MARIA CAROLINA DIAZ RASTELLO

OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS DE PROJETO DE TUBULAÇÕES DE
SISTEMAS DE CALEFAÇÃO POR PISO RADIANTE

São Paulo

2013

1

MARIA CAROLINA DIAZ RASTELLO

OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS DE PROJETO DE TUBULAÇÕES DE
SISTEMAS DE CALEFAÇÃO POR PISO RADIANTE

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

Área de concentração:
Engenharia de Construção Civil e
Urbana

Orientador: Prof. Associado

Racine Tadeu Araujo Prado

São Paulo

2013

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

São Paulo, de outubro de 2013.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

FICHA CATALOGRÁFICA

Diaz Rastello, Maria Carolina

**Otimização de parâmetros de projeto de tubulações de sistemas de calefação por piso radiante / M.C. Diaz Rastello. -- versão corr. -- São Paulo, 2013.
103 p.**

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

**1.Tubulações (Projeto) 2.Calefação 3.Piso radiante
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Construção Civil II.t.**

AGRADECIMENTOS

Agradeço a meus amigos pelo apoio e ajuda incondicional que me brindaram durante todo este tempo:

A Santiago, por ter sido o pilar fundamental de princípio a fim. Sua compreensão, seu apoio e fundamentalmente sua amizade desinteressada fizeram possível o desenvolvimento deste trabalho.

A Carlitos, por sua amizade. Por me conceder seus conhecimentos de Matlab e por todas as horas de dedicação e paciência que fizeram possível esta dissertação.

A Glauco, porque sempre teve uma palavra de ânimo para os momentos difíceis. Mais que um amigo, você é minha família aqui no Brasil.

E especialmente, ao professor Racine por ter confiado em mim e me conceder a oportunidade de tornar este sonho realidade.

A vocês, MUITO OBRIGADA!.

RESUMO

Devido à climatização dos ambientes internos condicionar o bem estar e o conforto térmico das pessoas é que se fazem necessárias novas pesquisas que procurem potencializar as tecnologias existentes e reduzir tanto os custos de instalação quanto o consumo de energia. É sabido que os sistemas convencionais de calefação proporcionam um alto consumo de energia e uma emissão de níveis de ruído muitas vezes inaceitáveis, entretanto os sistemas radiantes ganham, a cada dia, uma maior abrangência como alternativa de climatização devido às suas vantagens comparativas com relação aos sistemas convencionais. O emprego de sistemas de calefação por piso radiante em muitos países é limitada pelo preço da instalação como consequência do elevado custo dos materiais como é o caso da fabricação das tubulações. Estas geralmente são fabricadas de polietileno ou de cobre, sendo este ultimo o que entrega um maior desempenho térmico e, por conseguinte um melhor fornecimento de energia, mas o elevado custo deste material restringe o seu uso principalmente ao setor residencial, podendo atingir um mercado maior que compreenda edifícios públicos, de escritório, escolas, hospitais, etc.

Com isso, este trabalho procura reduzir a quantidade de materiais de tubulação necessários para garantir o desempenho do sistema e o conforto térmico de uma habitação aquecida com um sistema radiante. Para isto, foi desenvolvida a resolução numérica do modelo matemático da transferência de calor no interior do piso pelo método dos volumes finitos na formulação implícita e implementada em código computacional na linguagem Matlab. Para isto, foram considerados dois parâmetros fundamentais para garantir o conforto térmico da habitação que correspondem à temperatura da água e a distancia entre os tubos que compõem o sistema. A análise corresponde ao cálculo da temperatura superficial do piso para distintas temperaturas da água e distintas distâncias, obtendo resultados interessantes que permitem reduzir o custo da instalação em até um 40%.

Palavras-chave: Calefação. Piso radiante. Conforto térmico. Simulação de desempenho térmico de edifícios.

ABSTRACT

Due to temperature control of interiors conditioning the well-being and the thermal comfort of people, it is necessary to make new researches aiming to improve the existing technologies and to reduce both installation costs and energy consumption. It is known that the use of traditional heating systems involves high energy consumption and, in some cases, unacceptable noise levels; while radiant systems are gaining a wider scope as a heating alternative due to its advantages compared to conventional systems. The use of radiant floor heating systems in Brazil is limited by installation cost due to the high price of required materials. This fact restricts the use of these systems primarily to the residential sector. However, it may be possible for this technology to reach a larger market, including public buildings, offices, schools and hospitals. Therefore, to optimize the most relevant design parameters relating to the thermal performance of the system and reduce both the amount of required materials and the system operating time, this paper elaborates on a method consisting of a high-resolution numerical mathematical model of the heat transfer within a floor using a finite control volume method with an implicit solution scheme. In this work, we consider how the properties of the materials, environmental thermal comfort factors and the performance of the system work together with the theoretical underpinnings of the heat transfer phenomenon to define the design parameters to optimize the materials and provide greater control over the energy consumption. This optimization is achieved without changing any environmental thermal comfort conditions or the well-being of the occupants. Finally, a numerical solution for the heat transfer within the floor is implemented using the computer code Matlab.

Keywords: Heating systems. Radiant floor systems. Thermal comfort. Simulation of thermal performance of buildings.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Sistemas para aquecimento de água e de ar utilizados na Roma antiga. fonte: Lamberts, et al. (1997).....	14
Figura 1.2: Sistema ONDOL. Fonte: Song, G. (2005).....	14
Figura 2.1: Porcentagem de pessoas insatisfeitas como função da diferença de temperatura entre a cabeça e os tornozelos. Fonte: ASHRAE, 2009.Capitulo 9.	24
Figura 2.2: Porcentagem de insatisfeitos em função da temperatura do piso. Fonte: ASHRAE, 2009.	25
Figura 2.3: Diferenças verticais da temperatura de ar medidas experimentalmente para diferentes sistemas de calefação. O fluxo de calor foi de 50 W/m ² . Fonte: Olesen, 2002.	27
Figura 2.4: Esquema dos componentes do sistema. Fonte: Adaptado Ateliê do Clima.....	31
Figura 3.1: Tipos de estrutura de piso radiante. Fonte: EN 1264: <i>Floor Heating - Systems and Components</i>	50
Figura 3.2: Modelo Tipo A reduzido adotado para o cálculo das temperaturas	53
Figura 3.3: Domínio de cálculo para a condução de calor no interior do piso.....	58
Figura 3.4: Esquema das condições de contorno	60
Figura 3.5: Volume de controle e respectiva nomenclatura utilizada para a discretização	62
Figura 3.6: Condições de contorno do VC nos nós internos	65
Figura 3.7: Condições de contorno do VC na superfície convectiva	68
Figura 3.8: Condições de contorno para o canto superior esquerdo	71
Figura 3.9: Condições de contorno para o canto superior direito	72
Figura 3.10: Condições de contorno para o canto inferior esquerdo	73
Figura 3.11: Condições de contorno para o canto inferior direito	74
Figura 3.12: Condições de contorno para a fronteira adiabática esquerda.....	75
Figura 3.13: Condições de contorno para a fronteira adiabática direita.....	76
Figura 4.1: Diferença de temperatura máxima superficial em função da temperatura da água para as diferentes distâncias entre tubos.	80

Figura 4.2: (a) Diferença da temperatura superficial para uma $T_w = 60^\circ\text{C}$. (b)	
Diferença da temperatura superficial para uma $T_w = 40^\circ\text{C}$	81
Figura 4.3: Temperatura superficial do piso com redução da temperatura da água de 60°C para 24°C em função da distancia entre tubos.	82
Figura 4.4: Tempo de equalização de temperaturas e custo em função da distância entre tubos	84
Figura 4.5: Perfil da distribuição das temperaturas no interior do piso	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1: Cidades com recomendação de uso de calefação artificial. NBR 15220:3 – Desempenho Térmico de Edificações.	17
Tabela 2.1: Faixas de temperaturas segundo o material de revestimento. Fonte: ASHRAE, 2009.	25
Tabela 3.1: Resistência térmica mínima do isolante para sistemas de calefação por piso radiante. Fonte: EN 1264-4:2008	51
Tabela 3.2: Cálculo de espessura mínima do isolante de acordo com o tipo de local e as condições ambientais.....	52
Tabela 3.3: Propriedades termofísicas dos materiais. Fonte: NBR 15220: Desempenho Térmico de Edificações	54
Tabela 3.4: Coeficientes de convecção para calefação por pisos radiante. Fonte: Zhang, 2012.....	69
Tabela 4.1: Tempo que demora o sistema em atingir os 23°C em função da temperatura da água e do distância entre os tubos.....	79
Tabela 4.2: Diferença máxima de temperatura na superfície do piso em função da temperatura da água e do distância entre os tubos.....	79
Tabela 4.3: Diferença máxima de temperatura na superfície do piso na faixa ótima de conforto em função do distância entre os tubos.	83

LISTA DE SIMBOLOS

Símbolo	Descrição
D	Diâmetro (mm)
A	Área (m ²)
h	Coeficiente de transferência de calor (W/(m ² ·K))
L_c	Comprimento do circuito (m)
q	Fluxo de calor (W/m ²)
d	Distancia entre os tubos (m)
T	Temperatura (°C)
ρ	Densidade (kg/m ³)
C_p	Calor específico (J/kg·K)
λ	Condutividade Térmica (W/m·°C)
Q	Fluxo de calor que atravessa a área (W)
α	Difusividade Térmica (m ² /s)
T_s	Temperatura do solo (°C)
T_{ar}	Temperatura do ar (°C)
h_c	Coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m ² ·K)
h_r	Coeficiente de transferência de calor por radiação (W/m ² ·K)
h_{tot}	Coeficiente de transferência de calor total (W/m ² ·K)
Δx	Dimensão em x do volume de controlo (mm)
Δy	Dimensão em y do volume de controlo (mm)
δx_{WP}	Distancia entre os centros dos volumes de controlo P e W (mm)
δx_{PE}	Distancia entre os centros dos volumes de controlo P e E (mm)
δy_{PN}	Distancia entre os centros dos volumes de controlo P e N (mm)

δy_{PS}	Distancia entre os centros dos volumes de controlo P e S (mm)
T_P^0	Temperatura do volume de controle P no instante de tempo anterior (°C)
Δt	Intervalo de tempo (s)

SUMARIO

CAPITULO 1	14
1 INTRODUÇÃO	14
1.1 Necessidade de aquecimento no Brasil.....	15
1.2 Estado da Arte.....	18
1.3 Objetivo do trabalho	20
CAPITULO 2	22
2 REVISAO BIBLIOGRAFICA.....	22
2.1 Conforto Térmico	22
2.2 Sistemas de calefação.....	26
2.3 Sistemas de calefação radiante	27
2.4 Sistemas de calefação por piso radiante.....	28
2.5 O desempenho do sistema de piso radiante	33
2.6 Parâmetros de projeto de um sistema de calefação por piso radiante....	34
2.6.1 Temperatura de fornecimento da água	35
2.6.2 Circuitos de tubos	36
2.6.3 Condutividade térmica dos materiais.....	36
2.6.4 Temperatura superficial do piso	37
2.6.5 Espessura do piso	38
2.6.6 Distância entre os tubos	38
2.7 Uso de energias renováveis.....	39
2.8 Estratégias de controle	40
2.9 Transferência de Calor	42
2.10 Modelos matemáticos de transferência de calor.....	43
2.11 Modelo matemático do sistema de calefação por piso radiante	45

CAPITULO 3	49
3 MATERIAIS E MÉTODOS	49
3.1 Descrição e projeto do sistema	49
3.2 Modelo matemático da transferência de calor no piso radiante.....	54
3.2.1 Equação geral da condução de calor	55
3.2.2 Definição do domínio.....	58
3.2.3 Condições de contorno.....	59
3.3 Método numérico para o cálculo das temperaturas	61
3.3.1 Método dos volumes finitos	62
CAPITULO 4	77
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	77
CAPITULO 5	86
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	86
CAPITULO 6	88
6 REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	88
ANEXO A – CODIGO COMPUTACIONAL	98

CAPITULO 1

1 INTRODUÇÃO

Desde os tempos das primeiras civilizações humanas o homem tem realizado uma constante busca pelo próprio conforto o que tem gerado no transcurso do tempo, a criação de diversos sistemas e tecnologias para a climatização de ambientes, procurando satisfazer a incessante necessidade de conforto e bem estar das pessoas.

Assim, as primeiras civilizações conseguiram manter certo nível de conforto térmico por meio da calefação procedente de zonas subterrâneas. Os romanos empregavam um sistema para aquecer o ambiente conhecido como “Hypocaustum”, do grego *hypo* (debaixo) e *kauston* (queimado), ilustrado na Figura 1.1; e na Coréia, desde o 400 a.c. até hoje, é utilizado o sistema ONDOL, ilustrado na Figura 1.2., que significa “pedra quente” e consiste em fogueiras sob o pavimento que tornam todo o chão da casa num grande radiador. Para aproveitar o calor, a cozinha era construída embaixo dos demais cômodos da casa. (PARK, 1995).

Figura 1.1: Sistemas para aquecimento de água e de ar utilizados na Roma antiga. fonte: Lamberts, et al. (1997).

Figura 1.2: Sistema ONDOL. Fonte: Song, G. (2005).

Atualmente ao redor do mundo, são utilizados diversos sistemas para calefação de ambientes como são: os radiadores, que podem ser a gás, elétrico ou a vapor; as lareiras; os sistemas de ar forçado; os aquecedores portáteis com resistências elétricas; e os sistemas radiantes que compreendem tubulações hidráulicas ou elétricas tanto em paredes e tetos quanto no piso.

Este último corresponde ao interesse desta pesquisa devido às suas múltiplas vantagens com relação aos outros sistemas convencionais que hoje possuem uma maior participação no mercado como são:

- Oferecem um maior conforto térmico (OLESEN, 1980),
- Melhor controle de ventilação (CHUANGCHID, P.; KRARTI, M., 2000)
- Maior desempenho térmico (STRAND, R.K.; PEDERSEN, C.O., 1997).
- Permitem uma maior economia de energia sem limitar o conforto térmico dos ocupantes (SATTARI, S.; FARHANIEH, B., 2006).

1.1 Necessidade de aquecimento no Brasil

No Brasil, existe uma grande diversidade climática devido ao seu tamanho e extensão territorial. Basicamente o país possui três tipos de clima que são: equatorial, tropical e temperado, significando temperaturas elevadas em quase a totalidade do território, porém pesquisas avaliam que nas regiões sul do país é propícia a utilização de sistemas de calefação nos meses mais frios de inverno devido às baixas temperaturas que ocorrem nessas regiões. (GOULART, 1993).

Nos Estados de Minas Gerais, São Paulo, Paraná, Santa Catarina e Rio Grande do Sul, nos meses de inverno, as temperaturas mínimas podem chegar até os -4°C a -5°C no mês mais frio provocando uma sensação de desconforto em seus habitantes (IBGE - Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística). Devido a isto, alguns trabalhos estão sendo desenvolvidos para determinar a necessidade de aquecimento no Brasil com a aplicação de dados climáticos para o aperfeiçoamento dos sistemas de calefação nas zonas mais frias. A maioria dos trabalhos se

concentra no estado de São Paulo onde as informações relativas à distribuição de todas as redes de estações climáticas do estado estão organizadas dentro do projeto Banco de Dados Climáticos, desenvolvido no IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo).

Outros trabalhos de armazenamento de dados climáticos foram implantados também para a cidade de Porto Alegre no Rio Grande do Sul, e para Curitiba no Estado de Paraná. A necessidade de maiores informações sobre dados meteorológicos nestes estados motivou o trabalho conjunto do Instituto de Saneamento Ambiental (ISAM) e da Companhia Paranaense de Energia (COPEL), no intuito de formar um banco de dados horários relativos a estes estados (FREITAS, 1991).

O estado do Rio Grande do Sul apresenta as maiores amplitudes térmicas anuais, atingindo temperaturas no entorno ou abaixo de 0° C durante o inverno, e facilmente superando os 30°C nos dias quentes e úmidos durante o verão (INMET, 2011).

A norma brasileira NBR 15220-3: Desempenho Térmico de Edificações, estabelece diferentes estratégias de condicionamento térmico para as edificações, aconselhando amenizar o desconforto térmico por frio mediante o uso de aquecimento artificial para as zonas bioclimáticas 1 e 2, correspondente a um total de 45 cidades distribuídas em 6 estados do país.

A Tabela 1.1 a seguir, resume as cidades cujos climas foram classificados por dita norma para as quais se recomenda o uso de aquecimento artificial para a calefação de ambiente.

Tabela 1.1: Cidades com recomendação de uso de calefação artificial. NBR 15220:3
– Desempenho Térmico de Edificações.

Estado	Cidade	Zona Bioclimática
Minas Gerais	São João Del Rei	2
	São Lourenço	2
	Três Corações	2
Paraná	Castro	1
	Curitiba	1
	Guarapuava	1
	Ivaí	2
	Jaguariaiva	2
	Maringá	1
	Palmas	1
	Ponta Grossa	2
	Rio Negro	2
Rio de Janeiro	Nova Friburgo	2
	Teresópolis	2
Rio Grande do Sul	Alegrete	2
	Bagé	2
	Bom Jesus	1
	Caixas do Sul	1
	Cruz Alta	2
	Encruzilhada do Sul	2
	Passo Fundo	2
	Pelotas	2
	Santa Maria	2
	Santa Vitória do Palmar	2
	São Francisco de Paula	1
	São Luiz Gonzaga	2
	Uruguaiana	2

Estado	Cidade	Zona Bioclimática
Santa Catarina	Araranguá	2
	Lages	1
	Laguna	2
	Porto União	2
	São Joaquim	1
	Urussanga	2
	Valões	2
	Xanxerê	2
São Paulo	Campos do Jordão	1
	Casa Grande	2
	Itapeva	2
	Piracicaba	2

1.2 Estado da Arte

Estudos sobre os diferentes tipos de sistemas de calefação (OLESEN, 1980; LEBRUN et al., 1977; LEBRUN et al., 1979) mostram que a maioria destes sistemas é capaz de fornecer um ambiente térmico aceitável, portanto o sistema de calefação por piso radiante é considerado uma tecnologia promissória no âmbito do condicionamento de ambientes devido a suas múltiplas vantagens com relação aos outros sistemas que tem maior mercado atualmente.

Na Alemanha, Austrália e Dinamarca, 30% a 50% das novas residências têm piso radiante. Enquanto na Coreia, cerca de 90% das residências utilizam este tipo de sistemas (Olesen, 2002). Na Europa, o uso deste sistema já representava mais de 50% das residências novas na década de 90 (KILKIS et al., 1994; ATHIENITIS et al., 1993) e continua aumentando até hoje. Com isso, o uso cada vez mais

significativo desta tecnologia tem resultado em variadas pesquisas que avaliam as vantagens deste sistema sobre os clássicos.

Neste sistema, o piso é a fonte principal de energia, e o fato de estar em contato permanente com o usuário, gera maior sensação de conforto que os outros sistemas. Também, ao produzir-se a calefação desde o piso para o ambiente, as diferenças de temperatura na direção vertical, produzem um gradiente negativo, o que significa menores temperaturas na parte da cabeça, provocando uma melhor sensação térmica desde o ponto de vista do usuário (OLESEN, 2002). Os estudos também apóiam o fato do sistema ser mais estável com respeito às condições climáticas do lugar em comparação com os outros sistemas, devido a que o calor se mantém acumulado no pavimento ajudando à estabilidade da transferência de calor nos períodos do dia onde a temperatura externa é menor.

Os sistemas de calefação por piso radiante mais investigados e mais utilizados são os que utilizam a água como principal meio de transporte do calor, porém, ultimamente tem havido vários estudos que consideram o ar como principal elemento condutivo.

Têm-se realizado várias pesquisas sobre a potencial conservação de energia deste sistema comparado aos clássicos sistemas de calefação e esfriamento. Sattari e Farhanieh (2006) comprovam que os sistemas de calefação radiantes são uma promissória tecnologia muito eficiente para a poupança de energia no setor comercial e no setor residencial, garantindo também o aumento do conforto térmico dos ocupantes. Como consequência destes resultados, tem havido um interesse crescente nos últimos anos para caracterizar o desempenho de transferência de calor e o conforto térmico proporcionado por tais sistemas melhorando assim a eficiência do sistema e as condições de conforto dos usuários.

1.3 Objetivo do trabalho

No Brasil, a massificação deste tipo de sistemas é atualmente limitada pelo preço da instalação oferecida no mercado, pois os materiais utilizados para instalar essa tecnologia são, na maioria das vezes, importados dos EUA e da Europa, o que aumenta o seu valor.

Na Europa, os sistemas de calefação por piso radiante são uma tecnologia freqüentemente utilizada em prédios comerciais e residenciais e a sua popularidade continua aumentando (McGRAW, 2008). No Brasil, o uso deste tipo de sistemas é restrito a um uso exclusivamente residencial, podendo atingir no futuro, um mercado que abranja edifícios de escritório, escolas, hospitais, e prédios públicos.

Portanto, considerando as baixas temperaturas que ocorrem nos meses de inverno no sul do país e as vantagens comparativas do sistema de calefação por piso radiante com respeito aos outros sistemas de calefação, este trabalho pretende abordar os conceitos de conforto térmico e de transferência de calor entre os componentes do sistema de piso radiante para, com isso, analisar os parâmetros de projeto mais importantes para o desempenho térmico do sistema, e como eles influenciam na obtenção de uma adequada temperatura ambiente sem comprometer o conforto térmico e o bem-estar das pessoas.

Com o intuito de diminuir o custo inicial do sistema de calefação por piso radiante, este trabalho busca otimizar o parâmetro de projeto referente à distancia entre os tubos dos sistema, para diminuir o uso de materiais, reduzindo custos de investimento sem afetar as condições de conforto térmico e a qualidade do ambiente. O trabalho considera algumas características de conforto térmico, como a temperatura superficial do piso que tem consequência na melhora da eficiência energética do sistema. Isto, junto com os fundamentos teóricos do fenômeno da transferência de calor, permitem distinguir os parâmetros de projeto relevantes para a otimização de materiais sem alterar as condições de conforto.

Com isso, este trabalho analisa o aumento da distância entre os tubos do sistema de calefação considerando alguns destes parâmetros mediante a resolução numérica da condução de calor no interior do piso, com a finalidade de reduzir o uso de materiais a serem utilizados na instalação. Entende-se que um aumento na distância entre os tubos, implica um maior tempo para atingir a homogeneidade da temperatura do piso, entretanto, significa uma redução considerável no custo da instalação. Isto permite ao usuário escolher a distância entre tubos a favor de um sistema de calefação mais barato, embora isso implique desistir do conforto ótimo. Para este propósito, foi analisado o processo de transferência de calor por condução bidimensional no interior do piso em regime transitório utilizando o método dos volumes finitos na formulação implícita. Para a resolução numérica das equações governantes foi criado um código computacional na linguagem Matlab.

A resolução numérica do problema da transferência de calor que ocorre no interior do piso por meio de sistemas computacionais, é uma solução rápida para determinar a distribuição das temperaturas no interior do piso aquecido, e permite avaliar a rapidez com que o sistema atinge o ponto ótimo de conforto térmico. Neste trabalho, isto será medido em base a distância que separam os tubos do circuito e ao tempo que o sistema radiante demora em atingir dadas temperaturas.

Com isso, este estudo considera-se relevante em virtude da possibilidade de reduzir a quantidade de material a ser utilizado na instalação do sistema sem detrimento das condições de conforto térmico do ambiente.

CAPITULO 2

2 REVISAO BIBLIOGRAFICA

2.1 Conforto Térmico

Segundo a ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*), o conforto térmico é uma “condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico”, o que o define como um processo cognitivo envolvendo variadas condições que são influenciadas por processos físicos, psicológicos e fisiológicos. Em geral, o conforto térmico ocorre quando as temperaturas do corpo se mantêm dentro de pequenas variações, a umidade da pele é baixa e o esforço fisiológico para a regulação da temperatura é mínimo.

Uma pessoa pode sentir desconforto quando uma ou mais partes do seu corpo estão muito frias ou muito quentes segundo sua própria percepção de temperatura. Pequenas variações no fluxo de calor provocam uma reação corporal para regular a temperatura interna, o que faz aumentar o esforço fisiológico permitindo manter a temperatura do corpo e dessa forma compensar aquela variação que provoca o desconforto.

Segundo a ASHRAE (2009), os principais fatores capazes de gerar desconforto térmico num ambiente determinado são: radiação térmica assimétrica que acontece devido a uma distribuição não uniforme da temperatura radiante produzida pela existência de superfícies frias ou quentes; correntes de ar; diferença vertical das temperaturas do ar; e temperatura superficial de pisos muito fria ou muito quente.

Com relação à radiação térmica assimétrica, as normas internacionais ISO Standard 7730 e ASHRAE Standard 55 entregam diretrizes respeito à assimetria da temperatura radiante baseadas nos estudos de Fanger et al. (1980) alusivos aos limites do conforto térmico numa habitação climatizada por teto radiante.

Da mesma forma, diversos estudos foram realizados para analisar a influência das correntes de ar na sensação de conforto. Um estudo sobre os efeitos da velocidade do ar sobre um corpo determinou que uma velocidade de 0,25 m/s ou menos, não afeta a aceitabilidade térmica em um ambiente. (Berglund and Fobelets, 1987 apud. ASHRAE, 2009). Este estudo também demonstra que não existe uma relação entre a velocidade do ar e a assimetria da temperatura radiante.

Logo, com relação à diferença das temperaturas verticais do ar, a temperatura geralmente aumenta com a altura sobre o nível de piso. Se o gradiente de temperatura for o suficientemente grande, pode ocorrer um desconforto seja na cabeça ou nos pés, por temperaturas frias ou muito quentes. Diferentes estudos realizados por McNair (1973), McNair e Fishman (1974), e Olesen et al. (1979) (apud. ASHRAE, 2009) estudaram os efeitos desta diferença de temperatura no conforto térmico. A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** mostra a porcentagem de insatisfação como uma função da temperatura vertical entre a cabeça (1,1 m sobre o piso) e os tornozelos (0,1 m sobre o piso). Depreende-se que uma maior diferença de temperatura entre a cabeça e os tornozelos representa uma maior porcentagem de insatisfação. Esta observação foi verificada experimentalmente por Fanger et al. (1985).

Quanto à temperatura da superfície do piso, devido a este estar em contato direto com os pés dos usuários, o desconforto ocorre devido a temperaturas muito altas ou muito baixas. Além disso, a temperatura superficial do piso influencia significativamente na temperatura radiante média (TRM) que está diretamente ligada com a sensação de conforto térmico.

Por outro lado, segundo Olesen (2002), os dois parâmetros principais que determinam a sensação de conforto térmico são: (1) a temperatura do ar ambiente; e (2) a temperatura radiante média (TRM). A influência combinada dessas duas temperaturas se expressa como a temperatura operativa, que segundo o autor, pode ser aproximada à média entre a temperatura do ar e a TRM quando a velocidade do

ar é menor a 0,2 m/s. Isto significa que ambas as temperaturas são igualmente importantes para o nível de conforto térmico de um ambiente.

Figura 2.1: Porcentagem de pessoas insatisfeitas como função da diferença de temperatura entre a cabeça e os tornozelos. Fonte: ASHRAE, 2009. Capítulo 9.

O estudo mais extenso que relaciona a influência da temperatura do piso com o desconforto nos pés foi realizado por Olesen (1977^a, 1977^b), quem se baseou em seu próprio experimento e nos dados obtidos por Nevins e Flinner (1958), Nevins, Michaels e Feyerherm (1964), e Nevins e Feyerherm (1967), achando que os materiais do piso são importantes para a sensação térmica de pessoas descalças. (e.g., piscinas, academias, vestuários, banheiros, quartos, etc).

Na Tabela 2.1 mostram-se faixas de temperaturas aceitáveis para alguns materiais de revestimento de piso utilizados mais frequentemente:

Tabela 2.1: Faixas de temperaturas segundo o material de revestimento.
 Fonte: ASHRAE, 2009.

Têxteis (tapetes)	21 a 28°C
Pinho	22,5 a 28°C
Carvalho	24,5 a 28°C
Linóleo duro	24 a 28°C
Concreto	26 a 28,5°C

Com isso, devido à sensação de desconforto que provoca a sensação de pés frios, a ASHRAE recomenda o uso de materiais de baixo coeficiente de contacto (cortiça, madeira, tapetes), ou bem, o uso de sistemas radiantes de calefação para evitar a reação lógica das pessoas de quererem aumentar a temperatura ambiente devido ao seu desconforto provocado pelos pés frios, permitindo uma diminuição no consumo de energia utilizado para a climatização do ambiente.

A Figura 2.2 representa a relação entre a temperatura do piso e a porcentagem de insatisfeitos obtida por Olesen (1977b).

Figura 2.2: Porcentagem de insatisfeitos em função da temperatura do piso. Fonte: ASHRAE, 2009.

Além de todos os parâmetros mencionados anteriormente, outros fatores como a idade, o sexo, adaptabilidade, ritmos cardíacos, metabolismo e vestimenta dos ocupantes, também influenciam sutilmente na sensação de conforto térmico e estão amplamente estudados na literatura.

2.2 Sistemas de calefação

O principal propósito dos sistemas de calefação é manter as condições mínimas para o conforto térmico dos humanos. De uma forma geral, os sistemas de calefação são separados em duas categorias principais: (1) 100% convectivos ou de ar forçado, que aquecem diretamente o ar da habitação; e (2) por radiação onde a fonte de calor é integrada nos paramentos da envolvente do edifício, transformando as superfícies em grandes superfícies radiantes.

As diferenças entre os principais tipos de sistemas de calefação foram estudadas por Olesen et al. (1980), Lebrun e Marret (1977, 1979). Em geral, os resultados destes estudos mostram que a maioria dos sistemas é capaz de proporcionar um ambiente termicamente aceitável e apontam a que um aumento no isolamento de paredes e janelas, permite diminuir as perdas de calor pela envolvente, provocando que as diferenças entre os diferentes sistemas sejam mínimas.

Por outra parte, diversas pesquisas prestam especial atenção aos sistemas de calefação por radiação, concluindo que estes apresentam diversas vantagens sobre os sistemas de convecção forçada. Por exemplo, Strand e Pedersen (1997) compararam o consumo de energia do sistema radiante com um sistema convencional de ar forçado, concluindo que o sistema radiante é mais eficiente enquanto oferece as mesmas condições de conforto térmico.

2.3 Sistemas de calefação radiante

Olesen (2002) compara os perfis de temperatura ambiente para diferentes sistemas de calefação. O gráfico é apresentado na Figura 2.3:

Figura 2.3: Diferenças verticais da temperatura de ar medidas experimentalmente para diferentes sistemas de calefação. O fluxo de calor foi de 50 W/m². Fonte: Olesen, 2002.

Segundo Chuangchid e Krarti (2000), as principais queixas dos ocupantes de um edifício que utilizam sistemas HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*) são: (1) a má qualidade de ar no interior do ambiente devido à falta de ventilação natural; e (2) um conforto térmico insuficiente devido ao ar turbulento dos sistemas de condicionamento, inclusive com velocidades baixas de ar. O autor acrescenta que os sistemas radiantes, principalmente o piso radiante hidráulico, oferecem variadas vantagens sobre os sistemas HVAC convencionais, incluindo um melhor conforto térmico e um melhor controle da ventilação.

Larsen et al. (2007) também garante diversas vantagens dos sistemas radiantes em relação aos sistemas de convecção forçada como são: um ambiente confortável com temperatura homogênea; menor transporte de poeira melhorando a qualidade do ar; melhor aproveitamento do espaço; dispensa de limpezas periódicas; e ausência de ruídos.

Além destas vantagens, um estudo realizado no Irã (SATTARI e FARHANIEH, 2006) comprova que os sistemas de calefação radiantes são uma promissória e muito eficiente tecnologia para a economia de energia no setor residencial e no setor da construção civil, garantindo também o aumento do conforto térmico dos ocupantes. Ren et al. (2010) avaliza esta proposta realizando um experimento com um sistema de piso radiante, numa habitação de 30 m² na China e compara os resultados obtidos nas medições com os obtidos por simulação. Neste estudo, os autores analisaram mediante experimento, a distribuição dos tubos no perímetro da habitação em vez do circuito normalmente distribuído em toda a superfície. Demonstra-se que com este sistema as temperaturas para calefação podem ser diminuídas 15°C a 20°C e que as de esfriamento 10°C comparadas com os outros sistemas comuns.

Por outra parte, Miriel, Serres e Trombe (2002) avaliaram o desempenho térmico dos sistemas radiantes estudando o conforto térmico por meio de um modelo de simulação para tetos radiantes. Seu trabalho define limites térmicos de acordo com as cargas térmicas da habitação e as condições climáticas do lugar. O autor enfatiza que um sistema radiante é uma forma eficiente de transportar calor onde não são requeridos grandes fluxos de ar. Os resultados mostram que o sistema pode ser usado em edifícios com bom isolamento térmico. Seu poder é limitado e as cargas de calor e frio dos edifícios devem ser baixas. O modo de calefação tem bons resultados com a redução da temperatura do *setpoint* durante a noite. Além das suas qualidades fundamentais, os sistemas de teto radiante permitem uma redução de consumo de energia de um 10%.

2.4 Sistemas de calefação por piso radiante

A base do funcionamento do sistema de calefação por piso radiante é primeiramente, a transferência do calor entre a água quente que circula pelos tubos incorporados no interior do piso e a superfície deste; e em segundo lugar, a transferência de calor entre a superfície do piso e o ambiente. As velocidades do ar

resultantes destas transferências de calor são menores a 0,1 m/s devido a que a distribuição da temperatura no interior do ambiente é mais homogênea. (BOZKIR e CANBAZOGLU, 2004).

Entre os sistemas existentes de aquecimento radiante, o piso radiante oferece excelente referências devido a que se ajusta mais adequadamente ao perfil ótimo de temperaturas do corpo humano. Este perfil é aquele segundo o qual, a temperatura do ar à altura dos pés é ligeiramente superior à temperatura do ar à altura da cabeça. Isto se traduz numa percepção para o usuário, de uma maior sensação de conforto. A distribuição homogênea da temperatura no ar, produzida neste tipo de sistema, se deve à forma como ocorre o aquecimento do ambiente. Em uma habitação aquecida com um sistema de piso radiante ocorrem diferenças de temperatura na direção vertical devido à superfície aquecida encontrar-se na parte inferior, e as menores temperaturas na parte superior, produzindo uma melhor sensação térmica para o usuário (OLESEN, 2002). As velocidades do fluxo de ar resultantes da transferência de calor entre os componentes do sistema são menores que 0,1 m/s já que a distribuição da temperatura no interior do ambiente é mais homogênea (BOZKIR e CANBAZOGLU, 2004).

A associação alemã de alergia e asma *Deutscher Allergie und Asthmabund* fez um estudo que mostra que a calefação por piso reduz favoravelmente as condições de vida dos ácaros do pó doméstico em comparação com outros sistemas de calefação devido a que as maiores temperaturas em tapetes e colchões diminuem a umidade relativa. Também, devido aos ácaros procurar em áreas superiores, são facilmente eliminados pelas aspiradoras (OLESEN, 2002). Outro estudo encontrou níveis menores de ácaros em casas coreanas que em japonesas (SUGAWARA, 1996). Isto se atribui ao mesmo efeito, mas não foi verificada diretamente. Os sistemas de calefação radiante resultam em menos transporte de pó comparado aos sistemas convectivos.

Outro estudo avalia que o sistema de calefação por piso, diferentemente dos outros sistemas, permite uma redução da temperatura do ar no ambiente em até 2°C

sem afetar o conforto térmico, permitindo ainda uma economia de 15 a 30% de energia. (GIVONI, 1976).

Neste tipo de sistemas de calefação que utiliza o piso como fonte de radiação identifica-se três tipos de instalações de acordo com a fonte de calor:

(a) Sistema Elétrico: onde o calor é gerado no interior do piso por meio de cabos elétricos, tipo resistências, aquecendo diretamente a massa térmica do piso. O total da energia consumida é transformado em calor, o que significa um diferencial em relação aos sistemas de aquecimento indireto com queima de combustíveis para o aquecimento de água.

(b) Sistema com circulação de ar: no qual se faz circular ar quente sob o piso. Bozkir e Canbazoglu (2004) usaram um modelo matemático baseado no equilíbrio térmico entre o fluxo de ar que circula entre os tubos, o piso e o ar ambiente para realizar uma análise do desempenho térmico do sistema, concluindo que apesar do sistema por ar quente ter uma baixa eficiência de calefação, pode ser usado como uma alternativa ao sistema convencional de piso radiante com água. O desempenho do sistema de calefação por ar quente pode ser satisfatório para casas bem isoladas em condições climáticas leves e casas bem mais isoladas em condições climáticas mais severas. Assim como o pavimento radiante com circulação de água, este tipo tem uma distribuição homogênea através da habitação. Não produz correntes de ar, nem pontos frios nem quentes. Os autores destacam que a área efetiva de transferência de calor para a calefação por piso radiante com fluxo de ar quente é maior que nos sistemas de calefação com água devido à utilização de condutos de fluxo de ar no redor dos tubos.

(c) o piso radiante hidráulico: no qual é distribuída água quente no sistema através de tubos de cobre ou polietileno de alta densidade, transmitindo logo o calor para o piso. O princípio básico do sistema consiste na impulsão de água quente a uma temperatura por volta dos 40°C (Recomendação da Norma Europeia EN 1264 - *Sistemas de calefação e refrigeração de circulação de água integrada em*

superfícies (Water Based Surface Embedded Heating and Cooling Systems) e a água circula através dos tubos que estão envolvidos por uma camada de argamassa. Esta camada, situada sobre os tubos e sob o piso, absorve a energia térmica dissipada pelos tubos, transferindo-a homogeneamente para a superfície que, por sua vez, troca calor com o ambiente através da radiação e da convecção natural. Entre os diferentes tipos de piso radiante, o piso radiante hidráulico é o mais utilizado (OLESEN, 2002).

Na Figura 2.4 mostra-se um esquema dos componentes do sistema onde é possível ver que os tubos são incorporados no contrapiso e cobertos com uma camada de argamassa com o intuito de armazenar e conduzir à superfície a energia calorífica transmitida pela água quente que circula no interior das tubulações.

O estudo realizado por Fang, Clausen e Fanger (1998) mostra que o sistema por piso radiante requer menos temperaturas para obter um nível de conforto adequado devido a que o usuário percebe o ar de melhor qualidade a temperaturas menores.

Figura 2.4: Esquema dos componentes do sistema. Fonte: Adaptado Ateliê do Clima.

Para o bom funcionamento do sistema de calefação por piso radiante é necessário diminuir as perdas de calor o que requer a aplicação de uma camada

isolante entre a laje e o contrapiso com o intuito de diminuir a inércia térmica do sistema, reduzindo a massa a aquecer e evitando as perdas de calor para os ambientes não climatizados. O isolante também funciona como barreira anti-umidade, colocada entre a laje e a superfície emissora de modo a evitar a umidade por capilaridade.

As perdas de calor do pavimento ocorrem, na grande maioria das vezes, a partir da laje para o solo e em proporções menores a partir do piso para o ar ambiente. Neste tipo de calefação, as perdas de calor que se tem do pavimento para o solo não são uniformes e representam até 30% do total de calor fornecido pelo sistema (SARTAIN et al. apud CHUANGCHID e KRARTI, 2000).

No estudo de Chuangchid e Krarti (2000), os autores analisaram a variação mensal das perdas de calor pelo piso utilizando isolante térmico e demonstraram que a colocação do isolante, embaixo do contra piso, não afeta significativamente a transferência de calor pelo pavimento, mas tem efeitos consideráveis na temperatura superficial do piso e nas perdas de calor pela laje. O mesmo estudo menciona que outro fator importante que tem um efeito nas perdas de calor e, portanto, no rendimento do sistema de calefação é a temperatura da água que circula pelos tubos.

Construtivamente o sistema considera grandes quantidades de massa térmica. Tradicionalmente consideram-se 10 cm de espessura para um piso de concreto ou equivalente com calefação contínua e uma temperatura interior quase constante, assim como uma temperatura superficial do piso relativamente baixa (24 -26°C). (ASHRAE, 2009). Com o uso do sistema de pisos com revestimento de madeira, tem se observado menores quantidades de massa térmica – 3 cm de espessura de concreto ou equivalente. (ATHIENITIS, 1997). Algumas bibliografias de instaladores e empresas fornecedoras do sistema recomendam que esta camada de argamassa seja de 5 cm sobre os tubos (Manual UPONOR, 2009). Espessuras maiores aumentam a inércia térmica do sistema, enquanto as menores reduzem a capacidade da camada de argamassa de resistir a esforços cortantes.

2.5 O desempenho do sistema de piso radiante

Olesen (1980) verifica o bom desempenho do sistema demonstrando que a temperatura ambiente sofre poucas variações e tende a manter-se num intervalo de conforto adequado inclusive com temperaturas exteriores elevadas. Afirma que nestas condições o gradiente de temperatura entre a temperatura superficial e a temperatura ambiente é pequeno o que respalda o bom desempenho do sistema. O autor recomenda também evitar revestimentos de solo com alta resistência térmica como tapetes, devido a que aumentam a temperatura desejada e as perdas de calor do pavimento.

Por outro lado, Bozkir e Canbazoglu (2004) analisaram o desempenho térmico do sistema num estudo experimental comparando os resultados com estudos teóricos, obtendo diferenças de temperatura de só 0,5°C. Deve-se ter em conta que seus resultados consideram portas e janelas como se fosse muros por ser uma área quase desprezível comparada com a das paredes. Se fossem consideradas diferentes, a diferença entre os resultados seria menor, devido a que os coeficientes de transferência de calor de portas e janelas são maiores que os das paredes e teto.

Ren et al. (2010) aponta que o uso de diâmetros maiores e de materiais que ajudem à condutividade térmica pode melhorar a capacidade energética do sistema. A uma temperatura média de 35°C e 30°C correspondentes à temperatura de entrada e retorno da água para um sistema de calefação, obteve-se uma quantidade média de energia de 70W e 50W por metro longitudinal de tubo.

Em outra pesquisa (ATHIENITIS, 1997) sobre o rendimento térmico de um edifício com uso de calefação por piso radiante e energia solar passiva, o autor determina as quantidades satisfatórias da massa térmica no piso e as estratégias de controle eficazes para a economia de energia sem interferir no conforto térmico, concluindo satisfatoriamente que a massa térmica neste tipo de sistema pode ser usada para o armazenamento tanto do calor fornecido quanto dos ganhos de calor

por energia solar passiva. Na pesquisa, os resultados apontam que o sistema entrega calor se a temperatura controlada era pelo menos meio grau mais baixa do que o *setpoint* desejado. Para o controle da temperatura do ar ambiente, foi substituída a temperatura operativa pela temperatura do ar ambiente, mas os resultados obtidos mostraram temperaturas muito altas, fazendo com que o autor propusesse outras técnicas de projeto e controle para obter temperaturas menores.

2.6 Parâmetros de projeto de um sistema de calefação por piso radiante

Vários trabalhos publicados na literatura tratam sobre os parâmetros determinantes para o conforto térmico na utilização de sistemas de calefação por piso radiante, concluindo que o mais relevante é a temperatura de entrada da água determinante para a temperatura superficial do piso e, por conseguinte, para a temperatura ambiente. Olesen (2002) nos seus estudos para destacar o sistema de calefação por piso radiante determina que os parâmetros de projeto que afetam o conforto térmico do ambiente são: (1) a distancia entre as tubulações; (2) a diferença de temperatura entre a temperatura de entrada da água e a temperatura de retorno; e (3) a disposição do circuito de tubulações. Com isso, o autor demonstra que os parâmetros determinantes para a temperatura superficial do pavimento e, por conseguinte da temperatura do ambiente, são a distancia entro os tubos e a temperatura da água.

Sattari e Farhanieh (2006) em seu estudo sobre os parâmetros que determinam o desempenho de um sistema de calefação por piso radiante revela como um parâmetro individual pode influenciar no rendimento do sistema completo. No estudo, eles consideram como parâmetros de estudo: (1) o material e o diâmetro dos tubos; (2) a quantidade de tubos dispostos no sistema; (3) a espessura e o material do revestimento do piso. Os autores concluem que cada parâmetro de projeto tem diferentes efeitos no rendimento do sistema.

A seguir, apresenta-se uma descrição dos parâmetros de projeto que são relevantes para o desempenho do sistema de calefação por piso radiante segundo a literatura estudada:

2.6.1 Temperatura de fornecimento da água

A temperatura da água varia de acordo com o tipo de pavimento. Segundo a norma EN 1264, a temperatura da água deve limitar-se a 45°C nos pavimentos normais e 55°C naqueles que são particularmente isolantes. A temperatura máxima de entrada dependerá da diferença de temperatura admitida entre o pavimento e o ambiente. A diferença de temperatura entre a temperatura inicial com que a água entra ao sistema e a temperatura de retorno, deve ser a menor possível para garantir a homogeneidade na distribuição da temperatura no interior do piso e, por conseguinte no ambiente. Segundo a norma EN1264, esta diferença de temperatura deve estar entre os 0°C e os 5°C. Da mesma forma, quanto menor for a temperatura da água, maior será o conforto térmico e a economia na gestão do sistema. Por isso, a maioria dos instaladores recomenda uma temperatura da água próxima aos 40°C, mas esse valor vai depender do tipo de materiais que compõem o piso. (Manual UPONOR, 2009)

Ren et al. (2010) analisa a importância da temperatura de entrada da água comparando os resultados obtidos no seu estudo experimental com tubos localizados no perímetro da habitação com os resultados de um sistema normal onde os tubos estão dispostos no total da superfície, utilizando a menor temperatura de entrada da água que o sistema possa permitir, para demonstrar a vantagem desta composição contra o sistema normal. Como resultado obteve que uma temperatura da água de até 20°C pode proporcionar uma temperatura interior de até 16°C o que oferece boas perspectivas para a aplicação do sistema e do uso eficaz de energias renováveis devido às baixas temperaturas necessárias.

2.6.2 Circuitos de tubos

Como já foi exposto, Olesen (2002) afirma que o diâmetro dos tubos, sua distância e o material do que estão feitos, são alguns dos principais parâmetros relevantes no desempenho do sistema. No entanto, o estudo de Sattari e Farhanieh (2006) mostra que nem o diâmetro nem o material do tubo têm um efeito determinante sobre a distribuição da temperatura no ambiente, e provaram que ao aumentar a quantidade de tubos diminui o tempo de aquecimento, mas esta diminuição tem um valor marginal. O estudo mostra como resultado que o número de tubos não tem um efeito considerável no desempenho do sistema embora o autor seja determinante ao expressar que para um desempenho ótimo de um sistema de calefação por piso radiante, é necessário subministrar o fluxo específico de água quente e energia, com a mínima quantidade de tubulações possível.

2.6.3 Condutividade térmica dos materiais

Jin, Zhang e Luo (2010) apresentaram um método para calcular a temperatura superficial em sistemas de pavimento radiante. Para validar a fórmula proposta, desenvolveram um modelo numérico que relaciona a condutividade térmica da camada inferior do pavimento com os diferentes fatores que interferem na temperatura superficial. Desta forma concluíram que o efeito da condutividade térmica da camada inferior do piso é muito pequeno quando a condutividade é maior que 2 W/m K . Isto devido a que a resistência térmica desta camada é menor que a da camada superior e a temperatura da interfase é similar à da água.

Com relação ao material dos tubos, os resultados da simulação realizada por Ren et al. (2010) para corroborar que o tubo de cobre tem um maior desempenho térmico que os de Polietileno (PE) e, por conseguinte um melhor fornecimento de energia, mostram que os tubos de metal tem melhor desempenho que os tubos de plástico com um aumento de 40% a até 100%. Para um determinado material de tubo, diâmetros maiores têm melhor desempenho térmico devido a uma maior área

de transferência de calor. Mas este efeito não é tão relevante quanto na diferença de material.

No entanto, os resultados da análise de sensibilidade realizada por Sattari e Farhanieh (2006), onde consideram a relação de vários tipos de tubos, com diferentes materiais e diferentes diâmetros, mostram que o material dos tubos não tem um efeito significativo sobre o desempenho do sistema, mas sim o material do piso referente à camada sobre os tubos.

2.6.4 Temperatura superficial do piso

A temperatura superficial do piso está fortemente afetada pela construção do edifício (e.g., materiais isolantes no piso, contato com o solo ou sobre outros pavimentos, calefação no piso, etc.). Se o piso estiver muito frio, a reação mais comum dos usuários é aumentar os níveis de temperatura da habitação o que faz com que aumente o consumo de energia. Portanto, a temperatura média superficial do pavimento está em função da carga térmica e da temperatura ambiente da habitação. A norma internacional EN 1264 (*Floor Heating — Systems and Components. European Committee for Standardization*) estabelece intervalos de temperatura superficiais de 19°C a 29°C para habitações com ocupantes sedentários e/ou em pé usando sapatos normais para assim poder garantir as condições de conforto no espaço aquecido.

Segundo Jin, Zhang e Luo (2010), este é o parâmetro mais relevante no conforto térmico de uma habitação aquecida por um sistema de piso radiante e depende do diâmetro das tubulações, da distância entre os tubos e da condutividade térmicas dos materiais. Os autores também analisaram o efeito do coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície do piso na temperatura superficial obtendo como resultado que a temperatura da superfície diminui com o aumento do coeficiente de transferência de calor.

2.6.5 Espessura do piso

Os efeitos da espessura do piso foram observados por Bozkir e Canbazoglu (2004) concluindo que a espessura do material de revestimento tem um efeito considerável na distribuição da temperatura no ambiente e com isso, no desempenho do sistema. Estes efeitos são mais evidentes no centro da habitação e são menores nas proximidades do teto.

Tradicionalmente, usa-se uma espessura de 10 cm de contrapiso ou elemento equivalente para conseguir uma eficiência energética e um conforto térmico satisfatório. Athienitis (1997) no seu estudo sobre a influencia da massa térmica na temperatura superficial do piso, demonstra que com 5 cm de espessura já é possível modificar bastante a temperatura ambiente quando se têm grandes ganhos de energia solar, concluindo que a massa térmica pode ser efetivamente utilizada para o armazenamento de calor e para garantir uma temperatura superficial dentro dos limites. Os resultados mostram que a temperatura superficial pode exceder os limites de conforto térmico quando os ganhos solares são relevantes, problema que pode ser enfrentado com estratégias de controle como diminuir o *setpoint* das temperaturas internas nos períodos noturnos ou aumentar a quantidade de massa térmica do piso.

2.6.6 Distância entre os tubos

A distância entre os tubos varia em função da carga térmica. A norma EN 1264:4 recomenda um método de cálculo para determinar esta distância. Consiste em considerações tabeladas que formam parte da física dos edifícios. O principal inconveniente de esta metodologia é que para casos mistos onde o sistema é utilizado também para esfriamento, o cálculo da distância deve estar baseado nesta ultima aplicação devido a que a emissão especifica do piso é mais limitada. Por esta razão, a norma especifica que os cálculos efetuados para aquecimento não são válidos para os sistemas mistos.

2.7 Uso de energias renováveis

O consumo de energia nos edifícios tem um rol importante no aumento do consumo de combustíveis fósseis e no dano ambiental que isso significa. Durante o ultimo tempo, o uso de energia solar tem sido introduzido no mercado e nos sistemas de fornecimento de energia dos edifícios e tem mostrado ser uma eficiente solução aos problemas de energia. Com isso, os sistemas com aquecimento solar ou solar-assistidos estão sendo cada vez mais populares. Ren et al. (2010) estuda o uso de energias renováveis para sistemas de calefação por piso radiante e revela boas expectativa para a aplicação deste tipo de energias no uso de sistemas de calefação por piso radiante. Segundo o autor, a utilização de energia solar resulta ser mais eficiente devido a que baixas temperaturas de fornecimento significam baixa temperatura de demanda e com isso o sistema apresenta menores perdas de calor.

Zhai et al. (2007) analisaram um sistema de piso radiante com aquecimento solar num edifício de escritórios. Para diminuir o consumo de energia, os autores recomendam melhorar o isolamento térmico do edifício. Da mesma forma, Lebrum e Marret (1977) consideram que o uso de baixas temperaturas em sistemas de calefação permite menores perdas de distribuição e uma melhor eficiência no sistema de geração de calor. Estudos sobre perdas de calor para diferentes sistemas de calefação mostram que com um bom sistema de isolamento, as perdas de calor diminuem consideravelmente.

Em geral, o sistema de aquecimento por piso radiante tem uma fácil adequação aos sistemas de aquecimento passivos com energia solar, já que existe energia térmica armazenada no interior do piso e, com um sistema de controle adequado para a regulação dos parâmetros de entrada, é possível diminuir o período de uso do sistema de calefação e, com isso, o consumo de energia para o seu melhor funcionamento. (ATHIENITIS; CHEN, 2000). No entanto, o uso do armazenamento de ganho de energia solar passiva no piso como mecanismo para economizar energia faz com que o controle da temperatura ambiente seja mais difícil

devido ao ajuste do termostato. Geralmente, as pessoas tendem a desligar ou diminuir o termostato no período noturno porque, no horário em que elas estão dormindo, o corpo alcança temperaturas maiores e a calefação passa a ser prescindível. Porém, observa-se que, durante a noite, esse ajuste contribui para a economia de energia nesse período, mas em dias mais frios pode ocorrer o aumento considerável da carga de calefação pico devido ao aumento da temperatura desejada. (ATHIENITIS e CHEN, 1993).

2.8 Estratégias de controle

Para que um sistema de calefação funcione adequadamente de acordo com as condições climáticas do local, são necessárias estratégias de controle que permitam regular as condições de entrada ao sistema, como é a temperatura da água, evitando-se o sobreaquecimento da superfície e também do ambiente. Consequentemente, para manter os níveis de conforto desejados e obter um ótimo desempenho do sistema de calefação por piso radiante, é necessário abordar medidas de controle para monitorar e manter a temperatura de ar interno da habitação.

Existem variadas estratégias de controle utilizadas na prática, para regular o funcionamento de um sistema de calefação radiante. Todas elas implicam a temperatura de fornecimento da água e a vazão de água que circula no interior das tubulações. O controle convencional liga-desliga é ainda o método dominante no controle de sistemas de calefação por piso radiante (LAOUADI, 2004). No entanto, uma estrutura pesada com grande capacidade de armazenamento térmico pode atrasar a resposta do controle causando que a temperatura tenha uma diferencia relativamente grande com relação ao *setpoint*. Na ultima década tem sido introduzida varias estratégias de controle alternativas. A estratégia de controle mais estável é manter tanto a temperatura de fornecimento quanto a velocidade do fluxo, constantes durante todo o dia. (LAOUADI, 2004).

Um experimento realizado por Cho e Zaheer-Uddin (1997), utiliza habitações aquecidas por sistemas de piso radiante para estudar os efeitos de diferentes estratégias de controle. As medições incluem 3 casos diferentes: (1) controle liga-desliga da temperatura do ar, (2) controle liga-desliga da temperatura do piso, (3) controle liga-desliga da combinação entre a temperatura do ar e do piso. Os resultados mostram que o controle convencional liga-desliga da temperatura do ar pode causar grandes variações de temperatura tanto no ar quanto no piso comparado ao segundo controle da temperatura do piso. Por outra parte, só o controle do piso pode não ser adequado em habitações com um grande ganho interno. A combinação dos sistemas de controle mostrou ser uma estratégia de controle efetiva.

Na maioria dos edifícios, o controle dos sistemas de calefação está baseado em sensores e termostatos que medem principalmente a temperatura do ar. Porém, para aumentar o conforto térmico, particularmente em edifícios com altos ganhos de radiação, é preferível um controle efetivo como é o controle da temperatura operativa (ASHRAE, 1989). Athienitis e Shou (1991) utilizaram um modelo numérico usando funções de transferência detalhadas de temperatura operativa e funciones de transferência de Laplace para os componentes do sistema de calefação e resfriamento. Mostraram que a resposta para mudanças no *setpoint* de um sistema de calefação radiante, usando um sensor de temperatura operativa indica um potencial significativo para um controle mais rápido que usando um sensor de temperatura de ar. Scheatzle (1996) faz um teste numa habitação unifamiliar de estrutura pesada com um sistema radiante. O teste foi desenhado para entregar um conforto superior utilizando um confortímetro que toma em conta 6 variáveis para o conforto humano (nível de atividade, valor CLO, temperatura ambiente, TRM, velocidade do ar e umidade), e um controlador programável. Seus resultados mostraram que pode ser alcançado um melhor conforto térmico utilizando sensores de temperatura operativa e controladores programáveis. No entanto, os custos de equipamentos e instalação são maiores em aplicações residenciais.

2.9 Transferência de Calor

Num sistema de calefação por piso radiante, o calor que é entregue à habitação é devido à transferência de calor que ocorre entre os diversos componentes do sistema. A transferência de calor ocorre sempre que se tem uma diferença de temperatura, produzindo-se o trânsito de energia desde o meio que se encontra a maior temperatura, para o meio de menor temperatura.

No piso radiante a transferência de calor ocorre primeiramente por *condução*, dentro do meio sólido, e por *convecção* e *radiação*, entre as superfícies da envolvente e o ar ambiente. Como a superfície sólida (piso) tem uma temperatura mais alta que a do fluido que a envolve (ar ambiente), se produz um movimento constante do ar no interior da habitação. Isto ocorre porque quando o calor que é transferido da superfície para o ar ambiente, gera um aumento na densidade deste último provocando seu movimento e removendo a camada aquecida por outra de menor temperatura. Este fenómeno é conhecido como *convecção livre*. Quando o movimento é provocado por uma causa externa, a convecção é chamada de *convecção forçada*. (HOLMAN, 1999).

A taxa de fluxo de calor é proporcional ao gradiente normal de temperatura e se entende da equação (1):

$$q = -\lambda A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1)$$

Onde q é a taxa de fluxo de calor e $\partial T/\partial x$ é o gradiente de temperatura segundo a coordenada geométrica x . A constante positiva k é a condutividade térmica do material e o sinal negativo ocorre porque a taxa de fluxo de calor é sempre no sentido da maior temperatura para a menor temperatura.

A equação (1) é a equação básica para o cálculo da transferência de calor de um sólido e denominada-se *Lei de Fourier* em homenagem ao físico-matemático francês Joseph Fourier, que fez contribuições muito importantes ao tratamento analítico da transferência de calor por condução. (HOLMAN, 1999).

Os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação podem ser estimados usando as correlações indicadas na ASHRAE Fundamental Handbook (2009) ou bem, obtidos da literatura como é o caso deste trabalho.

2.10 Modelos matemáticos de transferência de calor

O processo da transferência de calor em sólidos pode prever-se analítica ou numericamente. Os métodos analíticos estão baseados na solução direta da equação diferencial de transmissão de calor por condução. Dentre deste grupo, os distintos métodos existentes estabelecem simplificações que facilitam a resolução da equação diferencial ou a aplicação de ferramentas matemáticas que embora sejam de difícil solução podem resultar de fácil aplicação utilizando ferramentas computacionais. Nesta linha, variados autores entre eles, Seem et al. (1976) e Ouyang et al. (1991), desenvolveram o método centrando-se na sua aplicação para a climatização de edifícios. Outros estudos combinaram métodos numéricos com analíticos com o intuito de facilitar os cálculos (TORELLA et al., 1986).

As soluções numéricas, bem mais desenvolvidas, podem ser baseadas em diferenças finitas ou bem em elementos finitos. O método das diferenças finitas consiste em discretizar o domínio em estudo em pequenos volumes de controlo, supostos isotérmicos, sobre os quais se expressa o balance de energia. O método dos elementos finitos está baseado, assim como o anterior, na discretização do domínio, e consiste em fazer satisfazer a equação diferencial da transferência de calor em um sentido global sobre um determinado domínio.

Os métodos numéricos para a resolução da transferência de calor têm sido amplamente estudados. Myers (1978) propôs técnicas de discretização para resolver problemas de transferência de calor em regime estacionário. Mitchell e Griffiths, (1980) centraram seu estudo no desenvolvimento do método das diferenças finitas para um domínio geral.

Os métodos baseados em diferenças finitas são os mais simples, e em geral, proporcionam resultados satisfatórios para corpos de formas regulares, sendo mais difíceis de aplicar para casos de corpos irregulares. Nestes casos é mais recomendável a utilização de um planejamento baseado em elementos finitos, onde a complexidade do problema não se vê afetada pela forma do elemento.

Outro método utilizado foi o proposto por Brebbia e Walker em 1979 que trata de um método similar ao de elemento finito e que tem sido utilizado para resolver casos de condução de calor não linear com propriedades térmicas variáveis. Este método tem a vantagem de reduzir a dimensionalidade do problema, e com isso, os requerimentos computacionais. O inconveniente é que só é eficaz para formas com grandes áreas de superfície em relação ao volume.

Embora os esquemas de diferenças finitas sejam potencialmente úteis para sua aplicação a formas irregulares, os métodos baseados em elementos finitos são preferíveis pela facilidade com que pode-se versar a geometria irregular do elemento. Se os intervalos de tempo são o suficientemente pequenos para assegurar um bom balance de calor, e as integrações numéricas para determinar a condutividade térmica e o calor latente, são suficientemente detalhadas, então os dois métodos são praticamente equivalentes.

Variados pesquisadores tem utilizado diferentes métodos para resolver a transferência de calor com o intuito de analisar o conforto térmico dos edifícios. Brickman e Moujaes (1996) desenvolveram um modelo detalhado para estudar a troca de radiação na estrutura interna das paredes de um edifício. Em lugar de usar a transferência de calor por condução para modelar a troca de calor nos espaços de

ar, foram modelados os efeitos da convecção livre ocorrida no ar aprisionado na estrutura interna das paredes. Eles também adicionaram a convecção livre nas superfícies exteriores e os efeitos da convecção forçada do vento. Foram feitas comparações com as recopilações de medições de temperatura onde os resultados foram próximos aos preditos com uma tolerância de erro das medições experimentais de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ a traves dos elementos estruturais da habitação e no ar interno ao longo do dia. Dunne et al. (1996) desenvolveram algoritmos para modelar a refletância solar no ganho de calor interno das estruturas vizinhas e implementaram os algoritmos num programa de simulação energética de edifícios. Os algoritmos consideram a contribuição da radiação solar em superfícies opacas e transparentes. Da mesma forma, Chapman (1997) estudou um caso utilizando um programa de análise de conforto térmico em edifícios (BCAP – *Building comfort Analysis Program*) para analisar a distribuição do conforto térmico num sistema de calefação radiante.

2.11 Modelo matemático do sistema de calefação por piso radiante

Diferentes técnicas para descrever o processo de transferência de calor em sistemas de calefação por piso radiante têm sido utilizadas especialmente para análise de parâmetros de projeto e desempenho térmico. Variados estudos experimentais têm sido realizados para validar os métodos desenvolvidos para os estudos de transferência de calor neste tipo de sistemas:

Zhang e Pate (1986) mediram o desempenho de um sistema com teto radiante. O painel no teto foi construído numa laje de concreto com tubos embebidos de cobre com água quente. Seus resultados mostram que a distribuição da temperatura no teto é uniforme. O interessante dos resultados é que a temperatura do ar não atrasa a temperatura do muro e do piso e a resposta transitória do sistema radiante foi sensível à temperatura de subministro da água, mas não foi sensível ao fluxo de água quente.

Hogan e Blackwell (1986) desenvolveram um modelo em regime estacionário usando o método de elementos finitos para avaliar o desempenho de um sistema de calefação por piso. Eles concluíram que as perdas de calor calculadas usando o método da ASHRAE são sobre-estimadas. Para melhorar o enfoque da transferência de calor em regime estacionário, MacCluer (1990) estabelece um modelo transitório onde o fluxo é mantido constante enquanto a temperatura da água enviada ao pavimento é proporcional à temperatura externa. No modelo a função da transferência de calor foi escrita numa forma analítica e resolvida no domínio da frequência.

Banhidi (1991) descreve os processos de transferência de calor radiante e convectivos não lineares que tem lugar num recinto aquecido pelo sistema radiante. As equações foram linearizadas usando correções experimentais. Da mesma forma, Zaheer-Uddin et al. (1994) desenvolveram um modelo não linear para um sistema de piso radiante. O modelo matemático está baseado no método do balanço de energia. As equações do modelo matemático para o boiler, a laje, as condições espaciais e o ambiente externo são resolvidas simultaneamente usando técnicas de diferenças finitas. Olesen (1994) testou um sistema de calefação por painel numa parede e outro no piso. Os resultados mostram que tanto o piso quanto a parede são capazes de manter um ambiente confortável sob condições dinâmicas incluindo radiação solar, ganho de calor interno e a temperatura de atraso, etc.. Demonstrou também que os sistemas consomem níveis similares de energia.

Kilkis e Coley (1995) desenvolveram um modelo simples para determinar a temperatura superficial do piso e o fluxo de calor. Kilkis e Spapci (1995) desenvolveram um programa computacional para o projeto de um painel radiante. Um método prático para o projeto desses painéis pode ser encontrado no ASHRAE HVAC Systems and Equipment Handbook.

Champan e Zhang (1996) desenvolveram um modelo matemático tridimensional para calcular a transferência de calor numa habitação aquecida por um sistema radiante. Para analisar os efeitos e propriedades das temperaturas não

uniformes dos muros, eles modelaram a habitação por um modelo discreto de radiação, no qual calcularam a temperatura média do ar e a distribuição da temperatura superficial das paredes.

A distribuição da temperatura no espaço aquecido foi medida por Hanibuchi e Hokoi (1998). Eles mostram que a calefação por piso produz uma distribuição da temperatura do ar aproximadamente uniforme e que a troca de calor convectivo contribui com a metade da potencia de aquecimento. Lindstrom et al. (1998) examinaram o impacto das características da superfície na potencia de aquecimento de um sistema radiante. Recomendam que a emissividade do piso radiante seja entre 0,9 e 0,95 para cálculos de engenharia da transferência de calor por radiação. A fração da potencia total convectiva da superfície do pavimento radiante é de até 30%.

De Monte (2000) estudou a resposta transitória unidimensional às variações repentinas de temperatura da água distribuída nas tubulações de uma laje composta por varias camadas de diferentes materiais. O autor fez o estudo aplicando o método de separação de variáveis para a equação diferencial da condução de calor. Laouadi (2004) desenvolveu um modelo bidimensional para sistemas radiantes para ser incorporado em software de simulação energética, e o modelo é validado utilizando um enfoque de modelagem numérico. O seu modelo considera o boiler, dispositivos de emissão de calor e dispositivos de controle de modo de verificar a estabilidade do desempenho do sistema de controle, as variações climáticas, o ganho de calor interno e a fonte de calor.

Beck et al. (2004) estudaram uma solução para a calefação parcial de sólidos retangulares analisando os métodos de separação de variáveis e o de partições de tempo. Lu e Tervola (2005) dão um enfoque analítico para a condução transitória de calor numa laje composta. Zhang (2012) entrega um método para calcular estas temperaturas baseado no processo básico de transferência de calor num piso radiante.

Com isso, estas pesquisas foram determinantes para a elaboração do método apresentado a seguir, que permite a análise da distância máxima entre tubos baseado no cálculo das temperaturas superficiais do piso.

CAPITULO 3

3 MATERIAIS E MÉTODOS

A seguir é desenvolvida a resolução numérica do fenômeno da transferência de calor por condução que ocorre desde a superfície externa dos tubos aquecidos com água quente até a superfície do piso que aquece o ar ambiente por convecção e radiação. O modelo matemático foi resolvido através do método numérico dos volumes finitos na formulação implícita. Isto significa que o valor da temperatura no próximo instante de tempo é calculado usando o próprio valor no instante de tempo atual, o que torna a equação implícita mais estável. Para a resolução numérica das equações governantes foi implementado um código de programação computacional na linguagem Matlab.

Primeiramente, será descrito o projeto do sistema radiante utilizado neste trabalho, as propriedades térmicas dos materiais considerados e as dimensões do domínio estabelecido para os cálculos realizados. Posteriormente, será apresentado o modelo matemático de transferência de calor no piso com o intuito de compreender de forma matemática o fenômeno físico que acontece no interior do piso, para resolvê-lo numericamente.

3.1 Descrição e projeto do sistema

O sistema de calefação por piso radiante considerado para o desenvolvimento deste trabalho está desenhado segundo as recomendações da norma do *European Committee for Standardization (CEN) EN 1264: Floor Heating - Systems and Components* que descreve e define as limitações para o dimensionamento e o cálculo da carga térmica de um sistema de calefação por piso radiante, além de

estabelecer os requisitos de projeto, para garantir que as instalações sejam executadas conforme aos critérios de eficiência energética, eficiência térmica e condições de conforto.

A norma referida anteriormente estabelece três tipos de estruturas diferentes para os sistemas de calefação por piso. A Figura 3.1 mostra os três tipos correspondentes aos tipos A, B e C, diferenciados pelo tipo e disposição dos diferentes materiais que compõem a estrutura.

Figura 3.1: Tipos de estrutura de piso radiante. Fonte: EN 1264: *Floor Heating - Systems and Components*

Segundo a norma, as diferentes estruturas correspondem a:

- Tipo A e C: correspondente aos sistemas com as tubulações completa ou parcialmente incorporadas na camada de argamassa, sobre o isolante.
- Tipo B: correspondente aos sistemas com as tubulações dispostas na camada isolante, por baixo da camada de argamassa.

Devido à importância da composição e da estrutura do piso para a transferência de calor, a norma EN 1264-4 referente a critérios de instalação, define espessuras máximas para garantir um adequado funcionamento do sistema, estabelecendo assim um limite mínimo para a espessura da argamassa sobre as tubulações de 30 mm para garantir a distribuição uniforme da temperatura no interior do piso. Este fator está diretamente relacionado com a temperatura que pode atingir a superfície do piso. Espessuras muito baixas são associadas a um alto risco de gerar não uniformidade da temperatura perceptível no nível fisiológico (OLSEN, 2002).

Da mesma forma, a norma estabelece a resistência mínima da camada de isolante, de acordo com as condições térmicas do ambiente e/ou dos elementos do edifício próximos ao piso. A Tabela 3.1 mostra os valores mínimos das resistências térmicas do isolante:

Tabela 3.1: Resistência térmica mínima do isolante para sistemas de calefação por piso radiante. Fonte: EN 1264-4:2008

	Ambiente c/ calefação	Ambiente s/calefação ou aquecido intermitentemente em contato direto com o solo *	Temperatura do ar externo ou dos elementos do edifício próximos ao piso.		
			Temperatura de projeto externa $T_d \geq 0^\circ\text{C}$	Temperatura de projeto externa $0^\circ\text{C} > T_d \geq -5^\circ\text{C}$	Temperatura de projeto externa $-5^\circ\text{C} > T_d \geq -15^\circ\text{C}$
Resistência Térmica ($\text{m}^2\text{K/W}$)	0,75	1,25	1,25	1,5	2,00
* Quando o nível freático ≤ 5 m de profundidade o valor deve ser incrementado.					

Por outro lado, segundo a norma europeia *EN 15377-2:2008 – Sistemas de calefação nos edifícios. Projeto de sistemas incorporados de calefação e resfriamento por água* - a resistência térmica requerida para a camada de isolamento é calculada pela equação:

$$R_{isol} = \frac{S_{isol}}{\lambda_{isol}}$$

Onde:

R_{isol} é a resistência térmica do isolamento ($m^2 \cdot K/W$)

S_{isol} é a espessura do isolante (m)

λ_{isol} é a condutividade térmica do isolante ($W/m \cdot K$)

Com isso é possível determinar a espessura mínima do isolante para as diferentes resistências térmicas estabelecidas pela norma, de acordo com o tipo de local e as condições ambientais. Desta forma, considerando uma condutividade térmica do poliestireno, frequentemente utilizado, de 0,0361 ($W/m \cdot K$) foram calculadas as seguintes espessuras mínimas como se mostra na Tabela 3.2 a continuação:

Tabela 3.2: Cálculo de espessura mínima do isolante de acordo com o tipo de local e as condições ambientais.

Resistência térmica do isolante ($K \cdot m^2/W$)	Espessura mínima do isolante (mm)	Tipo de local e condições ambientais
0,75	27	Ambiente c/ calefação
1,25	45	Ambiente s/ calefação ou aquecido intermitentemente
		Local em contato direto com o solo.
		Temperatura do ar externo $T_d \geq 0^\circ C$
1,50	54	Temperatura do ar externo $-5^\circ C \leq T_d < 0^\circ C$
2,00	72	Temperatura do ar externo $-15^\circ C \leq T_d < -5^\circ C$

Também é requerida pela norma, uma camada de proteção sobre o isolante de poliestireno de ao menos 0,15 mm de espessura ou outro produto com uma resistência térmica equivalente.

Desta forma, a estrutura e composição do modelo utilizado neste trabalho ficam representadas na Figura 3.2. Foi escolhida estrutura Tipo A, definida na norma devido a que representa o uso mais comum neste tipo de instalação. O sistema está composto por:

- uma base estrutural de concreto ($e = 100 \text{ mm}$);
- uma camada isolante de poliestireno expandido de alta densidade para mitigar a propagação do calor para o solo ($e = 50 \text{ mm}$);
- uma película protetora de poliestireno ($e = 0,15 \text{ mm}$);
- um contrapiso de argamassa onde são incorporadas as tubulações de cobre por onde circula a água quente ($e = 60 \text{ mm}$);
- e o revestimento cerâmico ($e = 7 \text{ mm}$) disposto sobre uma camada de argamassa de colagem. ($e = 3 \text{ mm}$);
- tubulações de cobre dispostas em serpentina ($\varnothing = 16 \text{ mm}$)

Estes materiais influenciam diretamente a distribuição e a distância das tubulações devido à condutividade térmica dos materiais e à resistência térmica que eles exercem ao fluxo de calor.

Figura 3.2: Modelo Tipo A reduzido adotado para o cálculo das temperaturas

As propriedades termofísicas dos materiais utilizados são fornecidas na Tabela 3.3:

Tabela 3.3: Propriedades termofísicas dos materiais. Fonte: NBR 15220: Desempenho Térmico de Edificações

Materiais	Condutividade térmica (W/m°C)*	Densidade (Kg/m³)	Calor específico (J/Kg°C)*
Revestimento cerâmico	2,00	2510	0,92
Argamassa colante	0,84	1890	1,00
Argamassa contrapiso	1,15	2000	1,00

*Propriedades obtidas da literatura consultada

3.2 Modelo matemático da transferência de calor no piso radiante

Uma vez determinada a estrutura do sistema radiante estudado neste trabalho, será descrito o modelo matemático da transferência de calor no interior do piso. O objetivo do modelo matemático é interpretar e compreender o fenômeno físico da transferência de calor num sistema de calefação por piso radiante, com a implementação de conceitos matemáticos para assim tornar possível uma solução numérica das variações de temperatura que acontecem no interior do pavimento, até a superfície do piso, através do tempo.

De acordo com o fenômeno de transferência de calor, o comportamento térmico de um determinado material se caracteriza pela variação das condições de contorno. A consequência da variação das condições do ambiente provoca que o sistema quase nunca esteja em equilíbrio, mas sim que esteja submetido a processos variáveis de aumento ou diminuição de temperaturas, com acumulação ou dissipação de calor no interior, devido ao calor específico do material. Desta forma, ao processo de transmissão de calor através de um material, acrescenta-se um processo de acumulação, ambos variáveis no tempo, razão pela qual o processo é considerado transitório.

Desta forma, um sistema transitório se produz quando as condições de contorno são alteradas. Se a temperatura superficial de um sistema é alterada, a temperatura de cada ponto também se alterará. Estas alterações ocorrerão até ser atingida uma distribuição de temperaturas em estado permanente.

Com isso, o problema geral da condução de calor num domínio dado consiste em determinar a temperatura para cada ponto em cada instante de tempo, começando com uma temperatura inicial e com condições de contorno conhecidas, baseando-se nas características geométricas e nas propriedades físicas de dito domínio.

3.2.1 Equação geral da condução de calor

A equação geral da condução de calor se obtém seguindo o desenvolvimento da lei fundamental que rege a transmissão de calor por condução proposta por J.B. Fourier em 1822, que estabelece que a quantidade de calor que atravessa uma área A , normal à direção do fluxo de calor, na unidade de tempo, é proporcional ao produto da área pelo gradiente térmico,

$$q = -\lambda A \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Onde Q é a quantidade de calor que atravessa a área A [W];

λ é a condutividade térmica do material [W/m°C];

A é a área da seção transversal através da qual o calor flui por condução, medida perpendicularmente à direção do fluxo. [m²];

$\frac{dT}{dx}$ é o gradiente de temperatura na seção, isto é a razão de variação da temperatura T com a distancia na direção x do fluxo de calor.

Paralelamente, a acumulação de calor q_a [J] por unidade de massa M está em relação direta com o incremento da temperatura e do calor específico do material C_p [J/Kg·K].

$$q_a = C_p \cdot M \cdot \Delta T \quad (2)$$

É possível compatibilizar esta equação com a lei de Fourier, considerando que a massa depende da densidade ρ [Kg/m³] e que o volume pode ser expresso como o produto da área do domínio e a espessura Δx , determinando assim a capacidade térmica do piso Q_a [W/m²K] em função da velocidade da variação da temperatura:

$$Q_a = \frac{q_q}{A \cdot t} = C_p \cdot \rho \cdot \Delta x \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3)$$

Considerando que o fluxo de calor que entra por uma face (x) da superfície é igual ao calor que sai pela cara ($x + \Delta x$) mais o calor acumulado na massa de espessura Δx , de forma de que a quantidade de energia seja conservada:

$$-\lambda \frac{\partial T_x}{\partial x} = -\lambda \frac{\partial T_{x+\Delta x}}{\partial x} + C_p \cdot \rho \cdot \Delta x \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4)$$

Redistribuindo a equação e dividindo por $C_p \cdot \rho \cdot \Delta x$ obtêm-se:

$$\frac{\lambda}{C_p \cdot \rho} \cdot \frac{\frac{\partial T_{x+\Delta x}}{\partial x} - \frac{\partial T_x}{\partial x}}{\Delta x} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5)$$

Quando se toma o limite $\Delta x \rightarrow 0$, obtêm-se por definição a segunda derivada da temperatura respeito a x :

$$\frac{\lambda}{C_p \cdot \rho} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (6)$$

Esta equação é deduzida de uma transmissão de calor unidimensional. Para considerar o fenômeno ocorrido no pavimento, devem-se considerar os fluxos

de calor na direção x e y do plano cartesiano. Seguindo o mesmo procedimento, tem-se a equação de transmissão de calor para as duas dimensões:

$$\frac{\lambda}{c_P \cdot \rho} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (7)$$

O primeiro termo é uma constante que depende das propriedades físicas do material e se denomina *difusividade térmica* α e cuja unidade é $[m^2/s]$:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_P} \quad (7)$$

E, por conseguinte:

$$\alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (8)$$

Assim, obteve-se a *equação geral da condução de calor* para um sistema bidimensional, $T = f(x, y)$, sendo este o caso do piso analisado.

Para determinar a distribuição das temperaturas em regime transitório e, finalmente, a transferência de calor por unidade de tempo, é necessário resolver a equação geral da condução, na qual são consideradas a transmissão e a acumulação de calor. Para resolver a equação (8), é necessário especificar as condições iniciais do domínio (no tempo $t = t_0$), e as condições de contorno nas superfícies.

O modelo de análise térmica é linear, o que significa que as propriedades térmicas e a densidade, parâmetros que influem na resolução da equação diferencial de transmissão de calor, não dependem da temperatura.

3.2.2 Definição do domínio

Para o cálculo das temperaturas superficiais, é analisado o processo de transferência de calor determinado pela condução de calor entre os tubos e a superfície do piso. Este processo vai depender dos parâmetros construtivos do piso radiante explicados anteriormente e das propriedades térmicas dos materiais.

Como a configuração do sistema mostra certa simetria entre as secções determinadas pela distância entre os tubos, o domínio será delimitado pela região determinada entre os pontos médios da distancia entre os tubos, como se mostra na Figura 3.3

Figura 3.3: Domínio de cálculo para a condução de calor no interior do piso

Para determinar o domínio e simplificar os cálculos, foram considerados os seguintes supostos:

(1) São consideradas tubulações de cobre com elevada condutividade térmica assumindo-se a temperatura da superfície exterior dos tubos igual à temperatura da água que circula no interior dos mesmos.

(2) O gradiente de temperatura ao longo do tubo considera-se desprezível quando comparado ao plano perpendicular. Esta hipótese é válida quando a relação entre a distância dos tubos (d) e o comprimento total do circuito (L_c) é muito

pequena ($\frac{d}{L_c} \ll 1$). Com isso, a temperatura da superfície exterior do tubo também pode ser considerada uniforme.

(3) As bordas do domínio da Figura 3.3 são consideradas adiabáticas devido à simetria que caracteriza o sistema e à camada isolante embaixo dos tubos.

(4) O gradiente de temperatura no material dos tubos é desprezível. Esta hipótese é válida quando a espessura do tubo é pequena em relação ao seu diâmetro interior ($\frac{D_{exterior}}{D_{interior}} \approx 1$).

(5) A condutividade e a difusividade térmica do material são independentes da temperatura e uniformes em cada uma das camadas que compõem o piso.

(6) Assume-se um contato perfeito entre a superfície exterior dos tubos e o meio adjacente (resistência de contato zero).

3.2.3 Condições de contorno

A equação (8) está condicionada às condições de contorno do domínio. Para estabelecer estas condições de contorno considera-se o pavimento como um sólido semi-infinito que conduz calor pelo seu interior. A temperatura em cada ponto do piso é uma função da profundidade e do intervalo de tempo t , quer dizer, $T(x, y, t)$.

Dessa forma, na superfície do piso, onde $y = S$, a troca de calor da superfície com o ambiente acontece por radiação e por convecção e varia entre um ponto e outro como se indica na Figura 3.4 (T_1 e T_2):

Figura 3.4: Esquema das condições de contorno

O ponto T_2 na superfície corresponde ao ponto mais frio devido à sua distância com relação à fonte de calor no interior do piso. Com isto, a avaliação da temperatura superficial neste ponto é determinante para a análise realizada neste trabalho, considerando que a diferença de temperatura na superfície é uma limitante para a condição de conforto.

A condição de contorno para a superfície isolada ($y = 0$) considera uma fronteira adiabática onde não existe troca de calor com a superfície adjacente. Da mesma forma, como existe uma condição de simetria entre os tubos, as fronteiras em $x = 0$ e $x = d$ também são consideradas adiabáticas devido ao equilíbrio das forças nesse ponto do domínio.

Desta forma, as condições de contorno são expressas da seguinte forma:

$$y = S; \quad -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = h_{tot}(T_P - T_{ar}) \quad (12)$$

$$y = 0; \quad \frac{\delta T}{\delta y} = 0 \quad (13)$$

$$x = 0, d; \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (14)$$

Onde, λ é a condutividade térmica do material de revestimento do piso, h_{Tot} é o coeficiente de transferência de calor total ($W/m^2\text{°C}$), T_{ar} é a temperatura do ar interno (°C) e T_p é a temperatura média do piso (°C) em $y = S$. Particularmente, a condução de calor no tubo e a troca de calor entre a água e o tubo são desprezíveis com respeito à troca de calor do sistema.

3.3 Método numérico para o cálculo das temperaturas

Devido à dificuldade de solução da equação geral de forma analítica, são utilizadas diversas metodologias que, de forma geral, consistem em aproximar as equações diferenciais que governam o fenômeno da transferência de calor, e resolvê-las numericamente. Neste contexto, a solução pode estar baseada nas diferenças finitas, nos elementos finitos, ou nos volumes finitos. Os métodos baseados nas diferenças finitas são os mais simples e, em geral, proporcionam resultados satisfatórios para corpos de formas regulares, sendo mais difícil de aplicar para casos de corpos irregulares, fazendo com que nestes casos, seja preferível utilizar o método baseado no esquema de elementos finitos.

Por sua vez, o método dos volumes finitos, utilizado neste trabalho, é um procedimento de discretização, no qual se percorre o caminho inverso ao utilizado na obtenção da equação diferencial da transferência de calor, considerando assim os princípios físicos de conservação, o que representa a equação diferencial. Isto significa que se aplicam as equações de conservação na forma integral a todos os volumes de controle, o que permite a conservação das propriedades relevantes em cada qual, garantindo que a equação discretizada resultante expresse os princípios de conservação para um volume de controle finito assim como a equação diferencial expressa o mesmo para um volume de controle infinitesimal. Além disso, implica que o princípio de conservação integral é perfeitamente satisfeito para qualquer grupo de volumes de controle e conseqüentemente para todo o domínio (NIECKELE, 1996).

3.3.1 Método dos volumes finitos

Como já foi mencionada, na modelagem utilizada neste trabalho, a condução no interior do pavimento é modelada com o método dos volumes finitos. Este método é amplamente utilizado para o cálculo da transferência de calor, devido a que, com o mesmo, seja possível proporcionar uma solução transitória no tempo, bastante aproximada através de equações.

Neste método, o domínio é discretizado em um conjunto de volumes de controle, determinados regulares no tamanho e na forma. O ponto de partida para a discretização pelo método dos volumes finitos é a forma integral da equação diferencial sobre o volume de controle e sobre o intervalo de tempo de t a $t + \Delta t$ como é possível ver na seguinte equação:

$$\rho C_P \int_w^e \int_s^n \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \lambda \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dy dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \lambda \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) dx dy dt \quad (15)$$

Onde os coeficientes e, w, n e s representam as fronteiras entre o volume de controle P e os seus vizinhos “E” (leste), “W” (oeste), “N” (norte) e “S” (sul) respectivamente, como se mostra na Figura 3.5:

Figura 3.5: Volume de controle e respectiva nomenclatura utilizada para a discretização

O domínio da solução é subdividido num número finito de pequenos volumes de controle, nos quais são aplicadas as equações de conservação de energia. Estes volumes de controle são adjacentes entre si, usando uma malha que define as fronteiras do volume de controle. Desta forma, o método representa a influência que o ponto P recebe dos vizinhos na forma de produtos de coeficientes e do valor das variáveis.

3.3.1.1 A malha – O domínio

O primeiro passo para a aplicação do método é a geração da malha computacional. É fundamental para a solução do problema, definir a malha para resolver as equações em cada elemento da mesma. A definição da malha influenciará a qualidade do resultado, pelo que ela deve representar adequadamente as características gerais do problema e se adequar aos contornos particulares do fenômeno que acontece no pavimento, para representá-lo satisfatoriamente.

No método dos volumes finitos, como os balanços de conservação são satisfeitos em nível de volumes elementares, não é necessária uma malha muito refinada como acontece no caso dos outros métodos de cálculo. O uso de uma malha maior é suficiente para analisar os resultados obtidos mediante rápidas execuções no computador.

Na Figura 3.5 aprecia-se a malha utilizada, com as mesmas dimensões cartesianas ao longo de todo o domínio da malha $\delta x_{WP}, \delta x_{PE}, \delta y_{PN}, \delta y_{SP}$ são distâncias entre os centros dos volumes de controle vizinhos, posicionados em “E”, “W”, “N” e “S”.

Neste trabalho não existe maior dificuldade para a criação da malha devido a que a geometria do pavimento é simples e regular, o que faz com que a malha utilizada no modelo seja uma malha com células quadradas (ortogonal) que representa adequadamente as fronteiras e contornos em todas as regiões do domínio. Segundo Rocha (2000) as malhas com células quadradas possuem uma

baixa capacidade de reprodução dos contornos das áreas modeladas, quando estas apresentam muitas irregularidades na geometria, mas no caso deste trabalho, a geometria do pavimento é sendo possível adaptar facilmente a malha à geometria do modelo, assegurando um resultado adequado no cálculo dos volumes.

A malha foi definida milimetricamente para o domínio estabelecido, isto quer dizer que o domínio foi dividido em volumes de controle determinados por faces de um milímetro de comprimento. Foi considerado que estudos asseguram que uma malha de até 40 mm entrega uma boa distribuição da temperatura. (HOLOPAINEN et al. 2007).

Por outro lado, assim como o espaço, o tempo também é representado numa malha cujos volumes variam com incrementos no tempo. Isto implica três hipóteses:

- um evento no futuro não pode influenciar o que acontece no presente;
- nenhuma condição pode ser imposta na solução (exceto no contorno) em qualquer instante após o início ($t = 0$);
- é especificado com uma condição ou campo inicial.

3.3.1.2 Discretização da equação diferencial

A discretização é o processo matemático mediante o qual é possível obter resultados aproximados da equação diferencial de transferência de calor e consiste na integração da equação no volume de controle, ficando com a equação discretizada no ponto P.

Para a implementação de um sistema transitório existem duas possibilidades: o esquema explícito e o esquema implícito. No primeiro, o cálculo das variáveis no próximo passo de tempo depende somente dos valores das variáveis no tempo anterior. Por outro lado no esquema implícito, utilizado neste trabalho, o cálculo das variáveis para o próximo passo de tempo depende dos valores das variáveis no tempo anterior e atual. Computacionalmente este esquema é mais complexo que o

esquema explícito, pois requer cálculos iterativos, mas ele é intrinsecamente estável.

No caso onde existe só condução as propriedades em um determinado ponto do pavimento dependem de igual maneira das dos pontos vizinhos, enquanto que para uma superfície convectiva, é necessário acrescentar o termo convectivo responsável por descrever o transporte de energia pela vazão mássica.

Para as células nas fronteiras, é necessário resolver as equações tendo em consideração o balanço de energia nestas interfaces. O valor do coeficiente de convecção h para a fronteira convectiva está dado pelas correlações fornecidas pela literatura (ZHANG, 2012). O fluxo nas fronteiras adiabáticas é nulo ($q' = 0$) ao longo da simetria.

A seguir apresenta-se a discretização implícita no tempo, para um volume P, em cada uma das condições de contorno presentes no domínio:

(a) Nós internos:

Figura 3.6: Condições de contorno do VC nos nós internos

Para os nós internos do domínio, a discretização implícita no tempo, para um volume P é feita a partir da equação (15), da seguinte forma:

$$\rho C_P \int_w^e \int_s^n \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \lambda \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dy dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \lambda \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) dx dy dt$$

Para a representação do termo $\frac{\partial T}{\partial x}$ assume-se que o valor de T no centro da malha prevalece em todo o VC. Dessa forma:

$$\rho C_P \int_w^e \int_s^n \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dt = \rho C_P \Delta x \Delta y (T_P - T_P^0) \quad (16)$$

Onde T_P^0 refere-se à temperatura no instante de tempo t e T_P à temperatura no instante de tempo $t + \Delta t$.

Efetuada as derivadas obtém-se:

$$\begin{aligned} \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\lambda_e (T_E - T_P)}{\delta x_e} dy - \frac{\lambda_w (T_P - T_W)}{\delta x_w} dy \right] dt \\ + \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\lambda_n (T_N - T_P)}{\delta y_n} dx - \frac{\lambda_s (T_P - T_S)}{\delta y_s} dx \right] dt = \rho C_P \Delta x \Delta y (T_P - T_P^0) \end{aligned}$$

Dessa forma, a equação discretizada é:

$$\rho C_P \Delta x \Delta y (T_P - T_P^0) = \left[\frac{\lambda_e \Delta y (T_E - T_P)}{\delta x_e} - \frac{\lambda_w \Delta y (T_P - T_W)}{\delta x_w} + \frac{\lambda_n \Delta x (T_N - T_P)}{\delta y_n} - \frac{\lambda_s \Delta x (T_P - T_S)}{\delta y_s} \right] \Delta t$$

$$\frac{\rho C_P \Delta x \Delta y (T_P - T_P^0)}{\Delta t} = \frac{\lambda_e \Delta y (T_E - T_P)}{\delta x_e} - \frac{\lambda_w \Delta y (T_P - T_W)}{\delta x_w} + \frac{\lambda_n \Delta x (T_N - T_P)}{\delta y_n} - \frac{\lambda_s \Delta x (T_P - T_S)}{\delta y_s}$$

Onde $\delta x_e = \delta x_w = \Delta x$ e $\delta y_n = \delta y_s = \Delta y$.

Substituindo os seguintes parâmetros na equação:

$$a_p^0 = \frac{\rho C_P \Delta x \Delta y}{\Delta t}$$

$$b = a_p^0 T_p^0$$

$$a_E = \frac{\lambda_e \Delta y}{\delta x_e}$$

$$a_W = \frac{\lambda_w \Delta y}{\delta x_w}$$

$$a_N = \frac{\lambda_n \Delta x}{\delta y_n}$$

$$a_S = \frac{\lambda_s \Delta x}{\delta y_s}$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_p^0$$

Obtemos:

$$a_p^0 (T_p - T_p^0) = a_E (T_E - T_p) + a_W (T_p - T_W) + a_N (T_N - T_p) + a_S (T_S - T_p)$$

Resolvendo a equação se origina:

$$a_p T_p = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (21)$$

Onde a temperatura nos nós internos do domínio seria:

$$T_p = \frac{a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b}{a_p}$$

Para as células que se encontram na região do domínio que apresenta a superfície convectiva do piso, é necessário resolver as equações considerando o balanço de energia nesta interface. O procedimento é idêntico, mas deve-se acrescentar o termo convectivo que descreve o transporte de energia ocasionado pelo fluxo mássico:

(b) Superfície convectiva:

Figura 3.7: Condições de contorno do VC na superfície convectiva

Comparado à equação resultante para um volume de controle interno, esta difere ao nível do terceiro termo, uma vez que T_N não pode ser definido explicitamente, porque não existe balanço de energia para o ponto N . É necessário definir os coeficientes de transferência de calor por convecção h_c e radiação h_r na superfície do piso, o que, como já foi mencionado, foi utilizado o h_{tot} obtido das correlações entregues na literatura (ZHANG, 2012).

Tabela 3.4: Coeficientes de convecção para calefação por pisos radiante.
Fonte: Zhang, 2012.

Equação ou valor para h_c ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	Referencia	Comentários
$2,13 (\Delta T)^{0,21}$	Min et al. [2]	$\Delta T = 5 \sim 8 ^\circ C, h_c = 3,5 \sim 4,1 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$
$\frac{2,175}{D^{0,076}} (\Delta T)^{0,208}$	Awbi e Hatton [3]	$\Delta T = 5 \sim 8 ^\circ C, h_c = 3,2 \sim 3,7 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$
5,3	BS EM 1264-5 [4]	$h_{tot} = 10,8 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$
5,5	Olesen [5]	$h_{tot} = 11 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

Uma vez definido h_{tot} , podem ser estabelecidos os seguintes balanços:

$$-\lambda \frac{(T_N - T_P)}{\Delta y/2} = h_{tot}(T_a - T_N)$$

$$\left(h_{tot} + \frac{\lambda}{\Delta y/2}\right) T_N = h_{tot} T_a + \frac{\lambda}{\Delta y/2} T_P$$

Os quais podem ser resolvidos para T_N , obtendo:

$$T_N = \frac{h_{tot}}{h_{tot} + \frac{\lambda}{\Delta y/2}} T_a + \frac{\frac{\lambda}{\Delta y/2}}{h_{tot} + \frac{\lambda}{\Delta y/2}} T_P$$

Substituindo a equação (25) na equação (18), temos:

$$\frac{\rho C_P \Delta x \Delta y (T_P - T_P^0)}{\Delta t}$$

$$= \frac{\lambda_e \Delta y (T_E - T_P)}{\Delta x} - \frac{\lambda_w \Delta y (T_P - T_W)}{\Delta x}$$

$$+ \frac{\lambda_n \Delta x (T_N - T_P)}{\Delta y/2} \left(\frac{h_{tot}}{h_{tot} + \frac{\lambda}{\Delta y/2}} T_a + \frac{\frac{\lambda}{\Delta y/2}}{h_{tot} + \frac{\lambda}{\Delta y/2}} T_P \right) - \frac{\lambda_s \Delta x (T_P - T_S)}{\Delta y}$$

Desenvolvendo a equação, obtém-se:

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_S T_S + b$$

Onde os coeficientes assumem expressões idênticas às dos nós internos, exceto:

$$b = \frac{2\lambda h_{tot} \Delta y}{h_{tot} \Delta y + 2\lambda} T_a + a_P^0 T_P^0$$

$$a_P = a_E + a_W + a_S + a_P^0 + \frac{h_{tot} \Delta y}{h_{tot} \Delta y + 2\lambda}$$

Resultando na temperatura dos nós na fronteira convectiva igual a:

$$T_P = \frac{a_E T_E + a_W T_W + a_S T_S + b}{a_P}$$

(c) Cantos superiores – fronteiras convectiva + adiabática:

Da mesma forma descrita anteriormente, ocorre a discretização para as outras condições de contorno presentes no domínio. As Figura 3.8 e Figura 3.9 mostram o volume de controle P para o cantos superior esquerdo e direito que possuem fronteiras adiabáticas e convectivas, diferenciando-os dos volumes descritos anteriormente.

Figura 3.8: Condições de contorno para o canto superior esquerdo

Para a discretização das equações, considera-se a fronteira w adiabática pelo que $\frac{\lambda_w(T_P - T_W)}{\Delta x} = 0$, ficando a temperatura no volume de controle P , segundo a seguinte equação:

$$T_P = \frac{a_E T_E + a_S T_S + b}{a_P}$$

Onde:

$$b = \frac{2\lambda h_{tot}\Delta y}{h_{tot}\Delta y + 2\lambda} T_a + a_P^0 T_P^0$$

$$a_P = a_E + a_S + a_P^0 + \frac{h_{tot}\Delta y}{h_{tot}\Delta y + 2\lambda}$$

Exatamente da mesma forma, acontece para o canto superior direito:

Figura 3.9: Condições de contorno para o canto superior direito

As equações discretizadas para estas condições de contorno ficam:

$$T_P = \frac{a_E T_E + a_S T_S + b}{a_P}$$

Onde,

$$b = \frac{2\lambda h_{tot}\Delta y}{h_{tot}\Delta y + 2\lambda} T_a + a_P^0 T_P^0$$

$$a_P = a_W + a_S + a_P^0 + \frac{h_{tot}\Delta y}{h_{tot}\Delta y + 2\lambda}$$

(d) Cantos inferiores – fronteiras adiabáticas

Para os volumes de controle localizados nas fronteiras criadas entre a superfície inferior que se encontra em contato com o isolante e as fases adiabáticas que se encontram no ponto médio entre dois tubos, é possível estabelecer os seguintes balanços térmicos:

Figura 3.10: Condições de contorno para o canto inferior esquerdo

$$\frac{\lambda_w(T_P - T_W)}{\Delta x/2} = 0$$

$$\frac{\lambda_s(T_S - T_P)}{\Delta y/2} = 0$$

E para o canto inferior direito tem-se:

Figura 3.11: Condições de contorno para o canto inferior direito

$$\frac{\lambda_e(T_p - T_e)}{\Delta x/2} = 0$$

$$\frac{\lambda_s(T_s - T_p)}{\Delta y/2} = 0$$

Da mesma forma que foram discretizadas as equações nas condições de contorno anteriores, obtêm-se as seguintes equações para o canto inferior esquerdo:

$$T_p = \frac{a_e T_e + a_n T_n + b}{a_p}$$

Onde, $b = a_p^0 T_p^0$ e $a_p = a_e + a_n + a_p^0$.

E para o canto inferior direito temos:

$$T_p = \frac{a_w T_w + a_n T_n + b}{a_p}$$

Onde, $b = a_p^0 T_p^0$ e $a_p = a_w + a_n + a_p^0$.

(e) Fronteiras adiabáticas laterais:

Figura 3.12: Condições de contorno para a fronteira adiabática esquerda

Onde o balanço térmico fica:

$$\frac{\lambda_w(T_p - T_w)}{\Delta x/2} = 0$$

E as equações discretizadas seriam:

$$T_p = \frac{a_E T_E + a_N T_N + a_S T_S + b}{a_p}$$

Onde, $b = a_p^0 T_p^0$ e $a_p = a_E + a_N + a_S + a_p^0$.

Da mesma forma para a fase direita:

Figura 3.13: Condições de contorno para a fronteira adiabática direita

Onde o balanço térmico fica:

$$\frac{\lambda_e(T_P - T_E)}{\Delta x/2} = 0$$

E as equações discretizadas seriam:

$$T_P = \frac{a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b}{a_P}$$

Onde, $b = a_P^0 T_P^0$ e $a_P = a_W + a_N + a_S + a_P^0$.

CAPITULO 4

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Dos parâmetros de projeto de um sistema de calefação por piso radiante mencionados no Capítulo 2, foram analisados dois dos parâmetros relevantes para o conforto térmico na utilização deste tipo de sistemas. Estes parâmetros são a temperatura da água (T_w) e a distância entre os tubos (d), ambos determinantes para a temperatura superficial do piso (T_p) e, por conseguinte, da temperatura ambiente (T_a). Estes parâmetros influenciam tanto no conforto térmico provocado pela temperatura do ar ambiente quanto o ocasionado pelo contato direto com a superfície do chão.

Foram analisados cinco valores de temperaturas da água junto com seis valores de distâncias entre tubos para analisar a distribuição da temperatura no interior do piso e a temperatura superficial atingida pelo sistema, para cada um dos parâmetros simulados. Considerando que a norma EN 1264 recomenda temperaturas da água entre 40°C e 55°C para pisos de concreto, este trabalho analisa os resultados para as seguintes temperaturas de fornecimento da água: 40°C, 45°C, 50°C, 55°C e 60°C. Com relação às distâncias, embora as recomendações da norma EN 1264 sejam de 8 cm a 30 cm, o objetivo deste trabalho é procurar maiores distâncias, para diminuir a quantidade de materiais a serem utilizados na instalação do sistema. Desta forma, as distâncias simuladas foram: 0,25 m; 0,5 m; 1,0 m; 1,5 m; 2,0 m; e 2,5 m.

Com relação à temperatura superficial do piso, foi estabelecida uma “faixa ótima de conforto” compreendida entre os 23°C e os 25°C de forma de proporcionar uma temperatura ambiente da ordem dos 21°C aos 23°C. Os cálculos consideram uma sala com dimensões de 6 x 6 m construída de alvenaria de tijolo comum, com uma

temperatura ambiente inicial de 18°C, e uma temperatura inicial do interior do piso de 17°C.

Portanto, a metodologia exposta anteriormente permite determinar o tempo necessário para o sistema de calefação por piso radiante, atingir a faixa ótima de conforto para cada um dos eventos simulados. Desta forma foi possível realizar uma análise das distâncias máximas entre os tubos em função da temperatura superficial do piso e avaliar a diferença de temperatura entre os pontos quentes e frios da superfície, de forma de estabelecer um critério que permitisse determinar a distância ótima entre os tubos sem detrimento do conforto térmico.

Para esta análise foram assumidas duas restrições iniciais com o intuito de estabelecer as condições de conforto mínimas concedidas pelo sistema: (1) atingir a temperatura da faixa ótima de conforto ($23^{\circ}\text{C} < T_p < 25^{\circ}\text{C}$) no menor tempo possível; e (2) uma diferença de temperatura máxima na superfície de 2°C para determinar a distância máxima permissível entre os tubos.

Foi analisado o tempo que demora o sistema em atingir a faixa ótima de conforto para cada uma das temperaturas da água mencionadas anteriormente, em função da distancia entre os tubos.

A Tabela 4.1 mostra o tempo que demora o sistema em atingir uma temperatura superficial do piso de 23°C em função da temperatura da água (T_w) e da distância entre os tubos.

Tabela 4.1: Tempo que demora o sistema em atingir os 23°C em função da temperatura da água e do distância entre os tubos.

Tw (°C)	Tempo para Tp = 23°C (horas)					
	Distanciamento (m)					
	0,25	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
60	1,0	1,3	1,9	2,5	3,1	3,8
55	1,1	1,4	2,1	2,8	3,5	4,3
50	1,2	1,5	2,3	3,1	4,0	5,0
45	1,3	1,7	2,6	3,6	4,7	6,0
40	1,5	2,0	3,1	4,4	5,9	7,7

Observa-se da Tabela 4.1 que o tempo mínimo para atingir a condição ótima de temperaturas superiores a 23°C na superfície é de uma hora para o caso mais favorável, correspondente a uma distancia entre tubos de 0.25 m, e uma temperatura da água de 60°C. Para distâncias maiores, o tempo mínimo varia entre duas horas e duas horas e meia, para 1,0 m e 1,5 m respectivamente o que se considera um tempo excessivo para a avaliação deste trabalho.

Com relação à diferença de temperatura na superfície, a Tabela 4.2 mostra a diferença máxima de temperatura na superfície do piso (ΔT_p), em função da temperatura da água (T_w) e da distância entre os tubos, no momento em que a faixa ótima de conforto é atingida. A diferença de temperatura superficial diminui conforme diminui a temperatura da água. Entretanto, a maiores distâncias, a diferença de temperatura superficial aumenta.

Tabela 4.2: Diferença máxima de temperatura na superfície do piso em função da temperatura da água e do distância entre os tubos.

Tw (°C)	ΔT_p para Tp = 23°C					
	Distanciamento (m)					
	0.25	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5
60	0.0	0.0	1.7	4.9	8.2	10.8
55	0.0	0.0	1.5	4.4	7.3	9.7
50	0.0	0.0	1.3	3.8	6.3	8.4
45	0.0	0.0	1.1	3.2	5.3	7.1
40	0.0	0.0	0.9	2.6	4.3	5.8

Com relação à diferença máxima de temperatura na superfície do piso, a partir da distancia de 1,5 m o valor máximo da segunda restrição inicial de 2°C é superado o que significa uma superfície de piso desconfortável segundo os critérios estabelecidos neste trabalho. O gráfico da Figura 4.1 mostra a relação da diferença máxima de temperatura na superfície do pavimento em função da temperatura da água para cada uma das distancias simuladas.

Figura 4.1: Diferença de temperatura máxima superficial em função da temperatura da água para as diferentes distâncias entre tubos.

Os gráficos das Figura 4.2 (a) e Figura 4.2 (b) compara a diferença da temperatura superficial no piso quando a temperatura da água é de 60°C e quando é de 40°C.

(a)

Figura 4.2: (a) Diferença da temperatura superficial para uma $T_w = 60^\circ\text{C}$. (b) Diferença da temperatura superficial para uma $T_w = 40^\circ\text{C}$.

O gráfico da Figura 4.2 (a) mostra que para uma temperatura da água de 60°C a diferença da temperatura superficial é muito alta. Conforme o sistema vai

uniformizando a temperatura da água, a temperatura superficial vai se aproximando à faixa ótima de conforto, reduzindo-se a diferença da temperatura superficial. A Figura 4.2 (b) mostra que para uma temperatura da água de 40°C é possível aumentar o distância de tubos em até 1,5 m com uma diferença de temperatura superficial de 2,5°C se for aceitável para o usuário.

Como é necessário que o sistema funcione o menor tempo possível mantendo as temperaturas necessárias para garantir o conforto térmico, considera-se uma temperatura da água de 60°C de forma de atingir a condição de conforto no menor tempo possível. Com isso, se faz necessário reduzir a temperatura da água para uma temperatura que permita manter a temperatura superficial dentro da faixa ótima de conforto. Esta temperatura foi assumida de 24°C e foi simulada esta redução na temperatura da água para cada uma das distancias analisadas. A seguir, o gráfico da Figura 4.3 mostra como varia a temperatura superficial do piso após a redução da temperatura da água para cada uma das distancias.

Figura 4.3: Temperatura superficial do piso com redução da temperatura da água de 60°C para 24°C em função da distancia entre tubos.

Do gráfico da Figura 4.3 depreende-se que para distâncias entre tubos de 0,25 m e 0,5 m a temperatura superficial do piso ultrapassa a faixa ótima de conforto com a redução da temperatura para 24°C. Porém, para as distâncias de 1,0 m e 1,5 m, é possível manter a temperatura superficial dentro da faixa ótima de conforto durante um período de 6,2 e 3,7 horas respectivamente. Na faixa ótima de conforto, a diferença máxima de temperatura na superfície foi reduzida de 1,7°C para 1,4°C para uma distancia de 1,0 m; e de 4,8°C para 3,5°C para uma distancia de 1,5 m. Por outro lado, para distâncias de 2,0 m e 2,5 m, esta redução de temperatura não permite que a temperatura superficial do piso atinja os 23°C.

Tabela 4.3: Diferença máxima de temperatura na superfície do piso na faixa ótima de conforto em função do distância entre os tubos.

Distância (m)	ΔT_p máx (°C)	Tempo (h)
1,0	1,4	1,9
1,5	3,5	2,8

Desta análise conclui-se que é possível um aumento na distância entre os tubos em até 1,0 m sem prejudicar a sensação de conforto por contato direto com o piso. Também é importante destacar que o tempo de funcionamento do sistema com uma baixa temperatura da água dentro da faixa ótima de conforto para uma distancia entre os tubos de 1,0 m, pode durar até 8 horas com temperaturas superficiais confortáveis.

Com isto, é possível uma redução na quantidade de material de tubulações de um 50% entre uma disposição de tubos a cada 0,5 m e uma a cada 1 m com uma variação de temperatura superficial de 1,4°C o que é aceitável em termos de conforto. Para distâncias maiores os tempos de espera aumentam consideravelmente e a diferença de temperatura na superfície atinge valores desconfortáveis.

O gráfico da Figura 4.4 mostra o tempo de equalização das temperaturas e os custos da instalação numa escala de 0 a 100%, em função da distância entre tubos.

Figura 4.4: Tempo de equalização de temperaturas e custo em função da distância entre tubos

O ponto de interseção das curvas corresponde à distância ótima entre tubos que permite reduzir o tempo de equalização das temperaturas e o custo das tubulações sem prejudicar o conforto térmico dos ocupantes. Com isso, a distância ótima obtida equivale a 0,65 m com um tempo de equalização de uma hora e trinta minutos. Se comparado a distância mínima de 0,25 m recomendada por muitos fabricantes, os resultados obtidos correspondem a um aumento na distância de mais que o dobro e o custo se reduz a menos de 40%.

Para a distância ótima entre tubos de 0,65 m os resultados da simulação revelam que o tempo que demora o sistema em atingir os 23°C é de uma hora e trinta minutos. A Figura 4.5 mostra o perfil da distribuição das temperaturas no interior do piso para a distância ótima entre tubos de 0,65 m.

Figura 4.5: Perfil da distribuição das temperaturas no interior do piso

Observa-se que a distribuição da temperatura na superfície do piso é quase homogênea, obtendo-se uma diferença máxima da temperatura superficial de 0,3°C, imperceptível para o ser humano ao contacto com o piso, obtida aos 54 minutos de funcionamento do sistema.

CAPITULO 5

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Diante do exposto, conclui-se que para uma sala pequena como a analisada neste trabalho, com uma área aproximada de 36 m^2 , é possível aumentar a distância entre os tubos para 0,65 m. Distância suficiente para proporcionar uma temperatura homogênea e agradável ao ser humano. É possível perceber que com maiores temperaturas da água, é possível atingir os 23°C num período consideravelmente menor e com isso se faz possível aumentar a distância entre os tubos em até 1,0 m sem variar as condições de conforto. Distancias maiores obedecem a maiores diferenças de temperaturas na superfície, o que pode ser motivo de desconforto para os usuários ao estar em contato direto com a superfície.

Com isso, depreende-se que o método apresentado neste trabalho permite determinar as temperaturas superficiais do piso para um sistema de calefação por piso radiante, mediante a análise da transferência de calor no interior do piso. Esta ferramenta pode ser utilizada para os cálculos de temperaturas de qualquer sistema radiante já que o modelo permite simular diferentes parâmetros de projeto simplesmente mudando os parâmetros de entrada conforme as necessidades do projeto.

Os modelos unidimensionais geralmente utilizados em software de simulação sobreestimam a capacidade térmica do sistema resultando em um maior dimensionamento do sistema, além de desconsiderar os pontos frios e quentes na superfície do piso, fator relevante para o conforto térmico. Com isso, para assegurar a capacidade térmica do sistema, os projetos consideram menores distâncias aumentando com isso o custo de instalação do sistema. É importante destacar que tubos excessivamente próximos podem apresentar dificuldades de reparos ou manutenção no sistema, sendo importante projetar maiores distancias sem afetar o

conforto térmico e reduzindo os custos de instalação do sistema de calefação por piso radiante.

Considerando o calor cedido ao piso, a temperatura da água deverá diminuir ao longo das tubulações o que poderá ser resolvido aumentando a velocidade da água, reduzindo o diâmetro dos tubos, ou bem limitando o comprimento máximo do circuito.

Por outro lado, para obter menores temperaturas superficiais deve-se reduzir a diferença de temperatura entre o ambiente e a superfície, o que envolve uma redução da resistência térmica. Como a resistência térmica é função da condutividade térmica e da espessura do piso, maiores espessuras requerem reduzir a distância entre os tubos.

Para reduzir o tempo que demora o sistema em atingir a faixa ótima de conforto, podem ser utilizadas outras estratégias como aumentar o diâmetro dos tubos ou diminuir a espessura do piso, utilizar materiais com maior condutividade térmica ou aumentar a velocidade de circulação da água no interior das tubulações.

Com relação à redução de custos de instalação do sistema de calefação por piso radiante, estes variam significativamente dependendo do tipo de produto utilizado nas tubulações, acessórios associados e válvulas; a fonte de energia utilizada para aquecer a água; e a complexidade do sistema de controle. Com tudo, é possível reduzir os custos avaliando a diminuir a espessura do piso e o diâmetro dos tubos.

CAPITULO 6

6 REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

ASHRAE. **Standard 55-2004: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.** American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2004.

ASHRAE. **Handbook of Fundamentals.** American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2009.

ATHIENITIS, A.K., SHOU, J.G., **Control of radiant heating based on the operative temperature.** ASHRAE Transactions 1991 part 2, PP 787-794

ATHIENITIS, A.K.; CHEN, T. **Experimental and Theoretical Investigation of Floor Heating with Thermal Storage.** ASHRAE Transactions, Vol. 99, Part 1, 1993, p. 1049-1057

ATHIENITIS, A.K., **Numerical model of floor heating system.** ASHRAE Transactions 1994 part 1, pp 1024-1030.

ATHIENITIS, A.K. **Investigation of thermal performance of a passive solar building with floor radiant heating.** Solar Energy, v. 61, n°5, 1997, p. 337-345.

ATHIENITIS, A.K., CHEN, Y. **The effect of solar radiation on dynamic thermal performance of floor heating systems.** Solar Energy, n°69, 2000, p. 229-237.

AWBI H.B., HATTON A.. **Natural convection from heated room surfaces.** Energy and Buildings, 1999, 30(3): 233-244.

BANHIDI, L.R. **Radiant heating systems design and applications**, Pergamon Press, 1991.

BECK, J.V.; HAJI-SHEIKH, A.; AMOS, D.E.; YEN, D. **Verification solution for partial heating of rectangular solids**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(19-20): 4243-4255.

BERGLUND, L.G., FOBELETS, A. **A subjective human response to low level air currents and asymmetric radiation**. ASHRAE Transactions 1987 93(1):497-523.

BOZKIR, O. CANBAZOGLU, S. **Unsteady thermal performance analysis of a room with serial and parallel duct radiant floor heating system using hot airflow**. Energy and Buildings, n°36, 2004, p. 579-586.

BREBBIA, C.A.; WALKER, S. **Boundary element techniques in engineering**. Butterworth, London (1979).

BRICKMAN, R.A.; MOUJAES, S.F.; **Numerical modeling of heat transfer in a residential room space configured with reflective insulation and coatings**. ASHRAE Transactions 1996 part 2, pp 32-42.

CHAPMAN, K.S. **Thermal comfort analysis using BCAP for retrofitting a radiantly heated residence**. ASHRAE Transactions 1997 part 1, pp 959-965.

CHAPMAN, K.S.; ZHANG, P. **Energy transfer simulation for radiantly heated and cooled enclosures**. ASHREAE Transactions 1996 part 1, pp 76-85

CHEN, Q., PENG, X., PAASSEN, A., **Prediction of room thermal response by CFD Technique with conjugate heat transfer and radiation models**. ASHRAE Transactions 1996 part 2, pp 50-60

CHO, S., ZAHEER-UDDIN, M., **Temperature regulation of radiant floor heating systems using two-parameter on-off control: an experimental study.** ASHRAE Transactions 1997 part 1, PP 966-980

CHO, S.H; ZAHEER-UDDIN, M. **An experimental study of multiple parameter switching control for radiant floor heating systems.** Energy 24 (1999) 433-444. 1999.

CHUANGCHID, P.; KRARTI, M. **Foundation heat loss from heated concrete slab-on-grade floors.** 2000. Building and Environment, nº36, 2001, p. 637-655.

DE MONTE, F. **Transient heat conduction in a one-dimensional composite slab. A “natural” analytic approach.** International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(19):3607-3619.

DIN EN ISO 7730:2006-03. **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**, 2005.

DUNNE, C.; REILLY, S.; WARD, G.; WINKELMANN, F. **Algorithms for modeling secondary solar heat gain.** ASHRAE Transactions 1996 part 2, pp 43-49

EN 1264 - **Sistemas de calefação e refrigeração de circulação de água integrada em superfícies (Water Based Surface Embedded Heating and Cooling Systems).** European Committee for Standardization.

FANG, L., CLAUSEN, G. FANGER, P.O. **Impact of temperature and humidity on the perception of indoor air quality.** 1998. Indoor Air 8(2):80-90.

FANGER, P.O., BANHIDI, L., OLESEN, B.W., LANDKILDE, G. **Comfort limits for heated ceilings**. 1980, ASHRAE Transactions 86.

FANGER, P.O., IPSEN, B.M., LANGKILDE, G., OLESEN, B.W., CHRISTENSEN, N.K., TANABE, S. **Comfort limits for asymmetric thermal radiation**. 1985. Energy and Buildings.

FREESTONE, M.D.; WOREK, W.M. **Radiant panel perimeter heating options: effectiveness and thermal comfort**. ASHRAE Transactions 1996 part 1, pp 667-675.

FREITAS, C.O. de A., **Banco de dados meteorológicos horários do Estado do Paraná**. In: Lamberts, R. E Pereira, F. (Editores), I Encontro Nacional sobre Normalização Ligada ao Uso Racional de Energia e ao Conforto Térmico em Edificações, Florianópolis, 1991. 260 p.

GIVONI, B. **Man, Climate and Architecture**. 1976. 499 p. Elsevier Science Ltd; 2nd edition (July 5, 1976).

HANIBUCHI, H.; HOKOI, S. **Basic study of radiative and convective heat Exchange in a room with floor heating**, ASHRAE Transactions 1998 part 2, pp 1089-1105

HOGAN, R.E.; BLACKWELL, B.F. **Comparison of numerical model with ASHRAE design procedure for warm water concrete floor heating panels**. ASHRAE Transactions 1986 part 1B, pp 589-602.

HOLMAN, J.P. **Transferência de Calor**. 1999. 504 p.

HOLOPAINEN R., TUOMAALA P., PIIPPO J.. **Uneven gridding of thermal nodal networks in floor heating simulations**. Energy and Buildings, 2007, 39(2007)1107-1114.

INCROPERA, P.F.; WITT, D.P., **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa**. 1999, 463 p.

JIN, X.; ZHANG, X.; LUO, Y., **A calculation method for the floor surface temperature in radiant floor system**. Energy and Buildings, n°42, 2010, p. 1753-1758.

KILKIS, B.; COLEY, M. **Development of a complete design software for hydronic floor heating of buildings**, ASHRAE Transactions 1995 part 1, pp 1214-1220.

KILKIS, B.; SPAPCI, M. **Computer-aided design of radiant subfloor heating systems**, ASHRAE Transactions 1995 part 1, pp 1288-1295.

LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R., **Eficiência energética na arquitetura**. São Paulo: PW, 1997. 188p.

LARSEN, S.F., et al. **Colectores solares de aire para calefacción mediante piso acumulador**. Revista de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Ambiente, Argentina, v. 11, 2007.

LAOUADI, A., **Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software**. Building and Environment 39 (2004) 421-431

LEBRUN, J., MARRET, D. **Heat losses of buildings with different heating systems**. 1977. Proceedings of the International Conference on Energy Use Management.

LEBRUN, J., MARRET, D., **Thermal comfort and energy consumption in winter conditions—continuation of the experimental study**. ASHRAE Transactions 1979 85(2):190–204.

LINDSTROM, P.C.; FISHER, D.E.; PEDERSEN, C.O. **Impact of surface characteristics on radiant panel output**, ASHRAE Transactions 1998 part 2, pp 1079-1089.

LU, X.; TERVOLA, P. **Transient heat conduction in the composite slab-analytical method**. Journal of Physics A: Mathematical and General, 2005, 38(1): 81-96.

MACCLUER, C.R., **Analysis and simulation of outdoor reset control of radiant slab heating system**. ASHRAE Transactions 1990 part 1, PP 1010-1014.

MACCLUER, C.R., **The response of radiant heating system controlled by outdoor reset with feedback**. ASHRAE Transactions 1991 part 2, PP 795-799.

McGraw Hill Construction. **Products and player's trend**; 2008.

McNAIR, H.P. **A preliminary study of the subjective effects of vertical air temperature gradients**. British Gas Corporation. 1973, Report WH/T/R&D/ 73/94, London.

McNAIR, H.P., FISHMAN, D.S. **A further study of the subjective effects of vertical air temperature gradients**. British Gas Corporation. 1974, Report WH/T/R&D/73/94, London.

MIN T.C., SCHUTRUM L.F., PARMELEE G.V., VOURIS J.D.. **Natural convection and radiation in a panel-heated room**. ASHRAE Transactions, 1956, 62(1): 337-358

MIRIEL, J., SERRES, L., TROMBE. A. **Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions**. Applied thermal Engineering 22 (2002) 1861-1873.

MITCHELL, A.R.; GRIFFITHS, D.F. **The finite difference method in partial differential equations**. J. Wiley and Sons, New York (1980).

MYERS, G.E., **The critical time step for finite-element solutions to two-dimensional heat conduction transients**. ASME journal of Heat Transfer, Vol. 100:120-127 (1978).

NEVINS, R.G., FEYERHERM, A.M. **Effect of floor surface temperature on comfort: Part IV, Cold floors**. ASHRAE Transactions 1967 73(2):III.2.1.

NEVINS, R.G., FLINNER, A.O., **Effect of heated-floor temperatures on comfort**. ASHRAE Transactions 1958 64:175.

NEVINS, R.G., MICHAELS, K.B. FEYERHERM, A.M. **The effect of floor surface temperature on comfort: Part 1, College age males; Part II, College age females**. ASHRAE Transactions 1964 70:29.

NIECKELE, A. A. **Computação avançada em fenômenos de transporte: programa CFT para solução de problemas bidimensionais elípticos**. Rio de Janeiro, 1996.

OLESEN, B.W. **Thermal comfort requirements for floors**. In Proceedings of Commissions B1, B2, E1 of the IIR, Belgrade, 1977a, 337-43.

OLESEN, B.W.. **Thermal comfort requirements for floors occupied by people with bare feet**. ASHRAE Transactions 1977b. 83(2).

OLESEN, B.W., SCHOLER, M., FANGER, P.O. **Vertical air temperature differences and comfort**. 1979. In Indoor climate, P.O. Fanger and O. Valbjorn, eds. Danish Building Research Institute, Copenhagen.

OLESEN, B.W., et al. **Thermal comfort in a room heated by different methods.** ASHRAE Transactions 1980 86(1):34–48.

OLESEN, B.W., **Comparative experimental study of performance of radiant floor heating system and a wall panel heating system under dynamic condition,** ASHRAE Transactions 1994 part 1, pp 1011-1023.

OLESEN B.W.. **Radiant floor cooling systems.** ASHRAE Journal, 2008, 50(9): 16-20.

OLESEN, B.W., **Radiant floor heating in theory and practice.** ASHRAE Journal n°44, 2002, p.19-24.

OUYANG, K., HAGHIGHAT, F. **A procedure for calculating thermal response factors of multilayer walls. State space method.** Building and Environment, Vol. 26: 173-177 (1991).

PARK, B.I., SEOK, H. T., KIM, K.W., **The historical changes of ONDOL,** Air-conditioning and refrigeration engineering, n°24, 1995, p. 613-627.

REN, J. ZHU, L. WANG, Y. WANG, C., XIONG W. **Very low temperature radiant heating/cooling indoor end system for efficient use of renewable energies.** Solar Energy 84 (2010) 1072-1083.

SATTARI, S. FARHANIEH, B., **A parametric study on radiant floor heating system performance.** Renewable Energy, n°31, 2006, p. 1617-1626.

SAUNDERS, J.H.; ANDREWS, J.W. **The effect of wall reflectivity on the thermal performance of radiant heating panels,** ASHRAE Transactions 1987 part 1, pp 1217-1225.

SCHEATZLE, D.G., **A proposed combination radiant/convective system for na Arizona residence.** ASHRAE Transactions 1996 part 1, PP 676-684.

SEEM, J.E., KLEIN, S.A., BECKMAN, W.A., MITCHELL, J.W. **Model reduction of transfer functions using a dominant root method.** Journal of Heat Transfer, Vol. 112:547-552. (1976).

SIMMONDS, P. **Practical applications of radiant heating and cooling to maintain comfort conditions,** ASHRAE Transactions 1996 part 1, pp 659-666.

SONG, G. **Buttock responses to contact with finishing materials over the ONDOL floor heating system in Korea.** Energy and Buildings, n°37, 2005, p 65-75.

SPITLER, J.D., FISHER, D.E., PEDERSEN, C.O. **The radiant time series cooling load calculation procedure.** 1997. ASHRAE Transactions 103 (2), 503-515.

STRAND, R.K., PEDERSEN, C.O., **Implementation of a radiant heating and cooling model into an integrated building Energy Analysis Program,** ASHRAE Transactions 1997 part 1, pp 949-958;

SUGAWARA, F., NOBUSHISA, M. MIYAZAWA, H. **Comparison of mite-allergen and fungal colonies in floor dust in Seoul (Korea) and Koriyama (Japan) dwellings.** J. Architect. Plan. Environ. Eng.1996. 482(4):35–42.

TORELLA, E., PINAZO, J.M, DOMINGUEZ, M., **Resolución de la ecuación de transmisión de calor en régimen variable en muros multicapa por métodos numéricos.** Consejo Superior de Investigaciones Científicas, Madrid. (1986).

UPONOR. Manual Técnico de aplicações de aquecimento radiante e climatização. 2009, 70 p. Disponível em: <http://www.uponor.pt/> . Acesso em: ago. 2011

WANG, S., CHEN, Y., **A novel and simple building load calculation model for building and system dynamic simulation.** 2001. Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp, 683-702.

ZAHEER-UDDIN, M.; ZHENG, G.R.; CHO, S.H. **Optimal operation of an embedded-piping floor heating system with control input constraints.** Energy Conversation Management, Vol. 38. No. 7, 1994, pp 713-725.

ZHAI, X.Q., WANG, R.Z., DAI, Y.J., et al., 2007. **Solar integrated energy system for a green building.** Energy and Buildings 39 (8), 985–993.

ZHANG, Z.; PATE, M.B.; **An experimental study of the transient response of a radiant panel ceiling and enclosure,** ASHRAE Transactions 1986 part 2, pp 85-94.

ZHANG, L.; LIU, X.H.; JIANG, Y. **Simplified calculation for cooling/heating capacity, surface temperature distribution of radiant floor.** Energy and Buildings (2012).

ANEXO A – CODIGO COMPUTACIONAL

```
clear

%propriedades dos materiais

%material 1: Argamassa contrapiso
k1=1.15;
ro1=2000;
c1=1;

%material 2: Argamassa colante
k2=0.84;
ro2=1890;
c2=1;

%material 3: Revestimento cerâmico
k3=2;
ro3=2510;
c3=0.92;

h=10.8;
Tamb=18;
Tagua1=60;
Tagua2=24;

%O dominio

X=1.0 % representa a distância entre os tubos
Y=0.7 % altura do dominio
maxX=200 %numero de nós em X
maxY=140 %numero de nós em Y
dx=X/maxX %dx
dy=Y/maxY %dy

tf=3600 %tempo final
dt=1

ap01=ro1*c1*dx*dy/dt;
ap02=ro2*c2*dx*dy/dt;
ap03=ro3*c3*dx*dy/dt;

%coeficiente convectivo
H=(2*k3*dy)/(2*k3+dy)

%coeficientes aj
ae1=k1*dy/dx;
```

```

ae2=k2*dy/dx;
ae3=k3*dy/dx;

aw1=k1*dy/dx;
aw2=k2*dy/dx;
aw3=k3*dy/dx;

an1=k1*dx/dy;
an2=k2*dx/dy;
an3=k3*dx/dy;

as1=k1*dx/dy;
as2=k2*dx/dy;
as3=k3*dx/dy;

%Equações discretizadas

ap1=ae1+aw1+an1+as1+ap01; %nós internos
ap2=ae2+aw2+an2+as2+ap02;
ap3=ae3+aw3+an3+as3+ap03;

apc=ae3+aw3+as3+ap03+H; %nós convectivos
apsi=ae3+as3+ap03+H; %canto superior esquerdo
apii=ae1+an1+ap01; %canto inferior esquerdo

apsd=aw3+as3+ap03+H; %canto superior direito
apid=aw1+an1+ap01; %canto inferior direito

aps=ae1+aw1+an1+ap01; %fronteira adiabatica com o isolante

apai1=ae1+an1+as1+ap01; %fronteira adiabatica esquerda
apai2=ae2+an2+as2+ap02;
apai3=ae3+an3+as3+ap03;

apad1=aw1+as1+an1+ap01; %fronteira adiabatica direita
apad2=aw2+as2+an2+ap02;
apad3=aw3+as3+an3+ap03;

Ti=18 %Temperatura inicial do piso
T=ones(maxY,maxX)
T=T*Ti;

Ts=17; %temperatura do solo
T(maxY,:)=Ts;

t=0;

error_max=0.1;

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%Geometria do tubo %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

centroX1 = 0; %coordenada x do centro do tubo
centroY1 = maxY/2+44; %coordenada y do centro do tubo

centroX2 = maxX;
centroY2 = maxY/2+44;

radio = 8; %numero de volumes

delta_T = (T(1,1)-T(1,maxX/2));

hipotenusa=radio;

A=zeros(maxY,maxX);%matriz de valor 1 no interior do tubo e
zero fora dele

%Código

for fila=1:maxY
    for col=1:maxX
        suma_catetos=(col-centroX1)^2 + (fila-centroY1)^2;
        if suma_catetos <= hipotenusa^2
            A(fila,col)=1;
        end
    end
end

for fila=1:maxY
    for col=1:maxX
        suma_catetos=(col-centroX2)^2 + (fila-centroY2)^2;
        if suma_catetos <= hipotenusa^2
            A(fila,col)=1;
        end
    end
end

%vector=['t' 'media(T)' 'delta T'];
vector=[];

%iteraciones = 0; %%%

erro=inf;
cambiar_Tagua=0;

while mean( T(1,:) ) < 26
    T0=T;

```

```

t=t+dt
mean( T(1,:) )
erro=inf;
vector = [vector ; [t mean(T(1,:)) T(1,1)-T(1,maxX/2)]];
if mean(T(1,:)) >= 21
    cambiar_Tagua = 1;
end
while erro>error_max
    Tant=T;
    T(1,1)=(ae3*T(1,2) + as3*T(2,1) +
(H*Tamb)+ap03*T0(1,1))/ apsi; %equação canto superior esquerdo
    erro=abs(T(1,1)-Tant(1,1));

    for col=2:maxX-1
        T(1,col)=(ae3*T(1,col+1)+aw3*T(1,col-1)+
as3*T(2,col)+ (H*Tamb)+ap03*T0(1,col))/apc; %equação fronteira
convectiva

        if erro<(abs(T(1,col)-Tant(1,col)))
            erro=abs(T(1,col)-Tant(1,col));
        end
    end

    T(1,maxX)=(aw3*T(1,maxX) + as3*T(2,maxX) +
(H*Tamb)+ap03*T0(1,maxX)) / apsd; %equação canto superior
direito
    if erro<(abs(T(1,maxX)-Tant(1,maxX)))
        erro=abs(T(1,maxX)-Tant(1,maxX));
    end

    for fila=2:7
        T(fila,1)=(ae3*T(fila,2)+an3*T(fila-
1,1)+as3*T(fila+1,1)+ap03*T0(fila,1))/apai3; %equação fronteira
adiabática esquerda
        if erro<(abs(T(fila,1)-Tant(fila,1)))
            erro=abs(T(fila,1)-Tant(fila,1));
        end
    end

    for fila=7:10
        T(fila,1)=(ae2*T(fila,2)+an2*T(fila-
1,1)+as2*T(fila+1,1)+ap02*T0(fila,1))/apai2;
        if erro<(abs(T(fila,1)-Tant(fila,1)))
            erro=abs(T(fila,1)-Tant(fila,1));
        end
    end

    for fila=10:maxY-1

```

```

        T(fila,1)=(ae1*T(fila,2)+an1*T(fila-
1,1)+as1*T(fila+1,1)+ap01*T0(fila,1))/apail;
        if erro<(abs(T(fila,1)-Tant(fila,1)))
            erro=abs(T(fila,1)-Tant(fila,1));
        end
    end

    T(maxY,1)=(ae1*T(maxY,1)+an1*T(maxY-
1,1)+ap01*T0(maxY,1))/apii; %equação canto inferior esquerdo
    if erro<(abs(T(maxY,1)-Tant(maxY,1)))
        erro=abs(T(maxY,1)-Tant(maxY,1));
    end

    for col=2:maxX-1
        T(maxY,col)=(ae1*T(maxY,col+1)+aw1*T(maxY,col-
1)+an1*T(maxY-1,col)+ap01*T0(maxY,col))/aps; % equação
fronteira adiabatica com o isolante
        if erro<(abs(T(maxY,col)-Tant(maxY,col)))
            erro=abs(T(maxY,col)-Tant(maxY,col));
        end
    end

    T(maxY,maxX)=(aw1*T(maxY,maxX-1)+an1*T(maxY-
1,maxX)+ap01*T0(maxY,maxX))/apid; %equação canto inferior
direito
    if erro<(abs(T(maxY,maxX)-Tant(maxY,maxX)))
        erro=abs(T(maxY,maxX)-Tant(maxY,maxX));
    end

    for fila=2:7
        T(fila,maxX)=(aw3*T(fila,maxX-1)+an3*T(fila-
1,maxX)+as3*T(fila+1,maxX)+ap03*T0(fila,maxX))/apad3; %equação
fronteira adiabática direita
        if erro<(abs(T(fila,maxX)-Tant(fila,maxX)))
            erro=abs(T(fila,maxX)-Tant(fila,maxX));
        end
    end

    for fila=7:10
        T(fila,maxX)=(aw2*T(fila,maxX-1)+an2*T(fila-
1,maxX)+as2*T(fila+1,maxX)+ap02*T0(fila,maxX))/apad2;
        if erro<(abs(T(fila,maxX)-Tant(fila,maxX)))
            erro=abs(T(fila,maxX)-Tant(fila,maxX));
        end
    end

    for fila=10:maxY-1

```

```

        T(fila,maxX)=(aw1*T(fila,maxX-1)+an1*T(fila-
1,maxX)+as1*T(fila+1,maxX)+ap01*T0(fila,maxX))/apad1;
        if erro<(abs(T(fila,maxX)-Tant(fila,maxX)));
            erro=abs(T(fila,maxX)-Tant(fila,maxX));
        end
    end

    for col=2:maxX-1 %nós internos
        for fila=10:maxY-1
            if A(fila,col)==1 && cambiar_Tagua == 0 %no
interior do tubo
                T(fila,col)=Tagua1;
            elseif A(fila,col)==1 && cambiar_Tagua == 1
                T(fila,col)=Tagua2;
            else
T(fila,col)=(ae1*T(fila,col+1)+aw1*T(fila,col-1)+ an1*T(fila-
1,col)+as1*T(fila+1,col)+ap01*T0(fila,col))/ap1;
                end
                if erro<(abs(T(fila,col)-Tant(fila,col)));
                    erro=abs(T(fila,col)-Tant(fila,col));
                end
            end
        end

        for fila=7:10
            T(fila,col)=(ae2*T(fila,col+1)+aw2*T(fila,col-
1)+ an2*T(fila-
1,col)+as2*T(fila+1,col)+ap02*T0(fila,col))/ap2;
            if erro<(abs(T(fila,col)-Tant(fila,col)));
                erro=abs(T(fila,col)-Tant(fila,col));
            end
        end

        for fila=2:7
            T(fila,col)=(ae3*T(fila,col+1)+aw3*T(fila,col-
1)+ an3*T(fila-
1,col)+as3*T(fila+1,col)+ap03*T0(fila,col))/ap3;
            if erro<(abs(T(fila,col)-Tant(fila,col)));
                erro=abs(T(fila,col)-Tant(fila,col));
            end
        end
    end
end
%erro
end
surf(T)
getframe
end

```