



**FCTUC** FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

# **Design de um Painel Radiante com base na Lei Construtal**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em  
Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

**Autor**

**João André Rodrigues Duarte**

**Orientador**

**Professor Doutor Miguel Rosa Oliveira Panão**

**Júri**

**Presidente** Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva  
Ribeiro  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

**Vogal** Professor Doutor Adélio Manuel Rodrigues Gaspar  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

**Orientador** Professor Doutor Miguel Rosa Oliveira Panão  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

**Colaboração Institucional**

---



**Associação para o Desenvolvimento da  
Aerodinâmica Industrial**

**Coimbra, setembro, 2015**



*[Design is not just what it looks like and feels like. Design is how it works.] [Steve Jobs]*

*[We live in a society exquisitely dependent on science and technology, in which hardly anyone knows anything about science and technology.] [Carl Sagan]*

*À minha família.*



## Agradecimentos

*O desenvolvimento do presente texto apenas foi possível com o apoio e colaboração de algumas pessoas, às quais não posso deixar de agradecer e aqui as reconhecer.*

*Ao meu orientador, o Professor Doutor Miguel Oliveira Panão, pela orientação e entusiasmo que mostrou ao longo do trabalho desenvolvido.*

*À minha família, pelo apoio incansável nos momentos mais difíceis, por acreditar nas minhas capacidades e pela sua contribuição para onde cheguei e pelos ensinamentos.*

*Aos amigos, por permanecerem a meu lado nos bons e maus momentos, pela ajuda em me erguer a cabeça nas alturas mais difíceis.*

*A todas estas pessoas, o meu grande Obrigado!*



## Resumo

Os painéis radiantes são sistemas integrantes na climatização de espaços em que o conforto térmico é obtido através de trocas diretas de calor por radiação térmica entre os painéis, ocupantes e os objetos presentes no espaço. O seu funcionamento baseia-se no aquecimento de uma superfície através de uma rede de tubos pelos quais atravessa um fluido responsável pelo transporte de calor.

Uma vez que se trata de um sistema de escoamento de fluido, explorou-se uma nova abordagem no dimensionamento deste tipo de sistemas através da aplicação da lei construtal, que prevê as geometrias encontradas na natureza e pode ser aplicada em engenharia.

Neste sentido, obteve-se uma nova metodologia de dimensionamento de tubagens com o objetivo de maximizar a transferência de calor entre o escoamento e o exterior do tubo para uma rede de tubos paralelos e estudou-se a possibilidade de uma rede de tubos dendrítica, obtendo configurações diferentes das que são encontradas no mercado mas com a mesma aplicabilidade.

Foi ainda realizada uma análise experimental de um painel radiante dimensionado com base na lei construtal de forma a poder avaliar o seu comportamento térmico. A partir dos ensaios experimentais realizados, mostra-se a importância das resistências térmicas no desempenho do painel. Caso estas sejam minimizadas o máximo possível, o dimensionamento construtal melhora a relação *Potência/Custo* em cerca de 46%, para condições de funcionamento semelhantes às dos ensaios experimentais.

Esta nova metodologia de dimensionamento de painéis radiantes pode ainda ser mais explorada, de forma a contribuir para o desenvolvimento tecnológico de estruturas cada vez mais eficientes.

**Palavras Chave:** Transmissão de Calor, Painel Radiante, Lei Construtal





## Abstract

Radiant panels are an integral part of air-conditioning systems in areas where thermal comfort is obtained through direct heat exchanges by thermal radiation between the panels, occupants and objects within the space. Its operation is based on heating a surface through a network of tubes through which a fluid flows, transporting heat.

Since it is a fluid flow system, a new approach is explored for the design of such systems by applying the construal law, which predicts geometries in nature and can be applied in engineering.

In this way, a new pipe design methodology is developed, in order to maximize heat transfer between the flow and the outside of the tube to a network of parallel tubes and a theoretical study on networks of dendritic tubes is also made, obtaining different configurations from those found on the market.

An experimental analysis of a radiant panel design with the construal law is performed, in order to evaluate its thermal performance. From the experimental tests conducted, is shown the importance of the thermal resistance in the panel's performance. If these are minimized as much as possible, the construal sizing improves the *Power/Cost* at about 46% for similar operating conditions to those of experimental tests.

This new design methodology for radiant panels can still be better explored, in order to contribute to the technological development of more efficient structures.

**Keywords:** Heat Transfer, Radiant Panel, Constructal Law



# Conteúdo

<b>Lista de Figuras</b>	<b>v</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>vii</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>ix</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Motivação . . . . .	1
1.2 Estado Atual do Conhecimento . . . . .	2
1.2.1 Conforto Térmico . . . . .	3
1.2.2 Radiação Térmica . . . . .	5
1.2.3 Painéis Radiantes . . . . .	11
1.3 Lei Constructal . . . . .	16
1.4 Objetivos . . . . .	22
<b>2 Otimização da geometria de uma rede de tubos para transferência de calor</b>	<b>23</b>
2.1 Conjunto de tubos paralelos . . . . .	24
2.2 Rede de tubos dendrítica . . . . .	27
2.2.1 Geometria . . . . .	30
2.2.2 Escoamento . . . . .	31
<b>3 Design construtal do painel radiante</b>	<b>33</b>
3.1 Projeto de um sistema de tubos paralelos . . . . .	33
3.1.1 Dimensionamento Construtal . . . . .	33
3.1.2 Método convencional de dimensionamento do painel radiante . .	35
3.2 Projeto de um sistema de tubos Dendríticos . . . . .	36

<b>4</b>	<b>Instalação e Metodologia experimental</b>	<b>41</b>
4.1	Painel Radiante . . . . .	42
4.2	Sistema de aquisição de dados . . . . .	42
4.3	Procedimento Experimental . . . . .	44
<b>5</b>	<b>Análise de Resultados</b>	<b>47</b>
5.1	Variação da perda de pressão em linha com a variação das condições de projeto . . . . .	47
5.2	Modo de funcionamento do painel radiante em regime transiente . . . .	48
5.3	Emissão de energia por radiação térmica . . . . .	50
5.4	Análise termográfica da superfície radiante . . . . .	52
<b>6</b>	<b>Conclusões e trabalho futuro</b>	<b>55</b>

# Lista de Figuras

Figura 1.1	Efeito da diferença entre perdas e ganhos de energia no conforto térmico . . . . .	5
Figura 1.2	A temperatura Operativa [Adaptado de Watson & Chapman (2004)] . . . . .	6
Figura 1.3	Região da Radiação Térmica no Espectro Eletromagnético [Adaptado de (Moran <i>et al.</i> , 2003)] . . . . .	7
Figura 1.4	Espectro de potência emitida por um Corpo Negro. . . . .	8
Figura 1.5	Distribuição espectral dos corpos cinzentos [Adaptado de Cengel (2006)] . . . . .	10
Figura 1.6	Piso radiante como exemplo de um painel radiante diretamente aplicados na laje de cimento [Adaptado de <a href="http://www.jbtermica.pt/">http://www.jbtermica.pt/</a> ] .	13
Figura 1.7	Vista em corte de um painel radiante aplicado em tetos falsos [Adaptado de <a href="http://www.zehnder.co.uk/">http://www.zehnder.co.uk/</a> ] . . . . .	13
Figura 1.8	Vista em corte de um painel radiante aplicado em tetos de placas onduladas [Adaptado de <a href="http://www.zehnder.co.uk/">http://www.zehnder.co.uk/</a> ] . . . . .	14
Figura 1.9	Um relâmpago é um exemplo de uma rede em árvore gerada na natureza por ser a forma mais eficaz de transportar energia de um ponto para uma área ou volume. [Adaptado de <a href="http://pt.forwallpaper.com/">http://pt.forwallpaper.com/</a> ] .	17
Figura 1.10	Relação entre as perdas de pressão locais e as perdas de pressão distribuídas para os regimes de escoamento laminar e turbulento [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)] . . . . .	19
Figura 1.11	Evolução no tempo de uma configuração [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)] . . . . .	21
Figura 2.1	O diametro ideal para os tubos é tal que coincide no ponto em que as curvas de escoamento laminar e turbulento se cruzam. . . . .	27

Figura 2.2	Exemplo de uma junção em T numa estrutura em árvore para escoamentos (Bejan & Lorente, 2008) . . . . .	28
Figura 2.3	Geometria dendrítica com dois níveis de construção [Adaptado de Bejan & Lorente (2008) . . . . .	31
Figura 3.1	Fluxograma da metodologia de cálculo convencional . . . . .	37
Figura 4.1	Instalação experimental . . . . .	41
Figura 4.2	Termoacumulador usado na instalação experimental . . . . .	42
Figura 4.3	Revestimento aplicado à superfície radiante do Painel . . . . .	42
Figura 4.4	Vista detalhada do painel: a) Tubo coletor; b) Rede de tubos paralelos do Painel . . . . .	43
Figura 4.5	Vista geral do painel . . . . .	43
Figura 4.6	Localização dos termopares na instalação experimental . . . . .	44
Figura 4.7	Placa de aquisição de dados e ligação aos termopares . . . . .	44
Figura 4.8	Câmara Infravermelha FLIR E6 [Adaptado de <a href="http://www.flir.eu/home/">http://www.flir.eu/home/</a> ] . . . . .	45
Figura 4.9	Termografia e parâmetros de medição da câmara termográfica . . . . .	46
Figura 5.1	Efeito da variação da Temperatura média de funcionamento na variação da perda de pressão em linha . . . . .	48
Figura 5.2	Evolução da temperatura média da água e da temperatura média da superfície. . . . .	49
Figura 5.3	Tempos característicos de resposta (esquerda) e de estabilização (direita) em função da temperatura média da água que circula no painel radiante. . . . .	50
Figura 5.4	Relação entre a temperatura da água que circula no painel e temperatura obtida na superfície da chapa. . . . .	50
Figura 5.5	Resposta média do painel: Potência emitida por radiação térmica . . . . .	51
Figura 5.6	Termografia em regime transiente . . . . .	52
Figura 5.7	Termografia em regime permanente . . . . .	53

# Lista de Tabelas

Tabela 3.1	Condições de Projeto . . . . .	33
Tabela 3.2	Propriedades da água à temperatura média de projeto . . . . .	34
Tabela 3.3	Calculo do caudal necessário para o painel . . . . .	36
Tabela 3.4	Dimensionamento convencional do diâmetro das tubagens . . . . .	36
Tabela 3.5	Cálculo dos diâmetros de menor escala no painel radiante de tubos com estrutura dendrítica e o seu caudal . . . . .	38
Tabela 3.6	Calculo das dimensões dos tubos de um painel dendritico . . . . .	38
Tabela 5.1	Calculo da resistência de contacto na interface tubo-superfície . . . . .	51





# Nomenclatura

$A$	Área [ $m^2$ ]
$Be$	Número de Bejan
$Bi$	Número de Biot
$c_o$	Velocidade da luz no vácuo [ $m/s$ ]
$C_1$	Primeira constante de radiação [ $W \cdot \mu m^4/m^2$ ]
$C_2$	Segunda constante de radiação [ $\mu \cdot K$ ]
$c_p$	Capacidade calorífica a pressão constante [ $J/kg \cdot K$ ]
$d$	Diâmetro [ $m$ ]
$E$	Potência emitida [ $W/m^2$ ]
$E_\lambda$	Poder emissivo [ $W/m^2$ ]
$f$	Fator de fricção
$g$	Aceleração gravítica
$Gr$	Número de Grashof
$h$	Coefficiente de convecção [ $W/m^2 \cdot K$ ]
$h_B$	Constante de Boltzmann [ $J/K$ ]
$h_c$	Constante de Planck [ $J \cdot s$ ]
$k$	Condutibilidade térmica [ $W/m \cdot K$ ]
$K$	Rugosidade [ $m$ ]
$L$	Comprimento [ $m$ ]
$\dot{m}$	Caudal mássico [ $kg/s$ ]
$n$	Complexidade da estrutura dendrítica
$n_i$	Número de tubos
$Nu$	Número de Nusselt
$P$	Perímetro [ $m$ ]
$Pr$	Número de Prandtl

$q$	Potência [ $W$ ]
$Ra$	Número de Rayleigh
$Re$	Número de Reynolds
$Sv$	Esbelteza
$T$	Temperatura [ $^{\circ}C$ ]
$u$	Velocidade [ $m/s$ ]
$V$	Volume [ $m^3$ ]
$W$	Largura [ $m$ ]
$\dot{W}$	Potência de Bombeamento [ $W$ ]

## Símbolos gregos

$\alpha$	Absortividade
$\alpha_f$	Difusividade térmica [ $m^2/s$ ]
$\beta$	Coefficiente de expansão térmica [ $K^{-1}$ ]
$\Delta p$	Perda de pressão [ $Pa$ ]
$\Delta T$	Diferença de Temperatura [ $^{\circ}C$ ]
$\varepsilon$	Emissividade
$\lambda$	Comprimento de onda [ $\mu m$ ]
$\mu$	Viscosidade dinâmica [ $kg/m \cdot s$ ]
$\nu$	Viscosidade cinemática [ $m/s^2$ ]
$\rho$	Refletividade
$\rho_f$	Massa específica [ $kg/m^3$ ]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann [ $W/m^2 \cdot K$ ]
$\tau$	Transmissibilidade
$\phi$	Direção de propagação da radiação térmica
$\phi_f$	Caudal volúmico [ $m^3/s$ ]

## Subscritos

$\infty$	Ambiente
$b$	Corpo negro
$c$	Contacto

conv	Convecção
distr	Distribuídas
f	Fluído
in	Entrada
lam	Laminar
local	locais
max	Máximo
med	Médio
opt	Valor ótimo
out	Saída
s	Superfície
t	Tubo
turb	Turbulento



# 1 Introdução

## 1.1. Motivação

A grande maioria dos edifícios atualmente construídos, sejam esses residenciais, comerciais, industriais, entre outros, possuem sistemas de climatização que tem como objetivo proporcionar conforto térmico aos seus ocupantes, bem como fornecer ar novo. No entanto, a grande maioria destes sistemas baseia-se no aquecimento ou arrefecimento do ar dos espaços, não tendo em conta que os ocupantes ganham e/ou perdem energia por radiação, considerando apenas os ganhos e perdas por convecção levando a que o conforto térmico desejado nem sempre seja alcançado.

Neste contexto, surge a aplicação de sistemas radiantes na climatização de espaços, sistemas estes que permitem controlar as trocas de radiação dos ocupantes com a envolvente, e assim contribuir para o conforto térmico a partir de princípios naturais. Qualquer pessoa usa a energia radiante para se sentir térmicamente confortável sem se aperceber que o faz, quer seja no verão para se abrigar do sol quente, quer no inverno em que procura o sol para se aquecer. Os sistemas radiantes utilizam este princípio natural de modo a climatizar um espaço e adequar a temperatura ambiente à que proporciona um maior conforto térmico. Assim, os painéis radiantes, que são alvo de estudo nesta dissertação, são um exemplo em crescimento deste tipo de sistemas utilizados para aquecimento ou arrefecimento na climatização de espaços. Esses consistem num sistema de tubos por onde passa um escoamento de um fluido, usualmente água por ser três ordens de grandeza mais eficiente no transporte de calor do que o ar. Esse fluido transfere calor para as paredes do tubo, e por sua vez para uma placa que emite radiação térmica em todas as direções.

Resumindo, trata-se de um sistema com escoamentos e fluxos energéticos em que o diâmetro dos tubos e a sua disposição são dimensionados tendo em conta a resistência ao escoamento, isto é, a partir do seu fator de fricção  $f$ . Mas será que há uma forma de os otimizar, encontrando a melhor geometria em relação ao que existe no mercado

e é obtido de forma convencional?

Desde sempre que o ser humano observa a natureza com o objetivo de aprender como funciona e se é possível aplicar esses conhecimentos no uso e/ou desenvolvimento desta. Em qualquer meio natural é possível observar a forma como diversos escoamentos se configuram para realizar o transporte de algo de um ponto para outro ou para uma área, como por exemplo: rios, vasos sanguíneos, relâmpagos, etc. Apesar de a opinião geral de que muitas destas estruturas ocorrem de forma aleatória, recentemente, com o trabalho de Adrian Bejan (Bejan, 1997), verificou-se que, na realidade, todas essas geometrias seguem um determinado padrão que pode ser explicado com a *Lei Construtal*:

*Para um escoamento de tamanho finito persistir no tempo (sobreviver), a sua configuração deve-se alterar no tempo (evoluir), de tal modo que providencie um acesso cada vez mais fácil às correntes impostas que fluem através dele.*

Esta lei procura explicar as geometrias encontradas na natureza e prever como essas configurações evoluem no tempo, otimizando-as. Logo, a motivação para este trabalho está na aplicação do princípio construtal para o desenvolvimento de painéis radiantes mais eficientes.

## 1.2. Estado Atual do Conhecimento

Desde a pré-história que o ser humano desenvolveu formas de se sentir termicamente confortável no local onde se encontrava. Um dos mais antigos usos da energia radiante que se pode constatar é o próprio uso do fogo, que permitia ao homem primitivo não só cozinhar alimentos e proteger-se dos animais selvagens, como também servia de fonte de calor para aquecer o próprio corpo nos dias mais frios. No entanto, o conforto térmico não é atingido apenas recebendo radiação térmica de uma fonte local, mas pode, também, ser obtida pela radiação emitida pelo ambiente que o envolve, uma vez mais temos o exemplo do homem primitivo que se abrigava em cavernas que absorviam a radiação emitida pelo corpo humano e outras fontes, para depois manter o espaço, de certo modo, "climatizado".

### 1.2.1. Conforto Térmico

A norma 55 (1992) da Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-condicionado (ASHRAE) define conforto térmico como a “*condição mental que expressa satisfação com o ambiente térmico*”. Esta definição traduz a questão de um ocupante sentir calor, frio, e com isso sentir-se, ou não, "confortável", o que irá depender da geração interna de energia (e.g. metabolismo) e trocas de calor com a envolvente. O conforto pode ser previsto para um determinado espaço, bastando, para isso, ter em conta os seguintes fatores:

- o tipo de atividade desenvolvida no espaço a climatizar, o que ajuda a determinar o nível de atividade e tipo de vestuário usado;
- a humidade relativa do ar, que poderá ser ou não controlada pelos sistemas de aquecimento e arrefecimento;
- a velocidade do ar, devido aos sistemas de ventilação que fornecem caudais de ar novo quando este é requerido, o qual deve-se restringir aos valores mínimos impostos de forma a evitar correntes de ar;
- a temperatura do ar do espaço;
- a temperatura média das superfícies, ou temperatura média radiante.

Em Watson & Chapman (2004) são feitas algumas considerações sobre o que significa conforto térmico. A taxa a que um ocupante perde ou ganha calor por energia radiante irá depender do local onde se encontra, da diferença entre a temperatura da pele e a temperatura das superfícies envolventes, bem como das respectivas emissividades. A temperatura do ar envolvente em nada irá influenciar as trocas de calor por radiação, terá apenas efeito sobre as trocas de calor por convecção dependendo da diferença entre a temperatura da pele e a temperatura do ar. Destes dois tipos de trocas de calor, é possível obter várias combinações, de forma a que o conforto térmico seja atingido, como por exemplo: o ar a uma temperatura inferior à da pele tem como consequência a perda de calor do corpo do ocupante por convecção, mas se as superfícies envolventes se encontrarem a uma temperatura superior à da pele, o corpo irá receber energia por radiação, sendo possível atingir o conforto térmico. Também é possível

atingir o conforto térmico usando a técnica inversa, isto é, com o ar mais quente e superfícies mais frias.

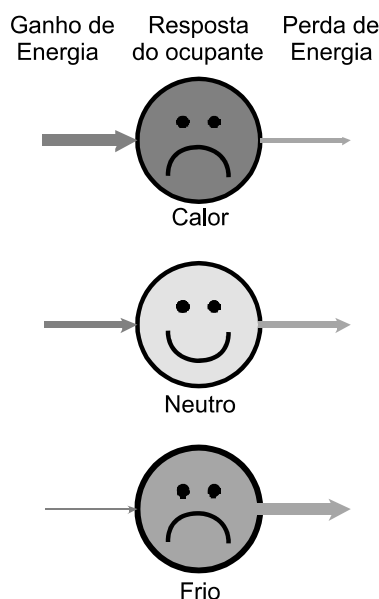
Sendo assim, pode-se afirmar que o conforto térmico é obtido através de um balanço entre a quantidade de energia ganha e perdida pelo ocupante, até que o corpo deste se encontre em regime estacionário. No entanto, este balanço não significa que a taxa de ganho de energia não aumente ou diminua, significa que este equilíbrio é dinâmico. O conforto térmico não é obtido apenas através de regimes estacionários, pois há situações em que um regime transiente é termicamente confortável, como estar junto a uma lareira ou aquecedor após uma longa exposição ao frio. Este regime dará conforto durante algum tempo, mas após o corpo atingir um determinado nível de energia interna, este passará a ser desconfortável.

Porém, também é possível ter desconforto em regime estacionário, bastando para isso que o ocupante se encontre com um nível de energia interna elevado e não conseguir perder este excesso. Outro exemplo de desconforto em regime estacionário é a ocorrência de assimetria radiante, isto é, quando uma pessoa recebe radiação apenas de um lado do corpo (e.g. fogueira). Neste caso, mesmo que o ganho de energia seja igualado pela perda, a assimetria irá provocar desconforto.

Resumindo, os balanços energéticos são importantes para determinar o nível de conforto térmico de um ocupante num determinado espaço. Se a energia perdida for superior ao ganho de energia, o ocupante sentirá frio, se a energia perdida igualar o ganho de energia resultará numa sensação neutra por parte do ocupante, e, por fim, se a energia ganha for superior à perda de energia, o ocupante sentirá calor, como é ilustrado na Fig. 1.1) (Watson & Chapman, 2004).

Como se pode constatar, o conforto térmico é obtido conjugando fenômenos de convecção e radiação. No entanto, a grande maioria dos projetos de climatização está direcionada para a temperatura do ar nos espaços, abordagem esta que não diferencia as trocas de energia por convecção e por radiação e que, conseqüentemente, não irá caracterizar o conforto térmico dos seus ocupantes. Um exemplo que mostra como a energia radiante é importante para a caracterização do conforto é pensar num dia frio de inverno. Uma vez que o ar e as superfícies envolventes se encontram a uma temperatura inferior à da pele, o corpo irá perder energia por convecção e por radiação. Se o dia estiver com céu limpo e a pessoa receber radiação solar, ganhando



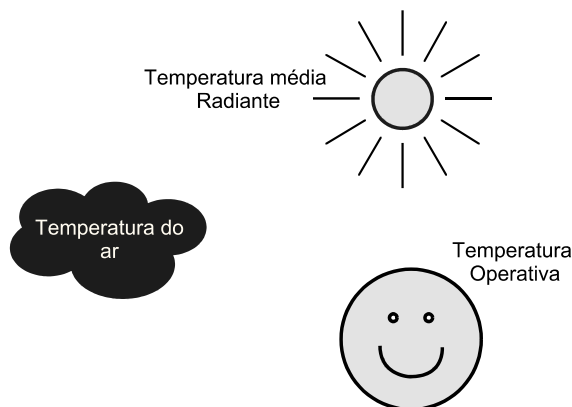


**Figura 1.1:** Efeito da diferença entre perdas e ganhos de energia no conforto térmico  
[Adaptado de Watson & Chapman (2004)]

energia radiante proveniente do sol, e no caso dessa igualar a perda de energia, atinge assim o conforto térmico. Se pelo contrário, o céu estiver nublado mas com a mesma temperatura de ar do caso anterior, o ganho de energia irá diminuir e, por sua vez, o balanço entre perdas e ganhos de energia do corpo torna-se negativo e a pessoa sentirá frio. Uma vez demonstrado que a temperatura do ar não é condição suficiente para caracterizar o conforto térmico, Fanger (1967) sugere usar a temperatura operativa como forma de medir o conforto térmico, definida como *"a temperatura de um recinto isotérmico em que o ocupante troca a mesma quantidade de energia por radiação e convecção como no ambiente não uniforme atual"* (Figura 1.2). Esta temperatura pode ser calculada por aproximação da média ponderada entre a temperatura do ar e a temperatura das superfícies envolventes (temperatura média radiante) e indica a temperatura que o ocupante sente (Watson & Chapman, 2004).

### 1.2.2. Radiação Térmica

Apesar de nem todos saberem o que é a radiação térmica, todos experimentam fenómenos de radiação térmica e desenvolvem a resposta a este tipo de estímulos, basta pensar na maneira como as pessoas em geral reagem ao sol: nos dias de frio procuram estar sob ação da radiação solar para aquecer quando esta está disponível, ou então,

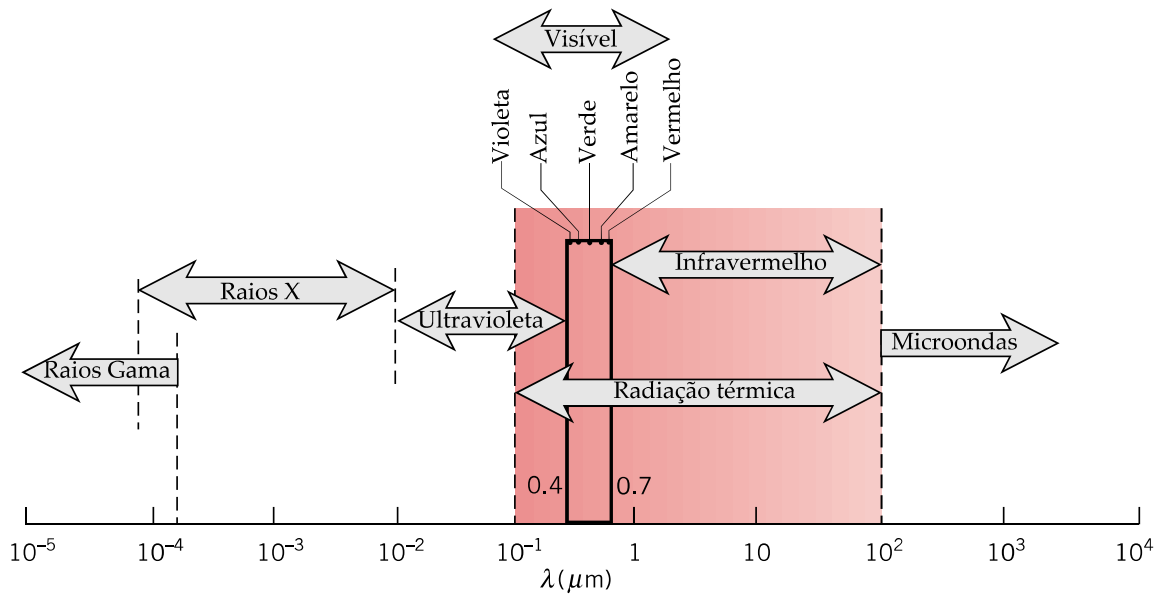


**Figura 1.2:** A temperatura Operativa [Adaptado de Watson & Chapman (2004)]

num dia de calor preferem ficar à sombra para mitigar a radiação solar recebida. O sol é uma fonte de aquecimento da Terra, e uma vez que entre os dois não existe um meio físico, a única forma de esse calor se propagar no espaço é através de radiação térmica.

A radiação térmica é o modo que um corpo que possua uma temperatura finita ( $T > 0K$  tem para emitir energia. Significa isto que todos os corpos que nos envolvem, e mesmo nós próprios emitimos continuamente radiação térmica. Este modo de transferência de calor, ao contrário da condução e da convecção, não necessita de um meio físico para se propagar, o que possibilita a sua ocorrência no vácuo, como a que é trocada entre a Terra e o Sol. A razão está no fato da energia radiativa propagar-se sob a forma de ondas eletromagnéticas e a sua gama de comprimento de onda ( $\lambda$ ) no espectro eletromagnético vai desde  $\lambda = 10^{-1}\mu m$  até  $\lambda = 10^2\mu m$  (Figura 1.3), incluindo a radiação infravermelha, luz visível e parte da radiação ultravioleta (Moran *et al.* , 2003).

Para compreender melhor os fenómenos de radiação, é importante abordar o conceito de Corpo Negro, ou corpo ideal, definido como absorvedor e emissor perfeito, isto é, absorve toda a radiação nele incidente, independentemente da sua direção ou comprimento de onda, e emite o máximo de energia que um corpo pode emitir por radiação à sua temperatura  $T$ . O corpo negro serve de referência para as propriedades das superfícies reais (Moran *et al.* , 2003).



**Figura 1.3:** Região da Radiação Térmica no Espectro Eletromagnético [Adaptado de (Moran *et al.* , 2003)]

### Lei de Planck

A lei de Planck afirma que o poder emissivo varia com o comprimento de onda e a temperatura como

$$E_{b,\lambda}(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 [\exp(C_2/\lambda T) - 1]} [W/m^2 \cdot \mu m] \quad (1.1)$$

em que  $C_1 = 2h_c c_0^2 = 3.742 \times 10^8 W \cdot \mu m^4 \cdot m^{-2}$  e  $C_2 = \frac{hc}{k_B} 1.439 \times 10^4 \mu \cdot K$ , em que  $h$  corresponde à constante de Planck,  $c$  à velocidade da luz no vácuo e  $k_B$  à constante de Boltzmann. A equação 1.1 é conhecida como a distribuição espectral de Planck e mostra como a radiação emitida varia continuamente com o comprimento de onda, aumenta com a temperatura, nomeadamente, o pico desta distribuição, bem como o comprimento de onda que lhe corresponde, será tanto maior quanto for a temperatura do corpo considerado (Fig. 1.4), dando origem à Lei de Wien (Moran *et al.* , 2003; Watson & Chapman, 2004).

A Lei de Wien do Deslocamento estabelece uma relação entre o poder máximo

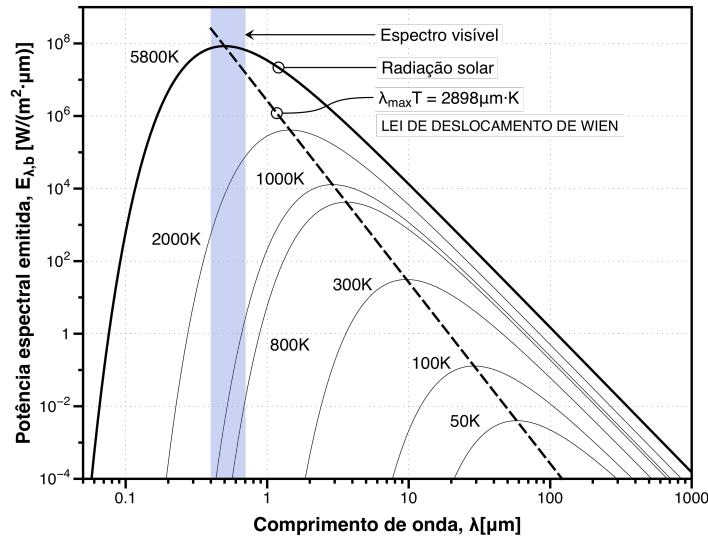


Figura 1.4: Espectro de potência emitida por um Corpo Negro.

emissivo de um corpo negro a uma determinada temperatura e o comprimento de onda para o qual ocorre. Essa relação é expressa por

$$\lambda_{max} \cdot T = 2898 \mu m \cdot K \quad (1.2)$$

### Lei de Stefan-Boltzmann

A potência emitida por radiação por uma determinada superfície é definida como a taxa à qual a energia radiativa é emitida em todas as direções e comprimentos de onda, expressa por

$$E = \int_0^{\infty} E_{\lambda}(\lambda) d\lambda$$

e introduzindo a equação (1.1) nesta expressão, obtém-se

$$E_b = \sigma T^4 [W/m^2] \quad (1.3)$$

A Eq. (1.3) é mais conhecida como a Lei de Stefan-Boltzmann, onde  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$  corresponde à constante de Stefan-Boltzmann (Moran *et al.*, 2003).

### Propriedades de uma superfície real

Quando a radiação atinge uma determinada superfície, esta será refletida, absorvida ou transmitida. As frações que cada um destes modos de interação representa da energia irradiada designam-se por refletividade  $\rho$ , absortividade  $\alpha$  e da transmissibilidade

$\tau$ , respetivamente, resultando em

$$\rho + \alpha + \tau = 1$$

Caso a superfície seja opaca ( $\tau = 0$ ):

$$\rho + \alpha = 1$$

As superfícies são caracterizadas ainda uma emissividade  $\varepsilon$ , que é a relação entre a energia radiativa emitida num dado comprimento de onda  $\lambda$  e temperatura  $T$ , e a que seria emitida por uma superfície negra à mesma temperatura

$$\varepsilon_\lambda(\lambda, T) = \frac{E_\lambda(\lambda, T)}{E_{\lambda,b}(\lambda, T)}$$

Para o caso da emissividade espectral, ou seja, integrada no espectro de comprimentos de onda, a emissividade total expressa-se como

$$\varepsilon = \frac{E}{E_b} = \frac{E}{\sigma T^4}$$

Ao contrário das superfícies de corpo negro, em superfícies reais, a emissividade pode variar na gama de comprimentos de onda da radiação térmica, bem como depender da direção de propagação. No caso dos coeficientes de absorvidade, refletividade e transmissividade, o seu valor integrado no espectro obtém-se de forma análoga (Moran *et al.*, 2003; Watson & Chapman, 2004):

$$\alpha = \alpha(\lambda, \phi, T); \rho = \rho(\lambda, \phi, T); \tau = \tau(\lambda, \phi, T)$$

No entanto, é comum aproximar as superfícies ao caso em que a irradiação é difusa, bem como a que é emitida, e a absorvidade seja igual à emissividade, independentemente do comprimento de onda, ou seja, aproximar as superfícies ao caso de corpo cinzento (Fig. 1.5). A taxa à qual a radiação é emitida por um corpo cinzento é dada por

$$E = \varepsilon \cdot \sigma T^4 [W/m^2] \tag{1.4}$$

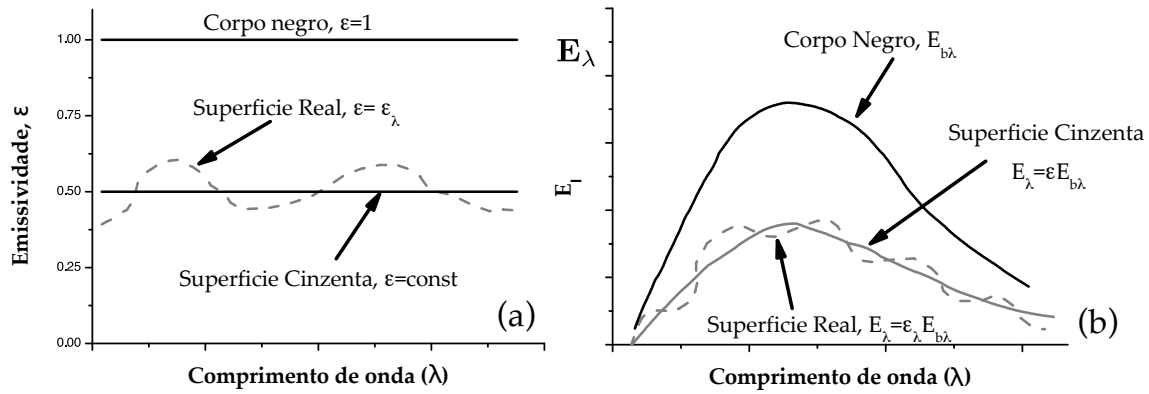


Figura 1.5: Distribuição espectral dos corpos cinzentos [Adaptado de Cengel (2006)]

### Lei de Kirchhoff

A lei de Kirchhoff afirma que, para uma superfície difusa numa cavidade (aproximada a um corpo negro), a sua emissividade é igual à absorvidade, ou seja,

$$\epsilon_\lambda = \alpha_\lambda$$

Esta lei quando aplicada a superfícies cinzento ou com um comportamento de corpo negro obtém-se

$$\epsilon = \alpha$$

Para o caso de se tratar de uma superfície real, estas propriedades apenas são aproximadamente constantes dentro de certos intervalos de comprimentos de onda, pelo que esta lei deixa de ser valida se for aplicada para grandes diferenças de temperatura, que é a caracterizada por uma grande diferença nos comprimentos de onda de emissão e irradiação (Equação 1.2). (Moran *et al.*, 2003).

### Cálculo simplificado da troca de radiação entre duas superfícies

Considerando duas superfícies, em que uma dessas é uma cavidade (2) a  $T_2$  com o comportamento aproximado a um corpo negro, a potência radiativa ( $q_{rad}$ ) trocada na superfície (1) a  $T_1$ , na sua área ( $A_1$ ), é dada por

$$q_{rad} = A_1 \cdot \epsilon \cdot \sigma (T_1^4 - T_2^4) [W] \quad (1.5)$$

No caso em que a superfície (2) não pode considerar-se um corpo negro, significa que parte da radiação que o corpo emite irá ser refletida pela envolvente e retorna

ao seu ponto de origem. Assim, a Eq. (1.5) é apenas válida caso o corpo seja muito pequeno em comparação com a envolvente, isto é,  $A_1 \ll A_2$  (Moran *et al.*, 2003).

### 1.2.3. Painéis Radiantes

A partir da revisão feita sobre o conforto térmico (sec. 1.2.1) e os fundamentos associados às trocas de calor por radiação (sec. 1.2.2), observa-se que o uso de sistemas radiantes na climatização de espaços para obtenção de conforto térmico permite aquecer diretamente as pessoas em vez do ar do espaço e, conseqüentemente, permitir usar temperaturas de ar mais baixas.

Este tipo de sistemas consistem em controlar a temperatura de uma superfície, ou várias, no interior de um espaço para obter aquecimento ou arrefecimento a partir das trocas de calor com a envolvente por convecção e radiação. Porém, essas superfícies só se consideram radiantes quando, pelo menos, 50% da transferência de calor para a envolvente se der por radiação. Esta é uma das características dos painéis radiantes de aquecimento e arrefecimento (Watson & Chapman, 2004). Este tipo de sistemas pode ser instalado em qualquer superfície, independentemente da configuração do edifício ou material de construção, sendo a resistência à transferência de calor entre a fonte e a superfície radiante, o único fator que influencia a sua eficiência. A localização do painel irá influenciar a razão de saída entre convecção e radiação, isto é, a diferença entre a energia emitida por radiação e a perda para o espaço por convecção. No caso dos painéis radiantes, uma vez que a grande parcela da transferência de calor se dá por radiação térmica, estes sistemas não contribuem significativamente para a alteração da temperatura do espaço. De facto, os sistemas radiantes não necessitam da movimentação do ar para providenciar um conforto térmico, logo, ao reduzir o uso do ar para distribuir o calor num espaço, mitiga-se, significativamente, a disseminação de pó, germes, bactérias, entre outras suspensões nocivas ao ser humano, tornando estes sistemas mais higiénicos e não alérgicos. Para além das vantagens enunciadas, há ainda o facto de serem praticamente livres de manutenção, sendo esta apenas função dos equipamentos de suporte (caldeiras, bombas, válvulas, etc) (Watson & Chapman, 2004).

Os painéis radiantes podem ser instalados em qualquer parte de um espaço (chão, paredes ou teto), uma vez que a potência radiativa emitida não varia com a orientação

da superfície, desde que a temperatura e características da superfície se mantenham. No entanto, é importante ter em conta a sua orientação, uma vez que esta irá influenciar as trocas de calor por convecção natural, expresso pelas diferentes correlações para o número de Nusselt  $Nu$  que se podem encontrar na literatura, o que leva a coeficientes de transferência de calor por convecção diferentes e, conseqüentemente, alterando a razão de saída entre radiação e convecção. Algo comum é confundir um radiador com um painel radiante, no entanto, estes não são considerados como um sistema radiante uma vez que 70% da transferência de calor se dá por convecção (Watson & Chapman, 2004). A transferência de calor dos painéis radiantes vai depender da:

- Diferença de temperatura entre o emissor e o recetor
- Emissividade da superfície radiante
- Absortividade, refletividade e transmissividade do recetor
- Fator de forma entre o emissor e o recetor

Os sistemas de painéis radiantes usam um fluido em estado líquido para controlar a temperatura do painel transportando calor para o painel, ou recebendo calor do painel. Neste sentido, existem dois tipos principais de painéis radiantes de teto (Miriel *et al.*, 2002):

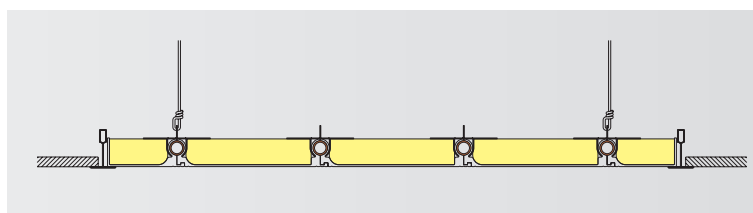
- *Painéis diretamente aplicados na laje de cimento*, semelhante ao piso radiante (ver Fig. 1.6), em que a malha de tubos é colocada na laje com um isolador térmico colocado no topo dos tubos, obrigando a que a transferência de calor se dê preferencialmente em direção ao espaço a climatizar. Apesar de ter um baixo custo associado, apresenta uma elevada inércia térmica e é difícil de controlar os riscos de condensação, dada a porosidade dos materiais, particularmente no caso de ocorrer aumentos súbitos da humidade no espaço. Uma forma de contornar a elevada inércia térmica passa por usar uma malha flexível de tubos mais pequenos que é fixa no teto ou parede. Apesar de reduzir a inércia térmica e manter o baixo custo, apresenta riscos de vedação.
- *Painéis metálicos incorporados em tetos falsos*. Estes são construídos com tubos de aço ou cobre com alhetas de difusão (Fig. 1.7), e materiais com uma boa condutibilidade térmica, apresentando uma inércia térmica reduzida. Tal como o tipo





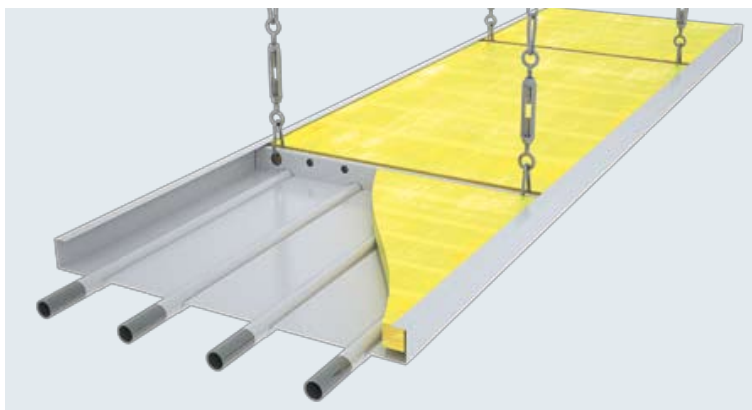
**Figura 1.6:** Piso radiante como exemplo de um painel radiante diretamente aplicados na laje de cimento [Adaptado de <http://www.jbtermica.pt/>]

de painéis diretamente aplicado na laje, estes também possuem isolamento no topo dos tubos, geralmente lã de vidro, contribuindo também para uma melhor acústica do local. Outras variantes envolvem grelhas de tubos capilares colocados diretamente em placas de alumínio ou aço inoxidável lacadas, ou onduladas, (Fig. 1.8). Estes são construídos de forma a serem aplicados numa superfície ou suspensos a partir do teto. A face do painel metálico será a superfície radiante para o qual o calor é conduzido a partir dos tubos.



**Figura 1.7:** Vista em corte de um painel radiante aplicado em tetos falsos [Adaptado de <http://www.zehnder.co.uk/>]

O funcionamento dos painéis é exatamente o mesmo para aquecimento e arrefecimento, sendo que, o único fator que muda é a direção em que se dá a transferência de calor. Quando se encontra a funcionar em modo de aquecimento, a emissão de calor é obtida pelo transporte de água quente através do sistema de tubos, que ao aquecer a superfície radiante irá emitir calor para todo o espaço, aquecendo diretamente as pessoas e objetos, não sendo necessário aquecer o ar. A temperatura experimentada será a combinação da temperatura do ar e da radiação recebida pelo ocupante, logo,



**Figura 1.8:** Vista em corte de um painel radiante aplicado em tetos de placas onduladas [Adaptado de <http://www.zehnder.co.uk/>]

a temperatura do ar pode ser ajustada à componente radiante, permitindo reduzir a temperatura do ar até  $3K$  sem comprometer o conforto térmico.

No caso de operar para arrefecimento, os princípios físicos do funcionamento do painel são exatamente os mesmos, embora, neste caso, o calor radiante é absorvido pelo painel em vez de ser emitido. O painel vai absorver o calor emitido pelas superfícies e ocupantes que se encontram a uma temperatura superior à sua, sendo que 60% do efeito de arrefecimento é obtido através deste mecanismo, e os restantes 40% são alcançados através da convecção natural: o ar quente da sala irá ascender e ao passar pelos painéis de teto arrefece e, tornando-se mais denso, desce, e assim sucessivamente. Neste caso, a temperatura dos ocupantes é controlada pela temperatura do ar no espaço.

### Vantagens e Desvantagens

Os painéis radiantes podem ser utilizados em edifícios residenciais, comerciais, industriais e institucionais e são uma forma de obter conforto térmico e poupança de energia. Existem diversas vantagens no uso de painéis radiantes:

- Melhores níveis de conforto, uma vez que as cargas radiantes são satisfeitas diretamente.
- Poupança de energia devido à redução da movimentação do ar, perdas de calor mais baixas ou inexistentes em comparação com os sistemas de condutas, menores perdas de calor devido à possibilidade de permitirem temperaturas de ar mais baixas.

- Custos de manutenção mais baixos.
- Podem usar o todo de uma superfície (parede, chão ou teto)
- Limpeza, uma vez que não necessita de equipamento mecânico no espaço a climatizar.
- Permite a sua utilização tanto para aquecimento como para arrefecimento.
- Elimina correntes de ar, uma vez que não necessita da sua movimentação.
- É silencioso quando comparado com um sistema de ventilação.
- Pode servir de complemento a um sistema de ventilação.
- As suas dimensões normalizadas, permitem uma instalação relativamente fácil.

Quando comparados com os sistemas convencionais de ar forçado em relação ao conforto térmico, seria de esperar que fossem bastante mais utilizados, no entanto ainda estão longe de competir no mercado. Isso acontece por existirem algumas desvantagens associadas a este tipo de sistemas:

- Temperaturas de superfície não uniformes devido ao dimensionamento, instalação de tubagem ou capacidade de calor insuficiente.
- Pode restringir a seleção de materiais de construção, revestimentos, localização de mobiliário, etc.
- Afecta os custos de renovação ou remodelação de edifícios.

Resumindo, os painéis radiantes possibilitam uma distribuição uniforme do calor ao longo de um espaço, evitando assimetrias verticais de temperatura. Para além disso, uma vez que não necessita da movimentação do ar, é uma forma de aquecimento limpa e higiénica, o que traz benefícios de saúde aos ocupantes, como também ajuda na redução de custos de limpeza e a manter a eficiência das máquinas presentes nos espaços. Apesar disto, há certos tipos de edifícios nos quais são exigidas restituições mínimas de ar para assegurar a sua qualidade, que apenas são alcançadas por sistemas de ventilação, de forma a renovar o ar no interior do edifício. Neste caso, os painéis radiantes podem ser

implementados em conjunto com sistemas de ventilação, restringindo a movimentação do ar ao mínimo possível, de modo a otimizar os vários benefícios (Miriel *et al.*, 2002; Watson & Chapman, 2004). A questão que se coloca agora é: como se pode otimizar o design de painéis radiantes? Como o *desempenho* depende da *configuração* escolhida, a secção seguinte é dedicada à Lei Construtal que liga, precisamente, estes dois aspetos.

### 1.3. Lei Constructal

Ao olhar para o mundo que nos rodeia com um pouco de atenção, observamos uma semelhança na forma como vários sistemas e organizações, sejam eles vivos ou não, se configuram, como por exemplo: árvores (desde as copas às raízes), veios das folhas, rede bronquial dos pulmões, sistema circulatório, sistema nervoso, rios, estradas, relâmpagos, etc. Muitas destas estruturas evoluíram ao longo do tempo e de acordo com as teorias evolucionárias deveriam ser ótimas ou bastante próximas desse ponto. Se existisse um princípio que fundamentasse a forma como estas estruturas se configuram e evoluem no tempo, seria significativo não só do ponto de vista científico de explicação da realidade material, como também do ponto de vista tecnológico, nomeadamente, na orientação de projetos na engenharia.

A lei construtal, enunciada na secção dedicada à motivação desta dissertação, é proposta por Adrian Bejan como um princípio que explica a geração de configurações, geometrias e padrões na natureza, que não surgem por acaso, mas devido a fenómenos físicos, abarcando todos os sistemas vivos e não-vivos. Em diversos trabalhos, Bejan e co-autores mostram como esta lei consegue explicar as mais diferentes estruturas formadas pela natureza, tais como: rios, relâmpagos, sistema circulatório e nervoso dos animais, etc., colocando cada componente no lugar correto, assim como os neurónios no cérebro, os alvéolos nos pulmões, etc. É a configuração destes numerosos componentes que tornam um sistema com o maior desempenho possível (Bejan & Lorente, 2008).

Do ponto de vista do desenvolvimento tecnológico, a lei construtal pode torna-se uma nova abordagem no projeto de sistemas, sendo aplicável a um vasto número de campos de estudo como a transferência de calor e massa, escoamentos, eletricidade, magnetismo, transporte, rede de tubagens, economia, geofísica, biologia, entre outros (Chen, 2012), tendo como objetivo a evolução de configurações que permitem um melhor acesso ao escoamento em sistemas que são livres de se transformar, isto é, no

sentido da minimização das resistências globais ao escoamento ao longo do tempo. Um exemplo deste princípio na natureza são os escoamentos da seiva em árvores, cuja ramificação é, teoricamente, a forma mais eficaz de distribuir os nutrientes de um ponto, seja ele uma fonte ou dissipador, e uma diversidade de pontos (área ou volume). Basta estar atento a outras configurações que nos rodeiam, como o exemplo da Fig. 1.9, e perceber a universalidade deste princípio. No entanto, apesar de ser uma lei universal, as configurações obtidas a partir da sua aplicação não quer dizer que o sejam, uma vez que a configuração obtida para um conjunto específico de condições-fronteira não é necessariamente a configuração ideal obtida para um outro conjunto de condições-fronteira. Mais ainda, esta lei não explica apenas as formas em árvore, explica também o porquê de tubos retos de secção transversal circular serem vistos como os que mais favorecem o escoamento de um fluido entre dois pontos, e que são encontrados diariamente em muitos sistemas naturais e de engenharia: vasos sanguíneos, rios subterrâneos, tubagens, etc. (Bejan & Lorente, 2008)



**Figura 1.9:** Um relâmpago é um exemplo de uma rede em árvore gerada na natureza por ser a forma mais eficaz de transportar energia de um ponto para uma área ou volume. [Adaptado de <http://pt.forwallpaper.com/>]

O facto das estruturas encontradas a partir de uma análise com base na lei construtal explicarem as características observadas em estruturas naturais, implica também que essas são as que melhor reduzem as imperfeições inerentes aos sistemas. Assim, é de supor que esse aspeto transposto para o projeto de sistemas em engenharia, permitisse perceber que novas configurações para determinadas aplicações seriam as mais

eficazes. (Bejan & Lorente, 2008)

Nesse sentido, com a introdução desta teoria, torna-se importante, definir alguns conceitos, tais como a *Esbelteza* (*Svelteness*,  $Sv$ ) e imperfeição.

### **Esbelteza**

A configuração de um sistema fluídico possui um tamanho externo característico (tal como o seu comprimento ou área) e interno (como por exemplo, escala de comprimento associada ao volume de líquido no seu interior,  $V^{1/3}$ ). Ao relacionar estas duas escalas características significa que o sistema possui uma determinada esbelteza (*Svelteness*,  $Sv$ ), que é uma propriedade geométrica definida por

$$Sv = \frac{\text{Escala de comprimento externa}}{\text{Escala de comprimento interna}}$$

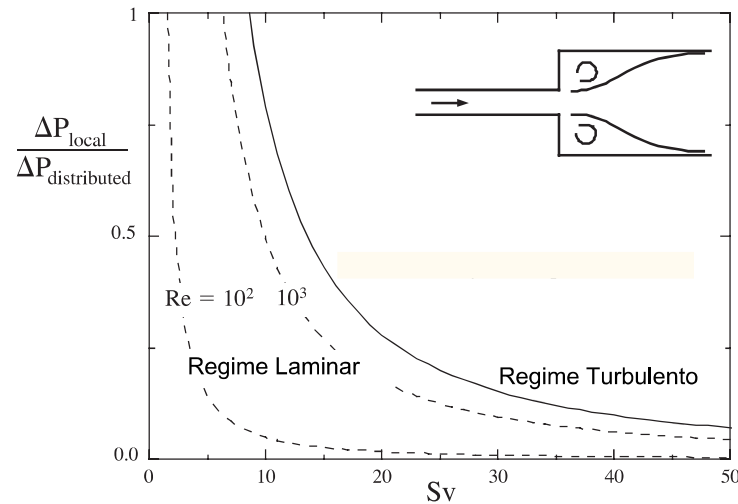
e que pode orientar o engenheiro na avaliação do desempenho de um determinado design de escoamento.

Por exemplo, esta propriedade descreve a importância relativa das perdas de pressão distribuídas ao longo do escoamento e as perdas de pressão localizadas em junções, curvas, contrações e expansões, resultando em que as perdas locais nem sempre possam ser negligenciadas, uma vez que estas tem grande impacto no escoamento para valores de  $Sv$  baixos ( $< 10$ ). Ao aumentar a esbelteza, a relação  $\Delta P_{local}/\Delta P_{distr}$  diminui drasticamente (Fig. 1.10) e para valores de  $Sv > 10$  as perdas locais deixam de ter importância em comparação com as perdas distribuídas, podendo ser negligenciadas, o que pode ser simplificar a análise, dada a diversidade de tipos de perdas locais (Bejan & Lorente, 2008).

### **Imperfeições**

As imperfeições de um sistema consistem em resistências que influenciam a capacidade de fluir. Por exemplo, podem ser quantificadas como uma geração de entropia, isto é, uma irreversibilidade, ou no caso do escoamento de um fluido como uma perda de pressão, ou então no caso da transferência de calor por condução associada às propriedades do material.

As imperfeições, ou resistências, não podem ser eliminadas de um sistema, pelo que todos os sistemas deverão ser considerados como imperfeitos. No entanto, as imperfeições podem ser distribuídas de forma a minimizar o seu impacto global, fazendo



**Figura 1.10:** Relação entre as perdas de pressão locais e as perdas de pressão distribuídas para os regimes de escoamento laminar e turbulento [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)]

com que o todo seja o menos imperfeito possível, resultando numa determinada configuração. Assim, a essência da lei construtal consiste em obter configurações cada vez melhores até se atingir uma distribuição ótima das imperfeições, e, conseqüentemente, uma geometria que é o menos imperfeita possível (Bejan & Lorente, 2008).

Num sistema de escoamento simples, existe uma panóplia de configurações possíveis para orientar um escoamento de fluido de um ponto para o outro(s). O objetivo será obter a menor queda de pressão possível, a menor resistência ao escoamento ou a menor geração de entropia pela fricção do fluido nas interfaces com as quais interage. Existem dois constrangimentos: um externo definido pelo tamanho do sistema (distância entre os dois pontos,  $L$ ), e um interno determinado pelo espaço ocupado pelo escoamento (Volume,  $V$ ), o que faz com que a esbelteza de um sistema se expresse como

$$Sv = L/V^{1/3} \quad (1.6)$$

Logo:

- Para o mesmo caudal e comprimento de tubo, um único tubo com uma grande secção transversal ( $D_1$ ) oferece menor resistência ao escoamento do que vários ( $N_2$ ) tubos ( $D_2$ ) de secções mais pequenas.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_1 \Rightarrow V_1 = V_2 \Leftrightarrow d_2^2 = \frac{d_1^2}{N_2}$$

$$Sv_1 \sim \left(\frac{L_1}{d_1}\right)^{2/3}$$
$$Sv_2 \sim \left(\frac{L_2}{N_2 d_2}\right)^{2/3} = \left(\frac{L_1}{\sqrt{N_2} d_1}\right)^{2/3} < Sv_1$$

- A resistência mais baixa é obtida para um tubo mais pequeno, quando esse é retilíneo entre os dois pontos.

$$Sv \sim \left(\frac{L}{d}\right)^{2/3}$$

- Um tubo com secção transversal constante tem uma resistência ao escoamento menor do que uma que tenha variações ao longo do seu comprimento, devido à emergência de perdas de carga locais aquando da alteração de diâmetro.

Ou seja, um tubo reto de secção transversal constante e grande é a melhor solução para guiar o escoamento entre dois pontos. No que toca à forma da secção, também existe uma infinidade de formas poligonais possíveis, mas é preciso ter em conta que formas com ângulos muito pequenos provocaram uma constrição no escoamento, pelo que se todos os ângulos forem iguais, isto é, a forma poligonal for regular, a resistência ao fluxo nesses ângulos estará distribuída de forma ideal. Uma vez que quanto maior for o ângulo, menor será a resistência, se aumentarmos o número de lados da forma da secção transversal, estaremos a aumentar o valor desses ângulos e por sua vez a diminuir a sua resistência. O ângulo máximo obtém-se para um número de lados infinito, ou seja, para uma circunferência (Bejan & Lorente, 2008).

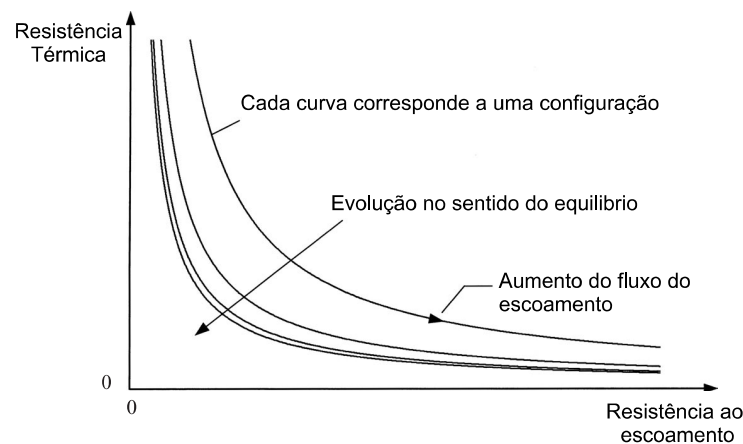
### Configurações multi-objetivas

No caso da transmissão de calor, a estrutura do escoamento deve realizar duas funções que competem entre si: minimizar a resistência ao escoamento e a resistência térmica. O relação entre as duas gera uma determinada configuração de forma a que o sistema seja otimizado na realização dos dois objetivos simultaneamente (Bejan & Lorente, 2008; Miguel, 2008).

No projeto de escoamentos convectivos, ao contrário da otimização termodinâmica, em que se procura um equilíbrio entre a eficiência da transferência de calor e a mecânica dos fluidos, na teoria construtal procura-se uma arquitetura ou configuração. Na convecção forçada, a resistência térmica diminui quando a resistência ao escoamento aumenta, logo a sua configuração irá mudar de forma a que se obtenha o ponto em que



ambas as resistências são mínimas entre si, por exemplo, a curva do gráfico na Fig. 1.11 aproxima-se cada vez mais da origem.



**Figura 1.11:** Evolução no tempo de uma configuração [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)]

Obter curvas cada vez mais próximas da resistência mínima é uma tendência em todos os sistemas, sejam estes projetados ou naturais, e, uma vez que estes sistemas não se encontram em equilíbrio termodinâmico, a sua arquitetura evolui no tempo de forma a obter uma configuração que se aproxime desse equilíbrio, apesar da sua eficiência global não variar.

### Redes em árvore para escoamentos de fluido

O objetivo de uma rede em árvore (*tree network*) é conectar o escoamento entre um ponto (fonte ou dissipador) e uma infinidade de pontos (linha, área ou volume), ou vice-versa. Este tipo de configuração encontra-se em toda a natureza definindo a forma de sistemas vivos e não vivos: pulmões, sistema nervoso e circulatório, rios, relâmpagos, vegetação, etc.

Uma das visões empíricas das ciências naturais afirma que os escoamentos em árvore são exemplos espontâneos de auto-organização e auto-otimização, o que contrasta com a teoria construtal, que afirma as estruturas em árvore como o resultado de um processo de evolução em busca do melhor acesso global a um determinado escoamento, e que estas podem ser deduzidas a partir da lei construtal. Estas estruturas persistem no tempo, tanto na natureza como na engenharia, pois são eficientes e fazem um uso máximo do espaço disponível Bejan & Lorente (2008).

Este tipo de escoamento consiste em dois caminhos, um de baixa resistência (canais) e outro de elevada resistência (interstício entre canais). O acesso máximo ao fluxo é alcançado quando todos os canais da árvore são organizados de forma a que os escoamentos com elevada resistência se encontram nas menores escalas da estrutura e a resistência mais baixa é associada a escalas maiores, algo bastante comum na natureza. Desta forma as resistências são distribuídas de forma a que o seu impacto global seja minimizado Bejan & Lorente (2008).

### 1.4. Objetivos

As questões de investigação abordadas nesta dissertação são as seguintes:

- serão as geometrias obtidas pela aplicação do princípio construtal diferentes das que são obtidas pelas abordagens convencionais?
- Qual a sua aplicabilidade e repercussão sobre a eficiência de um painel radiante?

Para responder a estas questões, o primeiro objetivo consiste em sintetizar os temas de conforto térmico, energia radiante e lei construtal, de forma a poder aferir que geometrias e/ou configurações otimizadas no projeto de sistemas radiantes hidrónicos, baseados na transferência de calor por escoamentos convectivos. Isto é, será desenvolvido um modelo físico resultante da aplicação do princípio construtal a um sistema de tubos paralelos, em que se procura minimizar a transferência de calor ao longo dos tubos, e reduzir a resistência ao escoamento, de modo a controlar melhor a temperatura radiada por um painel. Com base no resultado produzido pela lei construtal para a estrutura de tubos paralelos ótima, construiu-se um painel e realizaram-se diversas experiências para avaliar o desempenho termofluídico do mesmo, com base em medidas da temperatura à entrada e saída do escoamento, bem como é feita termografia à superfície radiante para aferir a distribuição de temperatura obtida. Por fim, são tecidas algumas considerações sobre o design de painéis radiantes com base em estruturas dendríticas para os tubos que o constituem.

## 2 Otimização da geometria de uma rede de tubos para transferência de calor

Como já foi possível observar no capítulo anterior, as geometrias obtidas a partir da aplicação da lei construtal surgem de um mecanismo através do qual o sistema alcança os seus objetivos a partir das restrições impostas, isto é, os objetivos e restrições são analisados à luz das leis da física e dão a forma final do sistema para que a sua eficiência esteja otimizada.

No caso dos painéis radiantes, um conjunto de tubos com água a circular no seu interior aquecem ou arrefecem uma superfície que irá emitir ou absorver, respetivamente, radiação térmica de forma a climatizar o espaço, pelo que a geometria dos tubos deve ser tal que ocorra o máximo de transmissão de calor entre o fluido e o exterior dos tubos. No entanto, também se tem como objetivo reduzir o máximo possível a resistência ao escoamento para que se minimize as perdas de pressão, locais e distribuídas, e, conseqüentemente, se reduza a potência necessária para bombear a água através dos tubos. Resumindo, a geometria final do sistema irá surgir da competição entre os dois objetivos, semelhante ao ilustrado na Fig. 1.11, em que se pretende alcançar *a maior transferência de calor e a menor resistência ao escoamento*.

A resistência em regime laminar é substancialmente menor do que em regime turbulento, pelo que o ideal seria dimensionar o sistema para que os escoamentos de fluido que o atravessam ocorressem neste regime e assim minimizar as perdas de pressão. No entanto, em regime laminar as trocas de calor ocorrem preferencialmente por difusão molecular, um processo consideravelmente menos eficaz do que o efeito exercido pela turbulência na transferência de calor, pelo que um tubo que transporte um fluido em regime turbulento é mais eficaz a trocar calor para o exterior do tubo do que um tubo com um escoamento em regime laminar. Assim, a geometria do tubo otimizada surge do balanço entre estes dois aspetos, assegurando a maximização da eficiência do sistema (Miguel, 2008).

## 2.1. Conjunto de tubos paralelos

Atualmente, os painéis radiantes são constituídos por um conjunto de tubos paralelos, pelo que se optou por estudar primeiro qual o diâmetro ideal para um conjunto de tubos com a mesma configuração.

A metodologia para determinar o diâmetro ideal de tubos destinados à troca de calor entre o fluido e o exterior é baseada na abordagem introduzida por Miguel (2008), confrontando as expressões da taxa de transferência de calor de tubos baseada no balanço de energia do fluido que os atravessa:

$$q_t = \rho_f \cdot \phi_t \cdot c_{pf}(T_{in} - T_{out}) [W] \quad (2.1)$$

onde  $\phi_t$  corresponde ao caudal volúmico do painel, dado por

$$\phi_p = n_t \cdot \pi \left( \frac{d_t}{2} \right)^2 u_f [m^3/s] \quad (2.2)$$

Nas expressões (2.1) e (2.2),  $c_{pf}$  é o calor específico do fluido a pressão constante,  $\rho_f$  a densidade do fluido,  $d_t$  o diâmetro interior do tubo,  $u_f$  a velocidade média do fluido no interior dos tubos,  $n_t$  o número de tubos que constituem o painel, e  $T_{in}$ , como  $T_{out}$  correspondem às temperaturas de entrada e saída do fluido no painel, respetivamente.

A expressão da velocidade do fluido no interior dos tubos pode ser determinada através da Equação de Darcy-Wienbach

$$\frac{\Delta p}{\rho_f g} = \frac{u_f^2}{2g} f \frac{L}{d_t} \quad (2.3)$$

da qual se obtém:

$$u_f = \left( \frac{2}{\rho_f f} \left( \frac{d_t}{L} \right) \Delta p \right)^{1/2} \quad (2.4)$$

O fator de fricção  $f$  depende do tipo regime de escoamento que ocorre no interior dos tubos, ou seja, irá depender do valor de Reynolds

$$Re_t = \frac{\rho_f u_f d_t}{\mu_f} \quad (2.5)$$

- Para *regime laminar*,  $f$  depende apenas do valor de  $Re_t$  e é independente da rugosidade das paredes do tubos. Existem várias correlações entre  $f$  e  $Re_t$ , mas

usualmente consideram-se duas. O fator de fricção de Fanning, mais utilizado por engenheiros químicos e por aqueles que seguem a convenção britânica

$$f = \frac{16}{Re} \quad (2.6)$$

e o fator ou coeficiente de fricção de Darcy, dado pela expressão

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.7)$$

- Para regime turbulento,  $f$  passa a depender do valor de  $Re_t$  e da rugosidade relativa  $\varepsilon/d_t$ , sendo geralmente calculado através da relação de Colebrook (Bejan & Lorente, 2008) como:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon/d_t}{3,7} + \frac{1,256}{Re\sqrt{f}} \right)$$

Esta relação implica um cálculo iterativo do valor de  $f$ , pelo que é possível utilizar outras correlações que aproximam o seu valor para tubos com superfícies macias, com base na lei de Blasius (Adrian, 2013)

$$f = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \quad (2000 < Re < 100000) \quad (2.8)$$

Ou para valores mais elevados de  $Re_t$  pode usar-se ainda

$$f = \frac{0,046}{Re^{0,20}} \quad (10000 < Re < 1000000) \quad (2.9)$$

Desta forma, o primeiro passo consiste em relacionar a taxas de transferência de calor entre os regimes laminar e turbulento.

### Taxa de transferência de calor em regime laminar

Em geral, o escoamento no interior de um tubo encontra-se em regime laminar quando o seu valor de  $Re_t$  é inferior a 2300. Assim, substituindo a expressão (2.5) em (2.7) e, por sua vez, em (2.4) obtém-se

$$u_{f,lam} = \frac{d_t^2 \Delta p}{32L\mu_f} \quad (2.10)$$

Desta forma, sem contar com o espaçamento entre tubos, logo, o número de tubos do painel é dado por com  $n_t = W/d_t$ , o caudal volúmico do painel obtém-se como

$$\phi_{t,lam} = \frac{\pi}{128\mu_f} \frac{d_p^3 W}{L} \Delta p \quad (2.11)$$

Substituindo (2.11) em (2.1) obtém-se a taxa de transferência de calor para regime laminar:

$$q_{lam} = \frac{\pi k_f}{128} \frac{d_t^3 W}{L^3} \text{Be}(T_{in} - T_{out}) \quad (2.12)$$

em que Be corresponde ao número de Bejan,

$$\text{Be} = \frac{L^3(\Delta P/L)}{\mu_f \alpha_f} \quad (2.13)$$

representando a queda de pressão adimensional num canal de comprimento  $L$  e desempenha na convecção forçada o mesmo papel que o número de Rayleigh desempenha na convecção natural (Miguel, 2008).

### Taxa de transferência de calor em regime turbulento

Para escoamentos turbulentos ( $\text{Re}_t > 4000$ ), o processo é análogo ao que se efetuou para regime laminar, ou seja, substituindo a Eq. (2.7) em (2.4), as expressões a velocidade e caudal volúmico passam a ter a seguinte forma, respetivamente:

$$u_{f,turb} = 6.34 \left( \frac{d_t^5 \Delta p^4}{L^4 \mu_f \rho_f^4} \right)^{1/7} \quad (2.14)$$

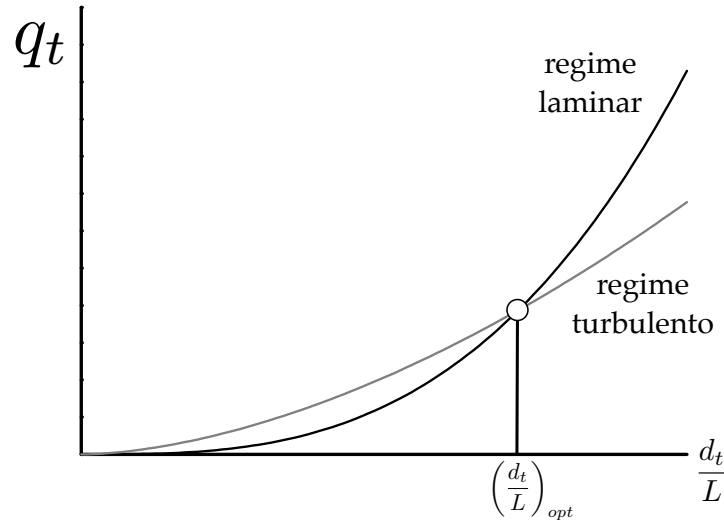
$$\phi_{t,turb} = 4.97W \left( \frac{d_t^{12} \Delta p^4}{L^4 \mu_f \rho_f^3} \right)^{1/7} \quad (2.15)$$

Desta forma, a expressão da taxa de transferência de calor em regime turbulento irá ser representada por:

$$q_{turb} = 4.97k_f^{4/7} (c_{pf} \cdot \mu_f)^{3/7} \frac{d_t^{12/7} W}{L^{12/7}} \text{Be}^{4/7} (T_{in} - T_{out}) \quad (2.16)$$

### Diâmetro dos tubos com base na abordagem construtal

O segundo passo da metodologia proposta por Miguel (2008) passa por identificar o valor do diâmetro dos tubos, em relação ao comprimento  $L$ , que maximize a transferência de calor e minimize a resistência ao escoamento. Este valor é obtido no ponto em que a curva (2.12) interceta a curva (2.16), como representado na Fig. 2.1.



**Figura 2.1:** O diâmetro ideal para os tubos é tal que coincide no ponto em que as curvas de escoamento laminar e turbulento se cruzam.

Desta forma, o valor ótimo do diâmetro dos tubos de um painel com um determinado comprimento é obtido igualando as expressões (2.12) e (2.16) ( $q_{lam} = q_{turb}$ ), condição da qual se obtém

$$\left(\frac{d_t}{L}\right)_{opt} = 62.3 \left(\frac{c_{pf} \cdot \mu_f}{Be \cdot k_f}\right)^{1/3}$$

podendo ser ainda simplificada pela definição do número de Prandtl ( $Pr_f = \frac{\mu_f c_{pf}}{k_f}$ ), obtendo-se finalmente

$$\left(\frac{d_t}{L}\right)_{opt} = 62.3 \left(\frac{Pr_f}{Be}\right)^{1/3} \quad (2.17)$$

Esta expressão permite calcular o diâmetro dos tubos de um painel radiante com base na lei construtal.

## 2.2. Rede de tubos dendrítica

Como foi possível constatar na secção 1.3 desta dissertação, uma estrutura de tubos dendrítica, ou em árvore, é a melhor opção para distribuir um escoamento de um ponto para uma área ou volume, e vice-versa.

Um modelo de escoamento "Volume-ponto" é questionado por Chen (2012) do seguinte modo: *para uma determinada área de um volume de controlo que gera fluido volumetricamente, como distribuir uma certa quantidade de tubos para coletar e expor-*

tar esse fluido até um ponto situado na fronteira do volume de controlo? Os resultados da otimização construtal mostram que os canais tendem a ser dendríticos. Em Bejan & Lorente (2008), esta rede de fluido é otimizada tendo como objetivo a menor resistência ao escoamento possível.

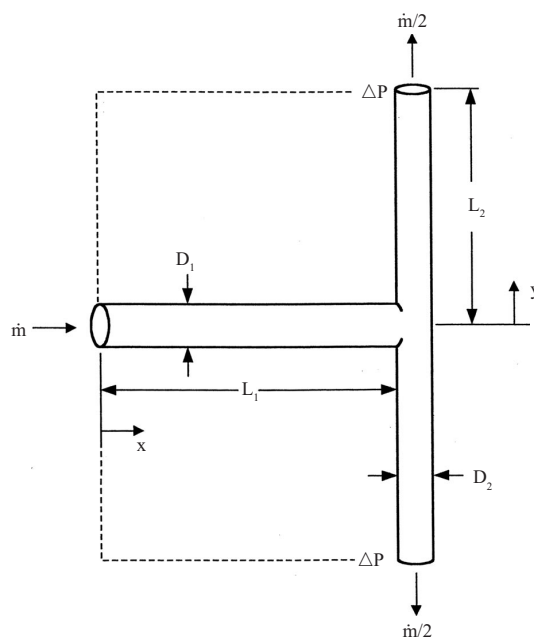
A forma mais simples de uma rede em árvore considera junções em forma de T para tubos cilíndricos (Fig. 2.2), em que o escoamento começa num ponto e termina em outros dois. Neste tipo de escoamento irão existir dois constrangimentos: o volume total

$$V = \frac{\pi}{4}(d_1^2 L_1 + 2d_2^2 L_2)$$

por onde o fluido pode circular e o espaço total ocupado

$$A = 2L_1 L_2$$

pela estrutura.



**Figura 2.2:** Exemplo de uma junção em T numa estrutura em árvore para escoamentos (Bejan & Lorente, 2008)

Assumindo que as perdas locais na junção são desprezáveis em relação com as perdas distribuídas, a queda de pressão ao longo do tubo em regime de Poiseuille pode ser deduzida a partir da Eq 2.3, que também pode ser expressa como:



$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{u_f^2}{2} f \frac{\rho_f}{d_t} \quad (2.18)$$

Desta forma, se considerarmos que  $f = \frac{64}{Re}$ ,  $Re = \frac{u_f d_t}{\nu_f}$  e  $u_f = \frac{4\dot{m}}{\pi \rho_f d_t^2}$  na equação 2.18 obtém-se

$$\Delta p_1 = C \dot{m}_1 \frac{L_1}{d_1^4} \quad (2.19)$$

Onde  $C = 128\nu/\pi$ . Os caudais mássicos estão relacionados, neste caso, por  $\dot{m}_1 = 2\dot{m}_2$ , uma vez que é assumida uma junção simétrica. A queda global de pressão será  $\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$ , logo

$$\Delta p = C \dot{m}_1 R_{lam}$$

onde  $R_{lam}$  é um fator que depende apenas da geometria da junção em T:

$$R_{lam} = \frac{L_1}{d_1^4} + \frac{L_2}{2d_2^4} \quad (2.20)$$

Para minimizar este valor, não podemos simplesmente aumentar  $D_1$  e  $D_2$ , uma vez que estes se encontram associados a um dos constrangimentos de volume, isto é, não podem ser aumentados de forma indefinida e independente. Para minimizar a Eq. (2.20) há que manter  $V$  constante, através do método dos multiplicadores de Lagrange (Bejan & Lorente, 2008)

$$\Phi = \frac{L_1}{d_1^4} + \frac{L_2}{2d_2^4} + \lambda (d_1^2 L_1 + 2d_2^2 L_2) \quad (2.21)$$

Resolvendo este sistemas de equações, é encontrado o extremo de  $\Phi$ :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial d_1} = \frac{-4 L_1}{d_1^5} + \lambda 2 d_1 L_1 = 0 \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial d_2} = \frac{-2 L_2}{d_2^5} + \lambda 4 d_2 L_2 = 0 \quad (2.23)$$

Eliminando o multiplicador de Lagrange  $\lambda$ , obtem que a relação expressa pela Eq. 2.24:

$$\frac{d_1}{d_2} = 2^{1/3} \quad (2.24)$$

Esta relação entre diâmetros consecutivos é conhecida como a regra de Hess-Murray, assim chamada uma vez que foi obtida por Cecil Murray quando este estudou as leis da circulação do sangue (Chen, 2012), e mostra que a relação entre diâmetros de tubos é independente do comprimento e geometrias deste, desde que as bifurcações sejam perfeitamente simétricas, caso contrario, esta lei deixa de ser aplicável e a relação entre diâmetros passa a depender do comprimento dos tubos.

Será a bifurcação a única solução para a distribuição do escoamento? Na verdade não é a única solução, mas de facto é a melhor, uma vez que minimiza a resistência ao escoamento (Bejan & Lorente, 2008). Se um tubo se dividir em  $n$  tubos idênticos, a relação de  $2^{1/3}$  é substituída por  $n^{1/3}$ , ou seja, a resistência global da junção aumenta consoante o número de tubos da junção aumentar, o que leva a dizer que uma bifurcação ( $n = 2$ ) é a melhor maneira de configurar uma junção.

O expoente  $1/3$  também só deve ser assumido quando se trata de um escoamento laminar. Caso se trate de um escoamento turbulento, este expoente é substituído por  $3/7$ .

### 2.2.1. Geometria

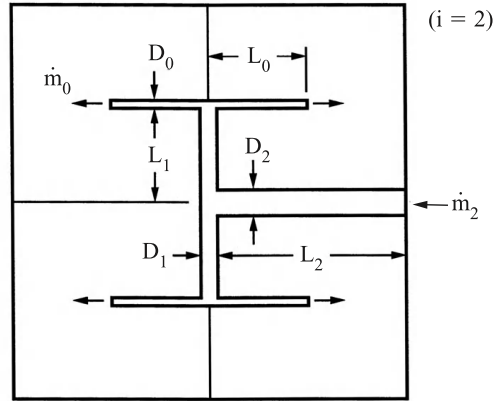
É assumido que a estrutura dos escoamentos será semelhante à da Fig. 2.3, o que trás diversas vantagens:

- A estrutura está bem documentada;
- O comprimento do escoamento desde que entra até que sai é o mesmo para todos os caminho possíveis, bem como as perdas de pressão e os caudais.

Ou Seja, esta estrutura distribui de forma uniforme o escoamento sob uma determinada área quadrada (Bejan & Lorente, 2008).

Irão existir na estrutura tubos com  $n + 1$  tamanhos diferentes, e cada tubo tem um comprimento  $L_i$  e diâmetro interior  $d_i$ . De acordo com Bejan & Lorente (2008), toda a arquitetura do escoamento irá depender da escala mais pequena do sistema, isto é, de  $L_0$  e  $d_0$ . O comprimento dos tubos duplica a cada dois níveis de construção, regra esta que pode ser expressa para um determinado nível  $i$  como

$$L_i = L_0 \cdot \prod_{k=n-i+1}^n w_k$$



**Figura 2.3:** Geometria dendrítica com dois níveis de construção [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)]

em que  $n$  corresponde ao número total de ramificações, e  $w_k = 2^{\text{mod}(k,2)}$  em que  $\text{mod}(k,2)$  corresponde à operação módulo, ou seja, devolve o resto da divisão de  $k$  por 2.

Uma vez que esta geometria usa bifurcações, o número de tubos e os fluxos mássicos irão ser expressos por, respetivamente:

$$n_i = 2^{n-i} \tag{2.25}$$

$$\dot{m}_i = 2^i \dot{m}_0 \tag{2.26}$$

Onde  $n$  é o número de estágios de construção da estrutura.

### 2.2.2. Escoamento

A perda de pressão ao longo de cada tubo irá ser expressa por Bejan & Lorente (2008):

$$\Delta p_i = \frac{128}{\pi} \nu \dot{m}_i \frac{L_i}{d_i^4} \tag{2.27}$$

Uma vez que o caminho entre qualquer um dos canais mais pequenos ( $\dot{m}_0$ ) e o maior canal ( $\dot{m}_n$ ) é sempre igual, a perda de pressão global irá ser:

$$\Delta p = \sum_{i=0}^n \Delta p_i \tag{2.28}$$

De acordo com a Regra de Hess-Murray, Eq. (2.24), a expressão (2.28) passa a ter um significado de menor perda de pressão global, definida em Bejan & Lorente (2008) como:

$$\Delta p = \frac{128}{\pi} \nu \dot{m}_n \frac{L_0}{d_0^4} 2^{-n} S_1 \quad (2.29)$$

com  $S_1$  em função de  $n$

$$S_1 = \frac{2^{(n+1)/6} - 1}{2^{1/6} - 1} \quad (2.30)$$

O volume total dos tubos e a área ocupada serão, respectivamente:

$$V = \frac{\pi}{4} d_0^2 L_0 2^n S_1 \quad (2.31)$$

$$A = 2^n (2L_0)^2 \quad (2.32)$$

Desta forma, a estrutura otimizada irá depender de três características geométricas:  $d_0$ ,  $L_0$  e a complexidade  $n$ . Em Bejan & Lorente (2008), as expressões utilizadas para fazer o cálculo destas características é dado pelas seguintes expressões:

$$L_0 = 2^{-(n+2)/2} A^{1/2} \quad (2.33)$$

$$d_0 = \pi^{-1/2} 2^{3/2-n/4} V^{1/2} S_1^{-1/2} \quad (2.34)$$

A partir das equações (2.33) e (2.34) é possível determinar toda a geometria do sistema. Também a energia de bombeamento se obtém como

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}_n \Delta p}{\rho_f} \quad (2.35)$$

Nesta dissertação apenas se irá mostrar como calcular uma estrutura deste tipo com base nas equações apresentada.

## 3 Design construtal do painel radiante

Neste capítulo tem-se como objetivo dimensionar um painel radiante de tubos paralelos, semelhante aos que se encontram no mercado, mas projetado a partir da otimização construtal, nomeadamente, o resultado expresso pela Eq. (2.17). Este painel será construído e o comportamento térmico do mesmo caracterizado.

### 3.1. Projeto de um sistema de tubos paralelos

#### 3.1.1. Dimensionamento Construtal

Na secção 2.1 foi determinada uma relação (Eq. 2.17), que será utilizada para dimensionar os tubos por onde circulará a água quente com o objetivo de aquecer a superfície radiante a uma determinada temperatura de operação.

Para o dimensionamento do painel, consideram-se as condições de projeto sintetizadas na Tabela 3.1.

**Tabela 3.1:** Condições de Projeto

$\Delta p/L$	66 Pa/m
$T_{med}$	71.5 °C
$\Delta T$	1 °C
$T_{amb}$	20 °C
Comprimento	1 m
Largura	0.6 m

A Eq. (2.17) dá-nos uma relação entre o diâmetro e comprimento dos tubos, unicamente dependente das propriedades à temperatura média do fluido circulante (água), a 75°C que se encontram sintetizadas na Tabela 3.2.

Desta forma, aplicando a equações (2.13) e (2.17), obtém-se para as condições mencionadas, os valores do número de Bejan

$$Be = 1.09 \times 10^{12}$$

**Tabela 3.2:** Propriedades da água à temperatura média de projeto

Propriedade	Valor
Massa específica, $\rho_f$	$976.6 \text{ kg/m}^3$
Viscosidade dinâmica, $\mu_f$	$3.71 \times 10^{-4} \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$
Condutibilidade térmica, $k_f$	$0.664 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$
Calor específico, $c_{pf}$	$4191.56 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$
Difusividade térmica, $\alpha_f$	$1.627 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
Número de Prandtl, $Pr_f$	2.335

e da relação entre o diâmetro do tubo e o comprimento

$$\frac{d_t}{L} = 8.02 \times 10^{-3}$$

o que, para o comprimento de  $1\text{m}$  resulta num tubo com diâmetro interior de  $d_t = 8\text{mm}$ .

Para calcular o caudal de água quente que é necessário fornecer ao painel, tem-se em conta a potência que será emitida por radiação e as perdas que irão ocorrer por convecção natural.

Em primeiro lugar, considera-se que a superfície radiante ( $A_s = 0.6\text{m}^2$ ) se encontra à temperatura média da água nos tubos. Depois, a potência emitida por radiação térmica é calculada através da Eq. 1.5, uma vez assumido que o painel se irá comportar como um corpo cinzento. A superfície radiante será constituída por uma placa de alumínio revestida com tinta preta mate. Uma vez que a emissividade do painel irá ser calculada, para as condições de projecto irá ser usado o valor de 0.8, valor mínimo de emissividade segundo a Norma EN14037, logo, a potência emitida expectável é de  $183\text{W}$ .

As perdas por convecção natural no painel são calculadas a partir de

$$q_{conv} = h \cdot A_s (T_s - T_\infty)$$

Deste modo, é necessário calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção natural para as condições apresentadas, a partir do número de Nusselt

$$Nu = \frac{hL}{k}$$

e que no caso de uma superfície quente horizontal e orientada para baixo, o número de

Nusselt é calculado através da correlação proposta em Moran *et al.* (2003):

$$\text{Nu}_L = 0.27\text{Ra}_L^{1/4}$$

onde Ra corresponde ao o número de Rayleigh

$$\text{Ra}_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$$

com  $g$  como aceleração da gravidade ( $g = 9.81\text{m/s}^2$ ), e à temperatura média de  $320.5\text{K}$ , as propriedades do ar são  $\beta = 3.12 \times 10^{-3}[\text{K}^{-1}]$  o coeficiente volumétrico de expansão térmica do ar,  $\nu = 1.72 \times 10^{-5}[\text{m}^2/\text{s}]$  e  $\alpha = 2.45 \times 10^{-5}[\text{m}^2/\text{s}^2]$  a viscosidade cinemática e difusividade térmica do ar, respetivamente, a condutibilidade térmica do ar  $k_{ar} = 0.027[\text{W}/(\text{mK})]$ , Prandtl  $\text{Pr}_{ar} = 0.7037$ , calor específico  $c_{par} = 1[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$ , e  $L = A_s/P = 0.1875\text{m}$  o comprimento característico da superfície.

Deste modo, estes valores calculados para Nusselt resultam em  $\text{Nu}_L = 19.1$ , dando um coeficiente de convecção de  $h = 2.75[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$ , logo, uma potência trocada por convecção natural de  $q_{conv} = 84.9[\text{W}]$ .

Em suma, a potência total que será necessário fornecer ao painel é igual à soma de  $q_{rad}$  e  $q_{conv}$ , isto é,

$$q = q_{rad} + q_{conv}$$

e tendo em conta a Eq. (2.1) obtém-se o caudal necessário como

$$\phi_t = \frac{q}{\rho_f \cdot c_{pf}(T_{in} - T_{out})} = \frac{q_{rad} + q_{conv}}{\rho_f \cdot c_{pf}(T_{in} - T_{out})} \quad (3.1)$$

Por fim, considerando um espaçamento entre tubos de  $0.1\text{m}$ , dando um total de 5 tubos no painel, e tendo em conta as expressões (2.2) e (2.5) para o caudal e número de Re, respetivamente, obtém-se as condições de operação do painel (Tabela 3.3), incluindo ainda a velocidade do fluido ( $u_f$ ) nos tubos e o respetivo valor de Reynolds ( $\text{Re}_f$ ).

Deste modo, será construído um painel com base nos resultados dados pelo modelo físico proveniente da abordagem da teoria construtal.

### 3.1.2. Método convencional de dimensionamento do painel radiante

De modo a obter uma comparação entre o método construtal e o convencional para o caso apresentado, dimensionaram-se os tubos de acordo com o fluxograma da Fig. 3.1.

**Tabela 3.3:** Calculo do caudal necessário para o painel

<b>q</b>	268 <i>W</i>
$\phi_t$	3.92 <i>l/min</i>
<b>n<sub>p</sub></b>	5
<b>u<sub>f</sub></b>	1.294 <i>m/s</i>
<b>Re<sub>f</sub></b>	$2.73 \times 10^4$

Seguindo esta metodologia para as mesmas condições de cálculo na abordagem anterior, obtiveram-se os valores sintetizados na tabela

**Tabela 3.4:** Dimensionamento convencional do diâmetro das tubagens

<b>q</b>	268 <i>W</i>
$\phi_t$	3.92 <i>l/min</i>
<b>n<sub>p</sub></b>	5
<b>d<sub>t</sub></b>	11.4 <i>mm</i>
<b>u<sub>f</sub></b>	0.116 <i>m/s</i>
Re <sub>f</sub>	$3.676 \times 10^3$

## 3.2. Projeto de um sistema de tubos Dendríticos

Na secção 2.2 foram referidas as relações apresentadas por Bejan & Lorente (2008) que podem ser utilizadas no dimensionamento de uma rede de tubos dendrítica para as mesmas condições definidas na secção 3.1.1, apresentadas na Tabela 3.1, com exceção do comprimento, que será igual à largura, isto é,  $L = W = 0.6m$ . As propriedades do fluido circulante e do ar envolvente também serão as mesmas que as apresentadas na secção anterior, e, conseqüentemente, as potências emitidas por radiação térmica, bem como as perdas por convecção natural resultam em  $q_{rad} = 109.8[W]$  e  $q_{conv} = 53.9[W]$ , respetivamente, logo, é necessário fornecer apenas  $q = 163.7[W]$ , ou seja, -38.9% do que a potência que é necessário fornecer para manter o painel à temperatura de operação prevista.

O dimensionamento começa por restringir 3 aspectos: a área, a esbelteza e a complexidade. Bejan & Lorente (2008) propõe como expressão  $Sv = A^{1/2}/V^{1/3}$  para calcular



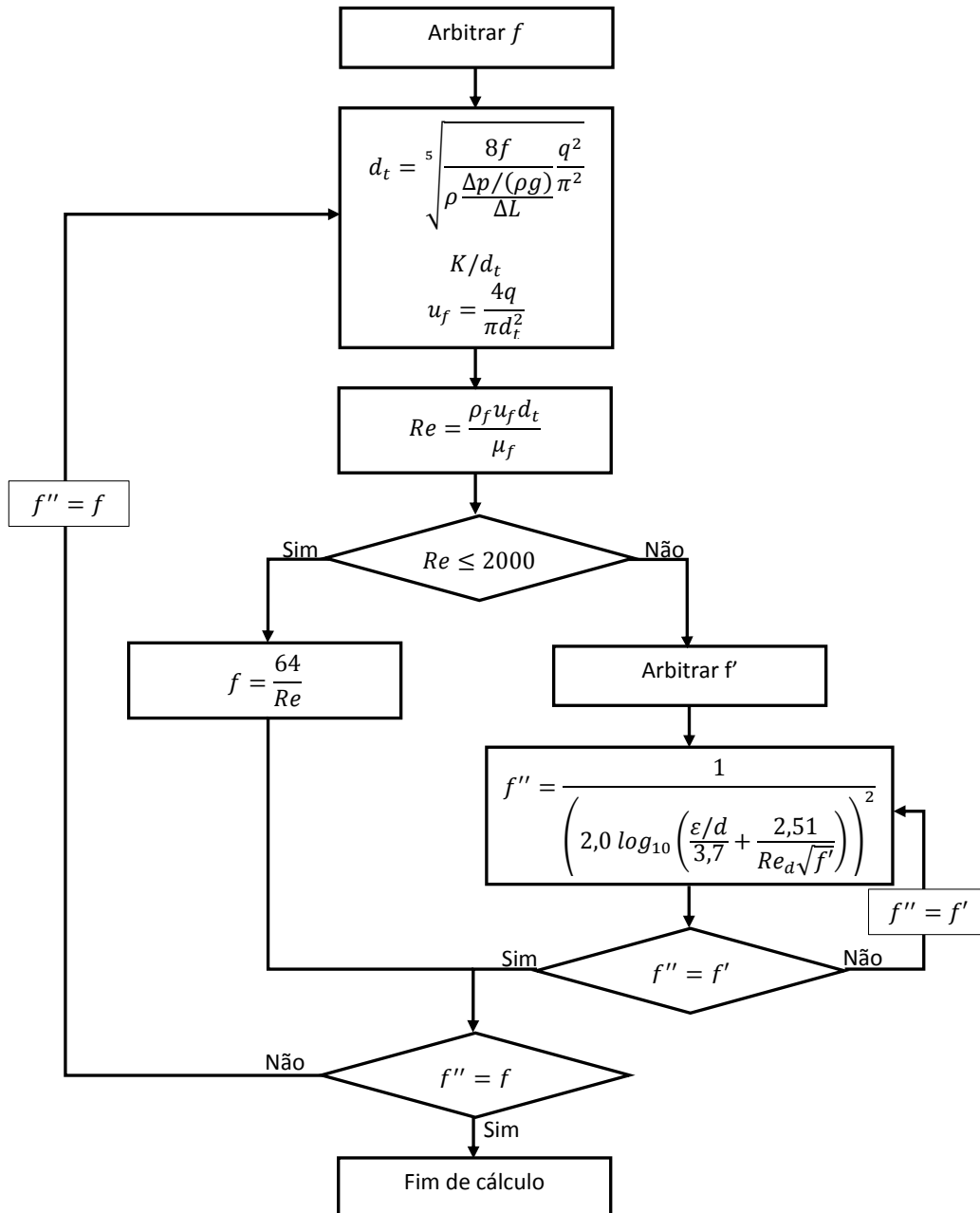


Figura 3.1: Fluxograma da metodologia de cálculo convencional

a esbelteza deste tipo de estruturas. Uma vez que pelas expressões (2.33) e (2.34) é necessário ter os valores da área, complexidade (número de ramificações), e volume do sistema, o facto deste último ser desconhecido, implicar impôr uma esbelteza mínima de  $Sv = 10$  (valor para o qual as perdas locais deixam de ser significativas em relação às perdas distribuídas), e, assim, conseguir calcular o volume do sistema, e, conseqüentemente, calcular os valores de  $L_0$  e  $D_0$ , dos quais depende toda a geometria do sistema.

Deste modo, o volume será dado pela expressão

$$V = \frac{A^{3/2}}{Sv^3} \quad (3.2)$$

Logo, os resultados obtidos para as condições de projeto, com uma complexidade  $n = 4$ , apresentadas pela aplicação das equações (2.30), (2.33), (2.34), (3.2), e aplicando a expressão  $q = \dot{m}c_{pf}(T_{in} - T_{out})$ , obtém-se os valores da tabela 3.5

**Tabela 3.5:** Cálculo dos diâmetros de menor escala no painel radiante de tubos com estrutura dendrítica e o seu caudal

$A$	0.36	$m^2$
$V$	0.216	$dm^3$
$S_1$	6.384	
$L_0$	75	$mm$
$d_0$	6	$mm$
$\dot{m}$	0.039	$kg/s$

Uma vez conhecidos os valores de  $L_0$  e  $d_0$ , é possível determinar os tamanhos dos restantes estágios de construção utilizando a regra de Hess-Murray para calcular os diâmetros dos tubos, a regra da duplicação para o seu comprimento, a Eq. (2.26) para calcular o caudal em cada tipo de tubos, a Eq. (2.25) para obter o número de tubos em cada estágio de construção e a Eq. (2.27) para calcular a queda de pressão em cada tipo de tubo, sendo os resultados obtidos apresentados na Tabela 3.6.

**Tabela 3.6:** Calculo das dimensões dos tubos de um painel dendritico

Estágio de construção	$n_t$	Caudal	$d_i$	$\Delta p_i/L_i$
[—]	[—]	[g/s]	[mm]	[Pa/m]
0	16	2.441	6	29.30
1	8	4.881	7.5	23.26
2	4	9.763	9.5	18.46
3	2	19,53	12	14.65
4	1	39.05	15.1	11.63

Embora o painel com estrutura dendrítica tenha sido abordado nesta dissertação, a sua construção será objeto de trabalho futuro. Assim, no próximo capítulo será descrita a instalação experimental construída com base no projeto descrito na secção 3.1.1.



## 4 Instalação e Metodologia experimental

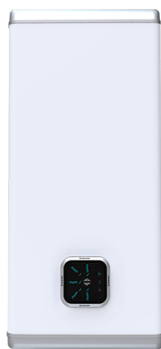
No sentido de testar a configuração obtida pela aplicação da teoria construtal num conjunto de tubos paralelos para transferência de calor num painel radiante, procedeu-se à construção de uma instalação experimental com o objetivo de estudar o comportamento térmico do modelo físico do painel radiante.

A instalação laboratorial é constituída por um painel radiante construído com base no dimensionamento construtal detalhado na secção 3.1.1, um termoacumulador que fornece água quente ao painel, um conjunto de 5 termopares tipo K que medem as temperaturas à entrada e saída dos tubos de água do painel e as temperaturas na superfície radiante do painel numa zona intermédia deste em relação ao seu comprimento., uma placa de aquisição de dados da *Pico Technology* e uma válvula de regulação de caudal (ver Fig. 4.1). Também é usada uma câmara infravermelha para poder calcular a emissividade do painel e a distribuição de temperatura neste.



**Figura 4.1:** Instalação experimental

O Termoacumulador é um *ARISTON VELIS VLS H/V 50L digital* (Fig. 4.2), que permite seleccionar temperaturas de água entre os  $40^{\circ}\text{C}$  e os  $80^{\circ}\text{C}$ , possui um armazenamento de água até 50L e uma potência de 1550W. Para a instalação presente, é pretendido que este funcione de forma contínua à sua temperatura máxima, de modo a que este mantenha o fornecimento de água quente o maior tempo possível para realização de ensaios que abrangem o período de aquecimento (regime transiente) e período de funcionamento (regime estacionário).



**Figura 4.2:** Termoacumulador usado na instalação experimental

### 4.1. Painel Radiante

O painel radiante foi construído com base nos cálculos efetuados na secção 3.1.1. A partir de um tubo coletor em cobre, com  $12\text{mm}$  de diâmetro interior e  $1.5\text{mm}$  de espessura (Fig. 4.4a)) soldaram-se 5 tubos paralelos também em cobre, espaçados entre si por  $100\text{mm}$ , sendo que cada um possui um diâmetro interior de  $8\text{mm}$  e uma espessura de  $1\text{mm}$ , tal como se observa na Fig. 4.4b). Estes, por sua vez, foram soldados nas suas extremidades a um outro tubo coletor, com as mesmas características do primeiro. Também na Fig. 4.4b) se observa que os tubos de cobre encontram-se pressionados contra uma chapa de alumínio com espessura de  $0.8\text{mm}$  que aquece e emite a radiação térmica para o meio envolvente, à qual foi aplicada um revestimento de tinta preta mate com o objetivo de maximizar a emissividade do painel (Fig. 4.3)



**Figura 4.3:** Revestimento aplicado à superfície radiante do Painel

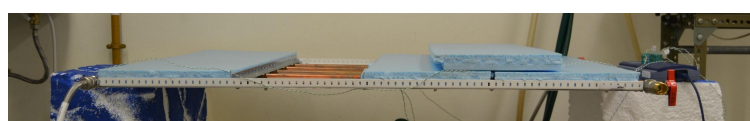
De modo a isolar os tubos e maximizar o calor transferido para a chapa, foi colocada uma placa de espuma de poliestireno extrudido com  $28\text{mm}$  de espessura (Fig. 4.5).

### 4.2. Sistema de aquisição de dados

As medições de temperatura do painel são realizadas com termopares do tipo K. Estes sensores de temperatura são constituídos por duas ligas metálicas distintas: no



**Figura 4.4:** Vista detalhada do painel: a) Tubo coletor; b) Rede de tubos paralelos do Painel



**Figura 4.5:** Vista geral do painel

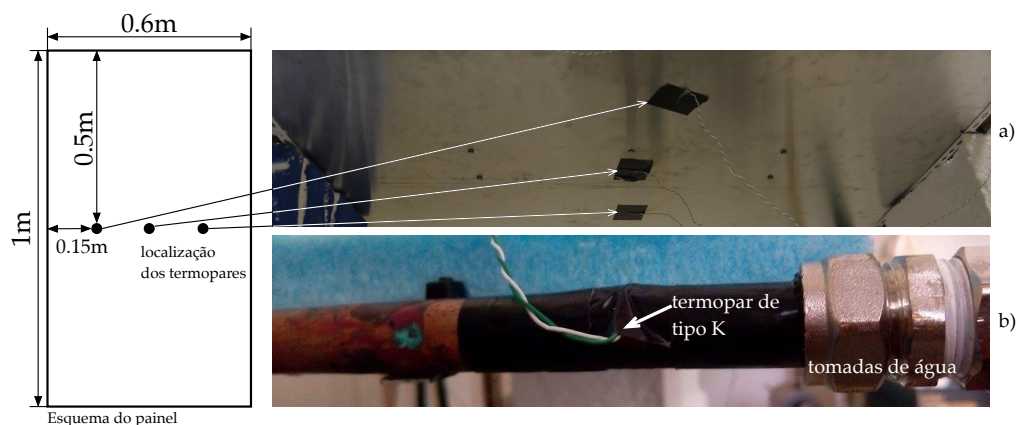
pólo positivo por Chromel (90% de Níquel e 10% de Crómio) e no pólo negativo por Alumel (95% de Níquel e 5% de Alumínio). Estas duas ligas formam um circuito fechado ao serem unidas na sua extremidade, e, conseqüentemente, quando ocorrer uma diferença de temperatura entre extremidades, gera-se uma força eletromotriz (f.e.m) cuja tensão é proporcional a essa diferença, dentro de uma gama de temperaturas relativamente elevada (até  $1260^{\circ}C$ ), produzindo uma f.e.m até 50.990mV.

Para a presente instalação, os termopares foram colocados de modo a permitir ter uma medida qualitativa da distribuição de temperaturas da superfície radiante do painel (Fig. 4.6a)), como também as temperaturas de entrada e saída da água do painel (Fig. 4.6b)). De modo a estes conseguirem uma melhor leitura, colocou-se massa térmica *TTG-G30030* entre os termopares e o local de medição, bem como um aperto adequado para minimizar o máximo possível a resistência térmica de contacto.

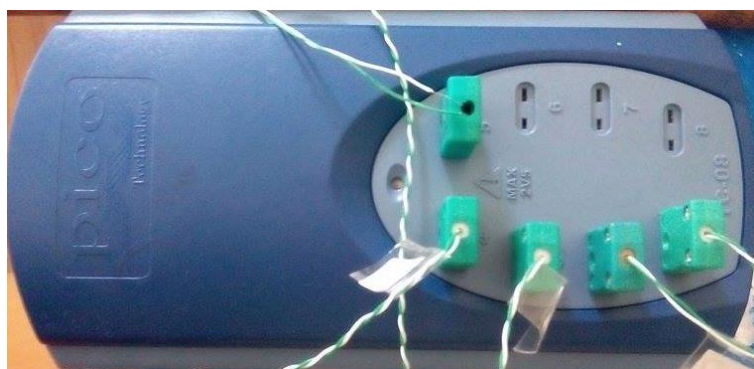
Para a aquisição das temperaturas dos ensaios experimentais, utilizou-se uma placa de aquisição de dados de termopares TC-08 (Fig. 4.7) e o programa PicoLog Recorder da *Pico Technology*.

A Placa de aquisição TC-08 suporta até 8 termopares que podem ser do tipo B, E, J, K, N, R, S e T. Possibilita medições entre os  $-270^{\circ}C$  e os  $1820^{\circ}C$  com uma resolução de  $0.025^{\circ}C$  para os termopares K e com uma taxa de aquisição até  $10Hz$ .

O programa PicoLog Recorder permite visualizar e registar as medições que estão



**Figura 4.6:** Localização dos termopares na instalação experimental



**Figura 4.7:** Placa de aquisição de dados e ligação aos termopares

a ser realizadas em tempo real em gráfico e em tabela, de modo a que estes possam ser analisados posteriormente.

Foi ainda utilizado a câmara infravermelha *FLIR E6*, que tem uma resolução de 160, uma sensibilidade até  $0.06^{\circ}C$ , e que permite regular a emissividade da superfície que está a analisar (Fig.4.8)

### 4.3. Procedimento Experimental

Os ensaios experimentais realizados tem como objetivo quantificar o efeito do caudal na variação da temperatura da água no interior dos tubos e quantificar as resistências térmicas entre os fluído circulante e a superfície radiante.

Desta forma, cada ensaio é realizado de acordo com os seguintes passos:

1. Aquecimento da água no termoacumulador até este fixar a temperatura no valor pretendido, que neste caso irá ser a  $80^{\circ}C$ , uma vez que a temperatura máxima





**Figura 4.8:** Câmera Infravermelha FLIR E6 [Adaptado de <http://www.flir.eu/home/>]

para o qual o painel foi dimensionado se situa nos  $71.5^{\circ}C$ .

2. Uma vez obtida a temperatura requerida no termoacumulador, é iniciado o registo de dados de temperatura ao ritmo de uma medida por segundo.
3. Após 20 medidas de temperatura, abre-se a válvula para que se dê início ao ensaio de temperatura do painel radiante.
4. Cada ensaio tem uma duração de 25 a 33 minutos, dependendo da capacidade do termoacumulador em fornecer água quente.
5. Após terminar o registo dos valores de temperatura, realiza-se uma medição de caudal, baseado no tempo de enchimento de três volumes consecutivos de 1.5l, 3l e 4.5l.

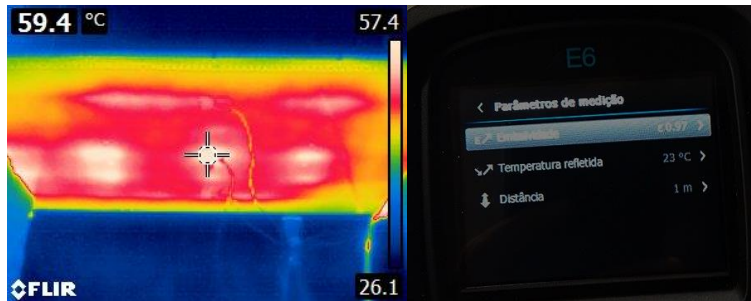
O procedimento utilizado para analisar os dados obtidos da medição de temperatura passa por:

1. Determinar a potência média que foi fornecida ao painel durante o ensaio com base na variação de temperatura da água e caudal medidos.
2. Cálculo da potência emitida por radiação térmica, com base na emissividade da superfície (determinada a partir da análise com a câmara infravermelha, e perdas por convecção natural;

### 3. Cálculo das resistências térmicas associadas ao painel.

Para todos os valores médios calculados existe um erro associado calculado por  $e_T = z \frac{s_T}{\sqrt{N}}$ , em que  $s_T$  corresponde ao desvio-padrão dos valores considerados,  $N$  ao número de medidas consideradas no cálculo da média e  $z = 1.96$  associado a um intervalo de confiança de 95%. Apenas foram consideradas as medições para as quais o painel atinge um regime estacionário de transferência de calor.

Uma vez que é necessário saber a emissividade real do painel para efetuar a respetiva análise dos dados obtidos nos ensaios experimentais, colocou-se o painel em funcionamento e procedeu-se à medição de um determinado ponto com um termopar tipo K. Com o auxílio da câmara infravermelha, procedeu-se à leitura da temperatura no local onde se encontrava o termopar tipo K. Uma vez que a câmara depende da emissividade das superfícies para realizar uma leitura correta da temperatura, calibrou-se a emissividade do painel fazendo coincidir a temperatura medida por termografia com a temperatura medida pelo termopar no mesmo ponto. Desta forma, a emissividade calibrada para a superfície foi de  $\varepsilon = 0.97$  (Fig. 4.9)



**Figura 4.9:** Termografia e parâmetros de medição da câmara termográfica

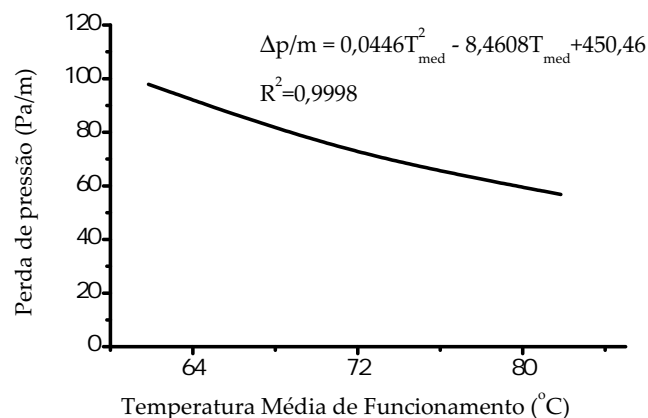
## 5 Análise de Resultados

Este capítulo da dissertação tem como objetivo a caracterização do comportamento térmico e energético do painel construído e comparar os resultados obtidos com os valores para o qual foi projetado.

### 5.1. Variação da perda de pressão em linha com a variação das condições de projeto

A equação utilizada para dimensionar o diâmetro dos tubos do painel baseia-se nas propriedades físicas do fluido circulante, propriedades essas que variam com a temperatura, o que significa que, para diferentes temperaturas de funcionamento, o diâmetro ótimo dos tubos alterar-se-á. Este aspeto pode influenciar o valor do diâmetro mediante a aplicação do painel, isto é, se está projetado para aquecimento, ou arrefecimento. Um aspeto a ter em conta em trabalho futuro.

Uma vez que este painel foi dimensionado para aquecimento de um espaço, importa perceber o que acontece se se variar ligeiramente a sua temperatura média de funcionamento. Para isso, calculou-se a partir da equação utilizada para o seu dimensionamento, Eq. (2.17), qual seria a perda de pressão obtida para diferentes temperaturas médias de funcionamento. Como se pode observar na Fig. 5.1, a pressão aumenta à medida que diminuímos a temperatura de funcionamento, confirmando um dos pontos da teoria construtal já mencionados na secção 1.3, onde se afirma que, apesar da lei construtal ser universal, as configurações obtidas a partir da sua aplicação não são necessariamente. É isso que é evidenciado na Fig. 5.1, isto é, as condições que foram impostas de início originaram uma determinada configuração que não será a melhor para temperaturas de funcionamento mais baixas, embora possa ser melhor para temperaturas superiores.



**Figura 5.1:** Efeito da variação da Temperatura média de funcionamento na variação da perda de pressão em linha

## 5.2. Modo de funcionamento do painel radiante em regime transiente

A Fig. 5.2 mostra a evolução da temperatura média da água e da chapa com base num conjunto de ensaios. Em primeiro lugar torna-se evidente que a água demora menos tempo a atingir a sua temperatura média em relação ao tempo de demora a chapa a atingir a temperatura média com que irá radiar e climatizar o espaço. em segundo lugar, o comportamento térmico da chapa, desde a temperatura inicial da água ( $T_i$ ) até estabilizar a temperatura de funcionamento ( $T_f$ ) para um determinado caudal, é semelhante ao de um sensor de primeira ordem

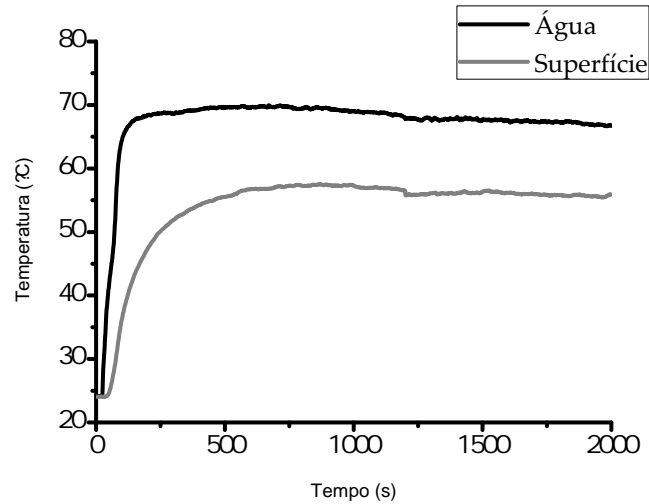
$$T = T_f + (T_i - T_f) \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right)$$

isto é, possui um tempo de resposta característico  $\tau$ .

O tempo de estabilização é um parâmetro característico particularmente relevante para definir quanto é que um sistema de painéis radiantes demora a entrar em pleno funcionamento. Considerou-se que o sistema atinge a estabilização quando a temperatura da superfície ( $T_s$ ) atingir 99% da diferença entre os estados inicial e final

$$\frac{T_i - T_s}{T_i - T_f} = \exp\left(-\frac{t_{99\%}}{\tau}\right) \quad (5.1)$$

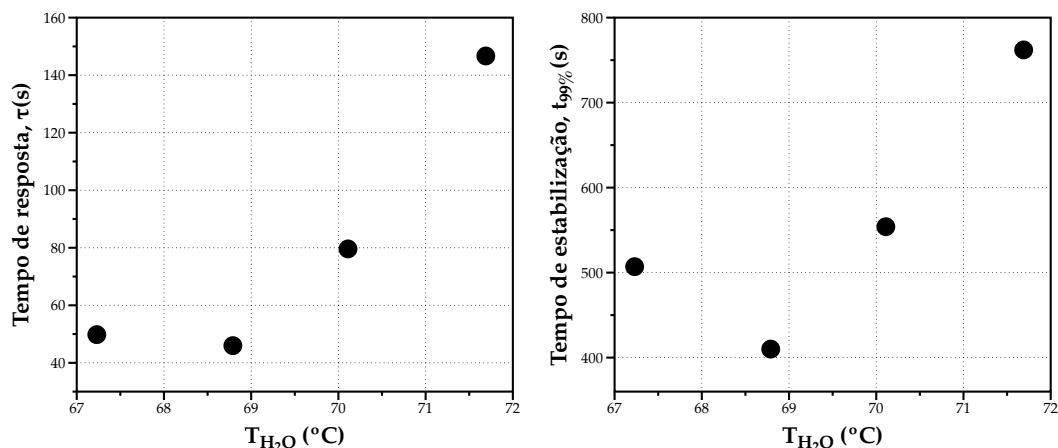
Assim, para cada ensaio validado, ou seja, que apresentava uma evolução de tem-



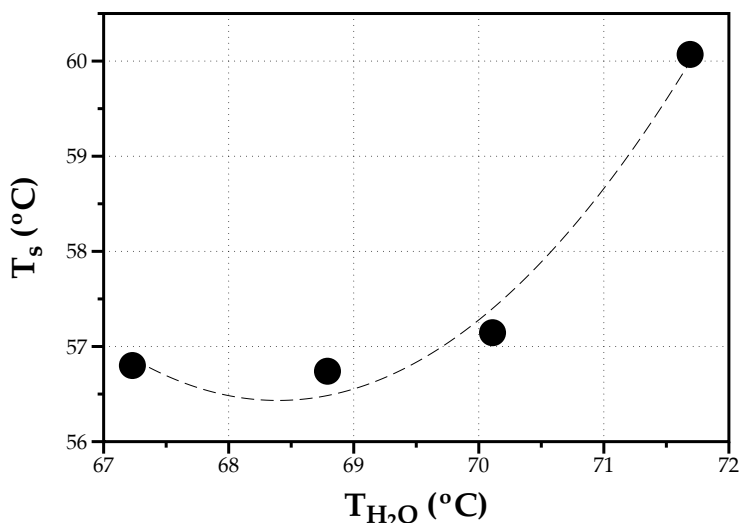
**Figura 5.2:** Evolução da temperatura média da água e da temperatura média da superfície.

peratura da superfície segundo o perfil de resposta de um sensor de primeira ordem, foram calculados a temperatura inicial ( $T(t = 0) = T_i$ ), final ( $T(t \rightarrow \infty) = T_f$ ) e de início do período de estabilização ( $T(t = t_{99\%}) = T_s$ ). Com esses dados, e recorrendo à Eq. 5.1, determinam-se os tempos característicos de estabilização  $t_{99\%}$  e de resposta  $\tau$ . Registou-se ainda o caudal, cujos valores, tendo em conta o número de medições realizadas, centra-se em  $3.6 \pm 0.84l/min$ . Os resultados obtidos para os tempos característicos de resposta e de estabilização, em função da temperatura média da água que circula no feixe de tubo do painel radiante estão sintetizados na Fig. 5.3, em que a variação da temperatura média da água deve-se a variações de caudal provenientes do termoacumulador usado nas experiências.

Na Fig. 5.3 observa-se o efeito não linear que a temperatura da água que circula nos painéis tem sobre o tempo de resposta e de estabilização da temperatura da superfície da chapa, de tal modo que num espetro de  $5^\circ C$  gera variações de  $3 - 4\times$  em  $\tau$  e quase o dobro do tempo que o sistema demora a estabilizar. Por outro lado, embora também não seja linear, a variação na temperatura da água tende a produzir uma variação na mesma ordem de grande na temperatura da superfície, como se pode observar na Fig. 5.4.



**Figura 5.3:** Tempos característicos de resposta (esquerda) e de estabilização (direita) em função da temperatura média da água que circula no painel radiante.

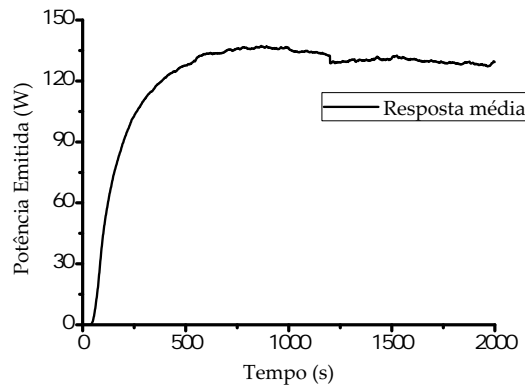


**Figura 5.4:** Relação entre a temperatura da água que circula no painel e temperatura obtida na superfície da chapa.

### 5.3. Emissão de energia por radiação térmica

Com base na temperatura média da superfície e na emissividade do painel, determinada na secção 4.3, estima-se a potência emitida por radiação térmica do painel (Fig. 5.5)

Ainda a partir do gráfico da Fig. 5.2 pode constatar-se uma diferença entre a temperatura do fluido e a temperatura da superfície radiante. Esta diferença deve-se à resistência térmica de contacto entre os tubos e a chapa, uma vez que estes não se encontram com uma união perfeita. Contudo, uma das soluções possíveis adotadas



**Figura 5.5:** Resposta média do painel: Potência emitida por radiação térmica

para a redução desta resistência foi a utilização de um aperto entre a chapa e o tubo.

A partir dos valores estabilizados de temperatura, exemplificados na Fig. 5.2, foi possível retirar um valor médio da diferença entre a temperatura do fluido e a temperatura da superfície radiante. Apesar de se desconhecer a temperatura do lado interior da chapa, uma vez que a espessura desta é apenas de  $L = 0.8mm$ , considerando a ordem de grandeza do coeficiente associado a convecção natural como  $10^1$ , como a condutibilidade térmica do alumínio é da ordem de grandeza de  $10^2$ , o número de Biot (que relaciona as resistências térmica de condução com convecção,  $Bi = hL/k$ ) resultaria em  $10^{-2}$ , logo, inferior a 0.1, assumindo-se, portanto, que a temperatura da chapa é uniforme. Deste modo, a diferença de temperatura na interface tubo-superfície será igual à diferença entre a temperatura média da água e a temperatura da superfície radiante. A resistência térmica daí resultante pode ser calculada de acordo com

$$R_c = \frac{\Delta T_{interface}}{q} \quad (5.2)$$

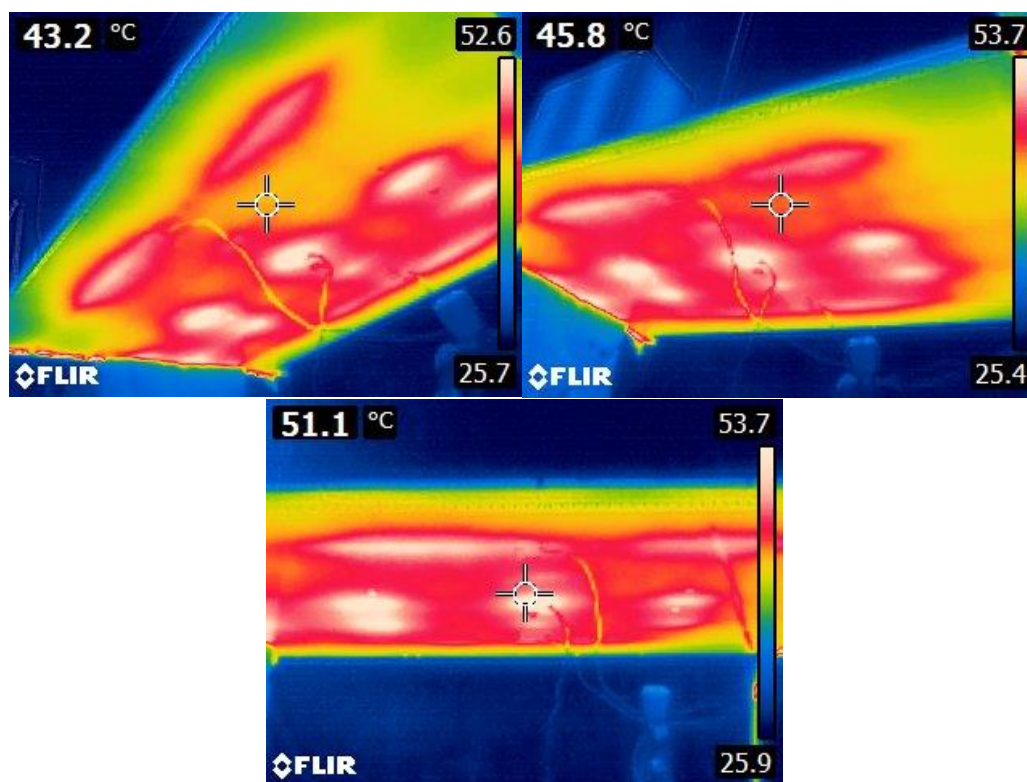
Aplicando esta expressão nas condições do painel construído, isto é, para um valor médio de  $\Delta T_{interface}$ , ao qual está associado um erro aproximado de 0.15%, obtém-se os resultados indicados na Tabela 5.1.

**Tabela 5.1:** Calculo da resistência de contacto na interface tubo-superfície

$q$	268 W
$\Delta T_{interface}$	11.68 °C
$R_c$	$4.36 \times 10^{-2}$ °C/W

## 5.4. Análise termográfica da superfície radiante

No decorrer dos ensaios experimentais, uma das questões que se colocou foi qual seria a distribuição de temperatura na superfície radiante, nomeadamente, se seria uniforme ou não. Com o auxílio de uma câmara termográfica obteve-se uma imagem do painel radiante em regime transiente (Fig. 5.6) e em regime permanente (Fig. 5.7).



**Figura 5.6:** Termografia em regime transiente

Pela análise das imagens, o painel não possui uma distribuição de temperatura homogénea, tendo-se visualizado diversos pontos quentes (hotspots). A explicação mais provável deve-se ao contacto imperfeito entre os tubos e a chapa, porém, se a emissividade não fosse também uniforme poderia ser uma fonte de heterogeneidade.



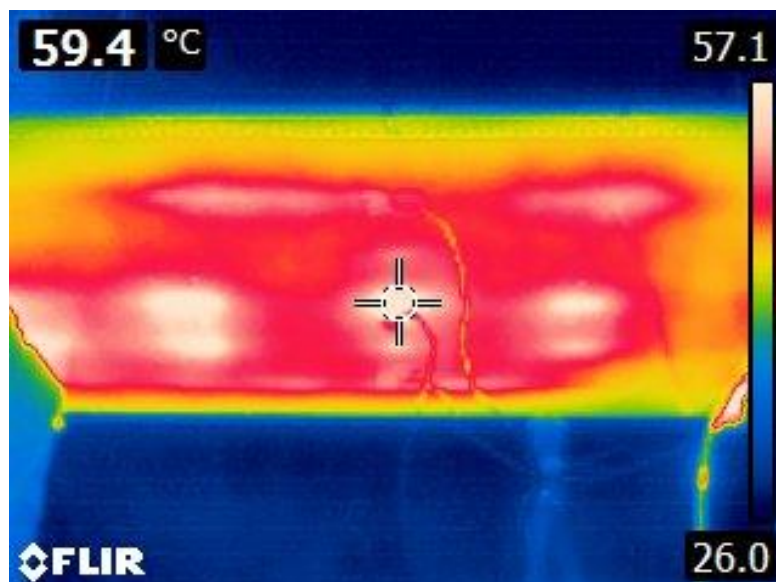


Figura 5.7: Termografia em regime permanente



## 6 Conclusões e trabalho futuro

A aplicação da Lei Construtal a sistemas de climatização é uma forma inovadora de dimensionamento que olha para um sistema térmico como um sistema "vivo" que evolui no tempo. Tal como a lei construtal mostra, através dos constrangimentos impostos ao sistema dimensionado obtém-se uma configuração diferente daquelas que se encontram atualmente, quer para o sistema de tubos paralelos, em que o diâmetro dos tubos obtido foi consideravelmente menor do que o diâmetro usado em painéis que se encontram atualmente no mercado, quer para a geometria dendrítica, que propõe uma configuração de tubos sobre uma superfície completamente diferente da que se vê usualmente aplicada.

A aplicação do princípio construtal, partindo da abordagem proposta por Miguel (2008), levou a desenvolver uma correlação que serve de ferramenta no design de painéis radiantes de tubos paralelos em que o diâmetro ideal de um tubo em relação ao seu comprimento apenas depende das propriedades físicas do fluido e da temperatura a que este se encontra.

$$\left(\frac{d_t}{L}\right)_{opt} = 62.3 \left(\frac{Pr_f}{Be}\right)^{1/3}$$

Apesar da equação obtida ser uma relação entre diâmetro e comprimento, em sistemas de climatização usando escoamentos no interior de tubos, um dos parâmetros de dimensionamento é a perda de carga em linha ( $\Delta p/L$ ), logo, se esse for imposto e constante, a aplicação da correlação resultará sempre no mesmo valor de diâmetro, qualquer que seja o valor do comprimento, dada que o número de Bejan é proporcional a essa perda de pressão e ao cubo do comprimento ( $Be \propto (\Delta p/L)L^3$ ). Assim, nestes casos a dependência das propriedades físicas do fluido circulante possui um papel fundamental na definição do valor do diâmetro.

Uma vez que a maior parte dos trabalhos desenvolvidos no tema da teoria construtal são teórico ou numéricos, um dos objetivos desta dissertação foi investigar o que significa passar da teoria à prática, e construir um painel radiante com base naquilo que a teoria construtal aponta como evolução das configurações no desenvolvimento

desta tecnologia, nomeadamente através da emergência de novas ferramentas de dimensionamento.

Os ensaios experimentais realizados permitiram caracterizar o tempo de resposta e de estabilização do painel construído, na qual se observou que para maiores temperaturas de funcionamento maiores serão estes tempos. Os ensaios também permitiram determinar as resistências térmicas na transferência de calor entre os tubos e a superfície radiante, o que permitiu concluir, que se estas fossem reduzidas em 3 ordens de grandeza a diferença de temperatura entre a chapa e o fluido circulante seria mínima ( $\Delta T \approx 0.1^\circ C$ ) e, conseqüentemente, as potências emitidas seriam da mesma ordem de grandeza da potência dos painéis radiantes existentes no mercado com características construtivas semelhantes ao construído para a instalação experimental. Recorrendo à ferramenta com base na teoria construtal, isso resultaria num melhoramento de 46% da relação *Potência/Custo dos tubos* para a configuração testada neste trabalho e condições obtidas nos ensaios experimentais, uma vez que são utilizados tubos com dimensões menores para a mesma transferência de calor.

### Sugestões de trabalhos futuros

O estudo realizado nesta dissertação permitiu mostrar uma via de aplicação da lei construtal em painéis radiantes, sendo que os resultados teóricos obtidos para a configuração tenham sido positivos. No entanto, a instalação experimental carece de condições ideais para a realização de ensaios com painéis radiantes. Deste modo, sugere-se:

- a realização de ensaios experimentais num circuito de água fechado de modo a poder controlar devidamente o caudal e conseguir resultados favoráveis na resposta média do painel radiante;
- A redução das resistências de contacto entre os tubos e a superfície radiante, uma vez que este é um grande fator de perda de energia do painel, contribuindo para que este seja menos eficiente.
- A construção de um painel semelhante ao que se encontra no mercado, de modo a permitir a comparação dos dois para as mesmas condições de funcionamento.

- A construção de um painel radiante com uma rede dendrítica de tubos com o objetivo de estudar a distribuição de temperatura na superfície radiante e posteriormente a comparar com uma solução de tubos paralelos.



# Bibliografia

- Adrian, Bejan. 2013. *Convection heat transfer*. John Wiley & Sons, Inc.
- Bejan, Adrian. 1997. *Advanced Engineering Thermodynamics (2nd ed.)*. New York, Wiley.
- Bejan, Adrian, & Lorente, Sylvie. 2008. *Design with Constructal Theory*. John Wiley & Sons, Inc.
- Cengel, Yunus A. 2006. *Heat Transfer: a Practical Approach*. WCB/McGraw-Hill.
- Chen, LinGen. 2012. Progress in study on constructal theory and its applications. *Science China Technological Sciences*, **55**(3), 802–820.
- Fanger, P.O. 1967. Calculation of thermal comfort: Introduction of a basic comfort equation. *ASHRAE Transactions*, **73**, III4.1–III4.20.
- Miguel, Antonio F. 2008. Constructal design of solar energy-based systems for buildings. *Energy and Buildings*, **40**(6), 1020–1030.
- Miriél, J., Serres, L., & Trombe, a. 2002. Radiant ceiling panel heating-cooling systems: Experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions. *Applied Thermal Engineering*, **22**(16), 1861–1873.
- Moran, Michael J, Shapiro, Howard N, Munson, Bruce R, Dewitt, David P, Wiley, John, Hepburn, Katherine, Grossman, Howard, & Fleming, Larry. 2003. *Introduction to Thermal Systems Engineering*. John Wiley & Sons, Inc.
- Watson, Richard D., & Chapman, Kirby S. 2004. *Radiant Heating & Cooling Handbook*. The McGraw-Hill Companies.