

**Gestão térmica dinâmica de
superfícies: canais paralelos ou
redes dendríticas?**

David da Silva Cabral



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA
DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Gestão térmica dinâmica de superfícies: canais paralelos ou redes dendríticas?

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

Autor

David da Silva Cabral

Orientador

Professor Doutor Miguel Rosa Oliveira Panão

Júri

Presidente: Professor Doutor Adélio Manuel Rodrigues Gaspar

Vogal: Professor Doutor José Joaquim da Costa

Colaboração Institucional



Associação para o Desenvolvimento da
Aerodinâmica Industrial

Coimbra, setembro, 2016

["Our deepest fear is not that we are inadequate. Our deepest fear is that we are powerful beyond measure. It is our light, not our darkness that most frightens us. Your playing small does not serve the world. There is nothing enlightened about shrinking so that other people won't feel insecure around you. We are all meant to shine, as children do. It's not just in some of us; it's in everyone. And as we let our own light shine, we unconsciously give other people permission to do the same. As we are liberated from our own fear, our presence automatically liberates others."]
[Marianne Williamson]

Aos meus Pais

Agradecimentos

O desenvolvimento da presente dissertação apenas foi possível com o apoio e colaboração de algumas pessoas, às quais não posso deixar de agradecer.

Aos meus pais, pela paciência e compreensão, por tudo o que me ensinaram e fizeram por mim.

À minha irmã, por tudo o que já fez por mim e pela amizade.

À Tatiana, pela paciência, pela ajuda, pelo amor incondicional, cruciais nesta jornada.

À minha família, por tudo o que me ensinaram ao longo da minha vida e pelo contributo nesta jornada.

Ao meu orientador, Professor Doutor Miguel Panão, pela orientação e sábios conselhos que deu ao longo do trabalho desenvolvido.

Ao Professor Doutor José Costa pela disponibilidade e assistência importantes para a realização deste trabalho.

Ao senhor Bárto, pelos conselhos e disponibilidade conferida aquando da utilização da impressora 3D.

Aos meus amigos, por me acompanharem ao longo de todo o meu percurso académico e pelo sentido de companheirismo.

A todos os professores que me acompanharam na minha vida académica, pelo conhecimento que me forneceram e que me fizeram chegar até aqui.

A Coimbra e ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra, pela experiência fantástica e pelas aventuras que me proporcionaram.

Resumo

O desempenho de sistemas electrónicos depende do controlo da temperatura dos componentes que os constituem através de técnicas de termoregulação, permitindo a otimização do seu funcionamento. Esta dissertação explora a Lei Construtal como uma ferramenta de projeto para a obtenção das configurações em sistemas de gestão térmica com melhor desempenho.

De modo a realizar este estudo, foram comparadas duas abordagens ao arrefecimento de uma superfície. Uma convencional com canais dispostos em paralelo, e outra em rede dendrítica. Para efetuar essa comparação foi desenvolvida uma instalação laboratorial para testar as duas configurações. A rede dendrítica, projetada de acordo com o princípio construtal provém de um trabalho anterior. Os canais paralelos são projetados segundo o mesmo princípio e, de modo a garantir que os sistemas seriam comparáveis, usou-se como critério a equivalência entre as áreas de arrefecimento onde o líquido entra em contacto direto com a superfície.

Os canais em ambas as configurações obtidas pela Lei Construtal têm uma secção transversal retangular. No caso dos canais em paralelo, a análise teórica subjacente ao dimensionamento construtal entrou em conta com o fator de atrito em canais de secções rectangulares, ao contrário do que foi projetado para a rede dendrítica.

As experiências realizadas incidem sobre o efeito da distância (5, 10 e 15 cm) à fonte de energia por radiação na potência dissipada em cada sistema. Os resultados evidenciam que a temperatura de estabilização da superfície é semelhante entre configurações. Porém, a potência dissipada pela rede dendrítica é superior à dissipada pelos canais paralelos, apontando para um melhor desempenho do primeiro sistema de arrefecimento face ao segundo. Sugere-se que isso se deva à diferença no princípio de funcionamento associado ao design. No caso da configuração convencional com canais paralelos, o seu projeto depende da temperatura média do fluido circulante. A rede dendrítica não depende desse parâmetro, mas antes da geometria dos canais desde um ponto para a área a arrefecer, sugerindo que isso pode estar associado a um arrefecimento cuja temperatura final é menos sensível ao fluxo imposto.

Palavras Chave: Transmissão de Calor, Lei Construtal, escoamento interno, canais, rede dendríticas, rede paralela, resistência ao escoamento

Abstract

The performance in electronic systems, depends on controlling the temperatures of their components through thermal management techniques that allow the optimization of this operation. This dissertation explores the Constructal Law as a design tool in order to obtain the best performance configuration in thermal management systems.

In order to realize this work, two approaches to surface cooling are compared. One with dendritic network and a conventional one with parallel channels. In this sense, a laboratory facility was developed to test both configurations. The dendritic network was designed according to the constructal principle in a previous work. The parallel channels are designed according to the same principle and to ensure that the systems would be comparable, we used as criterion the equivalence between the areas of cooling where the liquid comes into direct contact with the surface.

The channels in both settings obtained by the Constructal Law have a rectangular cross section. In the case of channels in parallel, the theoretical analysis underlying the constructal calling, entered into account with the friction factor in rectangular sections, contrarily to what was projected onto the dendritic network.

The experiments performed focus on the effect of distance (5, 10 and 15 cm) from the radiant source on the heat rate dissipation in each system. The results evidence similar stabilized surface temperatures in both configurations. However, heat rate dissipation in the dendritic network is higher than that obtained with parallel channels. This points to a better performance in the first case, likely to be associated with operating design principle. In the conventional case with parallel channels, his design depends on the average temperature of the circulating fluid. The design of the dendritic network doesn't depend on that parameter, but rather focus on the channels geometry from a point to the cooling area, suggesting that this can be associated to a cooling where the final temperature is less sensible to the heat flux imposed.

Keywords: Heat Transfer, Constructal Law, Channels, Dendritic structures, parallel network, flow resistance

Conteúdo

Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	vii
Nomenclatura	ix
1 Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Estado Atual do Conhecimento	3
1.3.1 Escoamentos Interiores	3
1.3.2 Lei Construtal	12
2 Projeto Construtal	23
2.1 Rede dendrítica	23
2.2 Conjunto de tubos paralelos	24
2.3 Projeto de um sistema de tubos paralelos	28
3 Instalação experimental	31
3.1 Estrutura de Instalação	31
3.2 Sistema de arrefecimento	33
3.3 Construção do protótipo	33
4 Metodologia	37
4.1 Técnicas de diagnóstico	37
4.1.1 Medição da Temperatura	37
4.1.2 Calibração do caudal	38
4.2 Metodologia experimental	39

4.2.1	Caracterização da temperatura na superfície teste	39
4.2.2	Caracterização do sistema de arrefecimento	39
4.2.3	Parâmetros de medição	40
5	Análise de Resultados	43
5.1	Queda de pressão e regime do escoamento	43
5.2	Gestão Térmica	44
5.2.1	Sistema de arrefecimento	44
5.2.2	Resposta dos sistemas de arrefecimento	46
5.2.3	Calor retirado por convecção forçada	48
6	Notas Conclusivas	53

Lista de Figuras

Figura 1.1	Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica em escoamento laminar [Adaptado de Incropera <i>et al.</i> (2007)]	3
Figura 1.2	Balanco de forças num escoamento laminar [Adaptado de Incropera <i>et al.</i> (2007)]	6
Figura 1.3	Diagrama de Moody[Adaptado de Incropera <i>et al.</i> (2007)]	9
Figura 1.4	Canal com secção transversal retangular	9
Figura 1.5	Do lado esquerdo, o delta de um rio. Do lado direito, uma rede bronquial. [Adaptado de Bejan & Zane (2012)]	13
Figura 1.6	A esbelteza de um fluxo. Da esquerda para a direita vemos que as linhas não mudam, mas as suas linhas vão ficando mais "leves". A sua configuração fica mais esbelta [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)].	14
Figura 1.7	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)]	15
Figura 1.8	Otimização de uma configuração ao longo do tempo [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)]	16
Figura 1.9	Exemplo de uma junção em T numa estrutura em árvore para escoamentos (Bejan & Lorente, 2008).	18
Figura 1.10	Geometria dendrítica com dois níveis de construção [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)]	20
Figura 2.1	Configuração dendrítica [Clemente (2015)]	24
Figura 3.1	Instalação Completa	31
Figura 3.2	Fonte de luz	32
Figura 3.3	Bomba e Ventilador+Radiador	33

Figura 3.4	Esquema do sistema de gestão térmico [Adaptado de Clemente (2015)]	34
Figura 3.5	Escoamento da rede dendrítica	35
Figura 3.6	Escoamento da rede paralela	35
Figura 4.1	Localização dos termopares na instalação experimental	38
Figura 4.2	Placa de aquisição de dados	38
Figura 4.3	Balança utilizada para obter o peso da descarga	39
Figura 5.1	Comparação das temperaturas médias da superfície teste obtidas para uma distância à fonte de 5, 10, 15 <i>cm</i>	45
Figura 5.2	Temperatura máxima da superfície para diferentes distâncias entre a superfície e a fonte de luz.	46
Figura 5.3	Variação da temperatura da superfície com sistema de arrefecimento para a distância de 5 <i>cm</i>	47
Figura 5.4	Tempos característicos de resposta em função da Temperatura média estabilizada.	47
Figura 5.5	Tempos característicos de resposta em função da distância à fonte de irradiação.	48
Figura 5.6	Variação da temperatura da água à entrada e saída da interface de controlo. À esquerda, a variação correspondente à interface de controlo com os canais paralelos e à direita a rede dendrítica.	48
Figura 5.7	Potência de arrefecimento da rede dendrítica e dos canais paralelos com a variação da distância.	49
Figura 5.8	Termografia da superfície teste com arrefecimento obtido a partir dos canais paralelos (esquerda) e da rede dendrítica (direita). O aquecimento radiativo foi efetuado a uma distância de 20 <i>cm</i> apenas para efeitos de análise qualitativa.	50

Lista de Tabelas

Tabela 1.1	Factor de atrito para secções retangulares em regime laminar . . .	12
Tabela 2.1	Dimensões do perfil dentrítico	24
Tabela 2.2	Condições de Projeto	28
Tabela 2.3	Propriedades da água à temperatura média de projeto	29
Tabela 3.1	Propriedades do Alumínio da Superfície Teste	32
Tabela 5.1	Caudal à entrada e à saída da interface de controlo para a con- figuração paralela e dendrítica	43
Tabela 5.2	Regimes dos escoamentos	44

Nomenclatura

A	Área [m^2]
Be	Número de Bejan
Bi	Número de Biot
c	constante do gradiente de velocidade
C_1	Primeira constante de integração
C_2	Segunda constante de integração
C_f	Fator de fricção de Fanning
c_D	Coefficiente de descarga
c_p	Capacidade calorífica a pressão constante [$J/kg \cdot K$]
D_h	Diâmetro hidráulico [m]
D_0	Diâmetro [m]
e	Rugosidade [m]
f	Fator de fricção de Darcy
h	Coefficiente de convecção [$W/m^2 \cdot K$]
k	Condutibilidade térmica [$W/m \cdot K$]
L	Comprimento [m]
\dot{m}	Caudal mássico [kg/s]
n	Complexidade da estrutura dendrítica
n_i	Número de canais
P	Perímetro [m]
Po	Número de Poiseuille
Pr	Número de Prandtl
q	Potência [W]
r_0	raio
Re_D	Número de Reynolds

s	Espaçamento entre canais [m]
Sv	Esbelteza
T	Temperatura [$^{\circ}C$]
u	Velocidade [m/s]
V	Volume [m^3]
W	Largura [m]

Símbolos gregos

α	<i>Aspect ratio</i>
α_f	Difusividade térmica [m^2/s]
γ	Parâmetro Geométrico
Δp	Perda de pressão [Pa]
ΔT	Diferença de Temperatura [$^{\circ}C$]
ε	Emissividade
μ	Viscosidade dinâmica [$kg/m \cdot s$]
ν	Viscosidade cinemática [m/s^2]
ρ_f	Massa específica [kg/m^3]
τ	Tensão de corte [Pa]
ϕ_f	Caudal volúmico [m^3/s]

Subscritos

∞	Ambiente
a	Alumínio
<i>arref</i>	Arrefecimento
c	canal
cf	Convecção forçada
d	Dendrítico
distr	Distribuídas
f	Fluído
in	Entrada
lam	Laminar

local	locais
max	Máximo
med	Médio
out	Saída
p	Paralela
s	Superfície
t	Seccção transversal
td	Totalmente desenvolvido
turb	Turbulento

1 Introdução

1.1. Motivação

A termoregulação de superfícies, na atualidade, toma particular importância devido à necessidade de controlo de temperatura em diversas aplicações, desde sistemas eletrónicos que requerem dissipação de calor, a sistemas de climatização criados para proporcionar conforto térmico aos ocupantes.

Como previsto pela lei de Moore, a capacidade e a tecnologia de aparelhos eletrónicos, como processadores, tem vindo a aumentar rapidamente. Esta evolução em termos de desempenho necessita de ser acompanhada pelo desenvolvimento de sistemas de gestão térmica mais eficientes, de modo a evitar a ocorrência de fluxos de calor elevados que provocam a falha destes equipamentos devido ao sobre-aquecimento. O controlo de temperatura nestas superfícies permite a otimização do sistema, em termos de desempenho, mantendo a integridade dos respetivos componentes.

Embora uma boa parte desses sistemas use o ar como fluido de arrefecimento, a potência removida é proporcional ao tamanho do sistema, uma vez que são usados perfis alhetados e ventoinhas para produzir uma convecção forçada. Assim, no sentido de haver sistemas de arrefecimento mais compactos, devem usar-se outros fluidos. Uma das abordagens recentes consiste em mergulhar o sistema a arrefecer, e.g. um microprocessador, num banho de óleo (Haywood *et al.*, 2015), mas este não é compacto em termos de espaço ocupado. Por isso, os sistemas mais utilizados são os que envolvem canais. A questão que se coloca é como estruturar esses canais para maximizar o seu desempenho.

Assim, o alvo de estudo desta dissertação reside na configuração deste tipo de canais de modo a maximizar a dissipação de calor. Usualmente, a configuração mais comum é a de canais paralelos (Kandlikar & II, 2009). O projeto visa a maximização do calor retirado. Por isso, tendo em conta o caudal, o regime em que se encontra o escoamento, a queda de pressão nos canais e estrangimentos, e a área de contacto, dimensionam-

se os canais. Embora existam diversas técnicas de otimização (Pang *et al.* , 2013), esta dissertação está focada na abordagem da Lei Construtal, enunciada por Adrian Bejan em 1996,

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.

As configurações obtidas através da Lei Construtal explicam sistemas de escoamento gerados pela natureza. Porém, isso cria a possibilidade de ser aplicada como ferramenta de projeto em engenharia. Assim sendo, a motivação desta dissertação passa pela aplicação da Lei Construtal a configurações que permitam uma regulação eficiente da temperatura de uma superfície. Neste caso, serão exploradas duas configurações. Uma convencional de canais paralelos, embora o seu dimensionamento seja feito com base na Lei Construtal. E uma outra menos convencional com base em rede dendríticas.

1.2. Objetivos

As questões abordadas nesta dissertação são as seguintes:

- Desenvolvimento da formulação associada ao projeto de canais paralelos com base na Lei Construtal
- Comparar canais paralelos com uma rede dendrítica em termos de arrefecimento de uma superfície.

O primeiro objetivo consiste em modelar o escoamento no interior de canais retangulares, maximizando as trocas de calor e minimizando a resistência ao escoamento do fluido pelas perdas de carga em linha e nos estrangulamentos. De modo a testar as diferentes configurações obtidas foi desenvolvida uma instalação experimental de um sistema de gestão térmica para arrefecer uma superfície teste e realizaram-se experiências para verificar o seu desempenho como sistema de arrefecimento.

1.3. Estado Atual do Conhecimento

1.3.1. Escoamentos Internos

A convecção de calor é o mecanismo pelo qual ocorre transferência de calor entre uma superfície de sólido e um fluido em movimento. Este método de transferência de calor envolve o transporte de calor pelo escoamento (advecção) e também a condução de calor (difusão). A convecção depende essencialmente das características do escoamento e da sua relação com a superfície. O escoamento pode ser externo ou interno, forçado ou natural, laminar ou turbulento. De acordo com o trabalho desenvolvido, nesta dissertação, é dada particular ênfase à convecção forçada em escoamentos internos do ponto de vista hidrodinâmico.

Condições de escoamento

Quando falamos de um escoamento interno é importante saber o regime do escoamento (laminar ou turbulento), assim como ter em conta a região de entrada e zonas de escoamento plenamente desenvolvidas.

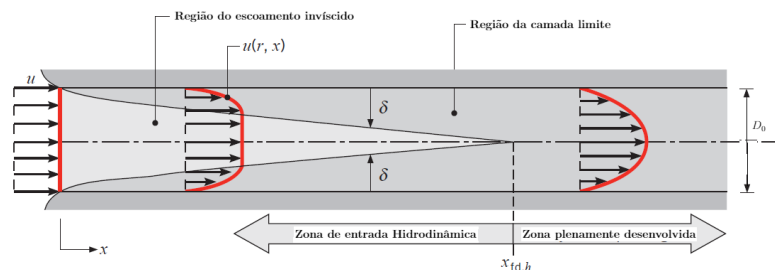


Figura 1.1: Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica em escoamento laminar [Adaptado de Incropera *et al.* (2007)]

Considere-se um escoamento laminar num tubo de secção circular com diâmetro D_0 , representado na Figura 1.1, onde o fluido entra com uma velocidade uniforme. Verifica-se que no instante em que o fluido contacta com a superfície que a restringe, a camada limite desenvolve-se ao longo do tubo. A região de entrada define-se como uma zona onde a camada limite inicia o seu desenvolvimento e termina com a sua convergência

para a zona central do tubo. Este ponto corresponde à zona onde o escoamento se torna plenamente desenvolvido, sendo este o instante onde os efeitos viscosos se estendem ao longo da secção e o perfil de velocidade não se altera ao longo do tubo. A distância entre a zona de entrada e a zona onde o escoamento se encontra plenamente desenvolvido é chamado de comprimento de entrada hidrodinâmico (Incropera *et al.* , 2007).

Como foi dito anteriormente, um escoamento caracteriza-se por um regime que influencia a dimensão da zona de entrada. O parâmetro adimensional que nos permite perceber se o escoamento é laminar ou turbulento é o número de Reynolds (Incropera *et al.* , 2007).

$$\text{Re}_D = \frac{\rho_f u_{m,f} D_0}{\mu_f} \quad (1.1)$$

onde $u_{m,f}$ corresponde à velocidade média ao longo do tubo e D_0 ao diâmetro do tubo. Em escoamentos interiores, o número de Reynolds permite-nos conhecer a extensão da zona de entrada, que varia no caso do escoamento ser laminar ou turbulento. A transição para um escoamento turbulento ocorre para $\text{Re}_D \approx 2300$, apesar de serem necessários valores maiores de Reynolds para atingir um regime totalmente turbulento, $\text{Re}_D \approx 10^4$ (Incropera *et al.* , 2007).

O comprimento de entrada hidrodinâmico num escoamento laminar, a partir do qual o regime fica totalmente desenvolvido (td), pode ser obtido a partir de:

$$\left(\frac{\chi_{td,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 \text{Re}_D \quad (1.2)$$

Num escoamento turbulento este parâmetro é aproximadamente independente do número de Reynolds e varia num intervalo (Incropera *et al.* , 2007).

$$10 \leq \left(\frac{\chi_{td,h}}{D}\right)_{turb} \leq 60 \quad (1.3)$$

Por questões de simplificação, Incropera *et al.* (2007) assumem para a maioria dos casos um regime turbulento totalmente desenvolvido para $\frac{\chi_{td,h}}{D} \approx 10$

Velocidade média

Tendo em conta que o perfil de velocidade varia ao longo da secção, usualmente quantifica-se uma velocidade média $u_{m,f}$ para efeitos de análise em escoamentos in-

teriores. Ao longo do tubo, esta velocidade determina-se por conservação de massa conhecendo a área da secção transversal,

$$u_{m,f} = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_t} \quad (1.4)$$

onde \dot{m} corresponde à taxa de caudal mássico, ρ_f à massa volúmica do fluido e A_t à área da secção transversal do canal. Tendo em conta que num canal circular $A_t = \frac{\pi D_0^2}{4}$, e substituindo a Eq. (1.4) em (1.1), o número de Reynolds é dado por

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D_0 \mu_f} \quad (1.5)$$

O caudal mássico, \dot{m} pode ser expresso como um integral do fluxo mássico (ρu) abrangendo toda a secção transversal

$$\dot{m} = \int_{A_t} \rho_f u(r, x) dA_t \quad (1.6)$$

sendo r o raio da secção transversal de um tubo circular. Assim, para um escoamento incompressível num tubo circular, a velocidade média obtém-se como

$$u_m = \frac{\int_{A_t} \rho u(r, x) dA_t}{\rho A_t} = \frac{2}{r_0^2} \int_0^{r_0} u(r, x) dr \quad (1.7)$$

Conhecendo o perfil de velocidade axial $u(r)$ num ponto de posição (coordenadas) x ao longo do tubo, é possível a partir da Eq. (1.7) determinar a velocidade média nesse mesmo local.

Perfil de Velocidade-Escoamento totalmente desenvolvido

Em termos de condições hidrodinâmicas em escoamentos plenamente desenvolvidos, verificamos que a componente radial de velocidade v e a componente do gradiente axial de velocidade, $\partial u / \partial x$ têm valor nulo em qualquer local (Incropera *et al.*, 2007),

$$v = 0 \wedge \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) = 0$$

Consequentemente, a componente axial de velocidade depende apenas do raio da secção transversal. Reconhecendo que, para as condições impostas pela componente radial nula, o balanço da quantidade de movimento do escoamento é, em todo o domínio, também nulo nas zonas plenamente desenvolvidas, é possível demonstrar a dependência segundo o raio da secção (Incropera *et al.*, 2007). Por este motivo, a conservação

da quantidade de movimento reduz-se a um simples balanço entre as forças de pressão e de corte no escoamento. Tendo em conta a Fig. 1.2, o balanço das forças pode ser expresso por

$$\frac{d}{dr}(r\tau_r) = -r \frac{dp}{dx} \quad (1.8)$$

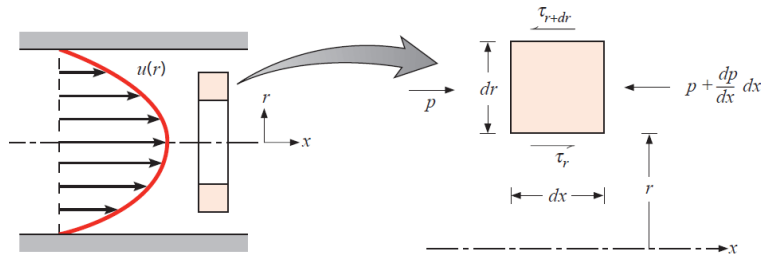


Figura 1.2: Balanço de forças num escoamento laminar [Adaptado de Incropera *et al.* (2007)]

Tendo em conta que $y = r_0 - r$, a lei de Newton da viscosidade assume a seguinte forma (Incropera *et al.* , 2007):

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr} \quad (1.9)$$

Verificamos assim que a Eq. (1.8) passa a ter a seguinte forma:

$$\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx} \quad (1.10)$$

Como o gradiente de pressão axial é independente do raio, a Eq. (1.10) pode ser resolvida a partir de uma dupla integração

$$r \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{2} + C_1 \quad (1.11)$$

$$u(r) = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{4} + C_1 \ln r + C_2 \quad (1.12)$$

As constantes C_1 e C_2 , podem ser obtidas a partir das condições de fronteira (Incropera *et al.* , 2007).

$$u(r_0) = 0 \quad \wedge \quad \left. \frac{\partial u}{\partial r} \right|_{r=0} = 0$$

Estas condições de fronteira estabelecem a condição de não-escorregamento na superfície do tubo e uma simetria axial do escoamento (Incropera *et al.*, 2007). A partir delas, a equação anterior toma a seguinte forma

$$u(r) = \frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) r_0^2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (1.13)$$

permitindo-nos verificar que, nas zonas plenamente desenvolvidas, o perfil de velocidades em escoamentos laminares toma uma forma parabólica, como ilustrado na Figura 1.1.

Substituindo a Eq. (1.13) na Eq. (1.7) e resolvendo o integral, obtemos

$$u_m = -\frac{r_0^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (1.14)$$

A Eq. (1.14) pode ser usada para determinar o gradiente de pressão a partir do conhecimento da velocidade média u_m extraída do caudal mássico. A partir desta equação obtém-se também o perfil de velocidade adimensional. Substituindo na Eq. (1.13) obtemos finalmente (Incropera *et al.*, 2007):

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (1.15)$$

Fator de atrito

A obtenção da queda de pressão é importante para um engenheiro, e a sua determinação é feita tendo em conta o fator de atrito de Moody (ou Darcy) definido como (Incropera *et al.*, 2007):

$$f \equiv \frac{-(\frac{dp}{dx})D}{\frac{1}{2}\rho u_m^2} \quad (1.16)$$

O coeficiente de atrito, usualmente chamado de fator de atrito de Fanning é definido como

$$C_f \equiv \frac{\tau_s}{\frac{1}{2}\rho u_m^2} \quad (1.17)$$

Tendo em conta que

$$\tau = -\mu \left(\frac{du}{dr} \right)_{r=r_0}$$

e a Eq. (1.13)

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (1.18)$$

Substituindo as equações (1.1) e (1.14) na Eq. (1.16), obtemos a correlação fRe_D para um escoamento laminar totalmente desenvolvido para tubos com secção circular (Incropera *et al.*, 2007):

$$fRe_D = 64 \quad (1.19)$$

A correlação para o regime turbulento é mais complicada em termos de análise pois este fator não depende apenas do número de Reynolds, mas também da rugosidade da superfície interna do tubo (Incropera *et al.*, 2007). Considerando apenas a rugosidade verificamos que o fator de atrito aumenta com o aumento da rugosidade. A correlação para o regime turbulento plenamente desenvolvido é dada na forma recursiva

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{f}} \right] \quad (1.20)$$

As Equações (1.19) e (1.20) estão projetadas graficamente no clássico diagrama de Moody (Figura 1.3).

Conhecendo o fator de atrito f , a partir da Fig. 1.3, pode-se obter a queda de pressão Δp , vinculados a escoamentos plenamente desenvolvidos entre posições axiais x_1 e x_2 . Tendo em conta que nas respetivas posições, a pressão é p_1 e p_2 , a Equação 1.16 toma a seguinte forma

$$\Delta p = - \int_{p_1}^{p_2} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D_0} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D_0} (x_2 - x_1) \quad (1.21)$$

Aplicando a equação anterior num tubo de secção circular com comprimento L , a queda de pressão é dada por

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2}{2D_0} L \quad (1.22)$$

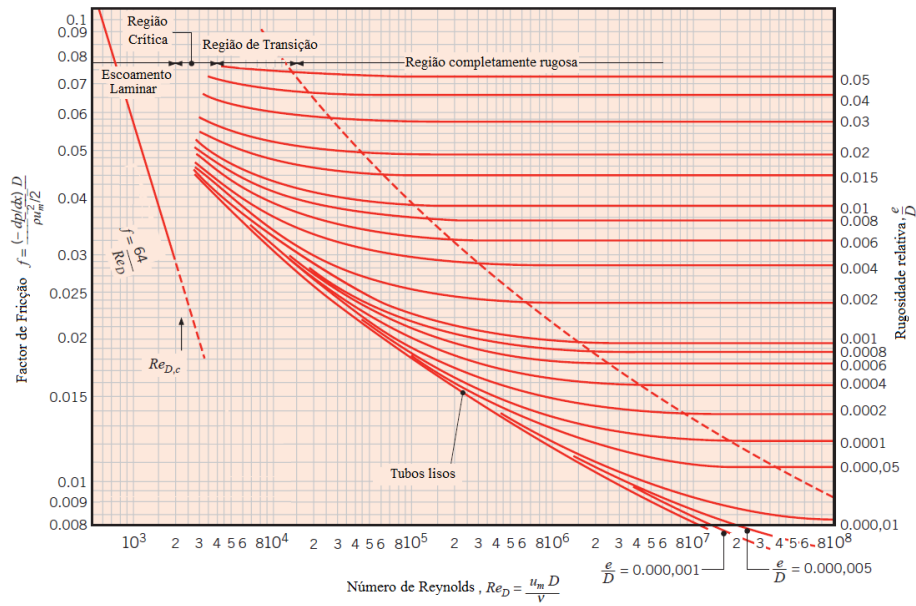


Figura 1.3: Diagrama de Moody[Adaptado de Incropera *et al.* (2007)]

Secções retangulares e Correlações do Escoamento

Considere-se agora um tubo de secção retangular (Fig. 1.4). O parâmetro que relaciona a largura, W , e a altura, H do canal é chamado de *aspect ratio* e é dado por

$$\alpha = \frac{W}{H} \tag{1.23}$$

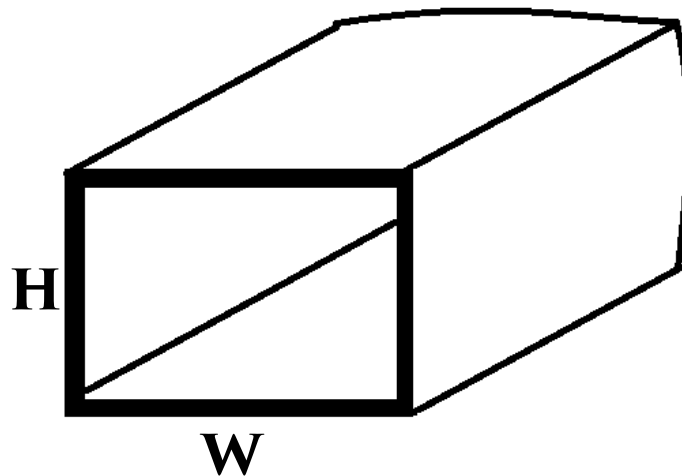


Figura 1.4: Canal com secção transversal retangular

Parte da literatura define este parâmetro com o inverso da equação anterior. Shah & London (1978) definem o *aspect ratio* da seguinte forma:

$$\alpha' = \alpha^{-1} = \frac{H}{W} \quad (1.24)$$

A gama de valores para α e α' é assim diferente e inversa uma da outra como se pode ver adiante na tabela 1.1.

Numa secção retangular o diâmetro que se considera como dimensão característico é designado por diâmetro hidráulico (Incropera *et al.* , 2007).

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (1.25)$$

Tendo em conta a Fig. 1.4, a Equação anterior toma a seguinte forma

$$D_h = \frac{4HW}{2(H+W)} = \frac{2HW}{H+W} \quad (1.26)$$

Este é o diâmetro característico usado no cálculo de parâmetros como o número de Reynolds e Nusselt. Parte da literatura define este comprimento característico sem a multiplicação pelo fator 4 (Shah & London, 1978). Para um tubo circular de diâmetro D_0 , da Eq. (1.25) resulta que $D_0 = D_h$, pois $A = \frac{\pi D_0^2}{4}$ e $P = \pi D_0$.

Moharana *et al.* (2011) exploraram a raiz quadrada da área da secção do canal, \sqrt{A} , como dimensão característico, mas verificaram que não ocorre qualquer tipo de melhoria em termos de descrição do escoamento do fluido.

Fator de atrito em Regime Laminar

A resistência ao escoamento é analisada tendo em conta o fator de atrito, f . A partir da Eq. (1.18) sabemos que o fator de atrito é dado por

$$f = \frac{4\tau_s}{\frac{1}{2}\rho u_m^2} \quad (1.27)$$

Tendo em conta o balanço de forças, obtemos

$$\Delta p A = \tau P L \quad (1.28)$$

Por outro lado, aplicando o diâmetro hidráulico no número de Reynolds obtém-se

$$Re_D = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} \quad (1.29)$$

Assim, combinando as Eqs. (1.25) e (1.27) na Eq. (1.28), a queda de pressão é dada por

$$\Delta p = f \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} \rho u_m^2 \quad (1.30)$$

Para um escoamento que obedece Lei de Poiseuille, o fator de atrito usado expressa-se em função dos números de Poiseuille e Reynolds, e tem a forma de (Incropera *et al.*, 2007):

$$f = \frac{\text{Po}}{\text{Re}_{D_h}} \quad (1.31)$$

Para tubos redondos sabemos que $\text{Po}=64$, obtendo a correlação para tubos circulares $f\text{Re} = 64$. Para tubos quadrados temos $\text{Po}=57$ (Incropera *et al.*, 2007).

Quando falamos de escoamentos laminares, verificamos que a relação f vs Re para tubos retangulares é influenciada pela geometria da secção. Shah & London (1978) expressam a relação como

$$f\text{Re} = \frac{-8cW^2}{u_m[1 + (W/H)^2]} \quad (1.32)$$

onde c corresponde à constante que representa o gradiente de velocidade. Os mesmo autores calcularam de forma precisa o fator $f\text{Re}$ a partir da Eq. (1.32). Os valores calculados permitem uma boa aproximação partindo da seguinte equação

$$f\text{Re} = f(\alpha) \quad (1.33)$$

onde $f(\alpha)$ é dada na forma de (Shah & London, 1978; Zhang *et al.*, 2013)

$$f(\alpha) = 24(1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2357\alpha^5) \quad (1.34)$$

Esta equação prevê um fator $f\text{Re}$ com um erro máximo de 0.049% quando comparado com os valores obtidos pela Eq. (1.32).

Quando comparamos os valores obtidos pela equação anterior com os valores retirados de Incropera *et al.* (2007), verificamos que a relação anterior é exposta como o fator de atrito de Fanning, que representa um quarto do fator de atrito de Darcy. Assim, obtemos (Moharana *et al.*, 2011)

$$F'(\alpha) = 4f(\alpha) \tag{1.35}$$

$$= 96(1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2357\alpha^5) \tag{1.36}$$

Tabela 1.1: Factor de atrito para secções retangulares em regime laminar

α	fRe_{D_h}			
	Incropera <i>et al.</i> (2007)	Moharana <i>et al.</i> (2011)	α'	Shah & London (1978)
1	57	56.9	1	14.2
1.43	59	58.4	0.699	14.7
2	62	62.2	0.5	15.5
3	69	68.4	0.333	17.1
4	73	72.9	0.25	18.2
8	82	82.4	0.125	20.6

Fator de atrito-Regime Turbulento

Rehme & Nuclear (1973) desenvolveram um método capaz de calcular o fator de atrito para regime turbulento. Este método requer apenas o conhecimento do valor da relação fRe em regime laminar. Os factores de atrito calculados pelo método correspondem com os dados experimentais.

Para regime turbulento, McComas (2016) usou o método de Deissler e Taylor para calcular o factor de atrito. Para valores de Reynolds entre 6×10^3 e 5×10^5 , a correção para secções circulares representa de forma precisa o fator de atrito para canais retangulares com qualquer *aspect ratio*.

Para escoamentos turbulentos, o fator de atrito pode ser expresso pela equação de Blasius (Lee & Lee, 2001).

$$f = \frac{0.079}{Re_{D_h}^{-0.25}} \tag{1.37}$$

1.3.2. Lei Construtal

Um escoamento traduz a ação de fluir, de se movimentar de modo contínuo. Ao caracterizar um escoamento, falamos de um fluxo que transporta, da grandeza transportada e da configuração (design) que o seu curso assume. Olhando para o que nos

rodeia, facilmente identificamos escoamentos, sejam eles seres vivos ou não, que se configuram de modo semelhante (ver Figura 1.5).

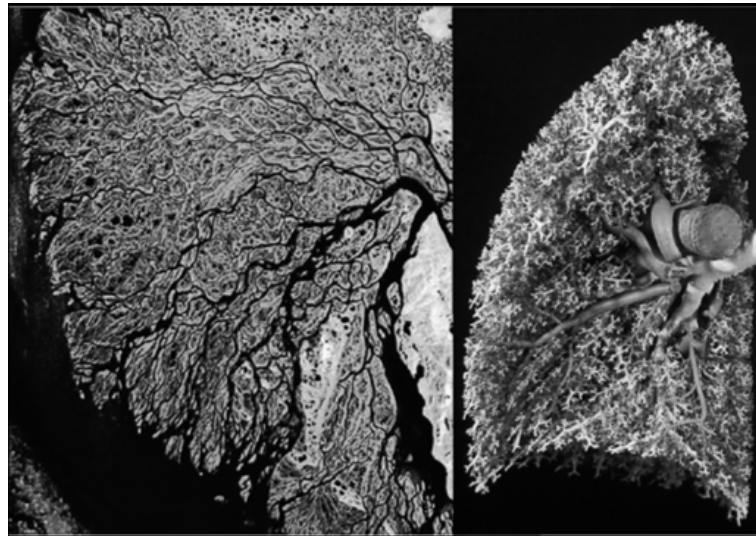


Figura 1.5: Do lado esquerdo, o delta de um rio. Do lado direito, uma rede bronquial. [Adaptado de Bejan & Zane (2012)]

Um rio é um bom exemplo de como um escoamento se configura. O escoamento inicia-se na nascente e termina com o vazamento para a foz. Durante o seu percurso, a água flui segundo a menor resistência ao escoamento, originando uma configuração do sistema que evolui ao longo do tempo de modo a facilitar as correntes geradas. Quando ocorre algo que altere o curso natural do rio, como por exemplo a construção de barragens ou mesmo terremotos, o escoamento irá sempre tender para se configurar, otimizando o curso das correntes ao longo do tempo.

Este “instinto” de sobrevivência do escoamento ocorre em muitos outros, como por exemplo: sistemas respiratórios (rede bronquial), sistema nervoso, veios das folhas, relâmpagos, árvores (desde às raízes às copas), etc. A formação destas configurações (*designs*) e a sua constante evolução na natureza são fundamentados pela Lei Construtal, enunciada na introdução e que aqui recordamos de novo:

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.

A Lei Construtal diz que tudo o que se move é um sistema de escoamento. Os escoamentos geram configurações ao longo do tempo de modo a facilitar a sua capacidade de fluir tendo em conta as resistências (atrito). Embora exista aleatoriedade na natureza, as configurações que vemos na natureza possuem, segundo a Lei Construtal, uma evolução natural, uma vez que permitem a otimização das correntes, minimizando a resistência, que constituem o escoamento ao longo do tempo. (Bejan & Zane, 2012).

Um sistema de escoamento tem uma configuração caracterizada por um tamanho externo e interno. A razão destas duas escalas características dá-nos a esbelteza (*Sveltiness*) do sistema, que é uma propriedade geométrica definida por:

$$Sv = \frac{\text{Escala de comprimento externa}}{\text{Escala de comprimento interna}} \quad (1.38)$$

A esbelteza no fluxo descreve a importância das perdas de pressão por atrito distribuídas ao longo do fluxo e as perdas de pressão locais em junções, curvas, contrações e expansões (Bejan & Lorente, 2008). Tendo em conta a Fig. 1.6, este parâmetro descreve a "espessura" de todas as linhas da configuração do escoamento. Verificamos que à medida que a esbelteza aumenta, as linhas nos ramos vão ficando mais finas resultando na diminuição das perdas locais ao ponto de serem negligenciadas.

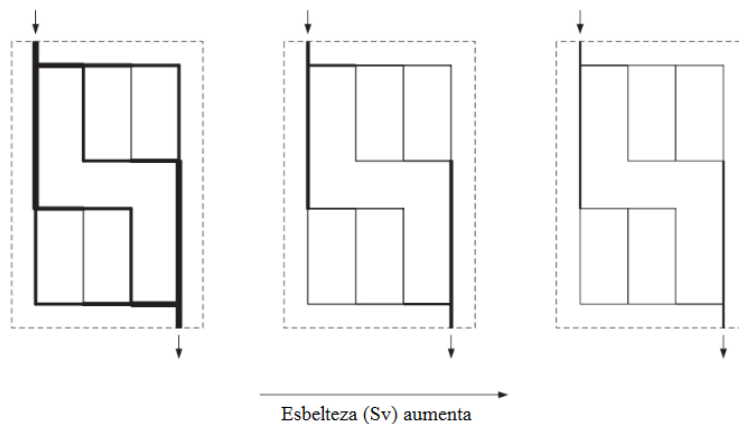


Figura 1.6: A esbelteza de um fluxo. Da esquerda para a direita vemos que as linhas não mudam, mas as suas linhas vão ficando mais "leves". A sua configuração fica mais esbelta [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)].

Aumentando a esbelteza, a razão $\Delta P_{local}/\Delta P_{distr}$ diminui (Fig. 1.7) e para valores de $Sv > 10$ em regime laminar considera-se que as perdas locais deixam de ter importância

em comparação com as perdas distribuídas, podendo-se desprezar as primeiras. Isso facilita o trabalho do engenheiro na avaliação do desempenho de um determinado *design* de uma configuração, havendo a possibilidade de simplificar a análise, tendo em conta a diversidade de tipos de perdas de locais (Bejan & Lorente, 2008).

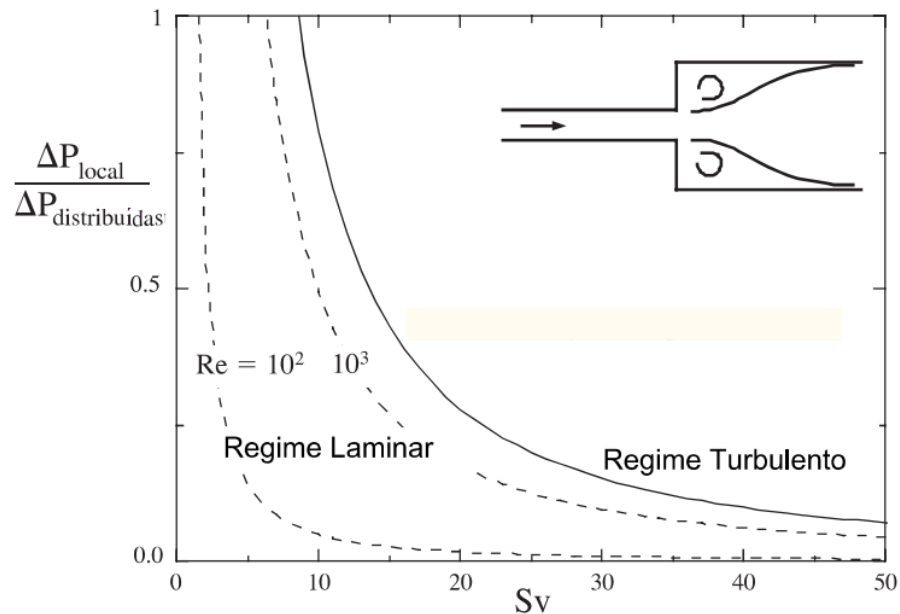


Figura 1.7: Relação entre as perdas de pressão locais e as perdas de pressão distribuídas para os regimes de escoamento laminar e turbulento [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)]

Distribuição de Imperfeições

Como referimos anteriormente, o escoamento configura-se segundo a menor resistência ao escoamento. Essa resistência ocorre devido a imperfeições que restringem a capacidade do escoamento fluir. As imperfeições podem ser quantificadas como geradores de entropia, uma irreversibilidade que num fluxo é determinada por uma queda de pressão ou uma diferença de temperaturas. As imperfeições de um sistema não podem ser extintas, mas a partir da Lei Construtal percebemos que estas podem ser mitigadas e repartidas ao longo do escoamento, de modo a reduzir o seu impacto. Assim sendo, verificamos que a distribuição ótima de imperfeições é obtida a partir de um *design* (configuração) com um menor nível de imperfeição possível, sendo esta a geometria menos imperfeita possível (Bejan & Lorente, 2008).

Por exemplo, quando falamos de permutadores de calor, vemos que estes sistemas de escoamento contêm dois tipos de imperfeições: no escoamento do fluido; e na transferência de calor. Estes sistemas de escoamento evoluem de modo a tornarem-se o menos imperfeitos possível (Figura 1.8). Quando os escoamentos não estão em equilíbrio termodinâmico, a sua configuração evolui de forma a se aproximarem do equilíbrio.

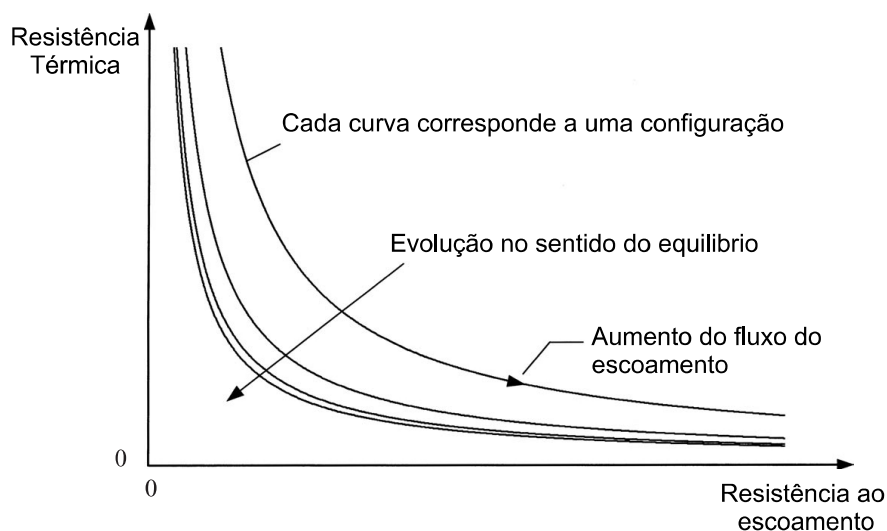


Figura 1.8: Otimização de uma configuração ao longo do tempo [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)]

O peso do escoamento representa também uma imperfeição adicional deste tipo de sistemas de escoamento. Em escoamentos na natureza, o fluido, a matéria são transportadas. Quando falamos de escoamentos em órgãos internos de animais, estes requerem um gasto de energia de modo a transportar o fluido. Neste sentido, o escoamento não deve apenas evoluir para uma configuração menos imperfeita, mas também para uma melhor dimensão.

Diversidade de Configurações

A Lei Construtal permite a otimização de um escoamento de um ponto A até a um ponto B, podendo este ser um único ou uma “infinidade” de pontos. De acordo com a definição da Lei Construtal percebemos que uma configuração, um *design*, é livre de se transformar ao longo do tempo de modo a melhorar o escoamento global do sistema (Bejan & Zane, 2012)

Embora a Lei Construtal seja universal, as configurações obtidas não o são. Existe um número infinito de configurações possíveis para que o fluido seja transportado de um ponto para outro. A diversidade de configurações possíveis de obter, a partir da Lei Construtal, é verificada tendo em conta que:

- o modelo do escoamento pode ser de bidimensional ou tridimensional;
- a ligação entre dois pontos pode ser feita a partir de vários canais em paralelo;
- o canal que liga os dois pontos pode ter qualquer número de afluentes;
- um canal pode ter qualquer comprimento;
- a secção transversal pode variar ao longo do canal;
- um canal pode ter qualquer tipo de secção transversal.

Em termos de secção transversal, verificamos que a resistência ao escoamento é repartida de forma ideal quando a mesma secção é composta por ângulos iguais. O aumento do ângulo da secção tem associado uma menor resistência. Tendo em conta que o aumento do número de lados da secção provoca um aumento do ângulo, verificamos que a resistência mínima ocorre para um tubo circular, que contém um número infinito de lados (Bejan & Lorente, 2008).

Redes em árvore

A configuração em árvore traduz bem o exemplo de um escoamento que permite uma divergência/convergência entre um ponto e uma "infinidade de pontos". A configuração mais simples liga um ponto a dois pontos com dois estrangulamentos globais (Ver Figura 1.9):

- volume total do tubo;

$$V = \frac{\pi}{4}(D_1^2 L_1 + 2D_2^2 L_2) \quad (1.39)$$

- área total do espaço.

$$A = 2L_2 L_1 \quad (1.40)$$

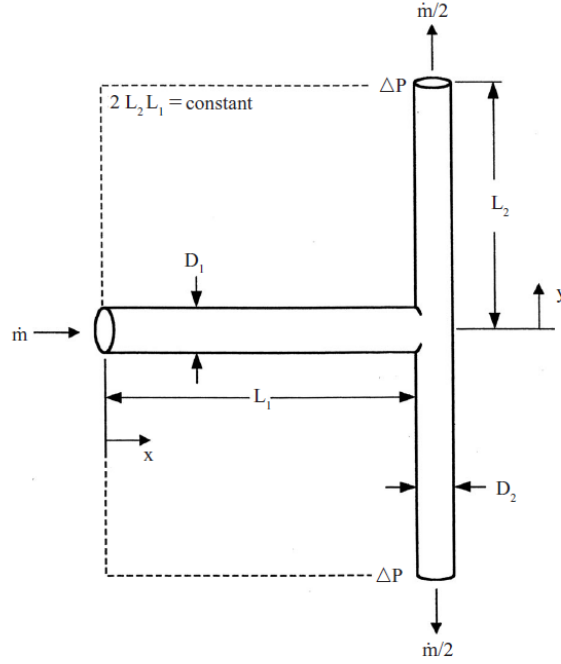


Figura 1.9: Exemplo de uma junção em T numa estrutura em árvore para escoamentos (Bejan & Lorente, 2008).

Considerando as equações (1.16), (1.19) e (1.22), o caudal mássico $\dot{m} = \rho Av_m$, em que $A = \pi D^2/4$ é a área, e $\nu = \mu/\rho$, a queda de pressão em escoamentos laminares passa a ser dada na forma de:

$$\Delta p = \frac{128\nu\dot{m}L}{\pi D^4} \quad (1.41)$$

Aplicando esta relação em cada tubo obtemos

$$\Delta p_i = \frac{128\nu\dot{m}_i L_i}{\pi D_i^4} \quad (1.42)$$

Como vemos pela Fig. 1.9, a configuração em árvore é simétrica, assim $\dot{m}_1 = 2\dot{m}_2$. Consequentemente, a queda de pressão global é $\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$ dada por

$$\Delta p = \frac{128\nu\dot{m}_1}{\pi} R_{lam} \quad (1.43)$$

onde R_{lam} é um fator dependente da geometria da árvore, que representa uma simplificação da soma da queda de pressão:

$$R_{lam} = \frac{L_1}{D_1^4} + \frac{L_2}{2D_2^4} \quad (1.44)$$

Otimizar R_{lam} permite uma redução da queda de pressão total. Como D_1 e D_2 estão associados ao constrangimento de volume, o aumento destes parâmetros geométricos não é solução. A solução passa assim por otimizar D_1 e D_2 , de modo a que R_{lam} seja minimizado, mantendo o constrangimento do volume constante. Esta solução é conseguida usando multiplicadores de Lagrange

$$\Phi = \frac{L_1}{D_1^4} + \frac{L_2}{2D_2^4} + \lambda(D_1^2L_1 + 2D_2^2L_2) \quad (1.45)$$

que representa a combinação entre R_{lam} e V . λ representa o multiplicador de Lagrange determinado minimizando a sensibilidade de Φ a D_1 e D_2 ,

$$\frac{\partial \Phi}{\partial D_1} = \frac{-4L_1}{D_1^5} + \lambda 2D_1L_1 = 0 \quad (1.46)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial D_2} = \frac{-4L_2}{D_2^5} + \lambda 2D_2L_2 = 0 \quad (1.47)$$

Verificamos que L_1 e L_2 não têm qualquer influência sobre a relação dos diâmetros, eliminando o fator multiplicador de Lagrange, de tal modo que

$$\frac{D_1}{D_2} = 2^{1/3} \quad (1.48)$$

Esta relação é independente da geometria e do comprimento dos tubos e é conhecida como a lei de Hess-Murray. Esta lei é apenas válida para bifurcações com simetria perfeita, pois se considerarmos uma bifurcação assimétrica, a relação entre os diâmetros irá depender dos seus comprimentos (Chen, 2012). A razão dos diâmetro é válida em qualquer nível de construção, por isso,

$$\frac{D_{i+1}}{D_i} = 2^{1/3} \quad (1.49)$$

Considerando agora uma rede em árvore com n tubos idênticos projetada tendo em conta o diâmetro com menor dimensão possível, D_0 . O diâmetro de cada nível de construção j em função de D_0 , é dado na seguinte forma (Clemente, 2015):

$$D_j = 2^{n-j/3} D_0 \quad (1.50)$$

Aumentando o número de tubos da junção, é também aumentada a resistência global da junção. Assim verifica-se que a melhor maneira de configurar uma junção é uma bifurcação ($n = 2$) (Fig. 1.10).

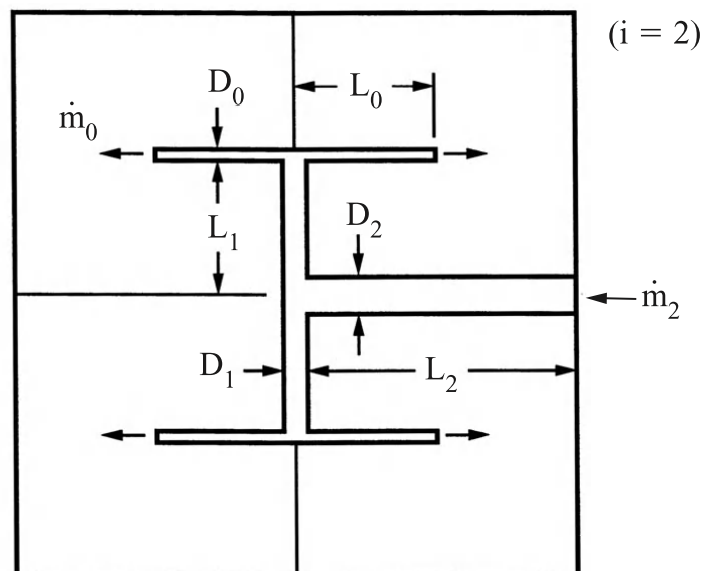


Figura 1.10: Geometria dendrítica com dois níveis de construção [Adaptado de Bejan & Lorente (2008)]

Aplicação em Engenharia

Recentemente, a Lei Construtal tem sido usada como ferramenta para a projeção de alguns sistemas de gestão térmica.

Clemente (2015) projetou uma rede dendrítica aplicada ao arrefecimento de uma célula fotovoltaica de modo a otimizar o seu funcionamento. A aplicação deste tipo de configuração melhorou em 32% a eficiência da célula.

Duarte (2015) projetou um painel radiante, cujos tubos paralelos foram dimensionados de acordo com a Lei Construtal, onde para a mesma transferência de calor obteve um melhoramento de 46% da relação Potência/Custo dos tubos, quando comparados com painéis radiantes dimensionados de acordo com o método convencional.

A utilização da Lei Construtal em engenharia, otimizando a configuração de sistemas, possui um potencial inovador. Os *designs* construtais procuram não só as melhores configurações para o transporte de fluidos, como também as melhores maneiras de ge-

rar as geometrias necessárias. Nesta dissertação, esta Lei é usada para comparar duas abordagens ao arrefecimento de superfícies com escoamentos interiores. Essas serão detalhadas no próximo capítulo.

2 Projeto Construtal

Como foi possível observar no capítulo anterior, a partir da Lei Construtal pode-se obter diversas possibilidades de design de escoamentos. A geração destas configurações surge de uma distribuição ótima das imperfeições do sistema. A otimização do sistema surge da evolução no sentido do equilíbrio, como ilustrado pela Fig. 1.8, do instinto “jogo” entre a resistência térmica e a resistência ao escoamento.

A caracterização do regime do escoamento interior torna-se importante quando falamos destas imperfeições. Em fluxos laminares, a transferência de calor ocorre por difusão molecular entre as camadas de corte, sendo este processo considerado menos eficaz do que o efeito exercido pelo regime turbulento na transferência de calor. Em contrapartida, a resistência ao escoamento é consideravelmente menor em regime laminar do que em regime turbulento. Assim sendo a evolução segundo o equilíbrio surge de um balanço entre estes dois aspectos.

2.1. Rede dendrítica

Esta secção tem por objetivo caracterizar a rede em árvore projetada em Clemente (2015). O perfil representado na Fig. 2.1 foi gerado tendo por base a Eq. (1.50), adaptada a canais com secção retangular, cuja área é dada por

$$A_{t,d} = H_d \times W_{d,i}$$

onde H_d e $W_{d,i}$ representam a profundidade e a largura em cada nível de construção, respetivamente. O comprimento dos canais de cada nível de construção $L_{d,i}$ é obtido para cada área parcial como metade da distância à periferia.

Escolhendo os valores da área da superfície a arrefecer, o diâmetro mínimo e o nível de construção geram uma rede dendrítica, cujos parâmetros geométricos estão sintetizados na Tabela 2.1.

A área responsável pela transferência de calor por convecção forçada nesta configuração é de $A_{s,d} = 2218.55 \text{ mm}^2$.

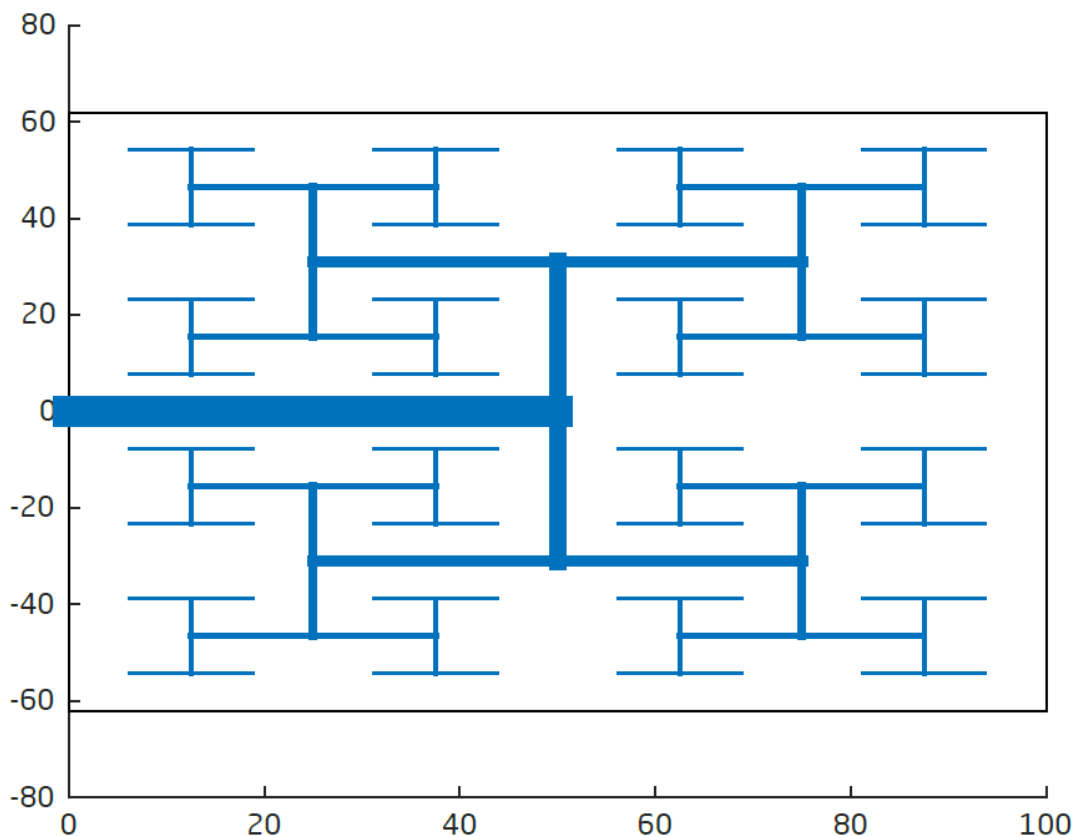


Figura 2.1: Configuração dendrítica [Clemente (2015)]

Tabela 2.1: Dimensões do perfil dentrítico

n	W_d [mm]	$L_{d,i}$ [mm]
0	1.000	6.960
1	1.329	6.960
2	1.799	13.920
3	2.500	13.920
4	3.620	27.839
5	5.619	27.839
6	10.000	55.678

2.2. Conjunto de tubos paralelos

A metodologia para determinar a geometria ideal de tubos destinados à troca de calor entre o fluido e uma superfície é baseada na abordagem introduzida por Miguel (2008), adaptada a secções retangulares, confrontando as expressões da taxa de trans-

ferência de calor de canais baseada no balanço de energia do fluido que os atravessa:

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

onde ϕ_c corresponde ao caudal volúmico da rede de canais paralela, dado por

$$\phi_c = n_c A_t u_m [m^3/s] \quad (2.2)$$

Na expressão (2.1), c_{pf} é o calor específico do fluido a pressão constante, ρ_f a massa volúmica do fluido, T_{in} e T_{out} correspondem às temperaturas de entrada e saída do fluido no canais, respetivamente. Na Eq. (2.2), A_t é a área da secção transversal, u_m a velocidade média do fluido no interior dos canais, n_c o número de canais da rede.

Velocidade do escoamento

A expressão da velocidade do fluido no interior dos canais pode ser determinada através da Eq. 1.29

$$u_m^2 = \left(\frac{2D_h \Delta p}{\rho_f f L} \right) \quad (2.3)$$

Como referido anteriormente, o comprimento característico em canais retangulares é dado a partir do diâmetro hidráulico. Tendo em conta o *aspect ratio* é possível normalizar a respetiva Eq. (1.26) desse diâmetro pela dimensão W , tomando a seguinte forma

$$D_h = \frac{2H\alpha}{(1 + \alpha)} \quad (2.4)$$

Substituindo (2.4) na Eq. (2.3) fica

$$u_m^2 = \frac{4}{\rho_f f} \frac{H\alpha}{(1 + \alpha)} \frac{\Delta p}{L} \quad (2.5)$$

Considerando

$$\gamma = \frac{H\alpha}{L(1 + \alpha)}$$

resulta que

$$u_m^2 = \frac{4L}{\rho_f f} \gamma \left(\frac{\Delta p}{L} \right) \quad (2.6)$$

Como revisto na secção 1.3.1, a relação entre os valores da correlação fRe de Incropera *et al.* (2007) e Shah & London (1978) difere na gama dos valores utilizados como *aspect ratio*. A correlação de Shah & London (1978), pode ser dada em termos do mesmo *aspect ratio* usado por Incropera *et al.* (2007) :

$$fRe = G = g(\alpha) \quad (2.7)$$

onde $g(\alpha)$ é uma aproximação polinomial de terceiro grau dada por

$$g(\alpha) = 51.059 + 5.4495\alpha + 0.25934\alpha^2 - 0.057154\alpha^3 \quad (2.8)$$

Para o regime laminar, usando a correlação dada pela Eq. (2.8) e substituindo (2.4) em (1.29), a relação anterior toma a seguinte forma para escoamentos laminares

$$u_{m,lam} = \frac{8L^2}{G\mu_f} \gamma^2 \left(\frac{\Delta p}{L} \right) \quad (2.9)$$

Para escoamentos turbulentos, o processo é análogo ao que se efetuou para o regime laminar, mas tomando a correlação fRe para o regime turbulento. Assim, substituindo a Eq. (1.37) em (2.6), a expressão da velocidade passa a ter a seguinte forma:

$$u_{m,turb} = \frac{10.398(L\gamma)^{5/7}}{\mu_f^{1/7} \rho_f^{3/7}} \left(\frac{\Delta p}{L} \right)^{4/7} \quad (2.10)$$

Taxa de Transferência de calor

A partir das equações da velocidade para os diferentes escoamentos é possível descobrir o caudal volúmico e a taxa de transferência de calor.

Para o regime laminar o caudal volúmico é dado a partir da substituição de (2.9) na Eq. (2.2).

$$\phi_{lam} = n_c HW \frac{8L^2}{G\mu_f} \gamma^2 \left(\frac{\Delta p}{L} \right) \quad (2.11)$$

Substituindo agora na Eq. (2.1) obtemos a taxa de transferência de calor para escoamento laminar

$$q_{lam} = n_c HW \frac{8\rho}{G\mu_f} \gamma^2 \left(\frac{\Delta p}{L} \right) c_p \Delta T \quad (2.12)$$

Da mesma forma, o caudal volúmico e a taxa de transferência de calor para escoamentos turbulentos obtêm-se substituindo a Eq. (2.10) em (2.2) e (2.2) em (2.1), respetivamente

$$\phi_{turb} = n_c HW \frac{10.398(L\gamma)^{5/7}}{\mu_f^{1/7} \rho_f^{3/7}} \left(\frac{\Delta p}{L} \right)^{4/7} \quad (2.13)$$

$$q_{turb} = n_c HW \frac{10.398\rho^{4/7}(L\gamma)^{5/7}}{\mu_f^{1/7}} \left(\frac{\Delta p}{L} \right)^{4/7} c_p \Delta T \quad (2.14)$$

onde ΔT corresponde a variação da temperatura entre a entrada e a saída.

Geometria dos canais com base na abordagem construtal

A segunda parte da adaptação da metodologia proposta por Miguel (2008), passa por identificar o valor do comprimento L que possibilita uma maior transferência de calor mantendo uma baixa resistência ao escoamento.

Desta forma, a geometria ótima dos canais com um determinado comprimento é obtido igualando as expressões (2.12) e (2.14), $q_{lam} = q_{turb}$, condição da qual resulta

$$\gamma = 1.226G^{7/9} \frac{\mu_f^{2/3}}{(\Delta P/L)^{1/3} \rho_f^{1/3}} \quad (2.15)$$

A aplicação do número de Bejan na expressão anterior simplifica a equação. Este parâmetro representa a queda de pressão adimensional num canal de comprimento L e exerce o mesmo papel na convecção forçada que o número de Rayleigh exerce na convecção natural.

$$Be = \frac{L^3(\Delta p/L)}{\mu_f \alpha_f} \quad (2.16)$$

Tendo em conta o número de Bejan e que pela definição de Prandtl ($Pr_f = \frac{\mu_f c_{pf}}{k_f}$), a Eq. (2.15) toma a seguinte forma

$$\xi = 1.226 \left(\frac{Pr_f}{Be} \right)^{1/3} \quad (2.17)$$

onde

$$\xi = \frac{\gamma}{G^{7/9}}$$

Esta equação permite calcular a geometria dos canais usados nesta dissertação com base na Lei Construtal.

2.3. Projeto de um sistema de tubos paralelos

Esta secção tem como objetivo dimensionar uma configuração de canais paralelos projetado a partir de um processo de otimização construtal. Esta será construída com o objetivo de avaliar as suas potencialidades como sistema de gestão térmica.

Na secção anterior foi determinada uma relação (Eq.2.17) que permite dimensionar os canais por onde irá circular a água com o objetivo de arrefecer uma superfície teste. A projeção dos canais paralelos é feita tendo em conta que esta deve manter a mesma área de contacto de outro sistema de escoamento configurado a partir da Lei Construtal. Este sistema de escoamento consiste numa rede dendrítica dimensionada e projetada por Clemente (2015). O processo de transferência de calor local ocorre junto à superfície que se pretende arrefecer e expressa-se pela Lei de Newton:

$$\dot{q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.18)$$

onde h corresponde ao coeficiente de transferência de calor por convecção, A_s a área de superfície de transferência de calor, T_s e T_∞ correspondem à temperatura da superfície e à temperatura do fluido longe da superfície. Sendo assim esta área que será a mesma entre a rede paralela e a rede dendrítica, de modo a podermos comparar ambos os sistemas em termos de gestão térmica de superfícies.

Dimensionamento Construtal

Para o dimensionamento dos canais, consideram-se as condições de projeto sintetizadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2: Condições de Projeto

$\Delta p/L$	933.33 Pa/m
T_{med}	25 °C
ΔT	1 °C
T_{amb}	21 °C
Comprimento dos canais	0.128 m

A Eq. (2.17) dá-nos uma relação entre a geometria dos canais e comprimento dos tubos, unicamente dependente das propriedades à temperatura média do fluido circulante

(água), a $25^{\circ}C$ que se encontram sintetizadas na Tabela 2.3.

Tabela 2.3: Propriedades da água à temperatura média de projeto

Propriedade	Valor
Massa específica, ρ_f	$976.6 \text{ kg}/\text{m}^3$
Viscosidade dinâmica, μ_f	$8.55 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$
Condutibilidade térmica, k_f	$0.613 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
Calor específico, c_{pf}	$4179 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
Difusividade térmica, α_f	$1.627 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
Número de Prandtl, Pr_f	5.83

Desta forma, aplicando a equações (2.16) e (2.17), obtém-se para as condições mencionadas, os valores do número de Bejan, $\text{Be} = 9.49708 \times 10^{11}$ e assumindo um comprimento dos canais, L , de 0.128 m e uma altura, $H = 5 \text{ mm}$, o valor do *aspect ratio* resulta em $\alpha = 1.1$.

A partir da Eq. (1.23), com $H = 5 \text{ mm}$ verifica-se que $W = 5.5 \text{ mm}$. Como referimos anteriormente, a rede paralela é projetada de modo a manter a mesma área onde ocorre a transferência de calor por convecção forçada entre as duas abordagens. Considerando apenas um canal retangular, verifica-se que a sua área correspondente é de $A_{sp} = W \times L = 704 \text{ mm}^2$.

Assim para uma área dendrítica, $A_{sd} = 2218.55 \text{ mm}^2$, obtém-se o número de canais da rede paralela, $n_c = \frac{A_{sd}}{A_{sp}} = 3.15$. Considerando 3 canais, a relação entre A_{sd} e A_{sp} é de 1.05.

O espaçamento entre os canais (s), foi feito tendo em conta a largura da superfície a testar. Assim para uma largura de 100 mm obtém-se $s = \frac{100 \times n_c \times W}{n_c - 1} = 47.75 \text{ mm}$.

3 Instalação experimental

O estudo do comportamento térmico de uma superfície teste, em que arrefecimento é feito a partir da convecção forçada num conjunto de mini-canais dimensionados tendo por base a Lei Construtal, contempla duas abordagens que se pretende comparar. Uma em rede dendrítica, projetada por Clemente (2015), e outra mais convencional, ou seja, um sistema de mini-canais paralelos, baseado nos cálculos efetuados no capítulo 2.

3.1. Estrutura de Instalação

A instalação experimental é constituída por uma superfície teste, um sistema de arrefecimento e uma fonte de calor (Figura 3.1). A medição da temperatura à entrada e saída do sistema de arrefecimento, bem como na superfície teste, é efetuada por um conjunto de 7 termopares de tipo-K. A aquisição dos dados de temperatura é feita com uma placa de aquisição de dados Pico Technology TC-08.



Figura 3.1: Instalação Completa

Fonte de Calor

O aquecimento da superfície teste é efetuado a partir de uma lâmpada de halogénio Osram Haloliner Eco Superstar de 400 W (Figura 3.2). A fonte de calor está situada num suporte que permite a regulação da distância entre a fonte e a superfície, de modo

a realizar ensaios para diferentes temperaturas. O suporte permite uma variação de 5 *cm* até 95 *cm*.

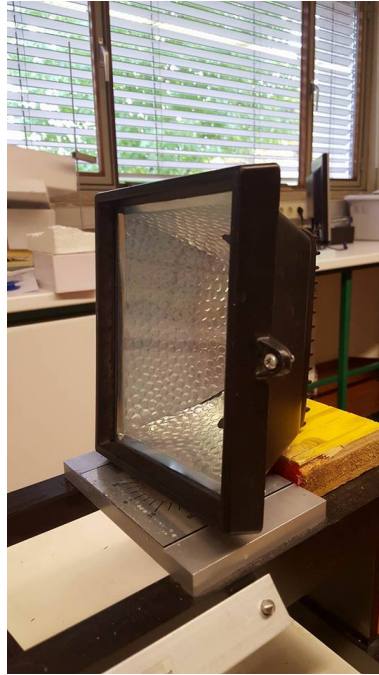


Figura 3.2: Fonte de luz

Superfície Teste

A superfície teste é aquecida com a energia irradiada da fonte de calor. De modo a garantir uma boa taxa de transferência de calor ao longo do material, foi escolhido como material para a placa-teste um alumínio 5083. As propriedades termofísicas do material fornecidas pelo fabricante encontram-se descritas na tabela 3.1.

Tabela 3.1: Propriedades do Alumínio da Superfície Teste

Material	ρ_a	$c_{p,a}$	k_a
[–]	[<i>kg/m</i> ²]	[<i>J/kg.K</i>]	[<i>W/m.K</i>]
Alumínio 5083	2660	900	127

O dimensionamento das diferentes configurações foram obtidas tendo por base o arrefecimento de uma peça com uma área de superfície de 12.8 *cm* × 10 *cm*. A espessura da peça é de 1,5 *cm*.

3.2. Sistema de arrefecimento

O sistema de gestão térmica é baseado num sistema de arrefecimento usado em microprocessadores, modelo EK WATER BLOCK EK-KT L120, do qual se usou a bomba com reservatório e um conjunto radiador + ventilador (Figura 3.3). A bomba é ligada ao radiador com um ventilador acoplado, permitindo o arrefecimento do fluido à entrada do radiador que, por sua vez, está ligado à interface que contém os canais para o arrefecimento da placa-teste (Fig. 3.4). O modelo da bomba é um EK-XRES DCP 2.2 capaz de atingir um caudal de $400L/h$. De modo a obter uma maior fiabilidade de resultados obtidos foi aumentado a capacidade do reservatório passando de 0.05 litros para 3 litros.



Figura 3.3: Bomba e Ventilador+Radiador

A interface contendo os canais que efetuam o arrefecimento é o componente onde são impressas (com impressora 3D) as diferentes configurações aplicadas ao arrefecimento direto da placa de alumínio. Devido a elevada complexidade dos perfis aplicados nas interfaces o material usado na impressão foi o PLA. Devido a sua elevada fluidez de extrusão e baixa contração permite obter peças com maior fiabilidade relativamente ao detalhe.

3.3. Construção do protótipo

Rede dendrítica

A configuração da rede dendrítica é obtida a partir do dimensionamento realizado por Clemente (2015). O protótipo foi concebido de modo a ser realizado um auto-

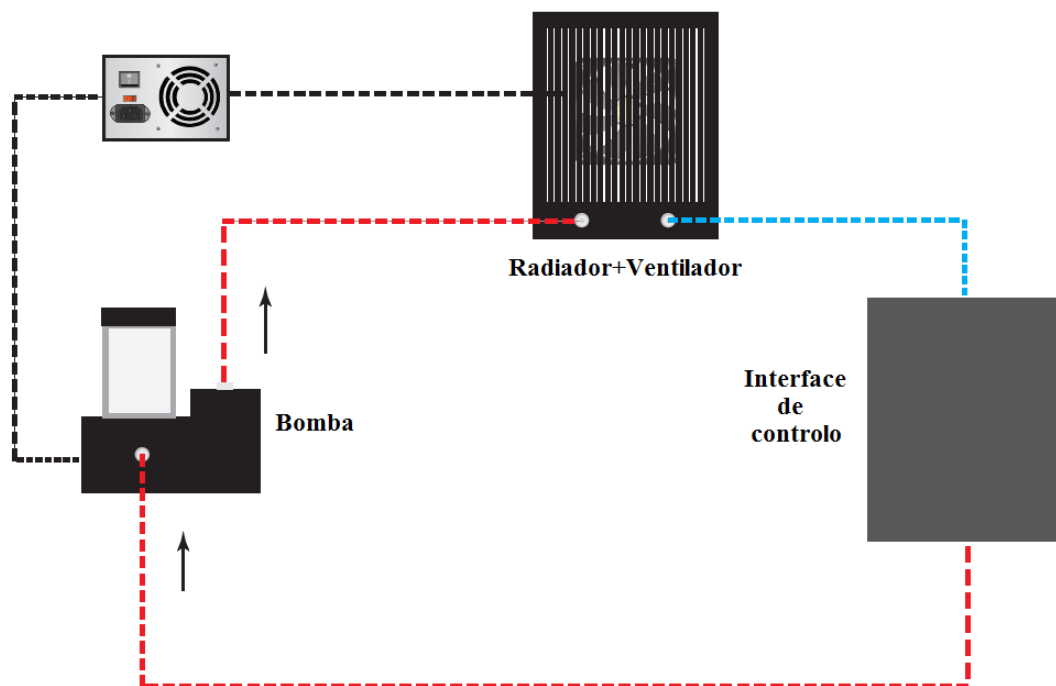


Figura 3.4: Esquema do sistema de gestão térmico [Adaptado de Clemente (2015)]

aperto entre a interface de controlo e a superfície-teste. Na superfície-teste foram feitos furos, de modo a fazer um roscado interno de 4 mm alinhados com os furos da interface de controlo. De acordo com o exposto na secção 2.1, a interface com o perfil dendrítico é dividida em duas placas, sendo a passagem do fluido, de uma placa para a outra, feita por canais de 1 mm de diâmetro situados na extremidade dos últimos canais da rede (Figura 3.5). De modo a garantir a passagem do fluido e evitar fugas introduziu-se entre as duas placas um tecido de borracha esponjoso em PDM, onde foram, posteriormente, feitos os furos para garantir a passagem do fluxo. Este tecido tem uma dureza de 20 Shore A, permitindo que a espessura do tecido seja reduzida de 3 mm para $500\text{ }\mu\text{m}$ com o aperto final. Este tecido permite um ótimo funcionamento a temperaturas até 120°C . Após o aperto final introduz-se uma borracha selante nas faces laterais das placas.

Rede de Canais Paralelos

A rede paralela, projetada na Secção 2.3, foi projetada de modo a que apenas os canais paralelos fossem responsáveis pelo processo de arrefecimento da superfície teste (Figura 3.6). De modo a evitar fugas, foi usado o mesmo tecido de borracha, cortado

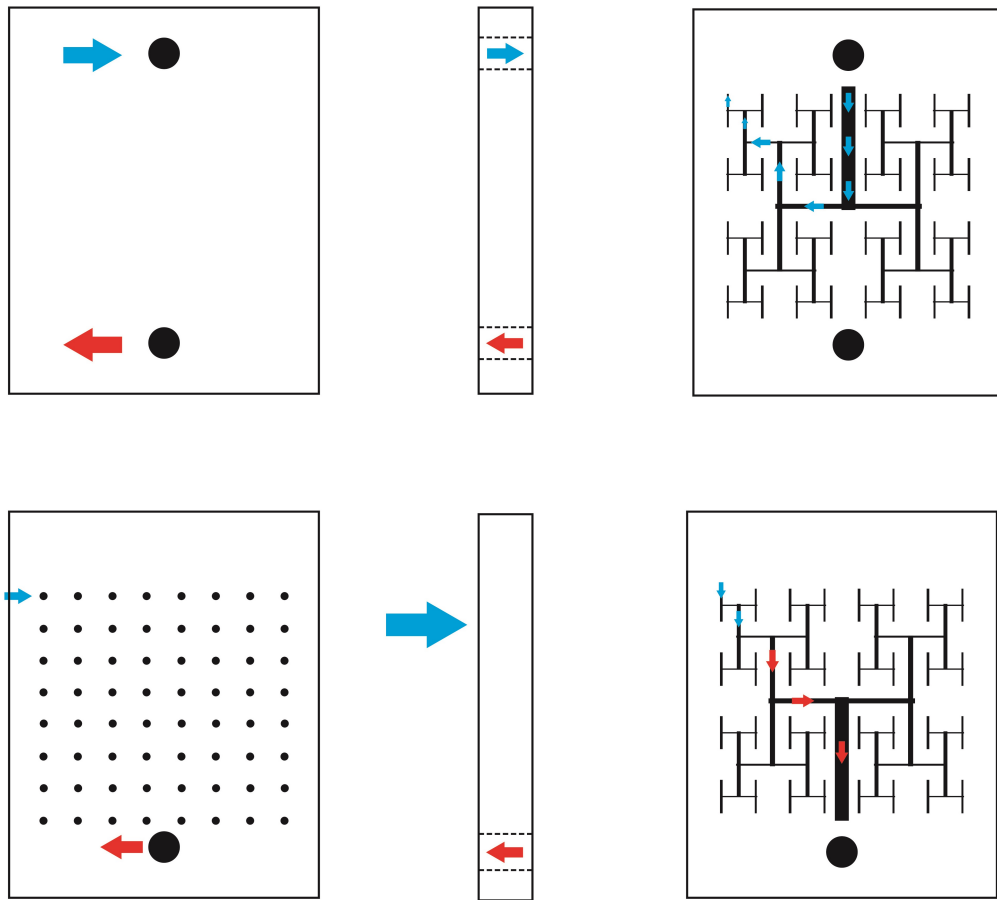


Figura 3.5: Escoamento da rede dendrítica

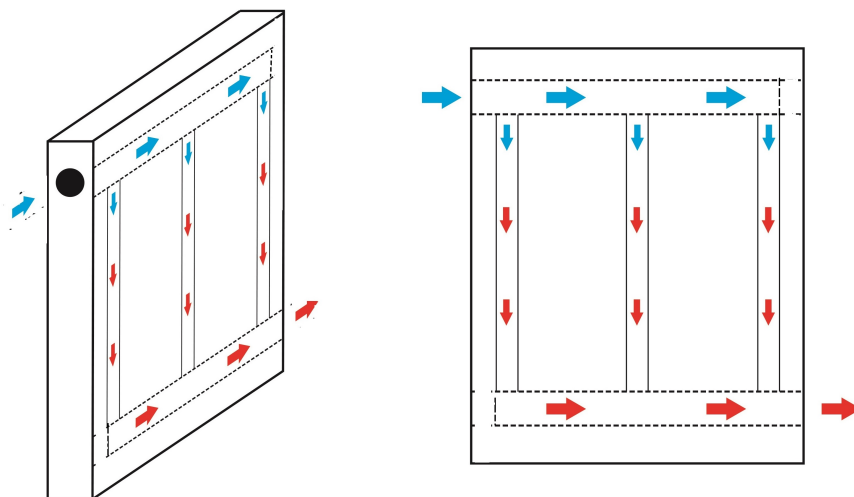


Figura 3.6: Escoamento da rede paralela

Gestão térmica dinâmica de superfícies: canais paralelos ou redes dendríticas?

com o mesmo perfil da rede paralela e colado à interface de controlo.

4 Metodologia

4.1. Técnicas de diagnóstico

4.1.1. Medição da Temperatura

A medição de temperatura na superfície teste é realizada com termopares do tipo-K. Este tipo de sensor de temperatura é constituído por duas ligas metálicas: uma constituída por Cromel, uma liga com 90% de Níquel e 10% de Crómio; e outra por Alumel, 95% de Níquel e 5% de Alumínio. As ligas formam um circuito fechado nas extremidades. Se estas estiverem sujeitas a uma diferença de temperatura, gera-se uma força electromotriz (até 50.990 mV) cuja tensão é proporcional à diferença térmica dentro uma gama de temperatura relativamente elevada (até 1280°C).

Nesta instalação, os termopares estão localizados de modo a permitir uma medida qualitativa da distribuição da temperatura na superfície teste (Figura 4.1a)) e também obter as temperaturas à entrada e à saída da interface de controlo com as duas configurações diferentes (Figura 4.1b)). A superfície foi limpa de modo a não haver interferências com a extremidade do termopar em contacto com a superfície. Essa extremidade foi fixa com fita de alumínio.

A aquisição das temperaturas dos ensaios experimentais é realizada com uma placa de aquisição de dados de termopares TC-08 (Figura 4.2) e o software PicoLog Recorder da Pico Technology. A taxa de aquisição foi definida como 1 Hz .

O software utilizado permite uma visualização e registo das medições de temperatura em tempo real, expondo os resultados em forma de gráfico e em tabelas, de modo a que estes possam ser analisados posteriormente.

A placa de aquisição $TC - 08$ tem capacidade para 8 medições possíveis em simultâneo. Os termopares utilizados podem ser do tipo B, E, J, K, N, R, S e T. A gama de valores do aparelho permite medições entre os -270°C e os 1820°C com uma resolução de 0.025°C

De modo a saber se a superfície mantém uniformidade térmica em todo o seu

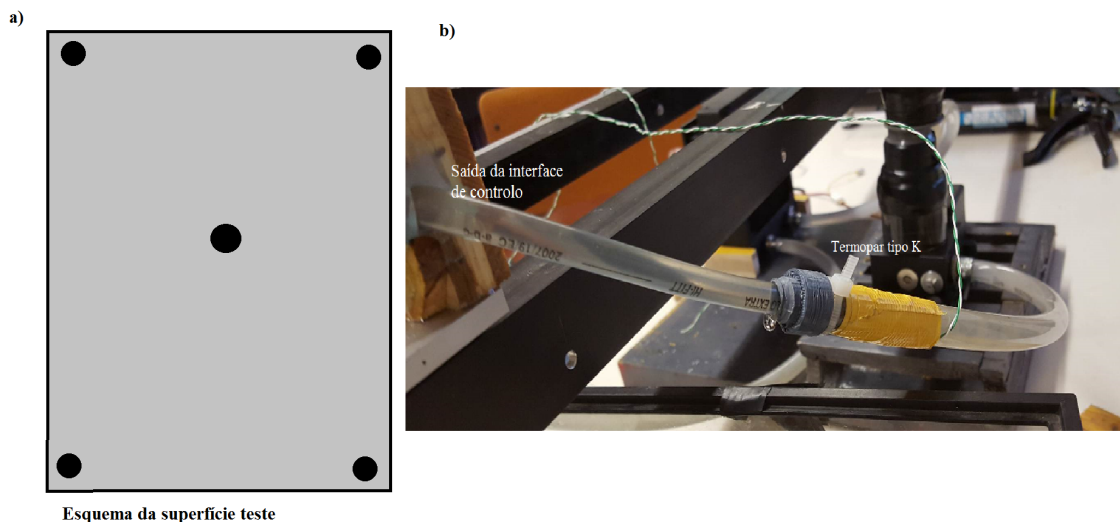


Figura 4.1: Localização dos termopares na instalação experimental

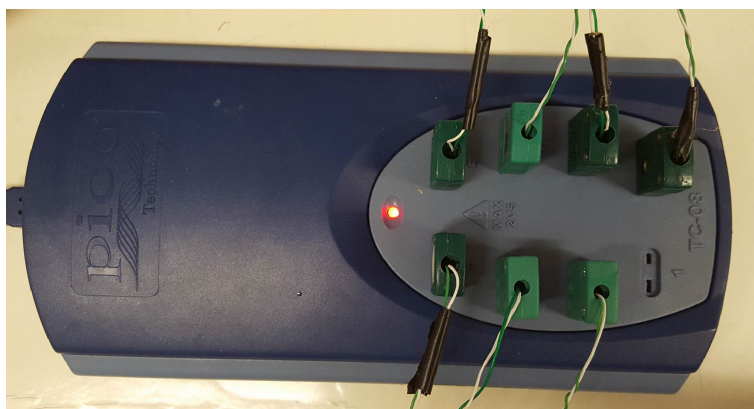


Figura 4.2: Placa de aquisição de dados

domínio foi utilizada uma câmara termográfica *FLIR E6*.

4.1.2. Calibração do caudal

O caudal mássico que circula no sistema de arrefecimento foi devidamente calibrado. A medição desse caudal nas diferentes configurações foi realizada recorrendo a uma balança digital, a uma câmara de vídeo e um depósito de descarga. A balança digital é uma *AND GF-3000*, com uma capacidade máxima de 3100 g (Fig.4.3). Este aparelho permite a leitura da pesagem do caudal mássico antes de entrar no sistema de arrefecimento e após o sistema, possuindo um erro máximo de 0.1 g. Este procedimento é acompanhado da análise dos tempos de descarga a partir de vídeo. Estes tempos correspondem ao tempo de enchimento do depósito. A análise de vídeo é realizada num

software que permite uma redução da velocidade de vídeo até 0.125 vezes.



Figura 4.3: Balança utilizada para obter o peso da descarga

4.2. Metodologia experimental

4.2.1. Caracterização da temperatura na superfície teste

O tempo de resposta da superfície teste sujeita ao fluxo de calor imposto pela lâmpada de halogénio foi analisado, de modo a aferir o valor a que estabiliza a temperatura, sem nenhum sistema de arrefecimento acoplado. Procedeu-se à análise da variação do gradiente térmico a partir dos termopares colocados de acordo com a Figura 4.1a).

Nas medições efetuadas em cada ensaio, a evolução de temperatura analisada consiste na média das medidas de temperatura efectuadas pelos 5 termopares. O pós-processamento dos dados passa por obter o calor acumulado ao longo de cada ensaio pela superfície teste sem qualquer tipo de sistema de arrefecimento.

Cada ensaio foi executado de modo a variar a distância entre a fonte de calor e a superfície teste. As distâncias consideradas são de 5 *cm*, 10 *cm* e 15 *cm*.

4.2.2. Caracterização do sistema de arrefecimento

O desempenho das diferentes configurações foi analisado de modo a aferir qual dos dois modelos permite uma gestão mais eficiente em termos de transferência de calor. As medições foram efectuadas de modo semelhante ao usado anteriormente adicionando termopares à entrada e à saída da interface de controlo.

Deste modo cada ensaio é realizado de acordo com os seguintes passos:

1. Iniciação em simultâneo da descarga de água da rede para o reservatório, até esta descarga abastecer o sistema com a sua capacidade máxima, e do transformador que vai fornecer energia à bomba e ao radiador;
2. Uma vez estabilizada a temperatura da superfície teste, é iniciado o registo de dados de temperatura ao ritmo de uma medida por segundo;
3. Após 20 medidas de temperatura, é acionada a fonte de luz posicionada de acordo com as distâncias testadas para a caracterização da temperatura na superfície teste;
4. Após terminar o registo dos valores de temperatura, realiza-se uma medição de caudal, baseado no tempo de enchimento de um depósito.

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

1. Comparação dos comportamento térmicos da superfície térmica sem sistema de arrefecimento e com os dois sistemas acoplados;
2. Cálculo da potência de arrefecimento durante o ensaio com base na variação da temperatura à entrada e à saída da interface de controlo para as duas configurações usadas.

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%.

O erro associado à temperatura da superfície, tendo em conta os canais paralelos e à rede dendrítica é de 3.38% e 4.23% respectivamente.

O erro associado à medição do caudal à entrada e à saída, para os canais paralelos e a rede dendrítica é de 1.37%, 0.59% e 1,09% respectivamente.

4.2.3. Parâmetros de medição

Para obter a análise de temperatura ao longo da superfície teste a partir da câmara termografica, é necessário calibrar os seus parâmetros de medição. Esses parâmetros

dependem do tipo de material da superfície, da temperatura da superfície e da distância à qual é tirada a termografia. A emissividade do alumínio 5083 é dada pelo fornecedor da superfície teste como $\varepsilon = 0.05$. Para obtermos a gama de temperaturas segundo o qual está a superfície teste, procedeu-se à leitura da temperatura no local onde se encontrava m termopar tipo K. Assim a temperatura retirada é introduzida como parâmetro de temperatura.

5 Análise de Resultados

Este capítulo da dissertação tem como objetivo a caracterização do comportamento térmico dos sistemas de canais paralelos e com rede dendrítica, de modo a poder compará-los. Uma vez que a linha de orientação construtal procura minimizar a resistência ao escoamento e maximizar a transmissão de calor, serão esses os tópicos essenciais.

5.1. Queda de pressão e regime do escoamento

A partir da análise dos dados dos ensaios, foi retirado o caudal mássico à entrada e à saída da interface de controlo com a pesagem do enchimento do depósito, e do tempo de descarga. Usando, posteriormente, a massa volúmica da água à temperatura ambiente obteve-se o caudal volúmico em cada sistema de arrefecimento. Os resultados estão expostos na tabela 5.1

Tabela 5.1: Caudal à entrada e à saída da interface de controlo para a configuração paralela e dendrítica

-	Paralela	Dendrítica
$\phi_e [m^3/s]$	8.9×10^{-5}	8.9×10^{-5}
$\phi_s [m^3/s]$	4.78×10^{-5}	9.64×10^{-6}
c_D	0.54	0.11

O coeficiente de descarga, c_D é obtido a partir da razão entre os caudais. Verifica-se que a rede paralela possui um menor nível de constrangimento à passagem do fluido pelos canais, em relação à estrutura em rede dendrítica.

Como foi mencionado anteriormente, o regime do escoamento é uma maneira de o caracterizar. Deste modo, usando os valores acima tabelados, obtém-se a velocidade média do escoamento nos canais, de modo a calcular o número de Reynolds. No caso da rede dendrítica foi determinado o regime no canal com menor e maior diâmetro

hidráulico. Os valores calculados e os respectivos parâmetros que definem o número de Reynolds estão expostos nas tabelas 2.3 e 5.2

Tabela 5.2: Regimes dos escoamentos

-	A_t [m^2]	$u_{m,s}$ [m/s]	Re_{D_h}
Rede paralela [D_h [m] = 5.24×10^{-3}]	2.75×10^{-5}	1.74	10120
Rede dendrítica [D_h [m] = $1,5 \times 10^{-3}$]	3×10^{-6}	3.21	5357
Rede dendrítica [D_h [m] = $4,62 \times 10^{-3}$]	3×10^{-5}	0.31	1649

Como vemos pelos valores expressos na tabela 5.2, o escoamento na rede paralela é turbulento, enquanto que na rede dendrítica transita de laminar a turbulento à medida que os canais diminuem o seu diâmetro hidráulico.

5.2. Gestão Térmica

5.2.1. Sistema de arrefecimento

A gestão da temperatura da superfície tem como objetivo controlar as trocas de energia para manter a temperatura num determinado valor. Como foi dito anteriormente, a superfície é testada para diferentes valores de irradiação variando a distância entre o foco de luz e a superfície-teste. Em termos térmicos, a superfície teste é caracterizada com e sem sistema de arrefecimento. A figura 5.1 mostra a variação da temperatura no tempo para diversas distâncias da superfície-teste à fonte de luz, sendo esta uma forma de variar o fluxo imposto. Nas experiências realizadas, a temperatura de estabilização foi atingida para cada condição. Esses valores estão expressos na Fig.5.2.

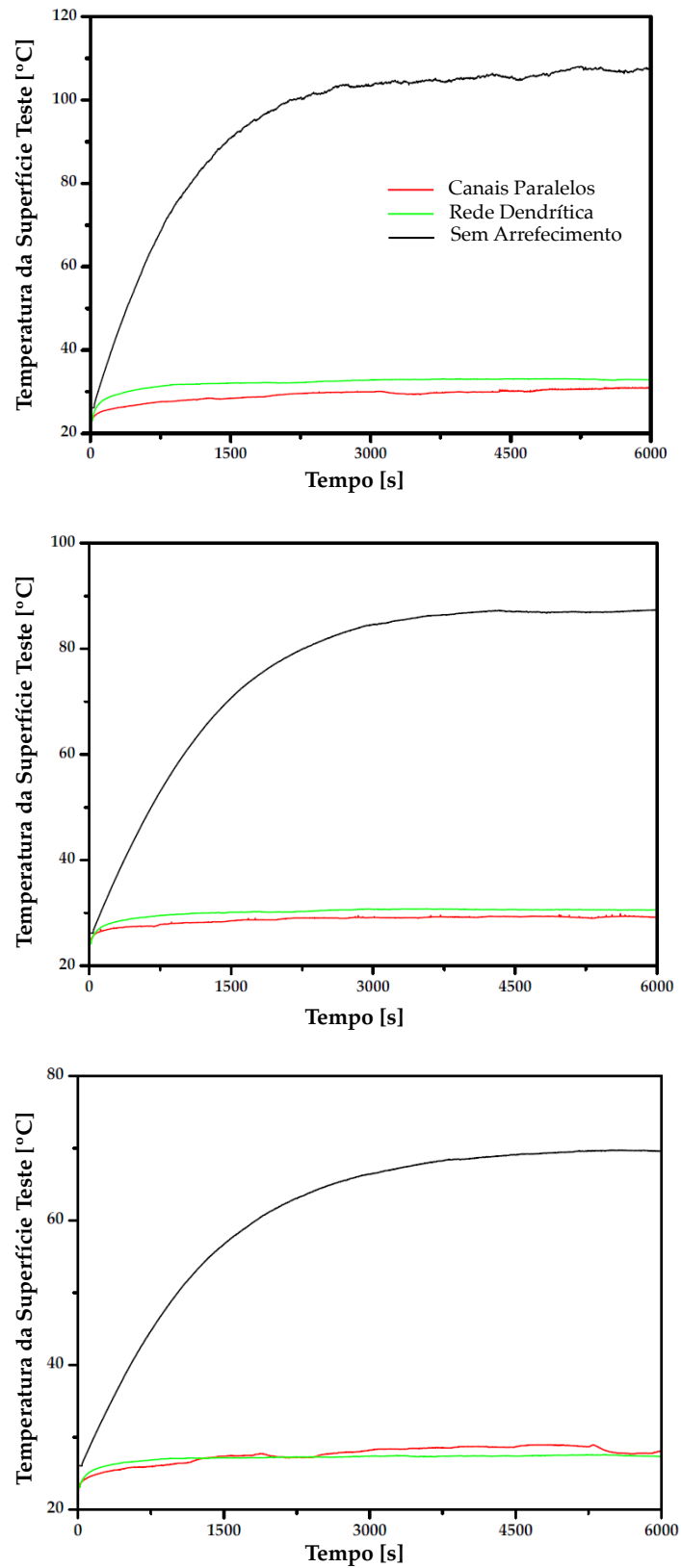


Figura 5.1: Comparação das temperaturas médias da superfície teste obtidas para uma distância à fonte de 5, 10, 15 *cm*

A figura 5.2 salienta os valores elevados de temperatura atingidos pela superfície, e a sua diminuição com a distância resultante do menor fluxo imposto pela fonte de luz. A implementação do sistema de arrefecimento permite uma redução até 70% da temperatura atingida pela superfície sem qualquer tipo de arrefecimento. De um modo geral, com o sistema de arrefecimento, a superfície mantém-se a uma temperatura essencialmente constante e independente da distância. Em termos comparativos, o resultado final é semelhante entre as abordagens de canais paralelos e rede dendrítica.

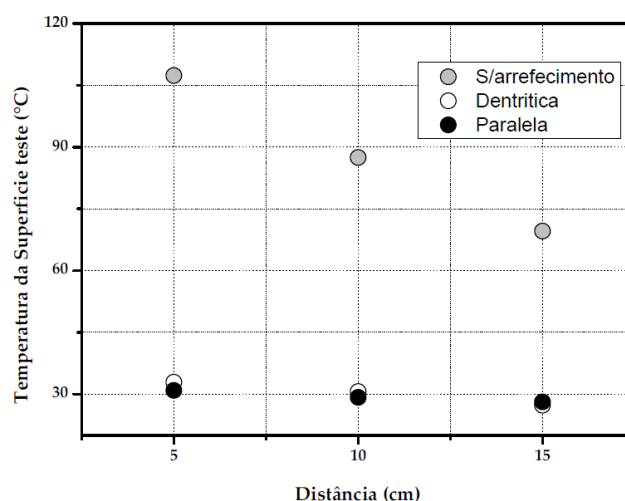


Figura 5.2: Temperatura máxima da superfície para diferentes distâncias entre a superfície e a fonte de luz.

5.2.2. Resposta dos sistemas de arrefecimento

Um dos aspetos a considerar é a resposta dada por cada um dos sistemas quando sujeito a um determinado fluxo imposto. Isto é, em regime transiente, quanto tempo demora a atingir a estabilização. O exemplo apresentado na figura 5.3 ilustra a metodologia. Considera-se como condição de temperatura estabilizada quando essa atinge 99% da diferença entre o valor final, considerando um mínimo de 100s, e o valor inicial.

Os resultados obtidos para os tempos característicos de resposta em função da temperatura média estabilizada estão sintetizados na Fig.5.4.

A rede dendrítica tem um tempo de resposta relativamente constante e independente da distância ou da temperatura média final de estabilização. No caso dos canais paralelos, quanto maior for o fluxo de calor imposto, expresso pela maior proximidade da fonte de radiação à superfície, tanto o tempo de estabilização como a temperatura

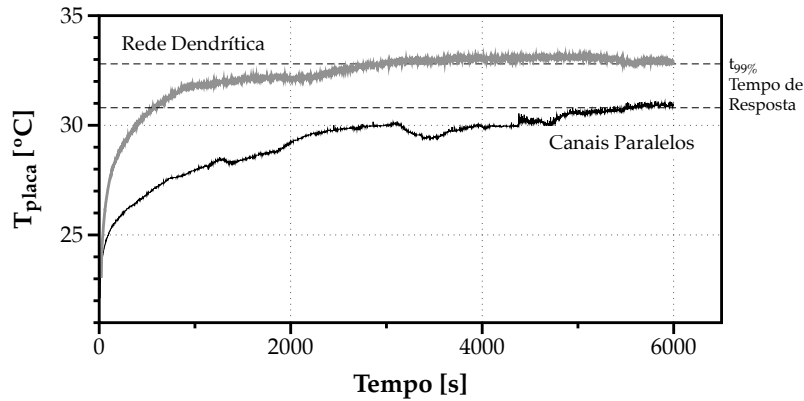


Figura 5.3: Variação da temperatura da superfície com sistema de arrefecimento para a distância de 5 cm.

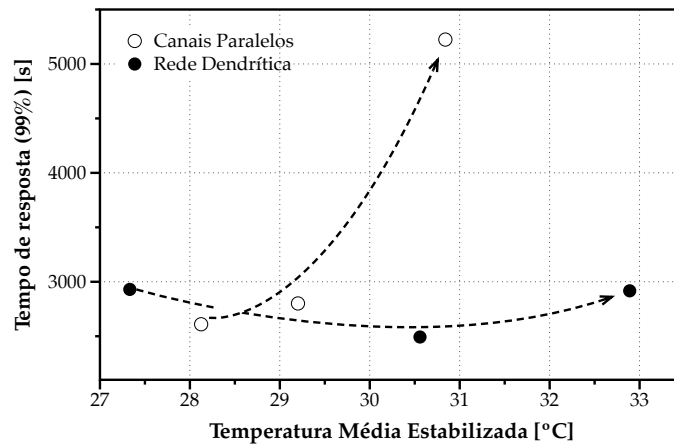


Figura 5.4: Tempos característicos de resposta em função da Temperatura média estabilizada.

final tende a aumentar significativamente. A partir do dimensionamento efectuado no capítulo 2 é perceptível que a geometria dos canais paralelos depende da temperatura do fluido circulante, enquanto que a rede dendrítica depende da área da superfície a arrefecer, do nível de construção da rede e da dimensão do diâmetro com menor dimensão. À medida que a distância entre fonte e superfície aumenta, a irradiação diminui e, conseqüentemente, a temperatura do fluido de arrefecimento. Assim, a temperatura da água aproxima-se da temperatura para a qual o sistema foi dimensionado, tornando-se equiparável a rede dendrítica. Ainda nesse sentido, sugere-se que o sistema de arrefecimento com os canais paralelos permite um tempo de resposta mais curto à medida que a temperatura do fluido circulante se aproxima da temperatura considerada aquando o seu dimensionamento.

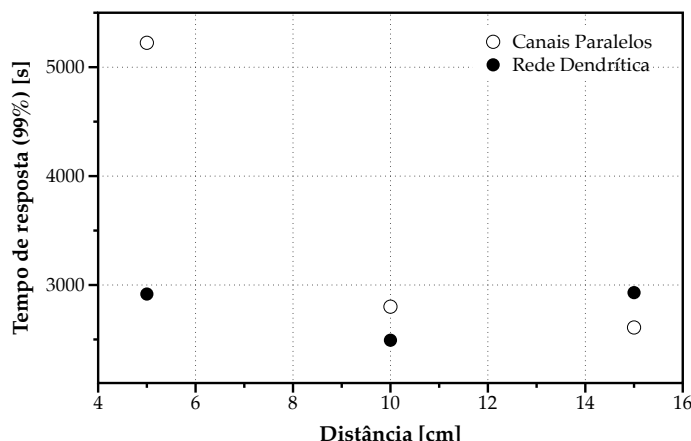


Figura 5.5: Tempos característicos de resposta em função da distância à fonte de irradiação.

5.2.3. Calor retirado por convecção forçada

Como referido anteriormente, a temperatura à entrada e à saída da interface de controlo foi medida ao longo dos ensaios. A partir do caudal à saída da interface, e das respetivas variações de temperatura ao longo do tempo, é possível verificar qual o calor retirado por convecção forçada da rede dendrítica e dos canais paralelos. A figura 5.6 representa a variação da temperatura à entrada e saída da interface dos ensaios realizados para uma distância de 10 *cm* entre a superfície teste e a fonte de luz.

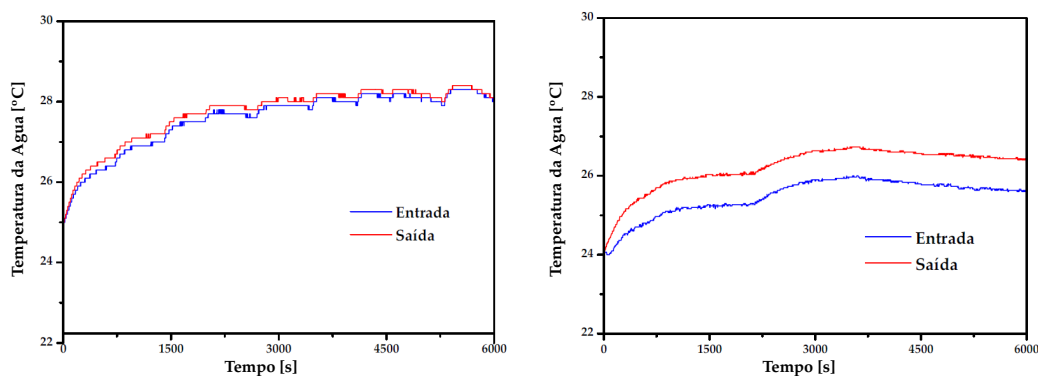


Figura 5.6: Variação da temperatura da água à entrada e saída da interface de controlo. À esquerda, a variação correspondente à interface de controlo com os canais paralelos e à direita a rede dendrítica.

A taxa de energia retirada por convecção forçada obtém-se a partir de um balanço de energia em regime permanente como

$$q_{cf} = \dot{m}c_p(T_{m,0} - T_{m,i}) \quad (5.1)$$

A figura 5.7 retrata a variação da convecção forçada para as duas configurações com a variação da distância. Os valores calculados foram obtidos a partir do período de estabilização quando o regime é permanente.

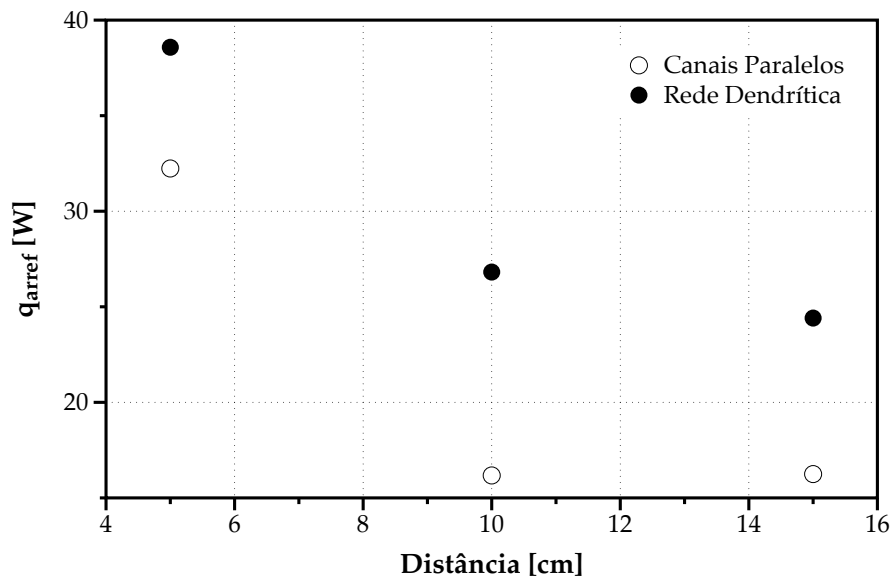


Figura 5.7: Potência de arrefecimento da rede dendrítica e dos canais paralelos com a variação da distância.

Apesar de a temperatura da superfície teste atingir valores semelhantes para ambos os sistemas, a potência de arrefecimento é maior na rede dendrítica a partir dos valores registados de temperatura da água à saída e entrada da interface de controlo. Uma vez que o calor específico é semelhante entre casos, as diferenças observadas devem-se a dois parâmetros: o caudal mássico; e a diferença de temperatura da água entre a saída e a entrada. Neste caso, a rede dendrítica possui um caudal mássico menor, logo, o aumento deve-se à diferença de temperatura (como se pode observar na figura 5.6). O facto da rede dendrítica possuir uma maior perda de carga implica que o tempo de residência da água a circular no circuito é maior, permitindo uma maior extração do calor.

Análise termográfica da superfície teste

No decorrer dos ensaios experimentais, uma das questões que se colocou foi avaliar o grau de homogeneidade na distribuição de temperatura entre os sistemas de arrefecimento. Com o auxílio de uma câmara termográfica obteve-se uma imagem da superfície teste a funcionar em regime permanente para os sistemas de arrefecimento com canais paralelos e com uma rede dendrítica (Figura 5.8). Estas imagens foram retiradas a uma distância de 20 *cm* e destinam-se apenas a uma análise qualitativa.

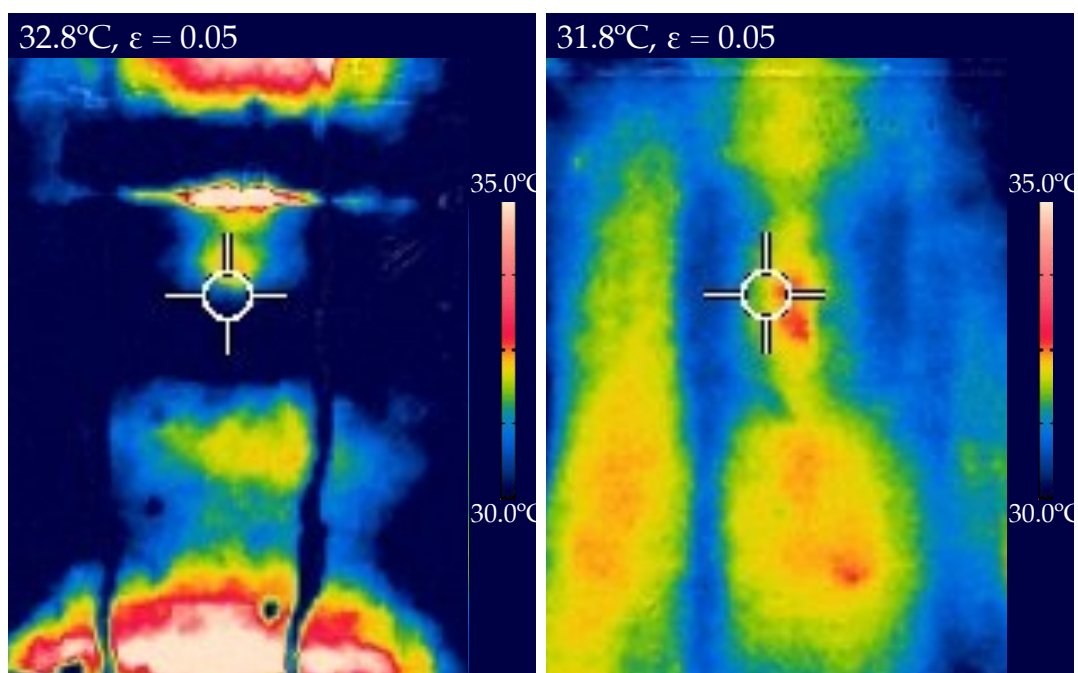


Figura 5.8: Termografia da superfície teste com arrefecimento obtido a partir dos canais paralelos (esquerda) e da rede dendrítica (direita). O aquecimento radiativo foi efetuado a uma distância de 20 *cm* apenas para efeitos de análise qualitativa.

Em nenhum dos casos se observa uma distribuição de temperatura de superfície uniforme. No caso do arrefecimento executado a partir da configuração paralela, o arrefecimento é mais favorável nas regiões laterais, correspondentes à localização dos canais paralelos nas extremidades. Nas partes superior e inferior dos canais paralelos, onde se tem a entrada e saída de fluido, a temperatura é superior pelo facto do líquido não entrar em contacto direto com a superfície.

No caso da rede dendrítica, apesar de alguma heterogeneidade na distribuição de temperatura, o grau de homogeneidade é maior do que nos canais paralelos, o que se deve à distribuição da água pela área de arrefecimento através no ramais inerentes

ao design construtal. Contudo, salvaguarda-se que estes resultados são preliminares, porém, sustentam a importância de aprofundar este tópico em futuros trabalhos.

6 Notas Conclusivas

A gestão térmica de superfícies é essencial no melhoramento da performance de sistemas electrónicos. Existem várias abordagens possíveis, porém, esta dissertação focou-se no contacto direto de um líquido com a superfície usando canais. Assim, otimizar o sistema de gestão térmica implica, necessariamente, a otimização da configuração desses canais. É neste ponto que entra o contributo da Lei Construtal, onde se enuncia que *"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."* Assim, a estratégia seguida na tese consiste na aplicação da Lei Construtal como ferramenta inovadora no dimensionamento de sistemas de gestão térmica com canais. A Lei Construtal mostra a possibilidade de obter uma diversidade de configurações para o arrefecimento de uma superfície. Recordando que, apesar deste princípio ser universal, as configurações obtidas a partir da sua aplicação podem não o ser, uma vez que são obtidas para certas condições, logo, podem não produzir, necessariamente, uma configuração ideal para outro tipo de condições. Assim, as duas abordagens exploradas foram o arrefecimento convencional com canais paralelos e o menos convencional com canais em rede dendrítica.

A configuração de canais em rede dendrítica proveio de um trabalho anterior (Clemente, 2015). Os canais paralelos foram dimensionados a partir da abordagem proposta por Miguel (2008), mas adaptada a canais com secção retangular. Isso levou ao desenvolvimento de um modelo matemático em que a geometria ideal dos canais depende apenas das propriedades termofísicas do fluido e da sua temperatura de funcionamento.

De modo a efetuar a comparação entre configurações, realizaram-se ensaios experimentais com uma placa de alumínio aquecida por efeito radiativo um foco de luz numa face, e arrefecida na face oposta pelo sistema de gestão térmica. De modo a variar o fluxo de calor imposto variou-se a distância de 5, 10 e 15 cm. Em termos de resistência ao escoamento, a rede dendrítica oferece maior perda de carga do que os

canais paralelos. Depois, no que diz respeito ao desempenho térmico, a caracterização dos sistemas de arrefecimento foi feita em termos de tempo de resposta, potência de arrefecimento, e temperatura da superfície estabilizada, sumariadas do seguinte modo:

- a rede dendrítica possui um tempo de resposta, mais linear e estável do que os canais paralelos;
- a rede dendrítica produz uma maior variação entre a temperatura da água à entrada e saída da interface de controlo, devido ao facto de este sistema possuir uma maior resistência ao escoamento, logo, sugere-se que isso aumenta o tempo de residência do líquido em contacto com a superfície, melhorando as trocas de calor;
- apesar de ambas as configurações obtidas reduzirem a temperatura para valores similares, a rede dendrítica permite um tempo de resposta mais consistente independente da temperatura e da distância entre o foco de luz e a superfície teste.
- as configurações de canais obtidas pela Lei Construtal permitem uma redução da temperatura da superfície teste em 70% quando comparada com a temperatura atingida pela superfície sem qualquer tipo de sistema de arrefecimento acoplado.

Sugestões de trabalhos futuros

O estudo realizado nesta dissertação permitiu mostrar uma via de aplicação da Lei Construtal em sistemas de arrefecimento. No entanto, o sistema dendrítico atual possui ainda uma elevada perda de carga, logo, sugere-se como trabalho futuro:

- estudar o efeito de uma rede dendrítica com menor nível "construtais" (menos ramais), permitindo, assim, reduzir a perda de carga;
- e comparar configurações com diferentes níveis "construtais", e avaliar o seu desempenho através da análise do comportamento térmico de uma superfície;
- uma vez que o trabalho realizado nesta dissertação foca-se em configurações construtais para sistemas de arrefecimento, seria interessante estudar também aplicação deste tipo de configurações para o aquecimento de uma superfície.

Bibliografia

- Bejan, Adrian, & Lorente, Sylvie. 2008. *Design with Constructal Theory*. John Wiley & Sons, Inc.
- Bejan, Adrian, & Zane, J.Peter. 2012. *Design in Nature*. Doubleday.
- Chen, LinGen. 2012. Progress in study on constructal theory and its applications. *Science China Technological Sciences*, **55**(3), 802–820.
- Clemente, Miguel Rolinho. 2015. Thermal Management of Photovoltaic Cells based on Constructal Law.
- Duarte, João André Rodrigues. 2015. Design de um Painel Radiante com base na Lei Construtal.
- Haywood, Anna M., Sherbeck, Jon, Phelan, Patrick, Varsamopoulos, Georgios, & Gupta, Sandeep K.S. 2015. The relationship among {CPU} utilization, temperature, and thermal power for waste heat utilization. *Energy Conversion and Management*, **95**, 297 – 303.
- Incropera, Frank P, DeWitt, David P, Bergman, Theodore L, & Lavine, Adrienne S. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Dekker Mechanical Engineering, vol. 6th. John Wiley & Sons.
- Kandlikar, Satish G., & II, Clifford N. Hayner. 2009. Liquid Cooled Cold Plates for Industrial High-Power Electronic Devices—Thermal Design and Manufacturing Considerations. *Heat Transfer Engineering*, **30**(12), 918–930.
- Lee, Han Ju, & Lee, Sang Yong. 2001. Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights. **27**.

- Mccomas, S T. 2016. A Comparison of Predicted and Measured Friction Factors for Turbulent Flow Through Rectangular Ducts VI.
- Miguel, Antonio F. 2008. Constructal design of solar energy-based systems for buildings. *Energy and Buildings*, **40**(6), 1020–1030.
- Moharana, Manoj Kumar, Agarwal, Gaurav, & Khandekar, Sameer. 2011. Axial conduction in single-phase simultaneously developing flow in a rectangular mini-channel array. *International Journal of Thermal Sciences*, **50**(6), 1001–1012.
- Pang, Liping, Wang, Minxing, Wang, Wei, Liu, Meng, & Wang, Jun. 2013. Optimal Thermal Design of a Stacked Mini-Channel Heat Sink Cooled by a Low Flow Rate Coolant. *Entropy*, **15**(11), 4716.
- Rehme, K, & Nuclear, Karlsruhe. 1973. A Comparison of Predicted and Measured Friction Factors for Turbulent Flow Through Rectangular Ducts. **16**, 933–950.
- Shah, R.K., & London, A.L. 1978. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*. Academic Press.
- Zhang, Chun-ping, Lian, Yi-fu, Yu, Xiang-fei, Liu, Wei, Teng, Jyh-tong, & Xu, Tingting. 2013. International Journal of Heat and Mass Transfer Numerical and experimental studies on laminar hydrodynamic and thermal characteristics in fractal-like microchannel networks . Part A : Comparisons of two numerical analysis methods on friction factor and Nusselt number. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **66**, 930–938.