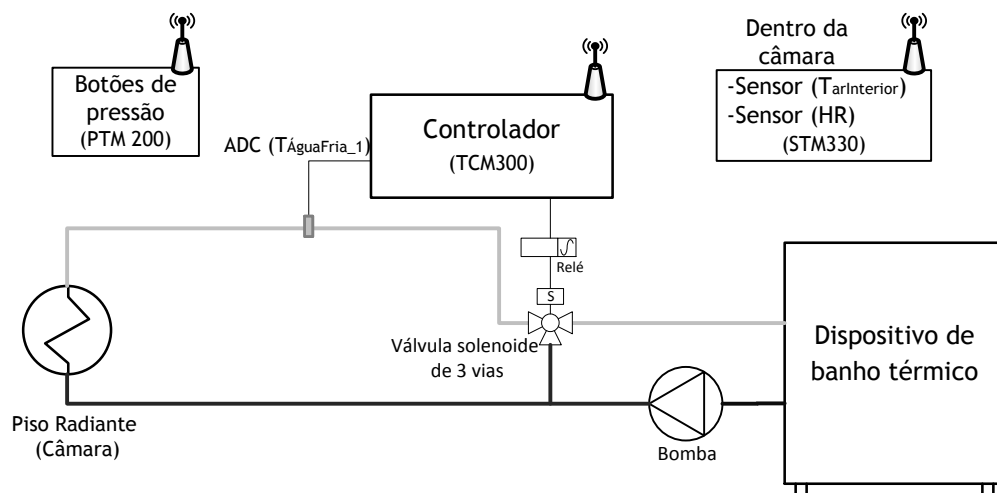


Fig. 68 - Dispositivos de controlo, regulação e comando do sistema de piso radiante com revestimento em piso flutuante utilizados no ensaio experimental.

5.4.1. Controlador e recetor *wireless*

Tal como descrito anteriormente, foi utilizado o TCM 300 (ver Fig. 68) como recetor dos telegramas e controlador do sistema. O código foi programado em linguagem ANSI C fazendo uso das várias características acessíveis via API, nomeadamente o ADC de 10 bits para conversão do valor analógico da tensão elétrica correspondente à temperatura da água de saída, utilizando o termistor referido em 3.1.3.1.; do processador e memória *flash* para armazenamento do código e seu processamento; e das portas I/O configuráveis para realização de testes através de LEDs, ligação ao termistor e para atuação do dispositivo de banho térmico. O programa foi editado e compilado pelo compilador da Keil - uVision4 que fez de interface entre o programador e o controlador.

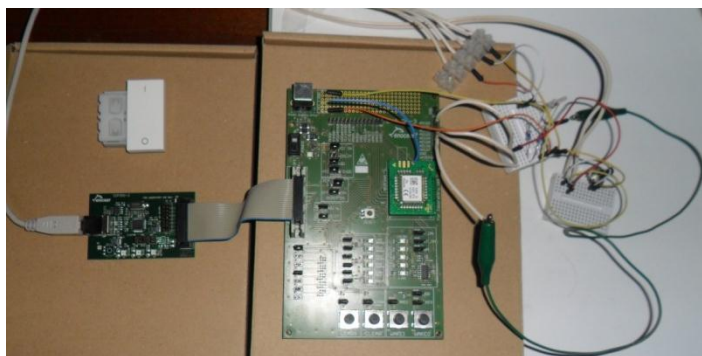


Fig. 69 - TCM300, instalado na placa de teste EVA300 ligada ao programador EOP, é visível ainda o PTM210 e as ligações feitas ao termistor que lê a temperatura de saída da água.

5.4.2. Sensor de temperatura e humidade do ar *wireless* com *energy harvesting*

Para controlo da temperatura e humidade do ar na câmara foi utilizado o sensor STM330 com o módulo HSM100 (Fig. 35 e Fig. 70) e foi configurado para enviar um telegrama com a informação sobre a temperatura/humidade sempre que haja uma variação de 0,5 °C ou 2% (HR) na câmara. Como para o seu funcionamento é necessário que o sensor capte alguma intensidade de luz foi colocado uma lâmpada incandescente de 60 W para iluminar o interior da câmara como se pode ver na Fig. 47.

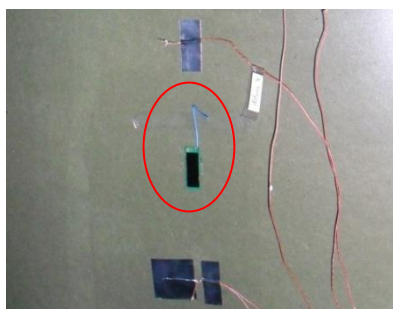


Fig. 70 - STM330 com HSM100 acoplado numa das paredes da câmara climática.

5.4.3. Botões de pressão *wireless* com energy harvesting de quatro canais

A interface do controlador com o utilizador é feita recorrendo ao PTM210 da EnOcean (Fig. 39) onde foram configurados 2 canais para o utilizador ter a possibilidade de aquecer/arrefecer mais do que o que foi previsto pelo controlador. Deste modo, foi configurado no TCM 300 que quando for recebido um telegrama do PTM210 com uma ordem de aquecimento, o valor aproximado do índice PMV calculado pelo controlador é reduzido em 0,1 unidades fazendo com que o controlador atue no sentido de proporcionar um aquecimento adicional. Pelo contrário, se receber uma ordem de arrefecimento, o mesmo índice é aumentado em 0,1 unidades de modo a que o controlador atue no sentido de cancelar o aquecimento ou no caso de o sistema estar equipado com uma bomba de calor, inverter para uma condição de arrefecimento.

5.4.4. Sonda de temperatura da água à saída

A temperatura de entrada da água foi fixa em 35 °C, daí não ser necessária a sua aquisição por parte do controlador. A temperatura de saída da água foi adquirida, através de um termistor (Fig. 33) e recorrendo ao ADC de 10 bits do controlador. Para saber qual o valor da temperatura em função do valor digital testou-se o controlador de modo a saber como varia o valor digital com a tensão (Tabela 12). Adicionalmente, foi testado o circuito divisor de tensão (Fig. 71) utilizado para conversão do valor da resistência variável do termistor na tensão a submeter ao ADC de 10 bits do controlador e recorreu-se à tabela do termistor (Tabela 5).

Assim, analiticamente vem que:

$$Vd = 409,43 + 141,29 \times \ln U \quad (57)$$

$$U = -0,115 + 0,770 \times \ln R \quad (58)$$

$$R = 30,98 + 0,967^T \quad (59)$$

Para saber o valor aproximado do valor digital dado pelo ADC em função da temperatura basta substituir as equações 58 e 59 em 57.

A expressão analítica resultante fica:

$$Vd = 141,34 \times \ln(-0,6135 * (T - 74,71)) \quad (60)$$

A expressão final programada no controlador para este poder interpretar o valor digital como uma temperatura é retirada da Eq. 60, resolvendo-a em ordem à temperatura como se apresenta na Eq. 61.

$$T = 74,714 - 1,630 \times (1,0071)^{Vd} \quad (61)$$

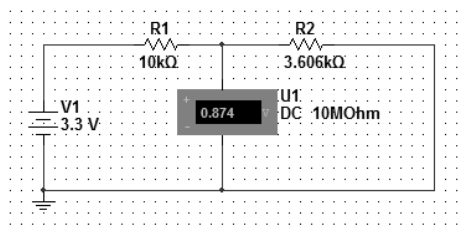


Fig. 71 - Circuito divisor de tensão.

Tabela 11 - Relação entre resistência do termistor e a tensão submetida no controlador.

Tensão (0 - 3,3V)	Resistência (kΩ)
0,874	3,606
1,147	5,330
1,472	8,059
1,668	10,00
1,832	12,49
1,815	12,00
1,992	15,00
2,171	19,00
2,194	19,87
2,523	32,56

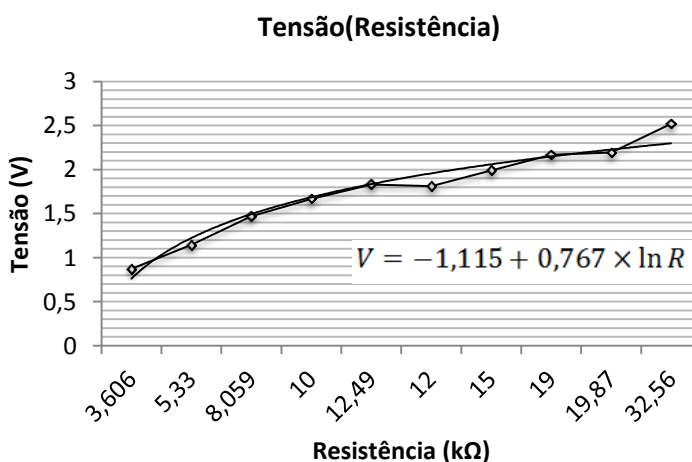


Fig. 72 - Gráfico da tensão submetida ao controlador correspondente à resistência do termistor.

Tabela 12 - Valor digital em função da tensão no ADC de 10 bits do controlador TCM 300.

Tensão (0-3,3V)	Valor digital (0-1024)
0,886	390
1,164	431
1,319	450
1,490	465
1,518	470
1,668	483
1,689	485
1,762	490
1,815	496
1,992	504
2,171	516

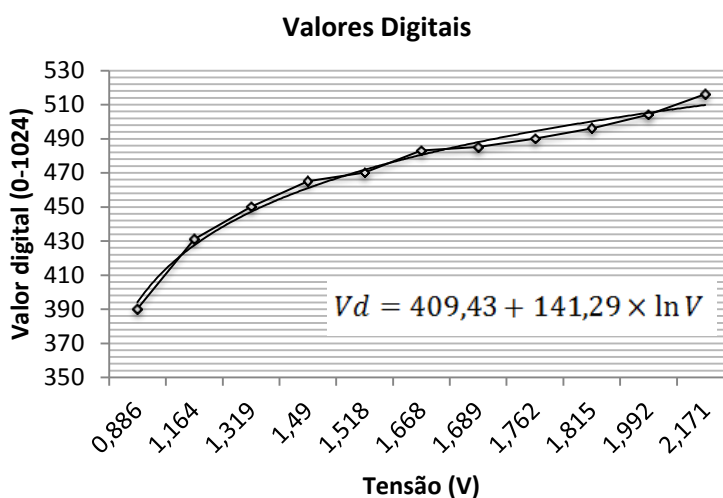


Fig. 73 - Gráfico da relação entre a tensão de entrada no ADC e o resultante valor digital.

5.4.5. Placa de relés

Para acionamento da válvula solenoide foi utilizada a placa de relés referida em 3.1.4.1., convertendo assim o sinal digital do controlador numa tensão de 230 V necessária à válvula solenoide. Neste caso não foi possível usar uma válvula solenoide visto não haver disponível no laboratório, em todo o caso foi ligado/desligado o dispositivo de banho térmico que teve o mesmo efeito.

6. Análise experimental e discussão dos resultados

Os ensaios realizados tiveram como objetivo caracterizar o comportamento do controlador na regulação da temperatura do piso radiante com revestimento em piso flutuante com entrada de água a diferentes temperaturas e saber qual o impacto do seu funcionamento nas condições térmicas internas da câmara climática, assim como também avaliar a evolução do índice de conforto ao longo dos ensaios.

6.1. Ensaios preliminares

De modo a preparar o plano de ensaios finais, foram realizados vários ensaios preliminares para definir o tempo necessário para a estabilização da temperatura do ar na câmara climática, para determinar a taxa de variação da temperatura do piso em relação à temperatura da água impulsionada e para determinar o período de ensaio necessário para que o índice PMV na câmara atinja o zero. Com estes dados foi possível delinear aproximadamente a duração dos ensaios.

Nestes ensaios preliminares foi ainda possível testar todos os equipamentos utilizados e o comportamento do controlador de forma a calibrá-lo adequadamente.

Esta análise foi indispensável para a deteção de problemas ao nível da instalação dos termopares, da unidade de tratamento de ar, do equipamento de banho térmico e do isolamento. Através destes ensaios foi possível fazer melhoramentos ao nível da entrada e saída de ar da câmara, ajustando-se o caudal e a temperatura correspondente às infiltrações de uma habitação comum para um valor mais próximo da realidade.

6.2. Descrição e análise dos ensaios experimentais

Foram feitos dois ensaios, ambos relativos ao período de Inverno (modo de aquecimento), no mesmo provete de piso radiante com revestimento em piso flutuante descrito em 5.2.4. No primeiro ensaio, o provete de piso radiante foi sujeito a um valor de temperatura de entrada da água igual a 35 °C enquanto no segundo ensaio foi imposto um valor de 40 °C.

Tanto num ensaio como no outro foi utilizado o controlador com o algoritmo desenvolvido em 4.4. implementado com opção de controlo por parte do utilizador. Ao longo do ensaio, o controlador segue o algoritmo, aquecendo o piso, evitando que a temperatura da superfície deste supere os 29 °C (temperatura máxima segundo as normas internacionais) para que o índice PMV tenda para zero (conforto máximo).

Estes ensaios permitiram comparar o índice PMV calculado e regulado pelo controlador com o índice PMV real, medido com o equipamento recomendado para medição dos parâmetros de conforto térmico referido em 5.3.3., com sondas de sensibilidade elevada.

Para além disso, foi ainda possível caracterizar o funcionamento do piso radiante registando-se a evolução das temperaturas das várias secções do piso ao longo do tempo, assim como as temperaturas do ar ao longo da altura da câmara (permitindo analisar como se processa a estratificação térmica), as temperaturas das paredes interiores da câmara e a humidade relativa do ar.

6.2.1. Estabilização da instalação experimental

A estabilização da instalação experimental engloba a estabilização da temperatura da superfície do piso, do ar interior e das paredes da câmara climática.

Visto a temperatura no ambiente interior onde se encontra localizada a câmara climática ser superior a uma temperatura do ar exterior de inverno padrão, e encontrando-se a câmara termicamente isolada do exterior, estabilizou-se a câmara recorrendo à unidade de tratamento de ar, simulando as infiltrações normais (perdas de calor) que ocorrem em qualquer edifício. Para tal, foi insuflado ar a cerca de 17,5 °C ($T_{a.in}$), considerando um ducto com secção transversal de 0,01327 m². À entrada da câmara nesse ducto foi imposta uma perda de carga, ver Fig. 74, obrigando o ar a passar numa secção menor. Se o redutor de caudal estiver completamente aberto (90°), possui uma secção transversal de 0,007854 m². Durante os ensaios foi aberto apenas a 30°, pelo que a secção transversal correspondente é de 0,002618 m². A velocidade do ar à saída do redutor de caudal é de 0,2 m·s⁻¹ medida com a sonda de velocidade do ar (Fig. 67). Assim, o caudal é de 0,0005236 m³·s⁻¹ (Eq. 62). Considerando que o volume da câmara é de 1,704 m³, o número de renovações de ar por hora é 1,1 (Eq. 63). Após a estabilização térmica da câmara climática, obteve-se um índice PMV igual a -0,6, ou seja, com uma categoria de ambiente térmico classe C (ver Tabela 4).

$$\dot{V} = v_a \cdot A_{sec} = 0,2 \times 0,002618 = 0,0005236 \text{ m}^3/\text{s} \quad (62)$$

$$n = \frac{\dot{V} \times 3600}{V} = \frac{0,0005236 \times 3600}{1,704} = 1,1 \text{ ren/h} \quad (63)$$



Fig. 74 - Redutor de secção transversal (perda de carga).

Quanto à humidade relativa do ar, é necessário realçar que a unidade de ar condicionado não possuía um sistema de controlo da humidade. Por este facto, a humidade do ar começa com valores próximos no início de ambos os ensaios e vai diminuindo à medida que a temperatura do ar aumenta na câmara climática. Em todo o caso, em ambos os ensaios a humidade relativa do ar varia de forma muito semelhante. A sua variação é importante para testar a capacidade do controlador em ajustar a temperatura da câmara tendo em conta a humidade do ar, sempre com o intuito de obter um valor do índice PMV o mais próximo de zero possível.

No período de estabilização da câmara, a temperatura da água foi estabelecida a 20 °C em ambos os ensaios para manter as mesmas condições de arranque do sistema.

O tempo para estabilização completa da instalação experimental, já determinado nos ensaios preliminares, foi de 3 horas.

6.2.2. Procedimento experimental

Inicialmente, procedeu-se à estabilização da câmara climática, com insuflação constante de ar a 17,5 °C com o caudal definido em 6.2.1. determinando-se um valor do índice PMV igual a -0,6.

Estando a câmara estabilizada, aciona-se o dispositivo de controlo, que nesse momento, ao detetar um valor do índice PMV baixo, ativa o dispositivo de banho térmico a uma temperatura de 35 °C ou 45 °C consoante o ensaio, fazendo circular a água a essa temperatura no PRH.

A partir desse ponto, o controlador vai ligar e desligar o dispositivo de banho térmico tal como definido no algoritmo até estabilizar num valor do índice PMV, calculado pelo controlador, próximo de zero (conforto ótimo).

No fim da estabilização testa-se o funcionamento dos botões que fazem a interface com o utilizador, clicando-se duas vezes para aumentar a temperatura, o que se traduz num aumento do valor do índice PMV caso os outros parâmetros ambientais se mantenham.

6.2.3. Ensaio de inverno com entrada de água a 35°C

O primeiro ensaio (doravante denominado Ensaio 1) foi realizado com entrada de água no PRH a uma temperatura, $T_{a.in}$, de 35 °C. Estando esta temperatura próxima de 29 °C (temperatura máxima que o piso pode atingir), a estabilização ocorre de forma suave. A temperatura e humidade inicial do ar no ambiente exterior à câmara climática apresentaram respetivamente os valores de 25,3 °C e 46,2%.

6.2.3.1. Temperaturas do ar na câmara climática

A temperatura de globo, T_g , que permite avaliar o efeito que a superfície do PRH e as superfícies da câmara têm no corpo tem um aumento crescente até cerca das 20:30 (ver Fig. 75), o que se justifica devido à temperatura da superfície do PRH aumentar continuamente até essa hora (ver Fig. 83).

O sensor de temperatura operativa, T_o , que foi colocado a 30° da vertical, para simular um utilizador sentado, apresenta um valor menor que o do sensor da temperatura de globo. Esta situação seria de esperar, já que o primeiro tem em conta as perdas de calor por convecção. A temperatura do ar, T_a , ao longo de todo o ensaio tem um valor ligeiramente abaixo da temperatura operativa, o que se justifica pelo facto de se tratar de um sistema radiante que não aquece diretamente o ar, mas sim as superfícies expostas.

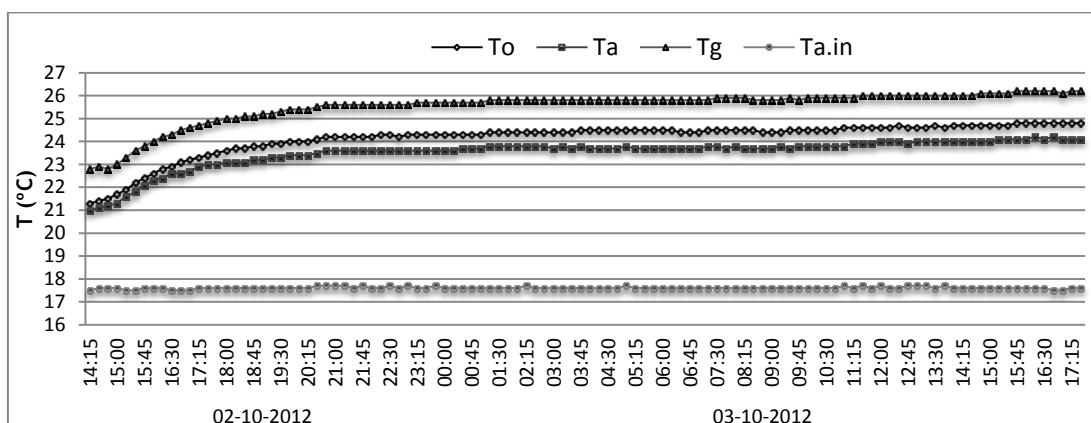


Fig. 75 - Distribuição das temperaturas, operativa na câmara, do ar na câmara, de globo na câmara e a temperatura do ar à entrada da câmara - Ensaio 1.

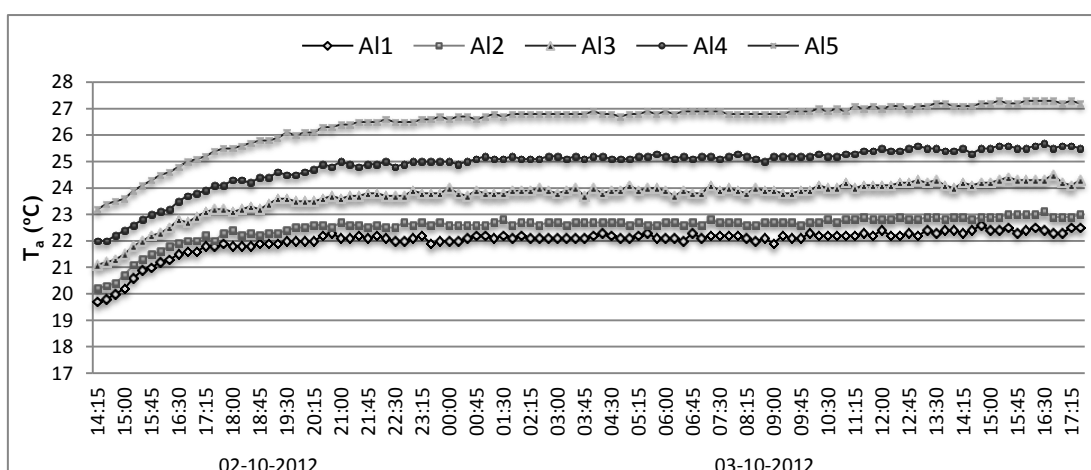


Fig. 76 - Distribuição das temperaturas do ar em altura (ver também Fig. 52) - Ensaio 1.

Relativamente à distribuição das temperaturas do ar em altura (Fig. 76 em que os pontos indicados na legenda encontram-se em ordem ascendente com a altura a que os sensores foram dispostos), observa-se que para alturas maiores obtêm-se valores mais elevados de temperatura que para alturas menores. Esta situação deve-se à menor massa específica do ar quente relativamente ao ar frio e consequentemente ao efeito de impulsão. De realçar que este comportamento advém da análise ser relativa à temperatura direta do ar e não à temperatura média radiante, que teria um comportamento contrário.

6.2.3.2. Temperaturas superficiais das paredes e teto da câmara

As temperaturas superficiais das paredes lateral e frontal apresentam valores semelhantes de temperatura conforme exposto na Fig. 76, pois os termopares encontram-se dispostos à mesma altura (no centro de ambas as paredes). Adicionalmente, como as paredes têm a mesma inclinação relativamente ao PRH, recebem praticamente o mesmo fluxo de calor por radiação e perdem também o mesmo por convecção, face à reduzida variação da temperatura do ar para a mesma altura. O teto, ao estar face-a-face com a superfície do PRH, recebe um fluxo de calor radiante mais intenso, independentemente de se encontrar localizado a uma distância média superior do PRH que as paredes. Por outro lado, perde menos calor por convecção relativamente às paredes, já que a diferença de temperaturas entre a sua superfície e o ar envolvente a altura elevada (que é mais quente, Fig. 76) é inferior.

Os valores da temperatura das paredes e teto aumentam rapidamente até cerca das 18:30, ou seja, enquanto a temperatura da superfície do piso se encontra também a aumentar. A partir deste ponto, como a temperatura da superfície do PRH estabiliza (fluxo de calor por radiação constante), o aumento da temperatura tem uma evolução mais lenta.

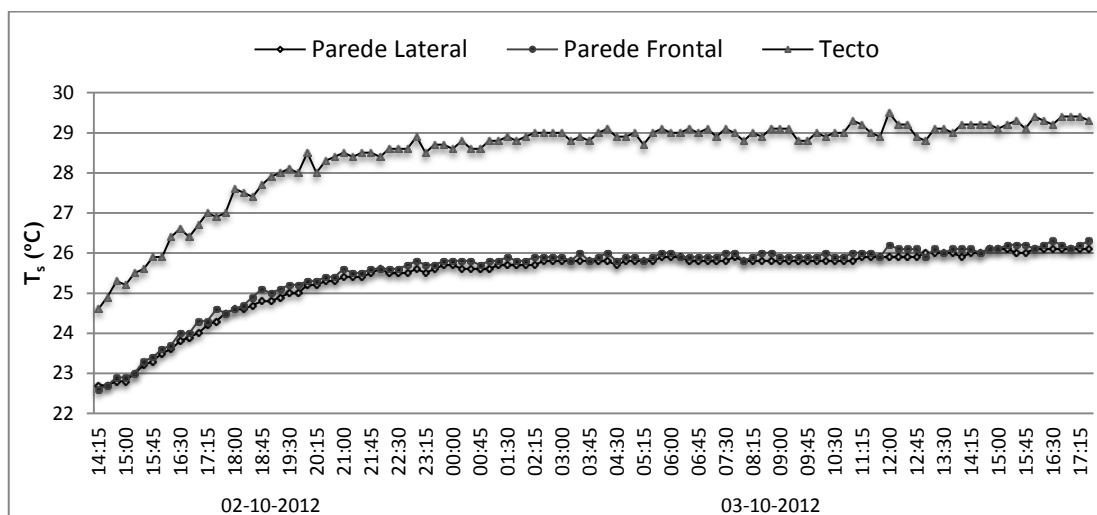


Fig. 77 - Distribuição das temperaturas das paredes internas da câmara ao longo do ensaio (ver também Fig. 51) - Ensaio 1.

6.2.3.3. Humidade relativa

Quanto à humidade relativa, como referido anteriormente, trata-se de um parâmetro não controlado durante o ensaio. O seu comportamento decrescente é expectável, já que a temperatura de bolbo seco do ar está constantemente a subir, aumentando a capacidade do ar em sustentar vapor de água. Como a humidade absoluta do ambiente exterior à câmara climática não varia significativamente, conseqüentemente a da câmara também não e daí a humidade relativa na câmara diminuir.

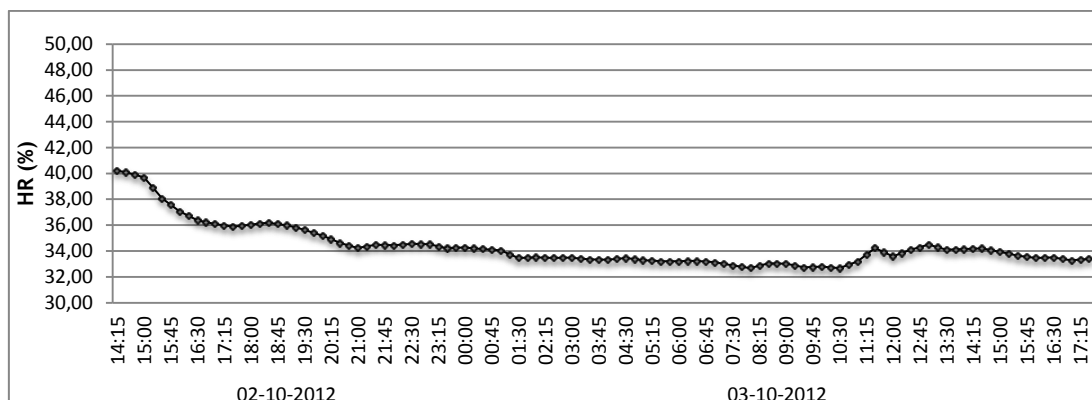


Fig. 78 - Representação da humidade relativa na câmara ao longo do ensaio - Ensaio 1.

6.2.3.4. Índice PMV de conforto térmico

Os valores do índice PMV representados na Fig. 79 foram medidos por sensores especializados para medição dos parâmetros de conforto térmico já referidos em 5.3.3. e por isso consideram-se como sendo os valores reais desse índice.

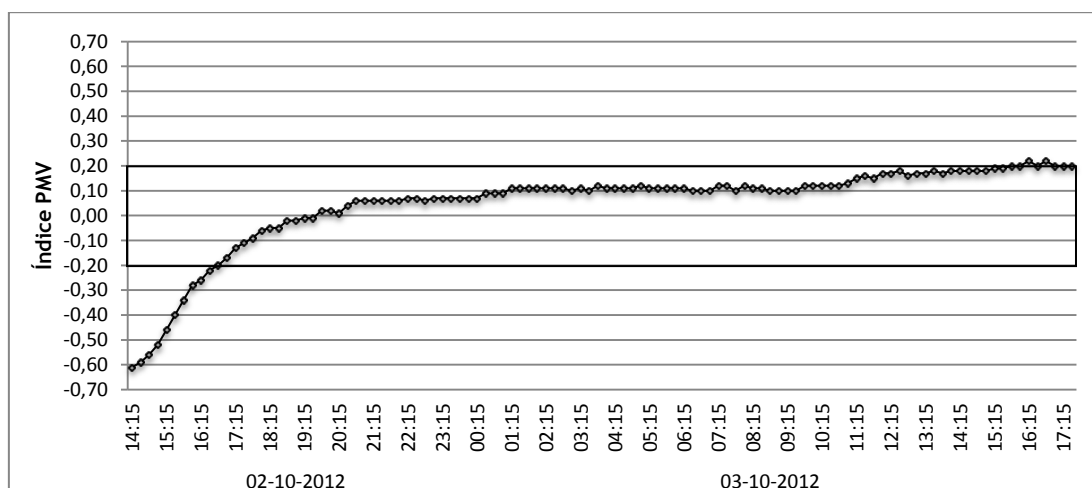


Fig. 79 - Representação dos valores do índice PMV real correspondentes ao ambiente na câmara ao longo do ensaio - Ensaio 1.

O controlador calcula uma aproximação deste índice, recorrendo aos valores do sensor STM330 (*wireless* com *Energy Harvesting*, ver Fig. 35), que mede os valores de temperatura do ar e de humidade relativa na câmara.

Ao longo do ensaio, este índice aumenta significativamente até cerca das 16:00. A partir deste ponto, continua a aumentar, mas apresentando uma evolução menos acentuada até à 01:30 onde estabiliza até 10:30 do dia seguinte no valor de 0,1. Este resultado indica que o cálculo deste índice realizado pelo controlador tem um erro próximo a 0,1 em relação ao índice real. A partir das 10:30 volta a aumentar devido ao acionamento do botão de pressão (PTM210, ver Fig. 39), no sentido de aumentar o aquecimento, provocando um aumento do índice PMV em 0,1 pontos.

6.2.3.5. Temperaturas da água de entrada e de saída do piso radiante

Conforme exposto na Fig. 79, no início do ensaio, como o controlador deteta um valor de índice PMV baixo (-0,6), automaticamente aciona o dispositivo de banho térmico à temperatura predefinida (35 °C). O dispositivo de banho térmico mantém-se ligado durante cerca de 5,5 horas, ou seja até cerca das 20:00. Este valor é aceitável, visto que nesse instante, o índice PMV está próximo do neutro como se pode observar na Fig. 79.

Justifica-se que não tenha desligado até esse instante porque conforme a Tabela 7 relativa ao algoritmo de controlo para valores do índice PMV entre -0,5 e -0,2 (Categoria B), a temperatura alvo para o piso seria de 28 °C. Como nesse instante, a superfície do piso ainda não tinha chegado a essa temperatura (previsão bem feita pelo controlador), o controlador decidiu, como era expectável, não desligar o dispositivo de banho térmico, desligando-o apenas quando atingida a categoria A de conforto térmico (-0,2 a 0,2). Neste caso, a temperatura alvo para o piso é de 27 °C e já tinha sido superada nesse momento.

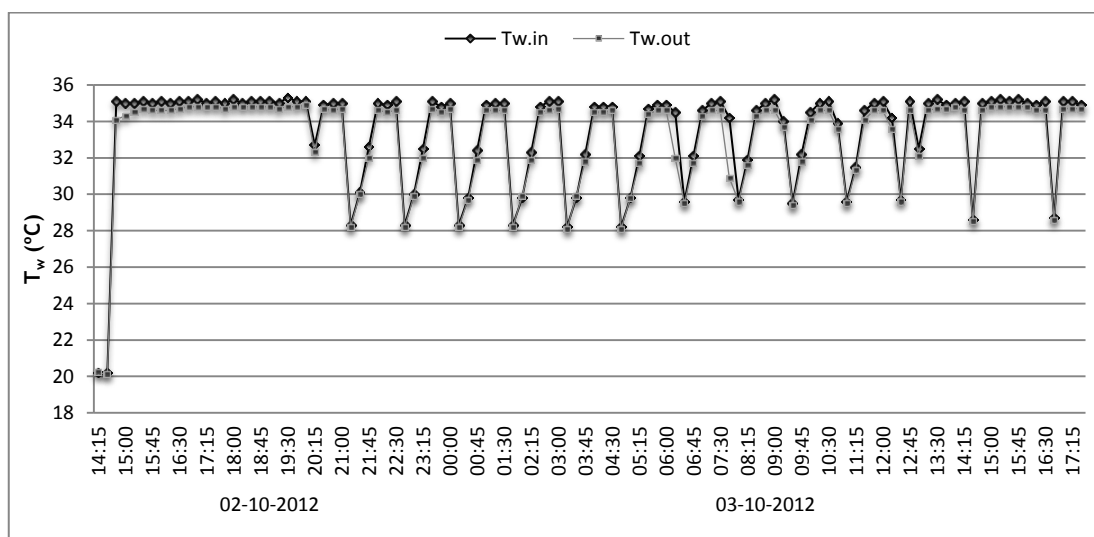


Fig. 80 - Representação dos valores das temperaturas da água à entrada e à saída da câmara ao longo do ensaio - Ensaio 1.

Às 10:30 do 2º dia de ensaio, para testar os botões que fazem a interface entre o controlador e o utilizador, foi acionado duas vezes o botão de pedido para mais aquecimento que se traduziu num aumento do período em que o dispositivo de banho térmico permaneceu ligado (até ao fim do ensaio), refletindo-se num ligeiro aumento do índice PMV real conforme exposto na Fig. 79.

6.2.3.6. Temperaturas no provete de piso radiante hidráulico

As temperaturas entre o isolante e a argamassa em três pontos de medição (1A, 1B e 1C), Fig. 81, e entre a argamassa e o revestimento em três pontos de medição (2A, 2B e 2C), Fig. 82, apresentam valores bastante semelhantes, à exceção apenas de 1A que tem valores ligeiramente superiores a 2B (cerca de 0,5 °C). Possivelmente, esta diferença deve-se a algum armazenamento de calor na argamassa junto ao isolante já que a transmissão de calor é bloqueada nesse local ao contrário do que acontece em 2B, onde o calor é transmitido por condução da argamassa para o revestimento.

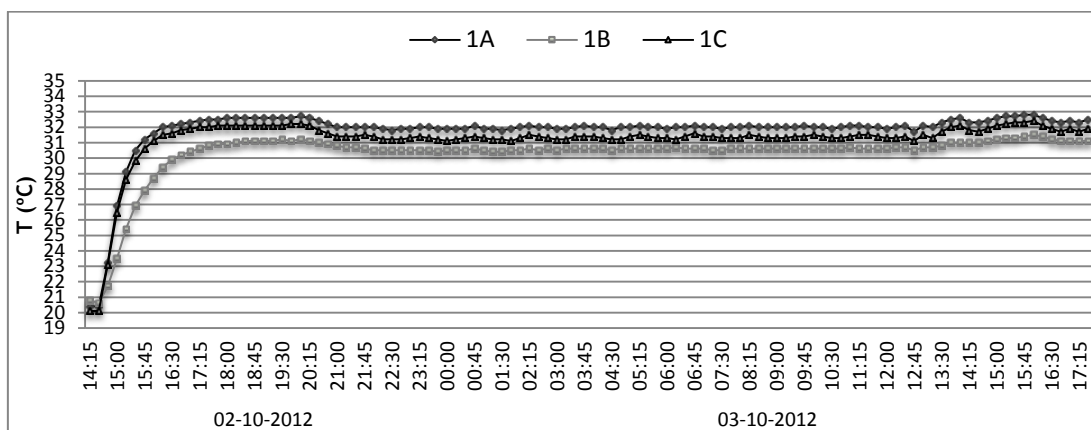


Fig. 81 - Distribuição das temperaturas entre o isolante e a argamassa do PRH ao longo do ensaio - Ensaio 1.

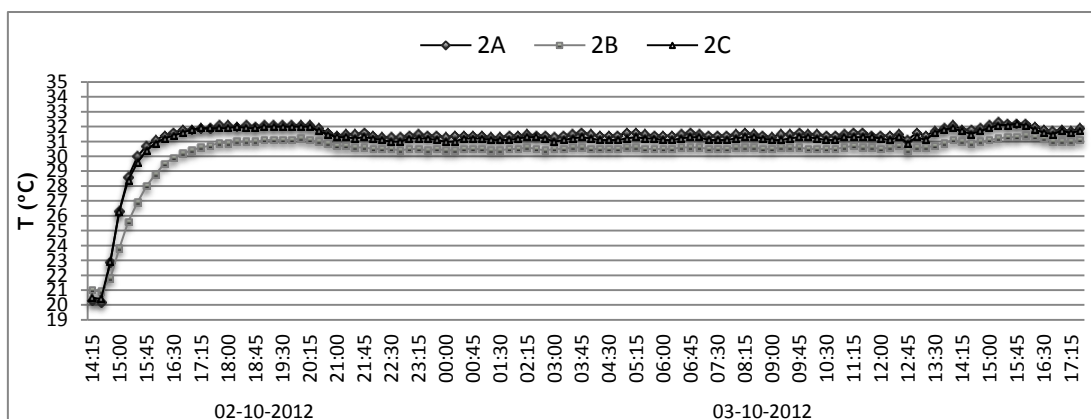


Fig. 82 - Distribuição das temperaturas entre a argamassa e o revestimento do PRH ao longo do ensaio - Ensaio 1.

Na Fig. 83 onde é exposta a temperatura da superfície do piso em três pontos de medição (3A, 3B e 3C) pode observar-se que, tal como é recomendado pelas normas internacionais, a temperatura do piso não ultrapassa os 29 °C. Neste gráfico observa-se ainda o tempo que a superfície do piso demora até atingir uma certa temperatura, com a temperatura da água à entrada a 35 °C. Por exemplo, para que a temperatura do piso atingisse 27 °C, o sistema esteve em funcionamento cerca de 2 horas, o que demonstra a elevada inércia térmica por parte do revestimento em piso flutuante, já que a superfície superior da argamassa em menos de uma hora já tinha atingido essa temperatura (Fig. 82).

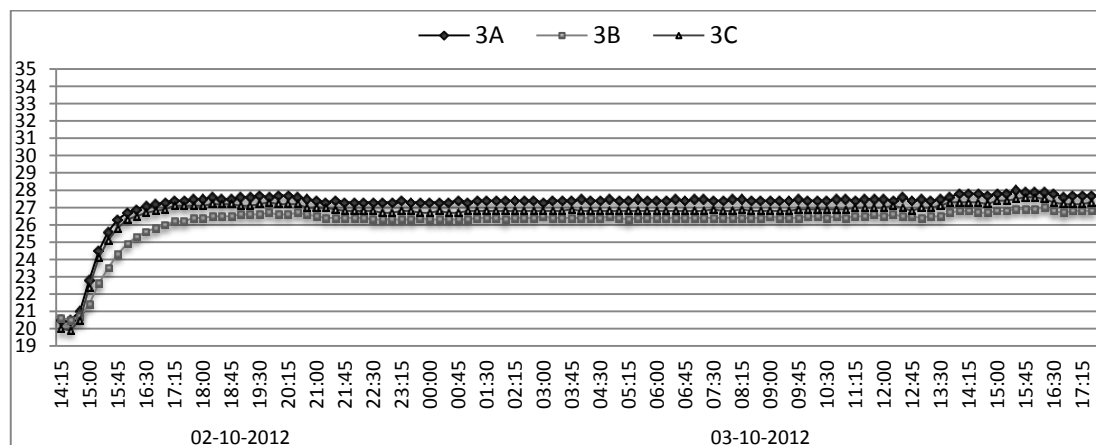


Fig. 83 - Distribuição das temperaturas à superfície do piso (ver Fig. 50) - Ensaio 1.

Neste ensaio o algoritmo desenvolvido comporta-se como esperado e projetado já que condições de conforto térmico são atingidas, a temperatura da superfície do piso não supera os 29 °C e varia pouco tendo uma estabilização suave. Recorre-se o mínimo possível ao atuador, aumentando o seu tempo de vida, o erro de cálculo do índice PMV por parte do controlador em relação ao índice real é baixo (0,1) e consegue manter o ambiente dentro da categoria A de conforto térmico (-0,2 a 0,2) de acordo com a ISO 7730 (Tabela 4).

6.2.4. Ensaio de inverno com entrada de água a 40°C

O segundo ensaio (doravante denominado Ensaio 2) foi realizado com o valor da temperatura da água à entrada no PRH a 40 °C. Esta temperatura está 11 °C acima dos 29 °C (temperatura máxima que o piso pode atingir) e por esse motivo a estabilização ocorre de forma menos suave que no ensaio anterior. A temperatura e humidade do ar inicial no ambiente exterior à câmara climática apresentam valores semelhantes aos do primeiro ensaio, 25,7 °C e 45,4% respetivamente.

6.2.4.1. Temperaturas do ar na câmara climática

Neste ensaio, o valor da temperatura de globo atingiu os 25 °C às 17:00 (Fig. 84). Comparando com o Ensaio 1, este valor foi atingido mais rapidamente, demorando cerca de menos 1h30m. Esta situação explica-se pelo facto da temperatura da superfície do PRH (ver Fig. 89) já ter atingido os 29 °C às 17:00, o que não aconteceu no Ensaio 1 que só atingiu a temperatura máxima de 27,5 °C cerca das 20:00.

O sensor de temperatura operativa, colocado na mesma posição que no Ensaio 1, pelas mesmas razões discutidas anteriormente, apresenta um valor inferior à temperatura de globo. Os valores da temperatura operativa já não sofrem uma influência tão significativa da temperatura de superfície do PRH e apresentam valores idênticos ao Ensaio 1.

A temperatura do ar, tal como no Ensaio 1, ao longo de todo o ensaio tem um valor ligeiramente abaixo da temperatura operativa, apresentando neste ensaio apenas maior flutuação devido às dificuldades do controlador em estabilizar a temperatura do PRH a 29 °C quando a temperatura de entrada da água é impulsionada a 40 °C. Contudo, em termos médios, apresenta valores semelhantes ao Ensaio 1.

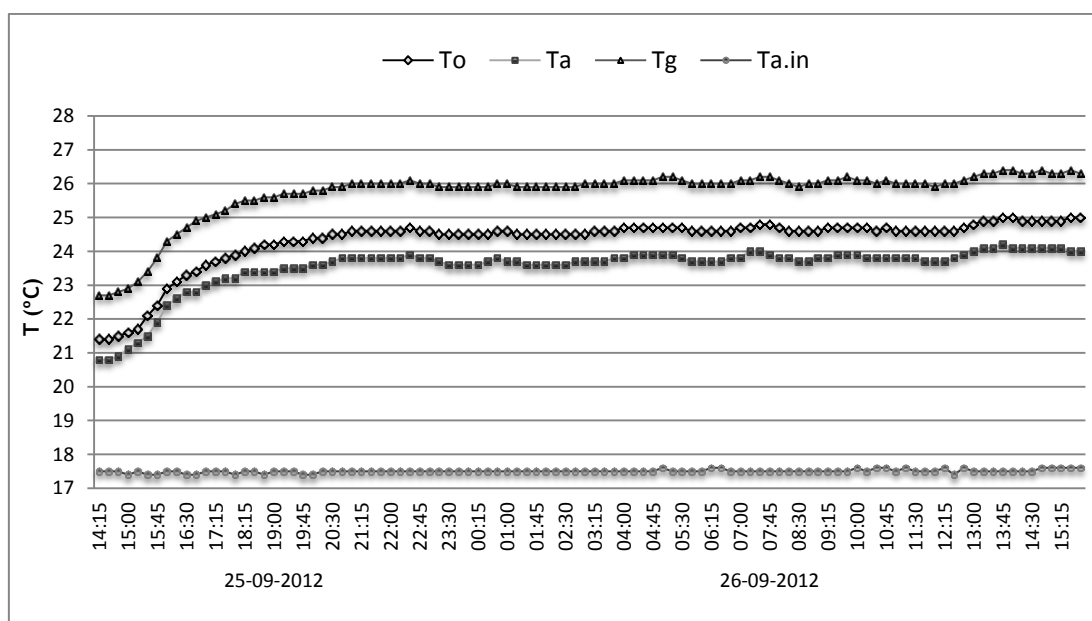


Fig. 84 - Distribuição das temperaturas, operativa na câmara, do ar na câmara, de globo na câmara e a temperatura do ar à entrada da câmara - Ensaio 2.

Quanto à distribuição das temperaturas do ar em altura (Fig. 85), observa-se em termos médios a mesma evolução que no Ensaio 1, possuindo apenas uma maior ondulação pelos mesmos motivos mencionados anteriormente.

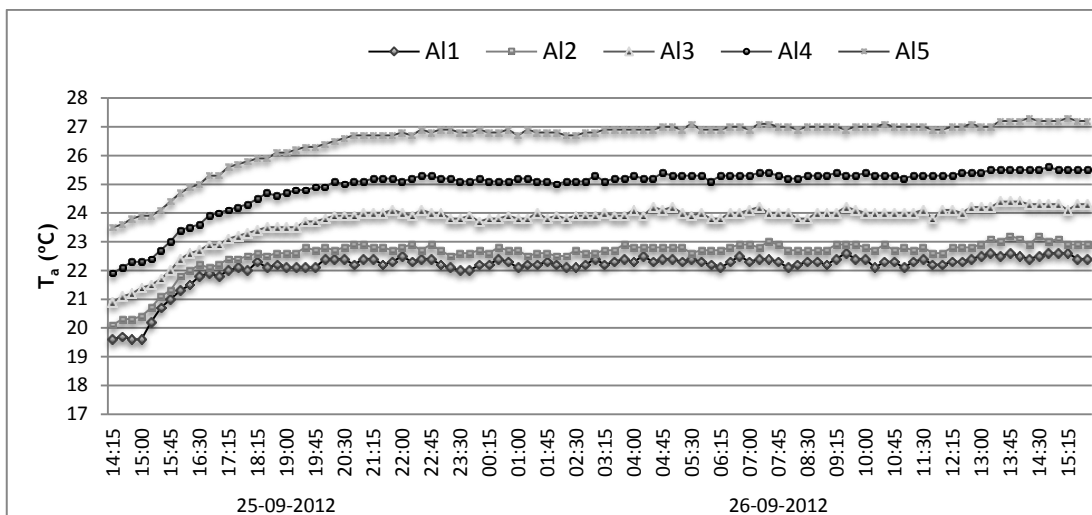


Fig. 85 - Distribuição das temperaturas do ar em altura (ver também Fig. 52) - Ensaio 2.

6.2.4.2. Temperaturas superficiais das paredes e teto da câmara

Tal como referido na discussão sobre os resultados do Ensaio 1, as temperaturas das paredes lateral e frontal apresentam valores semelhantes. Estes resultados podem ser analisados na Fig. 86. Os motivos que originam esta condição mantêm-se. A temperatura da superfície do teto é superior à das paredes também pelas mesmas razões referidas na descrição do Ensaio 1. Comparativamente ao Ensaio 1, todas as superfícies apresentam valores mais elevados, o que se deve ao facto de neste ensaio a temperatura da superfície do PRH ter atingido também temperaturas mais elevadas.

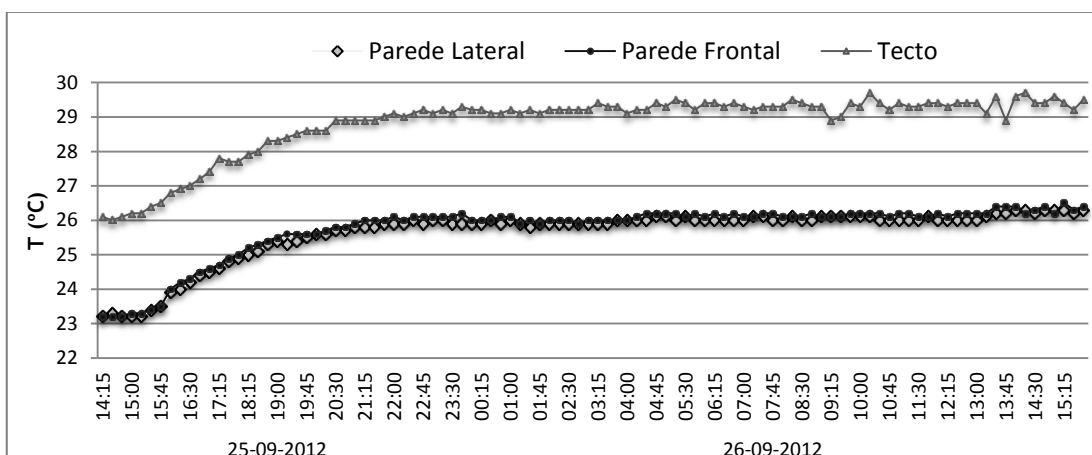


Fig. 86 - Distribuição das temperaturas das paredes internas da câmara ao longo do ensaio (ver também Fig. 51) - Ensaio 2.

6.2.4.3. Humidade

Quanto à variação da humidade relativa do ar, o seu valor é ligeiramente mais elevado (44%) no início do ensaio que no Ensaio 1 (40%) conforme exposto na Fig. 86. Todavia, apresenta um decréscimo menos acentuado no período inicial do ensaio. A humidade relativa do ar ao final do ensaio apresenta um valor mais baixo (32%) que no Ensaio 1 (33%). Em todo o caso, o comportamento em termos médios é semelhante.

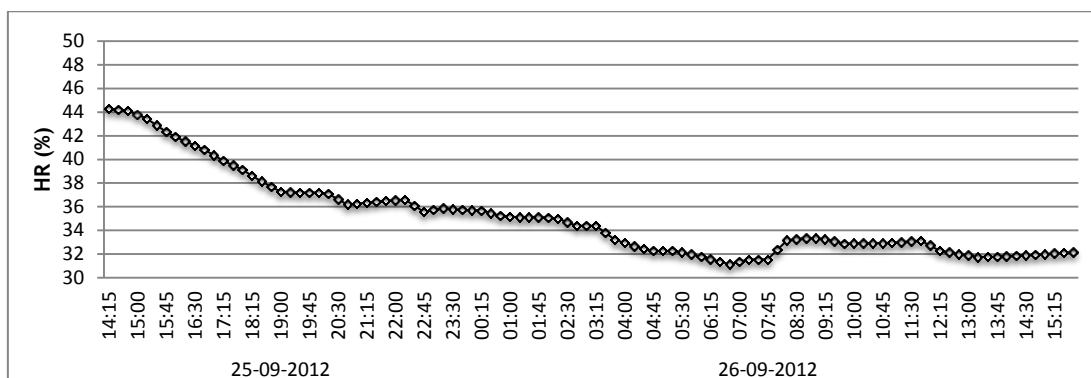


Fig. 87 - Representação da humidade relativa na câmara ao longo do ensaio - Ensaio 2.

6.2.4.4. Índice PMV de conforto térmico

Tal como foi estabelecido em 6.2.1. ambos os ensaios arrancaram com um valor de índice PMV igual a -0,6 para manter as mesmas condições em ambos os ensaios.

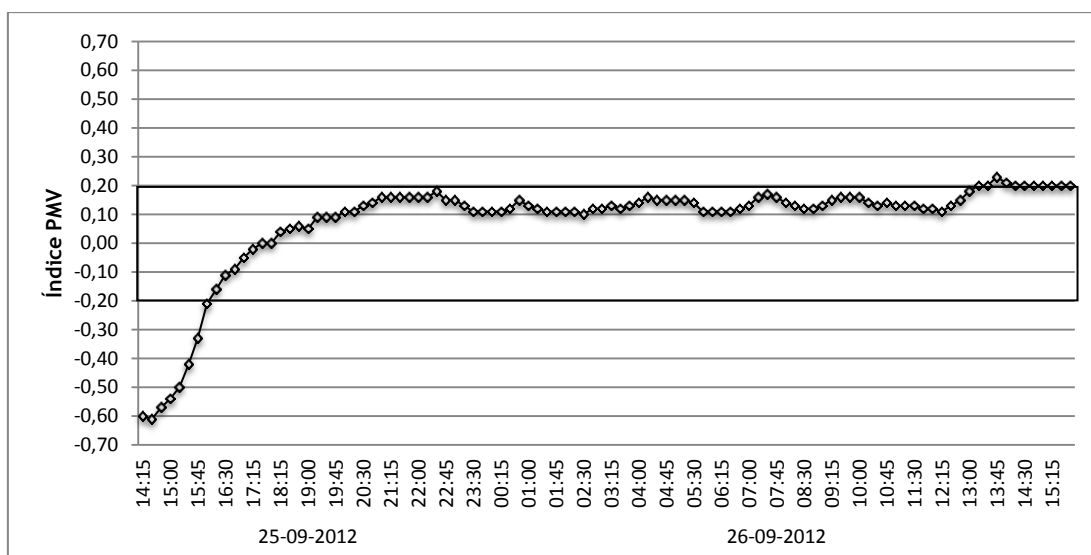


Fig. 88 - Representação dos valores do índice PMV real correspondentes ao ambiente na câmara ao longo do ensaio - Ensaio 2.

Neste ensaio, e conforme exposto na Fig. 87, o índice PMV ultrapassa o zero mais cedo (17:30) que no Ensaio 1 (20:00) devido ao aquecimento do piso ser mais rápido. A partir das 20:00 até às 12:00 do dia seguinte ocorre a estabilização. Esta apresenta uma variação mais acentuada que no Ensaio 1, apresentando um valor médio durante a estabilização de aproximadamente 0,14, ou seja, um erro de aproximadamente quatro centésimas superior ao anterior que se justifica pela oscilação mais acentuada.

Tal como no Ensaio 1, pelas 12:00 foi acionado o botão de pressão duas vezes no sentido de aumentar o aquecimento, o que provocou um aumento no índice em aproximadamente 0,1 pontos, tal como sucedeu no Ensaio 1.

6.2.4.5. Temperaturas da água de entrada e de saída do piso radiante

O controlador, assim como no primeiro ensaio deteta um valor do índice PMV baixo (-0,6) acionando automaticamente o dispositivo de banho térmico à temperatura predefinida (40 °C). Como a temperatura da água neste caso é superior, o período de tempo em que o dispositivo se mantém em funcionamento é inferior conforme exposto na Fig. 89. Invés de ficar em funcionamento durante 5h30m fica apenas 3h30m, ou seja até às 18:00.

O controlador desativa o dispositivo de banho térmico a esta hora, já que o valor do índice PMV já tinha ultrapassado o zero, tal como exposto na Fig. 88, e a temperatura de 27 °C (Tabela 7), temperatura alvo correspondente a esse índice.

Às 12:00 como foi acionado o botão de pressão para aumentar o aquecimento, observa-se que o dispositivo permanece ligado durante mais tempo que anteriormente.

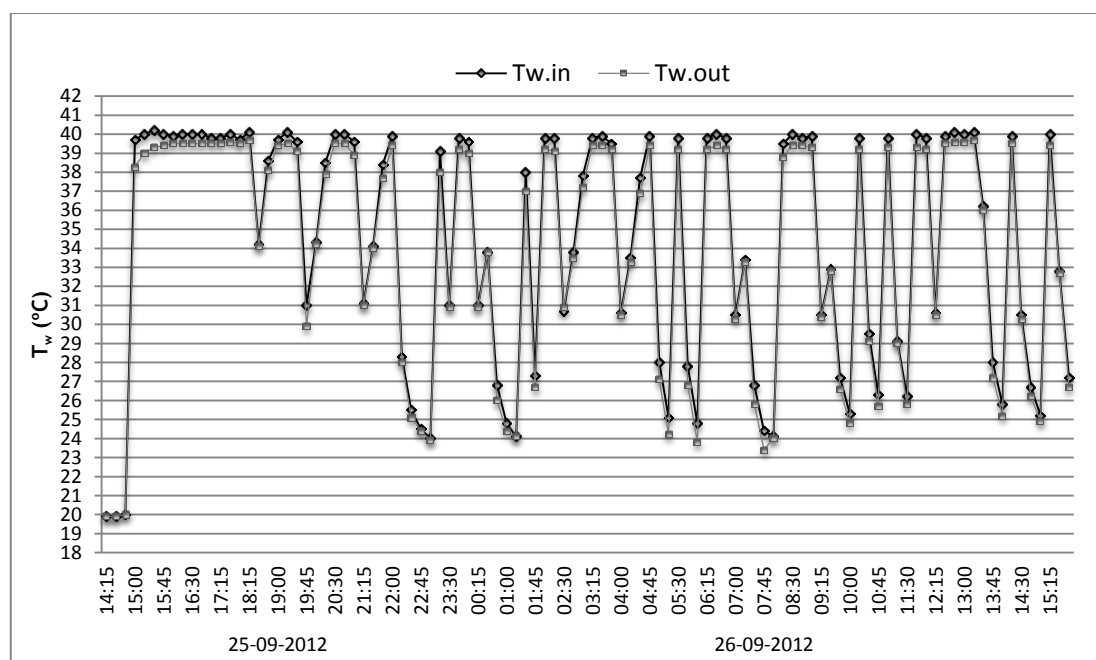


Fig. 89 - Representação das temperaturas da água à entrada e à saída da câmara ao longo do ensaio - Ensaio 2.

6.2.4.6. Temperaturas no provete de piso radiante hidráulico

As temperaturas entre o isolante e a argamassa em três pontos de medição (1A, 1B e 1C), Fig. 90, e entre a argamassa e o revestimento em três pontos de medição (2A, 2B e 2C), Fig. 91, tal como no Ensaio 1, apresentam valores muito próximos sendo que neste ensaio 2A, 2B e 2C apresentam valores ligeiramente inferiores a 1A, 1B e 1C respetivamente. Os motivos para tal situação serão análogos aos referidos para o ensaio anterior. Para além disso, comparando a variação das temperaturas no provete do piso radiante entre ensaios, neste ensaio observa-se uma oscilação muito mais acentuada.

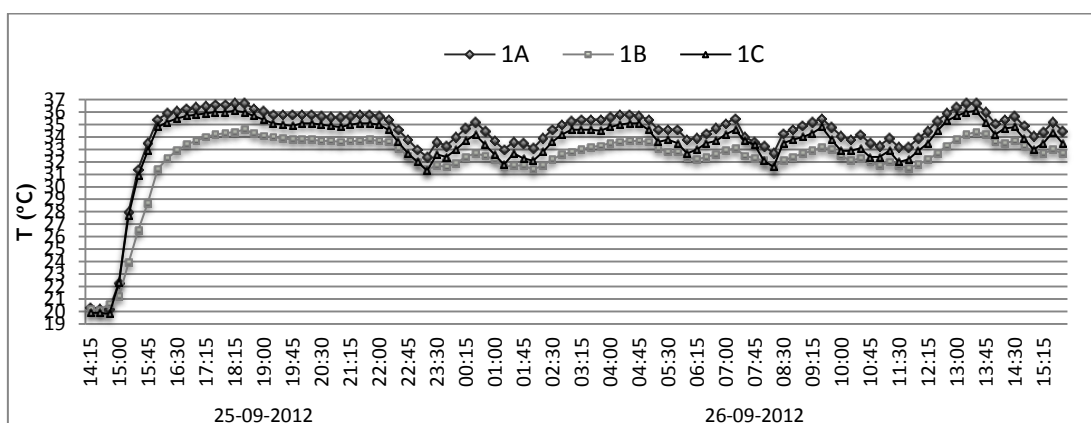


Fig. 90 - Distribuição das temperaturas entre o isolante e a argamassa do PRH ao longo do ensaio - Ensaio 2.

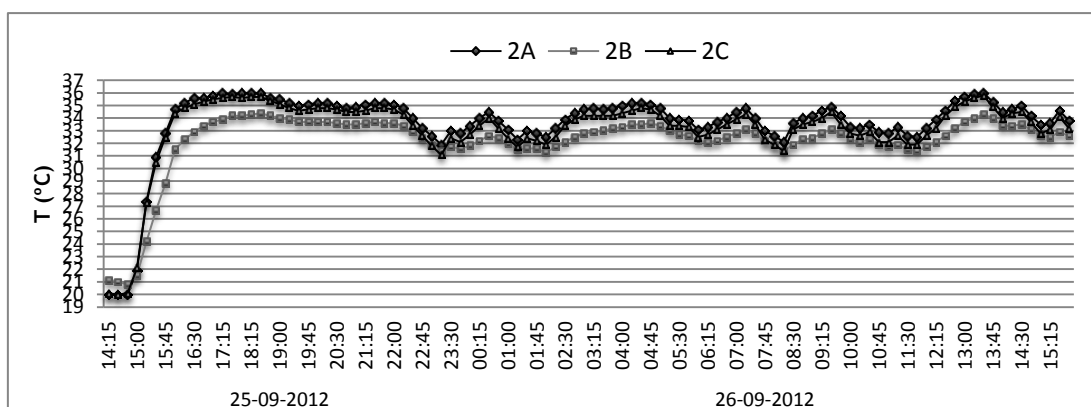


Fig. 91 - Distribuição das temperaturas entre a argamassa e o revestimento do PRH ao longo do ensaio - Ensaio 2.

Relativamente à distribuição de temperaturas à superfície do PRH exposta na Fig. 92, observa-se que ao contrário do Ensaio 1 existe uma zona do piso, 3A, que ultrapassa os 29 °C em cerca de 1 °C chegando aos 30 °C às 13:00. Esta condição deve-se a uma falsa interpretação da temperatura por parte do controlador, já que não existe nenhum sensor ligado ao controlador que informe diretamente o valor da temperatura da superfície do piso. O controlador estima essa temperatura através de um cálculo aproximado como

demonstrado no fluxograma da Fig. 44. Para além disso, uma outra aproximação é feita quando se considera que a temperatura do ar medida pelo STM330 é igual à temperatura da parede. Na realidade, estas temperaturas apresentam alguma discrepância induzindo algum erro nos cálculos feitos pelo controlador.

Neste caso existe alguma diferença, já que o sensor foi colocado entre A12 e A13 (Fig. 85), que durante o período de estabilização teve um valor médio de 24,5 °C, enquanto conforme exposto na Fig. 86, a temperatura da parede possui o valor médio de 26,5 °C. Isto é, existe um erro de 1,5 °C nesta aproximação.

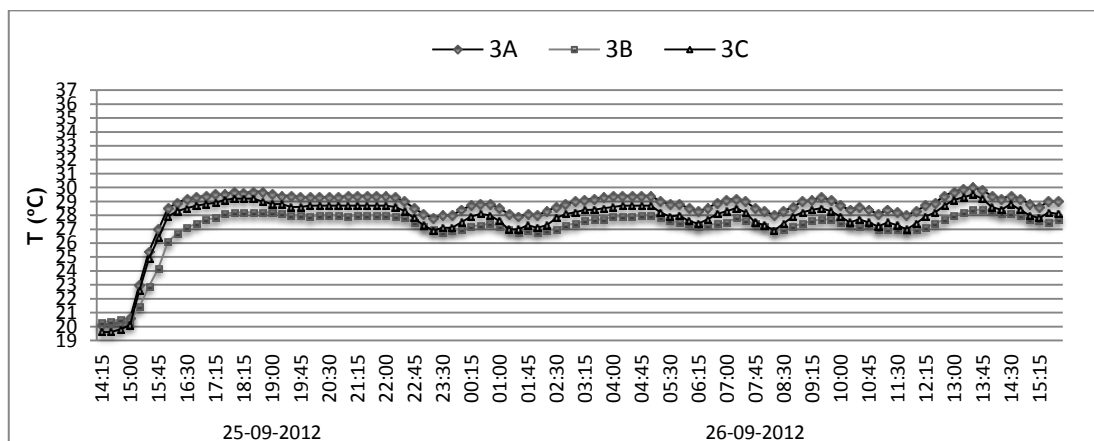


Fig. 92 - Distribuição das temperaturas à superfície do piso (ver Fig. 56) - Ensaio 2.

Neste ensaio o algoritmo desenvolvido também se comporta como projetado no que respeita a manter o índice PMV dentro da categoria A. Apenas a temperatura de parte da superfície do piso supera os 29 °C em 1 °C durante um curto espaço de tempo tendo alta variação ou seja não tem uma estabilização suave. Neste caso recorre-se imenso ao atuador, reduzindo o seu tempo de vida. O erro de cálculo do índice PMV por parte do controlador em relação ao índice real mantém-se baixo (0,1).

7. Conclusões

Os objetivos desta dissertação foram atingidos no sentido de que se chegou a uma solução inovadora de controlo, regulação e comando de pisos radiantes hidráulicos. Os resultados mostram que o conforto térmico é garantido com este sistema para as condições estabelecidas nos ensaios.

7.1. Análise da eficiência e eficácia do algoritmo de controlo

Quanto à eficiência energética não foi feita uma análise comparativa com outros sistemas mas observa-se que, no caso da água a entrar a 35 °C o sistema ativa a circulação de água quente no piso apenas durante o período necessário para manter o nível de conforto solicitado.

A eficiência e eficácia do controlador são comprometidas para temperaturas de entrada de água superiores a 35 °C. A temperatura da superfície do piso foi calculada pelo método apresentado em 2.4.10. que dá a temperatura final de estabilização não considerando que o piso demora algum tempo até atingir essa temperatura. Esse método foi usado, ao invés de um sensor diretamente ligado ao piso para reduzir o número de sensores do sistema e evitar o uso de fios até ao chão tornando o sistema mais económico, estético e menos trabalhoso de instalar. Contudo para temperaturas superiores a 35 °C o que acontece é que aquele método prevê que o piso vai atingir temperaturas superiores a 29 °C e está correto mas o piso não atinge essa temperatura de imediato. Se fosse utilizado um sensor saber-se-ia a temperatura ao longo do tempo e desse modo o algoritmo de controlo seria eficaz para temperaturas mais altas. A eficiência do controlador diminui à medida que se aumenta a temperatura da água já que a estabilização se torna mais difícil havendo períodos em que se fornece mais calor do que é necessário para manter a mesma classe de conforto térmico.

7.2. Análise do dispositivo de controlo e sensores

Relativamente ao controlador, TCM300 verifica-se que cumpriu satisfatoriamente as exigências de controlo, regulação e comando, processando efetivamente os algoritmos desenvolvidos demorando cerca de 14 seg. a processar o algoritmo de controlo e com eficácia para água de entrada à temperatura de 35 °C. Foi de notar as enormes vantagens do uso de microcontroladores tendo alta versatilidade sendo possível e fácil editar o código e testar rapidamente o seu funcionamento com novos parâmetros.

Quanto à metodologia de controlo usada, *on-off*, em oposição aos métodos P, PI e PID foi adequada do ponto de vista que o atuador escolhido e usado na maioria dos sistemas de PRH (controlados por termostatos) foi uma válvula solenoide que apenas abre ou fecha, tendo sido obtida uma boa estabilidade para baixas temperaturas.

A aquisição de dados ao nível do conversor ADC do TCM300 foi feita com sucesso, o termistor têm alta sensibilidade à temperatura e associado ao ADC de 10 bits foi possível obter a temperatura da água de saída com precisão.

Quanto ao sensor STM330 e ao módulo a si acoplado, HSM100 para medição da humidade relativa do ar conclui-se que estão satisfatoriamente calibrados de fábrica, foi apenas necessária a sua configuração para a obtenção de valores muito perto dos reais. Conclui-se ainda que capturaram com sucesso a energia residual proveniente da luminosidade da câmara.

A comunicação entre o STM330, PTM210 e o TCM300 foi estabelecida com êxito. O TCM300 leu e interpretou com sucesso os telegramas recebidos por ambos os dispositivos mesmo estando os sensores dentro da câmara fechada e o controlador (TCM300) fora.

7.3. Análise e comparação dos resultados dos ensaios experimentais

O equipamento de aquisição de dados funcionou corretamente armazenando os valores das temperaturas e humidade da câmara adequadamente no disco rígido do computador durante todo o período de ensaio.

Com estes ensaios conclui-se que a temperatura da superfície do piso aumenta muito mais rapidamente apenas com uma variação de 5 °C, de 35 °C para 40 °C. A humidade relativa apesar de ter sido um parâmetro não controlado diretamente teve uma variação em ambos os ensaios pouco discrepante. O objetivo do algoritmo ao nível do controlo do índice PMV foi eficaz em ambos os ensaios tendo este sido mantido entre -0,2 e +0,2. O erro de cálculo deste índice por parte do controlador em relação ao índice real mantém-se baixo em ambos os ensaios (0,1). As ordens do utilizador para aumentar a temperatura foram bem-sucedidas, provocando um aumento do índice PMV em aproximadamente 0,1 pontos em ambos os ensaios.

Dos resultados dos ensaios conclui-se ainda que o algoritmo implementado é mais eficiente com água de entrada a 35 °C, já que o sistema estabiliza de uma forma mais suave e a circulação de água quente é bloqueada menos vezes, havendo períodos mais longos de circulação sem que o piso chegue à temperatura máxima recomendada (29 °C). O facto de o algoritmo ser mais eficiente a esta temperatura acaba por ser uma mais-valia no sentido de se tornar mais adaptável à associação de coletores solares ao sistema, que trabalham a temperaturas baixas e aumentam consideravelmente o seu rendimento assim como a caldeiras de condensação.

Por outro lado, com a água a circular à temperatura de 35 °C torna o sistema bastante lento em termos de resposta, o que representa uma desvantagem em relação ao sistema a funcionar com água a 40 °C que atinge com maior rapidez condições de conforto térmico mas à custa de um *stress* térmico na tubagem superior. Todavia em ambos os casos a inércia térmica de um PRH é superior à maioria dos sistemas HVAC já que a transmissão é feita maioritariamente por radiação, de forma limitada (o piso não pode superar os 29 °C) e não há aquecimento do ar.

7.4. Sugestões de trabalhos futuros

Trabalhos futuros poderão incluir uma melhoria do algoritmo de controlo desenvolvido, por exemplo relacionando por meio de uma função em vez de usar a Tabela 7 que relaciona analiticamente a temperatura alvo com o índice PMV calculado. Realizar ensaios com outros tipos de revestimento como por exemplo em cerâmica para averiguar as mudanças ocorridas a nível da inércia térmica. Ensaio para averiguar melhor o efeito da humidade no comportamento do controlador. Fazer testes em edifícios reais para se ter um feedback dos ocupantes em relação ao conforto térmico proporcionado. Usar outros atuadores em vez da válvula solenoide como por exemplo uma válvula proporcional ou usar uma bomba com velocidade variável sendo nestes casos possível usar outras metodologias de controlo mais sofisticadas como por exemplo P, PI ou mesmo PID.

Referências bibliográficas

- [1] INE, I.P./DGEG, “Inquérito ao Consumo de Energia no Sector Doméstico 2010, Instituto Nacional de Estatística”, I.P., Edição 2011, Lisboa, Portugal, 2011.
- [2] Ministério da Economia, “Eficiência Energética nos Edifícios”, Ogilvy & Mather, Direção Geral de Energia, Lisboa, Portugal, 2002.
- [3] Ministério da Economia, “Eficiência Energética e Energias Endógenas”, Resolução do Conselho de Ministros n.º 154/2001 de 27 de Setembro, Lisboa, Portugal, 2001.
- [4] Olesen, B.W., “Radiant floor heating in theory and practice”, ASHRAE Journal 44, 19-24, 2002.
- [5] Teixeira, A.F., “Estudo do desempenho térmico de um piso radiante hidráulico com diferentes acabamentos na superfície”, Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica - Energia Aplicada, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Portugal, 2010.
- [6] Martins, P. M. “Análise do desempenho térmico de um piso radiante hidráulico”, Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Portugal, 2011.
- [7] Buckley, N.A. “Application of radiant heating saves energy”, ASHRAE, Journal 31,17-26, 1989.
- [8] Strand, R.K. and Pedersen, C.O., “Analytical verification of heat source transfer functions”, First Joint Conference of International Simulation Societies, Zurich, Switzerland, 1994.
- [9] Byung-Cheon, Ahn and Jae-Yeob, Song, “Control characteristics and heating performance analysis of automatic thermostatic valves for radiant slab heating system in residential apartments”, Energy, Republic of Korea, 2008.
- [10] Bean, Robert *et al.*, “History of Radiant Heating & Cooling Systems”, ASHRAE Journal, February, 2010.
- [11] ASHRAE, “Radiant Heating and Cooling”, HVAC Applications (SI Edition), 2007.
- [12] Silva P. D., “Apontamentos de transmissão de calor”, Departamento de engenharia Electromecânica, UBI, 2005.
- [13] ASHRAE, “Thermal Comfort”, Fundamentals (SI Edition) - Chapter 9, 2009.
- [14] Berglund, L.G., “Comfort criteria: Humidity and standards - Proceedings of Pan Pacific Symposium on Building and Urban Environmental Conditioning”, Asia vol. 2, pp. 369-382. University of Nagoya, Japan, 1995.
- [15] Magalhães, Sónia *et al.*, “Termorregulação”, Texto de Apoio, pg.3, Porto, 2001.
- [16] Hardy, J.D., Wolf, H.G. and Goodell, H., Pain sensations and reactions, Williams and Wilkins, Baltimore, 1952.
- [17] Fanger, P.O., Calculation of thermal comfort: Introduction of a basic comfort equation, ASHRAE Transactions 73(2):III.4.1, 1967.
- [18] ASHRAE, Thermal environmental conditions for human occupancy, Standard 55, ANSI/ASHRAE, 1992.
- [19] Rohles, F.H., Jr. The revised modal comfort envelope. ASHRAE Trans. 79(2):52, 1973.

- [20] ISO 7730:2005(E), Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, Third edition, 2005.
- [21] Liviana, J.E., Rohles, F.H. and Bullock, O.D., Humidity, comfort and contact lenses, ASHRAE Transactions 94(1):3-11, 1988.
- [22] Gwosdow, A.R., Stevens, J.C., Berglund, L., and Stolwijk, J.A.J., Skin friction and fabric sensations in neutral and warm environments, Textile Research Journal 56:574-580, 1986.
- [23] Nevins, R.G., Gonzalez, R.R., Nishi, Y. and Gagge, A.P., Effect of changes in ambient temperature and level of humidity on comfort and thermal sensations, ASHRAE Transactions 81(2), 1975.
- [24] Fanger, P.O. and Robert E., Thermal comfort, Krieger, Malabar, FL., 1982.
- [25] Rohles, F.H. and Nevins, R.G., The nature of thermal comfort for sedentary man. ASHRAE Transactions 77(1):239, 1971.
- [26] ASHRAE, “Measurement and Instruments”, Fundamentals (SI Edition), 2009.
- [27] ASHRAE, “Psychrometrics”, Fundamentals (SI Edition), 2009.
- [28] Águas, M.P.N. e Domingos, J.J.D., “A Investigação no IST no âmbito da norma ISO 7730” 1º Congresso Internacional de Refrigeração, Ar Condicionado, Ambiente e Energia, Lisboa, 1996.
- [29] Lebrun, J. and Marret, D., “Heat losses of buildings with different heating systems.” Proceedings of the International Conference, 1977.
- [30] Lebrun, J. and Marret, D.J., “Thermal comfort and energy consumption in winter conditions—continuation of the experimental study.” ASHRAE Trans. 85(2):190-204, 1979.
- [31] CEN EN 1264: Floor Heating – Systems and Components, European Committee for Standardization, 1994.
- [32] Fang, L., Clausen, G., and Fanger, P.O., “Impact of temperature and humidity on the perception of indoor air quality.”, Indoor Air 8(2):80-90, 1998.
- [33] Jin, Xiaosong Zhang and Yajun, Luo, “A calculation method for the floor surface temperature in radiant floor system”, Energy and Buildings, Southeast University, No. 2 Sipailou, Nanjing 210096, PR China, 2010.
- [34] Sattari, S. and Farhanieh, B., “A parametric study on radiant floor heating system performance”, Sharif University of Technology, Iran, 2005.
- [35] Scheatzle, David, “Combining Radiant and Convective Systems with Thermal Mass for a More Comfortable Home”, ASHRAE Transactions: Symposia, 2006, ASHRAE, CH-06-1-1 (RP-1140), pp 253-268, 2006.
- [36] Lin, C., Auslander, D., Federspiel, C., Multi-sensor single actuator control of HVAC Systems, 2nd International Conference for Enhanced Building Operations, Richardson, Texas, Oct 14-18, 2002.
- [37] Roberto Z. Freire, Gustavo, H.C. and Oliveira, Nathan Mendes, “Predictive controllers for thermal comfort optimization and energy savings”, Energy and Buildings, 2008.
- [38] Friedlander M., “Premium heating with radiant slabs”, Solar Age Magazine April:66-71, 1986.
- [39] Adelman D., “Some control strategies for radiant floor heating”, Radiant Times:4-5, 1988.
- [40] Cho, S.H. and Zaheer-uddin, M., “Predictive control of intermittently operated radiant floor heating systems”, Energy Conversion and Management, 2003.

- [41] Kaltschmitt M., Streicher W., Wiese A., “Renewable Energy - Technology, Economics and Environment”, Springer, New York, 2007.
- [42] Elementos Calefactores AS, S.L., Installing AS electric radiant floor. Available: <http://www.elementoscalefactores.com/radiant-floor/installation.htm> (Feb. 2012)
- [43] Francis Plumbing & Heating, Radiant Floor Heating, Available: <http://www.francisplumbing.com/Radiant-Floor-Heating.html> (Mar. 2012)
- [44] FindAnyFloor.com, Basic Hydronic and Electric Radiant Heating Installation Methods, Available: <http://www.findanyfloor.com/> (Feb. 2012)
- [45] James E. Brumbaugh, HVAC Fundamentals, Air-Conditioning, Heat Pumps, and Distribution Systems, Wiley, Audel, Volume 3, eISBN: 0-7645-7626-7, 4th Ed., USA, 2004.
- [46] LuxMagna, Catálogo - Piso Radiante Hidráulico, Available: <http://www.luxmagna.pt/> (Feb. 2012).
- [47] Uponor, “Aplicações de aquecimento radiante e climatização”, Manual técnico, 2010.
- [48] Hans J. and Ernst W., “Convection Flows Due to Local Heating of a Horizontal Surface”, U.S. Naval Weapons Laboratory, Dahlgren, 1965.
- [49] Smith, Carlos A., Corripio, Armando B., “Principles and Practice of Automatic Process Control”, John Wiley & Son, Second Edition, 1997.
- [50] ASHRAE, “Fundamentals of Control”, Fundamentals (SI Edition), 2009.
- [51] William, Y. Svrcek, Donald, P., Mahoney, B., R. Young, “A Real-Time Approach to Process Control”, John Wiley & Sons Ltd, Second Edition, 2006.
- [52] Omega, Temperature Measurement Handbook, Omega Engineering, Inc., Stamford, Connecticut, 2010.
- [53] EnOcean, “User Manual - Transceiver Module TCM300/320”, EnOcean GmbH, Oberhaching, Germany, 2012.
- [54] EnOcean, “Dolphin API Manual - 2.2.5.0”, EnOcean GmbH, Germany, 2012.
- [55] EnOcean, Energy harvesting wireless technology, Available: <http://www.enocean.com/en/energy-harvesting-wireless/> (Apr. 2012)
- [56] Jorge, L., Análise do Comportamento Térmico de paredes da Envolvente externa de Edifícios, 2011.
- [57] Cole Parmer, Digi-Sense® Advanced Temperature Controller, 230V, em: www.jmscp.com.au, (Sep. 2012).
- [58] Huber, unistat cc, in: www.huber-uk.co.uk/products.html (acedido a 07-09-2012).
- [59] Omega, High Speed Temperature & Process Signal Measurement System, em: www.omega.fr, (Sep. 2012).
- [60] Instrumart, Rotronic HygroLog NT Series Dataloggers, em: www.instrumart.com, (Sep. 2012).
- [61] INNOVA, 1221 Manual, em: www.lumasenseinc.com (acedido a 11-09-2012).
- [62] INNOVA, MM0060 Product Data Sheet, em: www.lumasenseinc.com (Sep. 2012).
- [63] Thermal Comfort, INNOVA AIR Tech Instruments, Copenhagen, 2002.
- [64] INNOVA, MM0034 Product Data Sheet, em: www.lumasenseinc.com (Sep. 2012).
- [65] INNOVA, MM0030 Product Data Sheet, em: www.lumasenseinc.com (Sep. 2012).
- [66] INNOVA, MM0038 Product Data Sheet, em: www.lumasenseinc.com (Sep. 2012).