



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Desempenho térmico de sprays multijato aplicados a chuveiros

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

Autor

Mariana Salgado Costa e Sousa

Orientador

Miguel Rosa Oliveira Panão

Júri

Presidente Professor Doutor António Manuel Mendes Raimundo
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Vogal Professor Doutor José Joaquim da Costa
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

Resumo

Uma das componentes mais relevantes no consumo doméstico de água é o volume gasto durante um duche. Porém, enquanto diversas estratégias têm sido desenvolvidas para restringir o caudal de água consumido, muito pouco tem sido feito quanto à evolução tecnológica das cabeças de chuveiro. É nesse contexto que se insere a presente dissertação onde, em vez de um modelo convencional baseado em jatos, se explora uma estratégia com base na atomização de líquidos, focando-se, nomeadamente, num dos fatores essenciais na caracterização de uma boa experiência de duche: o conforto térmico.

Assim, neste estudo, é quantificada a transferência de calor de um spray de gotas ao longo da sua trajetória, aferindo o seu desempenho térmico, de modo a verificar se este representa uma boa alternativa à estratégia usada em chuveiros convencionais, quer em termos de gradiente térmico, quer em termos da energia gasta para o aquecimento de água. Para isso, construiu-se uma instalação experimental que permite medir a temperatura da água em diversas distâncias a partir do atomizador entre $0.03m$ e $0.63m$. A gama de temperaturas à saída do atomizador estudadas está entre os $40^{\circ}C$ e os $60^{\circ}C$ e o caudal volumétrico foi fixado em $3.9l/min$. As experiências realizadas permitiram analisar o efeito da temperatura inicial, à saída do atomizador no gradiente térmico, e a distribuição de temperatura num perfil radial, bem como comparar o consumo de energia associado com outros sistemas convencionais.

Os resultados obtidos durante as experiências permitem concluir que uma cabeça de chuveiro que atomiza água (por via de uma atomização multijato) deve estar, preferencialmente, a uma distância de $0.33m$ do corpo, visto que nesse plano se atinge o conforto térmico e a partir desse valor a transferência de calor estabiliza. Por outro lado, o sistema de aquecimento deverá fornecer água a uma temperatura de, aproximadamente, $48^{\circ}C$, pois a distribuição da temperatura da água é mais uniforme e, à distância de $0.33m$, a água aproxima-se da temperatura de conforto térmico de $41^{\circ}C$, reportada na literatura. A análise do consumo de energia associado à transferência de calor num chuveiro constituído por um spray multijato indica que, embora utilize o mesmo caudal volúmico que o sistema convencional mais económico, o gasto de energia é menor. Por outro lado, embora o gradiente térmico seja mais acentuado do que num sistema convencional baseado em jatos de água, tal não afeta o desempenho térmico do sistema baseado numa atomização de líquidos.

Palavras Chave: Transmissão de calor, spray multijato, chuveiro, desempenho térmico, conforto térmico, experiência de um chuveiro

Abstract

One of the most relevant components of domestic water consumption is the volume spent during a shower. However, while several strategies have been developed in order to restrict the water flow rate consumed, very little has been made on the technological evolution of showerheads. It is within the referred context that this dissertation is developed. Instead of a conventional strategy based on jets, one based on liquid atomization is explored by focusing on one of the essential factors for the characterisation of a good shower experience: the thermal comfort.

In this study, the heat transfer of a spray, in its dispersion pattern, is quantified, in order to assess its thermal performance and verify if this represents or not an alternative to the conventional strategy used in showers. Namely, the analysis focus on the thermal gradient, and the implication of reducing the water flow rate in the energy used for water heating. Thus, an experimental facility has been built to measure the water temperature at several distances from the atomizer ($0.03 - 0.63m$) considering as well a range of water temperatures considered at the showerhead exit is between $40^{\circ}C$ and $60^{\circ}C$, and the water flow rate is fixed at $3.9l/min$. The experiments performed allowed analysing the effect of the water exit temperature on the thermal gradient, temperature distribution within a radial profile, as well as compare the energy consumption with other more conventional systems.

The results gathered from the experiments allow concluding that a water atomizing showerhead (through a multijet atomization) should impinge on the body at an average distance of $0.33m$ to provide a good thermal comfort, since heat transfer stabilises below that plane. On the other hand, the heating system should supply water at, approximately, $48^{\circ}C$, given the more uniform temperature distribution and, at the distance of $0.33m$, water approaches the temperature of thermal comfort reportedly known from the literature as being $41^{\circ}C$.

Moreover, the analysis on the energy consumption associated with heating water in a shower made of a multijet spray indicates that, while using the same flow rate as the most economic conventional system, the energy consumed is lower. However, while the thermal gradient is expected to be larger than other systems based on water jets, this should not affect the thermal performance of a shower based on liquid atomization.

Keywords: Heat transfer, multijet spray, shower, thermal performance, thermal comfort,

shower experience

Determinação, coragem e autoconfiança são fatores decisivos para o sucesso. Não importa quais sejam os obstáculos e as dificuldades. Se estamos possuídos de uma inabalável determinação, conseguiremos superá-los. Independentemente das circunstâncias, devemos ser sempre humildes, recatados e despidos de orgulho.

[Dalai Lama]

Agradecimentos

Esta dissertação foi fruto de muito trabalho físico e psicológico mas não seria possível sem algumas pessoas que fazem parte da minha vida e que foram, de facto, essenciais na conclusão deste trabalho. Sem a força e coragem que me transmitiram tudo o que conquistei até agora seria mais difícil de alcançar. Este é então o momento de lhes prestar o meu reconhecimento.

Em primeiro lugar não posso deixar de agradecer à minha família que sempre quis e tudo fez para que não desistisse dos meus sonhos e que, com todo o seu amor, conseguiu que eu atingisse os meus objetivos.

Aos meus queridos amigos, amigos de todas as horas, amigos de sempre e de há pouco tempo, que me deram o alento necessário nos momentos em que tudo parecia desmoronar-se e que trabalharam comigo afincadamente para que conseguíssemos atingir o ponto final.

Agradeço ainda ao meu orientador, o Professor Doutor Miguel Rosa Oliveira Panão pelos ensinamentos e motivação quando esta era escassa, com todas as histórias que tem para contar e ainda por me dar a conhecer novas formas e plataformas de trabalho.

Por fim, dedico esta dissertação à minha Mãe que, embora não esteja fisicamente entre nós, me deu sempre a maior força e o maior amor de todos - combustíveis essenciais na realização de todo o meu trabalho ao longo da minha vida pessoal e académica.

Conteúdo

Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xi
Nomenclatura	xiii
1 Introdução	1
1.1 Estado atual do conhecimento	8
1.2 Noções sobre uma atomização multijato	11
1.3 Modelo físico de transmissão de calor num chuveiro por atomização	14
1.4 Objetivos	17
2 Instalação e Metodologia Experimental	19
2.1 Instalação Experimental	19
2.1.1 Termoacumulador	19
2.1.2 Sensores de temperatura	20
2.1.3 Sistema de aquisição de dados	22
2.1.4 Atomizador multijato	23
2.2 Metodologia Experimental	24
3 Análise e Discussão dos Resultados	29
3.1 Caracterização dos perfis de temperatura	29
3.2 Efeito da temperatura inicial no gradiente de temperatura	31
3.3 Efeito da temperatura inicial na transmissão de calor	33
3.4 Comparação com sistemas convencionais	35
4 Sumário e Conclusões	37
Bibliografia	39
A Base de dados da transmissão de calor no chuveiro	41

Lista de Figuras

Figura 1.1	Consumo de água em Queensland, de acordo com Beal <i>et al.</i> (2011).	2
Figura 1.2	Relação entre a temperatura média preferida da água e o caudal volú- mico (Ohnaka <i>et al.</i> , 1994).	9
Figura 1.3	Esquema paramétrico de um spray causado por dois jatos (Panão & Delgado, 2012).	12
Figura 1.4	Espetro da folha de líquido obtido quando $N_j = 2$ (Panão & Delgado, 2014).	13
Figura 1.5	Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção.	16
Figura 2.1	Instalação Experimental.	20
Figura 2.2	Termoacumulador <i>ARISTON VELIS VLS H/V 50L</i> (esquerda); Placa sensor para medição da temperatura no impacto (direita-topo); Termopar tipo J revestido para medir temperatura da água à saída do atomizador (direita- baixo).	21
Figura 2.3	Placa de aquisição de dados <i>Data Translation DT9828</i>	22
Figura 2.4	Medição de temperatura na atomização multijato, em que T_s corres- ponde à temperatura da superfície, T_e à temperatura da água à saída do ato- mizador e T_∞ à temperatura ambiente.	23
Figura 2.5	Temperatura à saída do atomizador em função da distância e de acordo com a temperatura de referência com um desvio de 5%.	26
Figura 2.6	Erro associado às temperaturas médias obtidas de acordo com a distân- cia entre as placas de termopares e o atomizador e a temperatura de referência.	27
Figura 3.1	Distribuição de temperaturas para as condições estudadas de $T_{ref} \in$ $[40, 48, 60]^\circ\text{C}$	29
Figura 3.2	Relação entre a temperatura média obtida com as placas na região central ($\pm 40\text{mm}$) e a que seria obtida caso fosse usada a informação de todos os sensores no perfil.	30

Figura 3.3	Comparação qualitativa da amplitude entre a abertura de um chuveiro convencional e a do atomizador multijato.	31
Figura 3.4	Evolução da temperatura medida nas placas de termopares centrais.	32
Figura 3.5	Evolução da variação da temperatura.	33
Figura 3.6	Evolução do coeficiente de convecção h e do número de Nusselt médio, Nu , com a distância.	34

Lista de Tabelas

Tabela 1.1	Fluxo volúmico e energia gasta durante um banho de acordo com o tipo de chuveiros (Critchley & Phipps, 2007).	5
Tabela 1.2	Coefficientes de correlação resultantes do tamanho médio da gota (Panão & Delgado, 2014).	13
Tabela 2.1	Valores do diâmetro médio da gota.	24
Tabela 3.1	Características médias estimadas para as gotas do spray.	34
Tabela 3.2	Comparação dos valores da Tabela com os valores obtidos em relação ao atomizador, com $T_{amb} = 23.45^{\circ}C$, de acordo com as temperaturas de referência de 40, 48 e $60^{\circ}C$, respetivamente.	36
Tabela A.1	Dados utilizados na obtenção da Fig. 2.5 para o caso em que $T_e = 40^{\circ}C$	41
Tabela A.2	Dados utilizados na obtenção do Erro [%] na Fig. 2.6.	42
Tabela A.3	Temperaturas médias obtidas [$^{\circ}C$] e utilizadas na realização da Fig. 3.4.	42
Tabela A.4	Valores de θ obtidos com base nas temperaturas médias (Fig. 3.5).	43
Tabela A.5	Dados utilizados na obtenção do coeficiente de transferência de calor [W/m^2K] da Fig. 3.6.	44
Tabela A.6	Dados utilizados na obtenção do número de Nusselt da Fig. 3.6.	44

Nomenclatura

A_s	Área de superfície [m ²]
Bi	Número de Biot ($= hL_c/k$)
c_d	Coefficiente de descarga do atomizador
c_p	Poder calorífico a pressão constante [J/kgK]
d	Diâmetro [μm]
d_{10}	Diâmetro médio aritmético [μm]
d_{32}	Diâmetro médio de Sauter [μm]
h	Coefficiente de transferência de calor [W/(m ² K)]
L_c	Comprimento característico [m]
L_{pi}	Distância percorrida pelos jatos até à colisão [mm]
Nu	Número de Nusselt ($= hL_c/k_f$)
k	Condutibilidade térmica [W/(mK)]
Pr	Número de Prandtl ($= \mu c_p/k$)
\dot{Q}	Potência térmica [W]
Q	Energia [J]
R_t	Resistência térmica [(m ² K)/W]
Re	Número de Reynolds ($= \rho u d/\mu$)
t	Tempo [s]
T	Temperatura [°C]
T_∞	Temperatura ambiente [°C]
T_e	Temperatura de referência à saída do atomizador [°C]
u	Velocidade [m/s]
V	Volume [L]
\dot{V}	Caudal volúmico [L/min]
We	Número de Weber ($= \rho u^2 d/\sigma$)
Z	Distância entre os módulos de termopares e o atomizador multijato [mm]

Símbolos gregos

μ	Viscosidade dinâmica [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$]
ρ	Massa volúmica [kg/m^3]
σ	Tensão superficial [N/m]
Δt	Intervalo de tempo [s]
ρ_a	Massa volúmica do ar ambiente [kg/m^3]
ϑ	Semi-ângulo de incidência dos jatos
θ	Diferença entre uma temperatura e a temperatura ambiente [°C]

Subscritos

a	acumulação
cond	condução
conv	convecção
f	fluido
g	gota
i	interior
j	jato
ref	referência
s	superfície

1 Introdução

A água é um recurso renovável. Contudo, se o seu consumo for superior à capacidade que a natureza tem de a renovar, esta premissa deixa de ser válida e as espécies ficam em risco de vida. Conhecendo a importância deste recurso, é essencial avaliar as necessidades efetivas de consumo de água, racionalizando o seu gasto através de uma educação e consciencialização da população para essa temática.

A sustentabilidade do abastecimento de água em áreas urbanas é motivo de preocupação do ponto de vista ambiental, social e económico. Os serviços públicos de água enfrentam desafios na prestação dos seus serviços, de modo a reduzir os gastos associados, mantendo a qualidade do serviço de fornecimento prestado. Porém, o aumento da concentração da população em áreas urbanas, o crescimento económico e um estilo de vida exigente no consumo de recursos, podem levar a um uso ineficiente de água, o que tem levado os ambientalistas a adotarem uma postura mais assertiva na conservação da água e na educação das populações para a redução do seu consumo. A tentativa de redução do consumo de água passa pela inclusão de aparelhos eficientes como cabeças de chuveiro de baixo consumo. Estes equipamentos fazem parte integrante da maioria do gasto de água em residências de áreas urbanas, e por isso, a poupança de água em edifícios pode revelar-se eficaz; porém o potencial de economia de água por aparelhos de eficiência é elevado. Além disso, os incentivos para a mudança de unidades eficientes no uso da água (e.g. restringindo o caudal volumétrico) são aceites mais facilmente pelo público quando comparados com outras políticas de gestão da água como é o caso do aumento de preços. Num estudo recente de Vieira *et al.* (2007) sobre o uso doméstico de água em Portugal verificou-se que o componente mais relevante está associado ao consumo de água em duchas e banhos ($36\pm 13\%$), daí que este seja o contexto principal em que se insere o tema desta dissertação, sendo que as características dos aparelhos de água variam de forma significativa, dependendo de diversos fatores como os hábitos pessoais, sócio-económicos, culturais, condições climáticas e ainda, de residência para residência, de região para região e até mesmo de um aparelho para outro numa mesma residência, ambos em termos de média de caudal e de volume de água consumida em cada um.

Vieira *et al.* (2007) dizem ainda que os valores registados pelos contadores são superiores aos valores realmente consumidos numa residência, per capita, 134 L/pessoa.dia, e que se

tomam em média 2.5 duches por dia, durante aproximadamente 5.7 minutos e 0.1 banhos durante 6.9 minutos.

Os principais contribuintes para o consumo de água, em Queensland (Austrália), entre as 7 e as 10h da manhã são os chuveiros, sanitários e máquinas de roupa, sendo que no período vespertino (entre as 5h e as 8h) são os sanitários, chuveiros e torneiras. Todas as regiões dessa localização demonstraram que existe uma maior concentração de uso desses componentes em residências com um aglomerado familiar maior. Concluiu-se assim que, em Queensland, o maior gasto de água ocorre nos duches numa média de 42.7 L/p/d (29.5%), em seguida surge a máquina de lavar a roupa com 31 L/p/d (21%), torneiras com 27.5 L/p/d (19%), sanitas com 23.7 L/p/d (16.5%), regas com 7 L/p/d (5%), máquina de lavar a loiça com 2.5 L/p/d (2%) e banho com 1.8 L/p/d (1%), sendo que existem fugas numa média de 9 L/p/d (6%). Esta informação encontra-se clarificada na Figura 1.1 (Beal *et al.* , 2011).

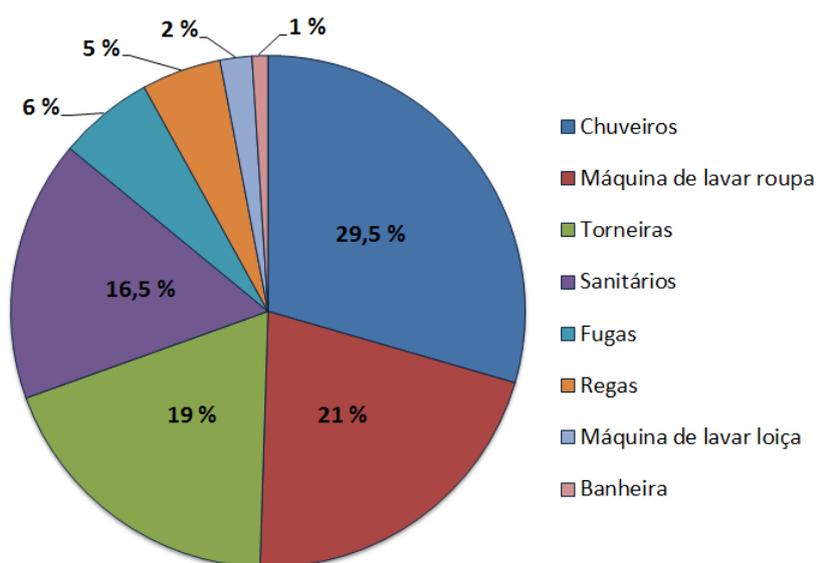


Figura 1.1: Consumo de água em Queensland, de acordo com Beal *et al.* (2011).

Sabe-se ainda que, dentro do agregado familiar, as crianças e os adolescentes utilizam mais água do que os adultos. Além disso, o uso de chuveiro e banheira aumenta com o número de pessoas empregadas fora de casa, o que sugere uma maior frequência de uso para aqueles que devem preparar-se para o trabalho (Mayer *et al.* , 1999).

A problemática do consumo de água em residências indica-nos que esta é desperdiçada essencialmente em banhos e duches. O método mais eficaz para reduzir o consumo de água através de chuveiros consiste na restrição do caudal volúmico nos misturadores com uma perda

de carga através da instalação de constrangimentos nas entradas de água quente e fria para a unidade de mistura.

Em termos do uso eficiente de água em higiene, é prática recorrente recomendar um duche em vez de um banho pelo facto do primeiro permitir um menor gasto de água e, de acordo com estudos publicados neste âmbito, é possível confirmar que se gastam aproximadamente 35L de água num duche, ao passo que se gastam 80L num banho (Alkhaddar & Phipps, 2008). Porém, estes valores podem variar mediante o instante em que a água é aquecida, situação essa que apresenta um fluxo típico de 4 a 8 L/min e que depende não só da duração do duche, como também da distância a que a água usada se encontra do mesmo. O aumento da utilização de chuveiros com caudais numa gama entre 8 e 15 L/min, bem como a mudança de hábitos pessoais podem aumentar as necessidades de fornecimento de água.

Os chuveiros podem assumir duas posições: fixados na parede, sendo que a queda de água pode variar com o design do produto, ou afixado na parede ou no teto e a queda de água ser na vertical, como é o caso dos chuveiros usualmente aplicados em balneários. Existem, por isso, diversos tipos de estratégias para produzir um chuveiro, como são exemplo os:

- *Elétricos convencionais:*

Neste tipo de chuveiro a água passa por uma resistência elétrica localizada no interior do reservatório do chuveiro, permitindo aquecer a água.

- *Eletrónicos:*

Possuem comando eletrónico de temperatura que permite o ajuste gradual da mesma e são muito económicos. Permitem ainda tomar banhos adequados à estação do ano presente, sem ocorrência de desperdício de água ou energia. Neste tipo de chuveiros as temperaturas podem estar referenciadas por cores ou números, de acordo com o grau de aquecimento da água que representam.

- *Multi-temperaturas:*

Baseiam-se na seleção da temperatura ideal de acordo com a estação do ano em questão.

- *Pressurizados:*

Permitem aumentar o volume e a pressão da água de maneira a proporcionar um banho mais relaxante.

- *Temperatura pré-definida:*

Pode variar entre temperaturas quentes, mornas e frias.

- *Digitais:*

É possível controlar algumas funções do chuveiro como a inicialização do mesmo, o fluxo e a temperatura da água, somente através de um controle remoto.

- *A gás:* Possui um comando de sistema elétrico e o aquecimento da água é feito através de GPL. Tem um funcionamento semelhante a uma caldeira que aquece a água e posteriormente a conduz para o chuveiro. Existem dois modos de aquecimento:

- Por passagem: A água é aquecida devagar quando passa por uma serpentina que fica em redor de uma câmara de combustão.
- Por acumulação: O reservatório funciona por acumulação da água no seu interior e o aquecimento ocorre quando esta passa por uma serpentina.

- *Com aquecimento solar:*

A energia solar captada por painéis solares é transformada em calor que permite aquecer a água, que se encontra no reservatório, mantendo-a quente por um maior período. É o método de aquecimento de água mais ecológico.

- *Misturadores:*

Combinam a água proveniente das fontes quente e fria. Produzem, normalmente, um fluxo superior aos chuveiros elétricos. Os chuveiros misturadores termostáticos funcionam melhor quando se pretende regular a temperatura, do que os misturadores normais.

- *Power shower:* Funcionam da mesma forma que os misturadores tendo em conta que misturam água quente e fria. No entanto, este tipo de chuveiros possui uma bomba no seu interior. Com ela é possível controlar a pressão e a temperatura a que a água circula numa determinada habitação.

- *Integral Power Shower:* Contém um caixa que possui um misturador termostático e uma bomba. Não aquece a água mas exige o armazenamento adequado de água quente e fria. Permite caudais que variam entre os 10 e os 18L/min.
- *Pump Shower:* É idêntico ao *Integral Power Shower*, no entanto o misturador e a bomba são adquiridos em separado. Utiliza-se quando se pretendem caudais elevados - próximos dos 20L/min.

A Tabela 1.1 sintetiza os resultados obtidos por Critchley & Phipps (2007) para o caudal volúmico, tempo médio de duração de um duche e energia gasta para diversos tipos de chuveiro.

Tabela 1.1: Fluxo volúmico e energia gasta durante um banho de acordo com o tipo de chuveiros (Critchley & Phipps, 2007).

Tipos de Chuveiro	Caudal volúmico	Duração	Volume Gasto	Energia Gasta
Elétrico	3.9 L/min	5.8 min	22.6 L	0.95 kWh
Misturador de longa duração	8 L/min	5.8 min	46.4 L	2.8 kWh
Misturador de curta duração	8 L/min	9 min	72 L	4.3 kWh
Com bomba	12 L/min	9 min	108 L	6.5 kWh
Banho	n/a	n/a	73 L	4.9 kWh

Quando se pretende avaliar a quantidade de água gasta ou consumida num determinado espaço devem ter-se em conta fatores como a temperatura, a estabilidade, o volume, a distribuição da água e a pressão na pele e deve saber-se que os fatores que determinam o desempenho de um determinado chuveiro são o caudal de água, o padrão de pulverização da água, a distribuição do tamanho da gota, o cone de spray, a temperatura da água e do chuveiro, o perfil de queda de temperatura vertical, a estabilidade e a pressão na pele (Alkhaddar & Phipps, 2008).

Verificando que os chuveiros são de facto o elemento doméstico que consome mais água, torna-se interessante estudar formas de restringir o caudal volúmico dos mesmos, permitindo assim uma redução na energia gasta, garantindo porém que estes transmitam, de qualquer forma, o conforto térmico necessário para uma boa experiência durante o banho. Surgem assim dois novos conceitos que serão clarificados seguidamente, o de conforto térmico e o que é, exatamente, ter uma boa experiência durante o banho.

O conforto térmico, segundo a ASHRAE, é o estado mental que indica a satisfação do homem com o ambiente térmico que o rodeia e depende necessariamente do equilíbrio térmico do corpo humano. Ora, como o homem é um ser homeotérmico, consegue manter a sua temperatura corporal interna constante e dentro de certos limites - $37 \pm 0.8^{\circ}C$, conseguindo ainda produzir energia interna devido à transformação dos alimentos no seu organismo, sendo que essa energia se consome na manutenção das funções fisiológicas vitais, na realização de atividade física e na libertação da mesma sob a forma de calor. Esta última reação fisiológica é superior quando se pratica exercício físico, o que implica que deverá ocorrer eliminação do excesso de calor sob a forma de transpiração para que a temperatura do corpo se mantenha constante. Este equilíbrio térmico do corpo humano mantém-se devido à ação do sistema de

termorregulação (Ruas, 2001).

O conforto e o equilíbrio térmico estão, deste modo, obrigatoriamente relacionados tendo em conta que a sensação que determinada pessoa tem de bem estar térmico depende da capacidade que o seu sistema de termorregulação tem de manter o equilíbrio térmico. Pode assim dizer-se que o conforto térmico varia de acordo com diferentes fatores individuais e ambientais. Nos individuais podem considerar-se a taxa de metabolismo do organismo e o vestuário e nos ambientais, a temperatura, humidade e velocidade do ar e a temperatura média radiante. A combinação desses mesmos fatores indica a sensação de conforto ou desconforto térmico (Ruas, 2001).

Considera-se assim necessário que, para que haja conforto térmico, o corpo deve estar em equilíbrio, o que implica que toda a quantidade de calor ganho deve ser igual à quantidade de calor cedido para o ambiente. No entanto, o conforto térmico é subjetivo, isto é, varia de pessoa para pessoa, visto que a temperatura de um espaço que traduz conforto a uma pessoa não tem necessariamente de traduzir conforto térmico para a pessoa que se encontra ao lado. Surge assim a necessidade de conhecer a sensação térmica experimentada por diversas pessoas quando sujeitas a determinadas combinações das variáveis individuais e ambientais e que conduziu ao desenvolvimento de índices de avaliação térmica que não são mais do que parâmetros que representam o efeito combinado das variáveis intervenientes, sendo possível, através deles, avaliar a situação de um ambiente (Ruas, 2001).

Toda esta informação leva-nos a avaliar os efeitos que as temperaturas externas extremas podem ter sobre o organismo e analisar como reage o sistema de termorregulação humano quando se encontra sujeito a determinadas situações. Temperaturas muito baixas levam a que o calor cedido para o ambiente seja superior ao recebido e o organismo tende a esfriar, sendo que o sistema de termorregulação ativa mecanismos como a diminuição da circulação sanguínea periférica para evitar que o mesmo entre em hipotermia. Pelo contrário, as temperaturas altas indicam que a temperatura do ambiente se encontra mais elevada do que a do corpo humano, sendo que nesta situação o organismo ativa o funcionamento das glândulas sudoríparas e surge o aumento da circulação sanguínea. É por isso essencial que haja um controlo do ambiente térmico que rodeia o ser humano para que este se possa sentir confortável a nível térmico.

Depois da verificação do conforto térmico que um chuveiro transmite, deve conhecer-se a sensação física que os utilizadores experimentam aquando da utilização de um chuveiro como o que se será avaliado.

Os utilizadores que estão habituados a tomar duchas diariamente preferem chuveiros que forneçam um caudal volúmico de água adequado, a uma certa temperatura, de forma a lavar

e aproveitar a experiência de um banho higiênico, confortável e tranquilizante, sempre com água a circular pelo corpo para o manter quente (Critchley & Phipps, 2007). O caudal e a pressão adequados são fatores importantes quando se pretende obter conforto, sendo que muitos utilizadores preferem tomar um banho ao invés de um duche, tendo em conta que o primeiro é mais relaxante. No entanto, elevadas pressões são requeridas essencialmente quando se toma um duche frio (Phipps *et al.* , 2007).

A distribuição radial do spray de uma cabeça de chuveiro pode variar bastante quer em comparação entre diversos tipos de chuveiros quer entre diferentes configurações de um mesmo chuveiro, podendo afetar ainda a sensação física dos utilizadores. As cabeças de chuveiro podem variar também na sua capacidade de manter o padrão de pulverização perante diferentes caudais. Alguns chuveiros são desenhados para produzir um spray mais concentrado na zona central ou em forma de jato. Quando são adotados padrões de pulverização mais difusos, a dispersão do spray aumenta com o caudal, sendo que os chuveiros que permitem dispersões mais centralizadas funcionam, normalmente, com caudais reduzidos (Critchley & Phipps, 2007). Porém, não ocorrem diferenças claras entre o perfil de temperaturas de um chuveiro aéreo (assistido a ar) e um chuveiro convencional e, normalmente, perdas muito elevadas de temperatura ocorrem em chuveiros com caudais menores. De uma forma geral, o facto do corpo se encontrar completamente molhado pode afetar a experiência de um banho. É por isso importante clarificar a diferença entre uma restrição simples, que não é mais do que uma placa com orifícios, e um regulador de caudal mais sofisticado, que possui um restritor interno que altera a sua eficácia, de acordo com uma determinada pressão (Phipps *et al.* , 2007).

Os efeitos das mudanças do caudal no perfil de temperaturas e na pressão na pele podem ser previstos através de algumas medições, ao invés da dispersão do spray que é mais difícil de prever (Critchley & Phipps, 2007). É consensual que a temperatura da água de um banho é o fator principal quando se pretende definir a experiência de um chuveiro. Ora, um chuveiro tipicamente moderno com um misturador termostático bem concebido é perfeitamente capaz de dar uma sensação de estabilização da temperatura. No entanto, logo após a saída da água do chuveiro, esta sofre uma perda significativa de calor num processo relativamente complexo que se encontra relacionado com variáveis como o tamanho da gota, a diferença de temperatura entre a água e o ar ambiente e a humidade relativa. Tal pode trazer implicações no conforto que a água do chuveiro transmite, caso a restrição de caudal seja premeditada de tal modo que torne o uso do chuveiro em causa inaceitável para o utilizador. Por conseguinte, a economia de água pode ser alcançada mais facilmente caso a redução de fluxo tenha sido conseguida através da adoção de um design adequado para a cabeça do chuveiro, e não por

uma restrição simples (Phipps *et al.* , 2007).

1.1. Estado atual do conhecimento

A avaliação do desempenho de uma atomização multijato aplicada a um chuveiro é um tópico relativamente novo. Do ponto de vista hidrodinâmico, esse consiste numa redução do consumo de água, através do caudal volúmico, sem comprometer a capacidade de espalhamento da água pelo corpo (Phipps *et al.* , 2009), e do ponto de vista térmico, consiste num gradiente térmico entre a saída de água e o corpo que não comprometa o conforto térmico produzido ao incidir na pele. A forma convencional de reduzir o consumo de água em chuveiros implica a adição de um constrangimento na cabeça de chuveiro que funciona como perda de carga, reduzindo o caudal injetado. Porém, a atomização multijato pressupõe um design da cabeça de chuveiro propícia à redução do caudal da água, sem qualquer necessidade de adicionar um constrangimento. Em termos térmicos, a análise do gradiente de temperatura é algo que muito escassamente se encontra na literatura. Aliás, o objeto de estudo nas análises realizadas foca-se, usualmente, na temperatura média do corpo atingida durante um banho, bem como na sensação de conforto térmico média de cada pessoa.

As implicações dos fatores humanos no comportamento de um chuveiro foram analisadas, através da medição da temperatura que causava maior conforto térmico às pessoas em análise, em casas-de-banho onde essas mesmas pessoas tomavam duche e depois em quartos onde se vestiam, sendo que estes últimos se encontravam a 18.3°C, 21.1°C, 23.9°C e 26.7°C. O objetivo era verificar qual a temperatura que causava maior sensação de conforto térmico aos sujeitos, estando estes divididos em três grupos, sendo que quem fazia parte do primeiro grupo não lavava o cabelo e gastava cerca de 36L de água, o segundo grupo lavava o cabelo e, por isso, utilizava o dobro do volume de água - 62L -, e um terceiro grupo usava um chuveiro com restrição de fluxo, não lavava o cabelo, e gastava cerca de 24L. A temperatura nos dispositivos domésticos de água quente fixou-se nos 40.6°C e conseguiu concluir-se que, antes do banho, a temperatura de conforto correspondia a 23.9°C, havendo um pico entre os 23.9°C e os 26.7°C, explicado pelo facto de a temperatura ótima de conforto rondar os 25.6°C quando uma pessoa se encontra numa atividade sedentária ou a vestir-se. Porém, quando os utilizadores se encontravam nas condições de tomarem banho, a temperatura ideal correspondeu a 30°C. A temperatura do quarto que transmitiu maior conforto térmico, depois do banho, foi a de 26.7°C, sendo que os indivíduos que utilizaram os chuveiros com restrição de fluxo conseguiram reduzir o gasto de água em 30% do volume normalmente gasto num duche normal. Relativamente à temperatura da água, os indivíduos que não lavaram o cabelo

utilizaram a água a 39°C, os que lavaram a 39.2°C e os que tomaram banho com uma cabeça de chuveiro com restrição de fluxo, utilizaram a água a uma temperatura de 41.3°C (Rohles & Konz, 1982).

No entanto, quando se impõe um valor fixo de $24 \pm 1.5^\circ\text{C}$ para a temperatura do ar e se permite que o utilizador decida qual a temperatura da água e o caudal a que esta sai do chuveiro, consegue verificar-se que a temperatura média preferida para o banho são $36.3 \pm 0.16^\circ\text{C}$, variando assim entre 36.14 e 36.46°C. Em termos de sensibilidade térmica, o corpo humano facilmente deteta uma variação de 0.1°C: 0.4°C em mudanças lentas de temperatura da água e 0.1°C em mudanças rápidas. Relativamente à temperatura ambiente conseguem sentir-se variações de 0.4 e 0.7°C, tanto em mudanças de temperatura rápidas como lentas (Herrmann *et al.*, 1994).

É importante avaliar se a temperatura a que o corpo se encontra tem algum efeito na escolha da temperatura da água e do caudal, antes e depois da realização de exercício físico. Antes e depois do exercício físico foram encontradas diferenças na temperatura preferida da água mas não no caudal. Concluiu-se que a temperatura retal aumenta cerca de 1°C durante o exercício e diminui cerca de 0.3°C durante o banho de imersão e que a temperatura da pele diminui aproximadamente 5.5°C durante o banho de imersão, não sofrendo alterações durante a prática de exercício físico. A temperatura preferida média da água durante o duche é de 40.2°C antes do banho de imersão, aumentando para 43.8°C depois disso (Ohnaka *et al.*, 1994). A relação entre a temperatura média preferida e o caudal volúmico encontra-se ilustrada na Fig. 1.2.

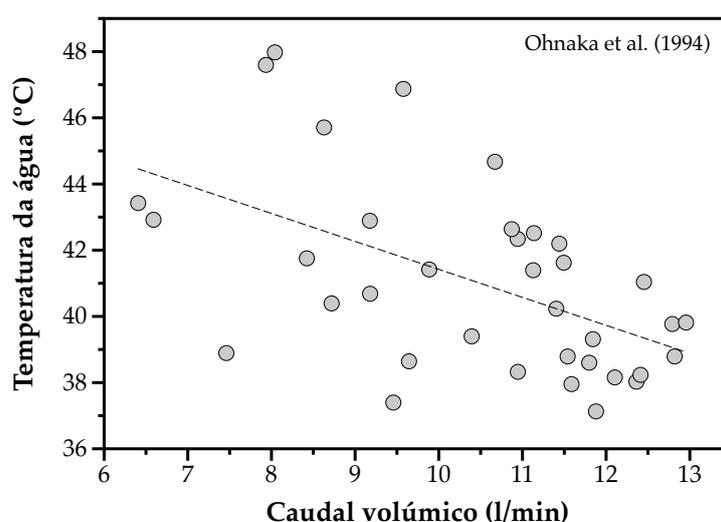


Figura 1.2: Relação entre a temperatura média preferida da água e o caudal volúmico (Ohnaka *et al.*, 1994).

Assumindo determinados valores para a temperatura da água, do ambiente e do caudal, como 41°C, 40°C e 11 L/min, respetivamente, consegue saber-se quais as respostas fisiológicas e subjetivas em diferentes tipo de banho (duche de pé, duche sentado e banho). A temperatura retal aumenta aproximadamente 0.15°C em todos os tipos de banho e a temperatura média corporal é superior no banho de imersão em relação aos duches. A sensação térmica sentida, de uma forma geral, é mais quente durante o banho de imersão. Concluiu-se que a temperatura dos banhos e duches rondou os 35.5 e os 36.5°C, valores consideravelmente diferentes dos 41 e 42°C que os japoneses utilizam para os seus banhos. No entanto, a temperatura preferida para um duche é 38°C. Temperaturas muito elevadas durante um banho podem ter consequências graves como acidentes cardiovasculares (Ohnaka *et al.*, n.d.).

As temperaturas que caracterizam a temperatura do corpo humano são a oral que ronda os 36.6°C, a retal de 37°C e a da pele que é normalmente de 35°C, sendo que a temperatura retal indica a temperatura aproximada dos órgãos internos e a temperatura da pele indica a sensação de conforto térmico (Zingano, 2001).

O ponto médio para a zona da temperatura de conforto são os 24.6°C, permitindo concluir que a humidade do espaço é pouco importante para o conforto térmico quando comparado com a temperatura ambiente. A temperatura do vestiário pode afetar as respostas fisiológicas e subjetivas no ser humano para diferentes tipos de banho, tais como banhos de meio e de corpo inteiro e duches. Mantendo-se a temperatura do quarto e da casa-de-banho para 10, 17.5 e 25°C e a temperatura da água a 40-41°C, verifica-se que a temperatura retal aumenta com o tempo durante e depois do banho para todos os métodos de banho, enquanto a temperatura da pele apresenta valores mais elevados durante o banho de corpo inteiro, sendo que uma temperatura de 10°C no vestiário pode ser desagradável depois de um duche mas aceitável depois de um banho de corpo inteiro. A pressão arterial reduz drasticamente durante os banhos de meio corpo e corpo inteiro, ao invés da frequência cardíaca que é superior no banho de corpo inteiro em comparação com os outros (Hashiguchi & Ni, 2002).

Quanto ao efeito da temperatura da casa-de-banho na resposta térmica do corpo humano, sabe-se que a temperatura retal é superior no banho de corpo inteiro, durante e após o banho e a temperatura da pele é inferior no duche em comparação com os outros métodos de banho, sendo assim evitáveis as baixas temperaturas no quarto e na casa-de-banho, para que se consiga manter o calor do corpo (Hashiguchi & Tochiara, 2005).

Os dados anteriores permitem conhecer os valores das temperaturas médias preferidas da água que transmitem um maior conforto térmico mas é necessário ter também a noção da resposta da perceção térmica humana e da temperatura da pele a alterações nos ambientes

térmicos transientes. Verificou-se a existência de uma correlação aproximadamente linear entre a sensação térmica e a perda de calor da superfície da pele quando se muda de estágio e que a sensação térmica se afasta dos valores médios nas subidas e nas descidas de temperatura. O ser humano é mais sensível aos estímulos frios, sendo que as partes mais sensíveis a alterações de temperatura são a cabeça, o pescoço, as costas e as pernas e a perda de calor da superfície da pele funciona como um índice para a correlação da sensação térmica nas variações de temperatura num ambiente transiente (Liu *et al.*, 2014).

A generalidade dos sistemas convencionais usados em outros trabalhos recorre a uma estratégia de formação do chuveiro através de múltiplos jatos de líquido ejetados por furos distribuídos numa superfície curva, de modo a que os ângulos de injeção criem um padrão de dispersão da água que cubra o nosso corpo. A novidade explorada neste trabalho é a de usar uma outra estratégia para espalhar a água pelo corpo, recorrendo a mecanismos de atomização de líquidos. A vantagem seria a de reduzir substancialmente o caudal usado e, conseqüentemente, o consumo de energia para o aquecimento. Existem diferentes tipos de atomização de líquidos, mas as noções revistas na secção seguinte referem-se ao tipo de atomização por impacto de múltiplos jatos que foi usada no presente trabalho.

1.2. Noções sobre uma atomização multijato

A atomização multijato caracteriza-se por apresentar uma geometria simples que produz, tal como o nome indica, um spray de gotas em condições de baixa pressão, de forma a garantir a qualidade de um spray com caudais relativamente pequenos - inferiores a 1.5 L/min (Panão & Delgado, 2013). Uma vez que se trata de um protótipo, não é possível referir neste documento pormenores acerca da sua geometria. Contudo, a atomização multijato produzida permite a obtenção de uma dispersão de gotas por uma área relativamente abrangente, aquando da sua utilização num banho comum.

O tamanho, a velocidade e o número de gotas influenciam em muito os mecanismos de transferência de calor em sprays. Um spray pode ser obtido através de uma atomização de pressão, atomização assistida por gás, atomização efervescente e atomização por rotação. São por isso necessárias instalações volumosas e relativamente complexas para garantir a formação de gotas pequenas e uniformemente dispersas.

A atomização multijato ocorre pelo impacto entre dois ou mais jatos de líquido a partir dos quais se forma uma folha de líquido. Neste estudo utilizou-se uma atomização multijato com base em pares de jatos ($N_j = 2$). As instabilidades emergentes no bordo da folha de líquido provocam a sua desintegração em ligamentos e, conseqüentemente, em gotas, originando um

spray.

O spray, nomeadamente, os jatos que lhe dão origem podem ser analisados através das próprias características, tais como o diâmetro (d_j) e a velocidade do jato (u_j), a distância percorrida pelos jatos até à colisão L_{pi} , o ângulo de incidência dos jatos 2θ , as propriedades físicas do líquido - massa volúmica, viscosidade cinemática e tensão superficial - e as condições do meio ambiente (Fig. 1.3).

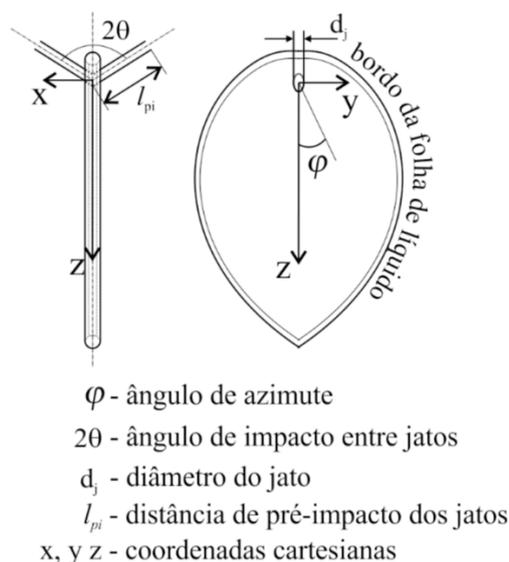


Figura 1.3: Esquema paramétrico de um spray causado por dois jatos (Panão & Delgado, 2012).

A Fig. 1.4 mostra também o campo de velocidade das gotas representando o tipo de dispersão que se pode obter neste tipo de atomização.

Enquanto o valor de d_j é conhecido, o diâmetro de uma gota, admitindo que esta é aproximadamente esférica, pode ser estimado recorrendo a correlações adequadas. Segundo Panão & Delgado (2014), essas incluem dois tipos de diâmetro médio, o diâmetro aritmético (d_{10}), dado pela eq. 1.1, cuja expressão é baseada numa análise de instabilidade, e o diâmetro médio de uma distribuição pesada pela superfície das gotas (d_{32}), ou mais conhecido da combustão como o diâmetro médio de Sauter, dado pela eq. 1.2. Este último expressa uma relação entre o volume e a superfície de uma gota, logo é o mais adequado quando se analisam processos de transferência de calor.



Figura 1.4: Espetro da folha de líquido obtido quando $N_j = 2$ (Panão & Delgado, 2014).

$$d_{10} = \frac{2.62}{\sqrt[3]{12}} \left(\frac{\rho_a}{\rho} \right)^{-1/6} (We_j f(\theta))^{-1/3} \quad (1.1)$$

$$\frac{d_{32}}{d_j} = a \left(\frac{1.73}{\rho_a^{0.1}} \right) We_j^{-1/4} \quad (1.2)$$

De acordo com Panão & Delgado (2014), as correlações para d_{10} e d_{32} podem assumir ainda diferentes formas, e produzir resultados mais precisos, considerando apenas a situação em que $N_j = 2$, tais como:

$$d_{10} = a \cdot d_j We_j^b f(\theta)^c \quad (1.3)$$

$$d_{32} = a \cdot d_j Re_j^b f(\theta)^c \quad (1.4)$$

Os coeficientes que surgem nas expressões 1.3 e 1.4 estão sintetizados na Tabela 1.2.

Tabela 1.2: Coeficientes de correlação resultantes do tamanho médio da gota (Panão & Delgado, 2014).

Equação	a	b	c	R ²
d₁₀	2.0795	-0.151	-0.1635	0.6324
d₃₂	27.643	-0.4117	-0.2054	0.6287

Embora um dos argumentos principais a favor da tecnologia que se pretende aplicar a chuveiros seja a redução do consumo de energia para aquecimento da água, pelo facto de se

reduzir o caudal usado, como a água atinge o corpo na forma de gotas e não jatos, significa que as trocas de calor com o meio circundante deverão ser, também, superiores, uma vez que a massa de líquido contida - por assim dizer - num jato tem maior capacidade de acumular calor. Nesse sentido, importa desenvolver o modelo físico que descreva a transmissão de calor num chuveiro por atomização.

1.3. Modelo físico de transmissão de calor num chuveiro por atomização

A transmissão de calor das gotas para o corpo humano é essencial quando se toma um banho ou um duche. Existem diferentes mecanismos de transmissão de calor que podem ocorrer separada ou simultaneamente: condução, convecção e radiação. A convecção pode ser forçada ou natural, dependendo da existência de um escoamento forçado ou gerado por forças de impulsão, respetivamente. A convecção forçada pode ocorrer em escoamentos internos e externos. E por fim, em termos temporais, a transmissão de calor pode ocorrer em regime permanente ou transiente.

O primeiro passo consiste em estabelecer o balanço térmico que expressa fisicamente as trocas de calor entre uma gota em movimento e o meio circundante. Neste caso, como a temperatura da água varia ao longo da sua trajetória, o regime é transiente pois não ocorre geração interna de energia e as trocas de calor na fronteira correspondem apenas à que ocorre por convecção forçada com o meio exterior. Assim,

$$\rho V c_p \frac{dT(r, t)}{dt} = -h A_s (T(r, t) - T_\infty) \quad (1.5)$$

em que ρ , c_p correspondem à massa específica e calor específico da água, respetivamente, $T(r, t)$ à temperatura da água - função do raio e do tempo -, h ao coeficiente de transmissão de calor por convecção, A_s à área de superfície e T_∞ à temperatura do meio circundante. Uma simplificação usual para a resolução desta equação diferencial é considerar a diferença de temperatura como $\theta = T - T_\infty$, logo, a eq. 1.5 simplifica-se como:

$$\frac{d\theta(r, t)}{dt} = -\frac{h A_s}{\rho V c_p} \theta(r, t) \quad (1.6)$$

A questão que se coloca é se a temperatura da gota se considera uniforme, $\theta = f(t)$, ou não, $\theta = f(r, t)$. Para isso, importa comparar a resistência térmica à transmissão de calor no interior de um corpo com a resistência na camada limite de fluido à superfície através do número de Biot:

$$\text{Bi} = \frac{h d_g}{k_g}$$

em que k_g corresponde à condutibilidade térmica da gota de água. Se $Bi \ll 1$, tem-se que a resistência térmica interna à condução é desprezável e a temperatura da gota considera-se uniforme, mas se $Bi \approx 1$ ou $Bi > 1$, então a resistência térmica interna deve ser tida em conta, logo, a temperatura da gota não é uniforme. O método da capacidade global admite que a temperatura se considera uniforme quando $Bi < 0.1$.

Neste trabalho, não é a temperatura das gotas que é medida, mas a temperatura da água em regime permanente ao incidir numa superfície, representando o instante em que a água atinge o corpo. Neste caso, considera-se que a temperatura da superfície de impacto (T_s) se encontra à temperatura do fluido incidente (água a T), de modo a medir o gradiente térmico num determinado plano abaixo do atomizador. Assim, a temperatura medida acaba por representar uma média da temperatura das gotas incidentes, daí que - por questões de simplificação do modelo - assume-se temperatura uniforme das gotas ($\theta = f(t)$) para estimar o coeficiente de convecção h . Com base nesta simplificação, a solução da eq. 1.6 resulta em:

$$\theta^* = \frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = e^{\left(-\frac{hA_s}{\rho V c_p}\right)t} \quad (1.7)$$

Para determinar o instante t é necessário estimar a velocidade média das gotas u_g . Em Panão & Delgado (2014), para a configuração do atomizador usado no presente trabalho, a velocidade das gotas é, em média, $\frac{u_g}{u_j} = 2.8669We_j^{-0.15678}$. Esta pode ser determinada a partir do caudal volumétrico calibrado, \dot{V} , número de jatos, N_j , e diâmetro de cada jato, d_j . Assim,

$$u_j = \frac{\dot{V}}{N_j \frac{\pi}{4} d_j^2} \quad (1.8)$$

Com

$$t = \frac{Z}{u_g}$$

obtem-se uma estimativa do intervalo de tempo entre a saída do atomizador e o plano de medida. Posteriormente, tendo em conta que a relação V/A_s representa um comprimento característico (L_c), que no caso de uma esfera, resulta em $L_c = d_g/6$, basta expressar (1.7) em função de h como

$$h = -\frac{\rho D c_p}{6t} \ln[\theta^*] \quad (1.9)$$

O coeficiente de transmissão de calor h depende essencialmente da natureza do movimento do fluido e suas características podendo, assim, assumir diversos valores de acordo com o tipo de convecção ocorrida (Fig. 1.5).

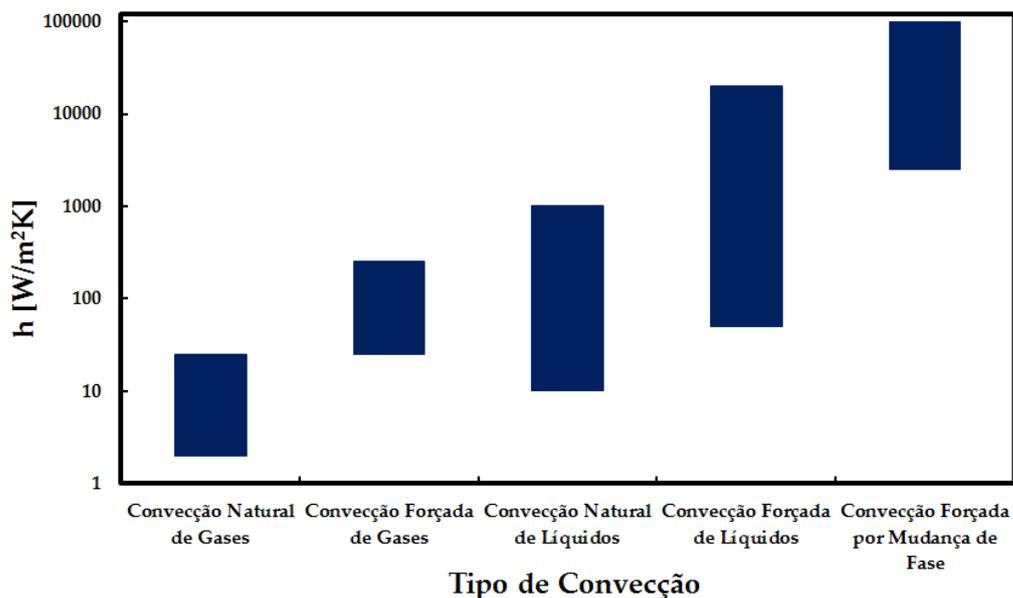


Figura 1.5: Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção.

Uma forma de caracterizar a relação entre a dinâmica de um fluido e o calor trocado com uma superfície consiste na razão entre a resistência térmica associada à condução pura do fluido na interface - $L_c/(kA)$ - e a resistência térmica associada às trocas de calor por convecção - $1/(hA)$. Essa exprime um parâmetro adimensional, o número de Nusselt:

$$\text{Nu} = \frac{hL_c}{k_f} \tag{1.10}$$

em que k_f corresponde à condutibilidade térmica do fluido que troca calor com a superfície. Em geral, este parâmetro é correlacionado com outros parâmetros adimensionais, como o número de Reynolds (razão entre forças de inércia e viscosas), Prandtl (razão entre o transporte na camada limite hidrodinâmica, expresso pela viscosidade cinemática, e na camada limite térmica, expresso pela difusividade térmica), entre outros, e essas correlações são determinadas empiricamente. Logo, uma outra forma de determinar o coeficiente de convecção consiste em usar correlações empíricas para estimar o valor de Nusselt, e, conseqüentemente, o coeficiente de convecção correspondente pela eq. 1.10. No caso de trocas de calor entre gotas e o ar circundante, assumindo que a forma das gotas se aproxima à de uma esfera, a dimensão

característica corresponde ao seu diâmetro $L_c = d_g$. Das correlações mais conhecidas para o número de Nusselt, a mais usual é atribuída a Whitaker (Whitaker, 1972):

$$\text{Nu} = \frac{hD}{k} \rightarrow \text{Nu}_D = 2 + \left[0.4\text{Re}_D^{1/2} + 0.06\text{Re}_D^{2/3} \right] \text{Pr}^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{1/4} \quad (1.11)$$

em que $\text{Re}_D = \frac{u_\infty d_g}{\nu_\infty}$ corresponde ao número de Reynolds com base na velocidade do escoamento em torno da gota (que na prática assume-se igual à velocidade da gota em ar estagnado, (u_g) , diâmetro da gota (d_g), viscosidade cinemática do ar (ν_∞), viscosidade dinâmica à temperatura do ar (μ), e à temperatura da superfície (μ_s), e Pr corresponde ao Prandtl do ar. Os limites do domínio de validação desta correlação são $3.5 \leq \text{Re}_D \leq 7.6 \times 10^4$ e $0.7 \leq \text{Pr} \leq 380$.

1.4. Objetivos

Esta dissertação pretende caracterizar o comportamento térmico de um spray multijato ao longo da sua trajetória. O estudo da aplicação desta estratégia de atomização a chuveiros potencia a redução do consumo de água, bem como da energia necessária para aquecimento. Nesse sentido, foi construída uma instalação laboratorial que permite a medição da temperatura de um spray de água a diferentes distâncias de incidência, simulando experimentalmente o gradiente de temperatura expectável neste tipo de aplicação. A temperatura inicial varia entre os 40°C e os 60°C, de modo a obter a caracterização para uma elevada gama de temperaturas de entre as tipicamente associadas ao conforto térmico de um chuveiro. Um chuveiro convencional é tipicamente constituído por jatos, enquanto que no presente trabalho, esse é constituído por gotas resultantes do processo de atomização. O facto de serem gotas a trocar calor com o ar circundante implica um aumento da relação área-volume, promovendo maiores trocas de calor, colocando-se a questão se esse incremento resultará num decréscimo mais acentuado da temperatura em relação a sistemas convencionais. Assim, com a análise e discussão dos resultados, pretende-se estabelecer linhas orientadoras para o design deste tipo de sistemas, verificando a sua exequibilidade comparativamente a resultados disponíveis na literatura para banhos e duchas.

2 Instalação e Metodologia Experimental

Para caracterizar o gradiente térmico de um chuveiro com uma estratégia de atomização multijato, construiu-se uma instalação experimental que pretende simular a incidência do spray numa superfície, semelhante ao que acontece num duche. Neste capítulo descrevem-se os diversos componentes da instalação, bem como a metodologia experimental usada neste trabalho.

2.1. Instalação Experimental

A instalação experimental é constituída por: um termoacumulador comercial que fornece a água a diferentes temperaturas; um atomizador que produz um spray multijato; um conjunto de placas com termopares tipo J embutidos que mede as temperaturas do spray incidente; um termopar tipo J revestido para medir a temperatura à saída do atomizador e uma placa de aquisição de dados da *Data Translation* (Fig. 2.1).

2.1.1. Termoacumulador

O termoacumulador é um *ARISTON VELIS VLS H/V 50L* digital (Fig. 2.2) que permite seleccionar temperaturas entre os 40°C e os 80°C. Possui um reservatório com uma capacidade de armazenamento de água até 50L e uma potência de 1500W, coberto por uma camada isolante exterior, de modo a minimizar as perdas de calor. Possui duas saídas, uma conduta para a saída de água quente e uma para a entrada de água fria, onde se encontra instalado um sistema de segurança que permite libertar a pressão interna excessiva. No reservatório existe um termostato e uma resistência, sendo que o sistema de controlo de temperatura está configurado por segurança a funcionar mensalmente, e de modo automático, a 60°C, prevenindo o desenvolvimento de culturas de bactérias nocivas à saúde, como a *Legionella*, ou fazendo limpeza no sentido de as eliminar, evitando assim gastos adicionais de manutenção. Porém, temperaturas muito elevadas potenciam a corrosão, os riscos de queimaduras e os depósitos de calcário. Para contrariar esses acontecimentos, a válvula de segurança do termoacumulador deve ser aberta com alguma regularidade. Caso não se proceda à sua abertura pode ocorrer uma redução do rendimento do sistema devido ao excesso de calcário na resistência elétrica, originando uma resistência térmica mais elevada que implica um menor aquecimento de água

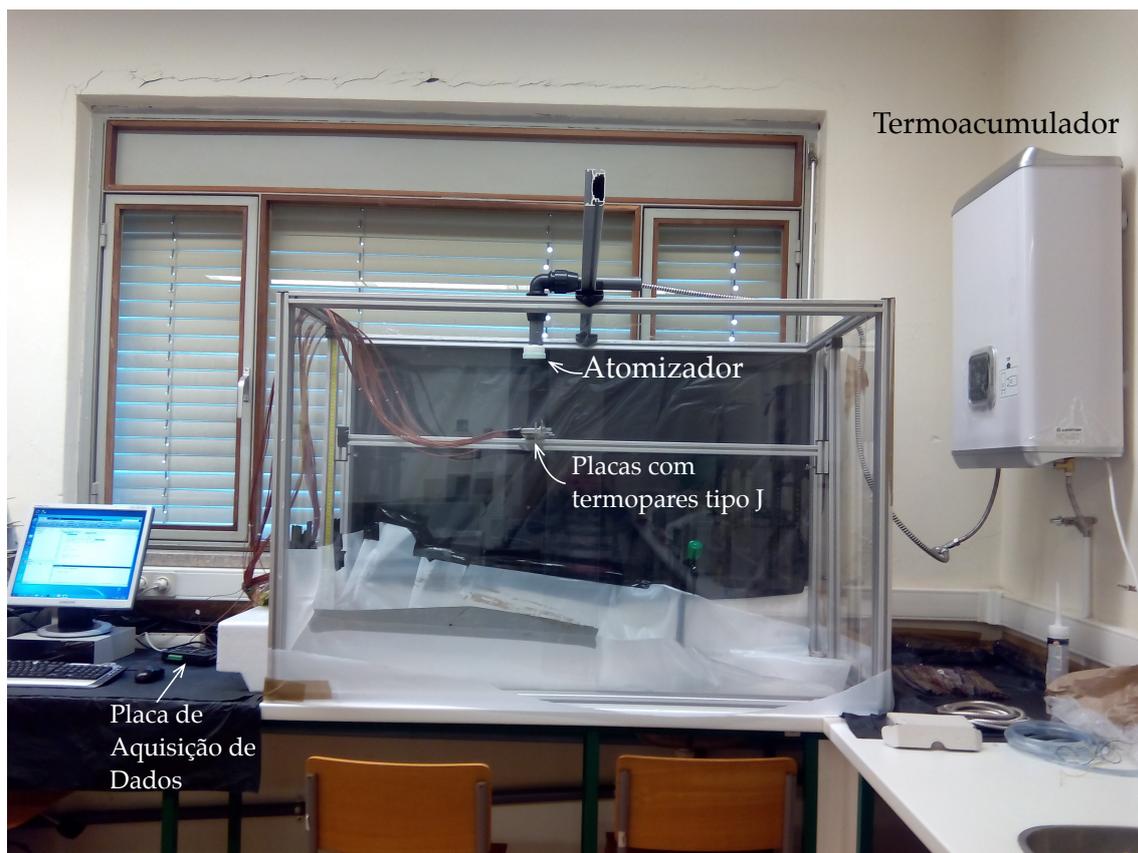


Figura 2.1: Instalação Experimental.

e, conseqüentemente, um maior consumo de energia para que a água atinja a temperatura definida no termostato. O termoacumulador possui um painel digital com cinco opções de temperatura, bem como a possibilidade de utilização de uma função ecológica para gerir os gastos de energia elétrica consumida no aquecimento da água. Essa função não foi considerada, de modo a garantir o funcionamento ideal do termoacumulador, procurando explorar o fornecimento de água a temperaturas mais elevadas. Assim, mantém-se o termoacumulador constantemente ligado no período de aquisição de dados, para que este aqueça até à temperatura pretendida, e previamente fixada, diminuindo o tempo de espera entre aquisições, com o intuito de minimizar o período de aquecimento após um bloco de ensaios em que se gastou a quase totalidade da capacidade do termoacumulador.

2.1.2. Sensores de temperatura

A medição da temperatura do spray incidente numa superfície é feita com termopares. Este tipo de sensores é constituído por duas ligas metálicas distintas que formam um circuito fechado quando unidas na extremidade. Assim, se houver uma diferença de temperatura entre as extremidades, gera-se uma força eletromotriz (f.e.m.) cuja tensão é proporcional a essa

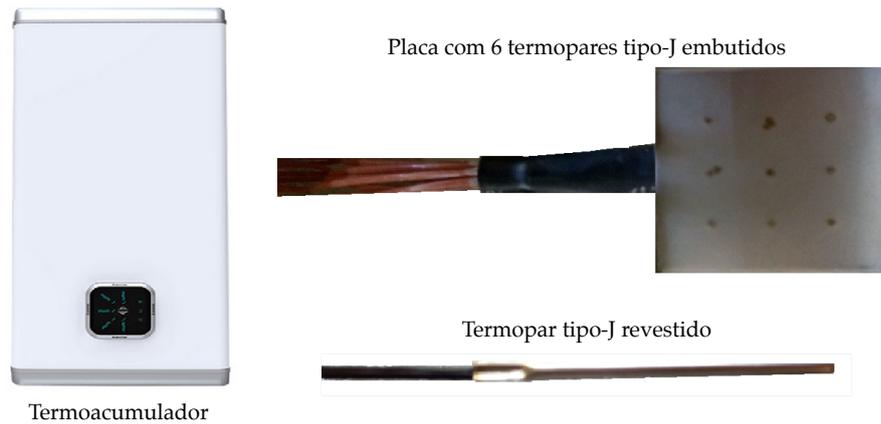


Figura 2.2: Termoacumulador *ARISTON VELIS VLS H/V 50L* (esquerda); Placa sensor para medição da temperatura no impacto (direita-topo); Termopar tipo J revestido para medir temperatura da água à saída do atomizador (direita-baixo).

diferença dentro de uma determinada gama de temperaturas. Para a gama de temperaturas expectável no tipo de escoamento em estudo (abaixo de 80°C), seleccionaram-se termopares do tipo J. Os termopares de tipo J são constituídos por dois elementos. O positivo é feito de Ferro (Fe) a 99.5%, enquanto o negativo consiste num liga metálica de cobre e níquel (55% Cu - 45% Ni). A gama de temperaturas está preferencialmente entre os 0°C e os 750°C , correspondendo a uma f.e.m entre os -8.096mV e os 42.919mV . Acima dos 760°C ocorre uma transformação magnética no termopar que o descalibra. A variação entre a diferença de potencial (ΔV) e a temperatura medida por um termopar de tipo J é aproximadamente linear correspondendo, neste caso, a uma sensibilidade ($\partial\Delta V/\partial T$) de $50\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$. Por fim, como nas experiências realizadas os termopares seriam utilizados para medir a temperatura da água, era necessário que o seu revestimento fosse resistente à oxidação.

Neste trabalho, a medição da temperatura da água ao longo do trajeto do spray é feito com placas que possuem nove termopares embutidos (Fig. 2.2), sendo que, apenas o termopar central de cada uma é utilizado nas medições de temperatura, uma vez que a placa de aquisição de dados possui apenas 8 canais. As placas de termopares estão dispostas horizontalmente num plano perpendicular à trajetória do spray, distribuídas simetricamente na posições $x = (-190, -115, -40, 40, 115, 190)\text{mm}$, em que $x = 0\text{mm}$ está alinhado com o eixo central axissimétrico do atomizador. O sistema de atravessamento das placas permite o seu movimento vertical, chegando a um máximo de 630 mm de distância do atomizador.

A aquisição da temperatura da água incidente numa superfície recorreu a sensores de temperatura cuja calibração deve ser feita a uma temperatura de referência que se tenha

como fixa e certa. Neste estudo, antes do início dos ensaios propriamente ditos, todos os termopares foram mergulhados em água em ebulição à pressão atmosférica, sendo que o seu ponto de ebulição ocorre aos 100°C, valor utilizado como referência, e calibrados com o auxílio do sistema de calibração que a placa de aquisição incluía. Tal apenas exigia a identificação da temperatura de referência e o tipo de termopar que estava a ser utilizado.

2.1.3. Sistema de aquisição de dados

A placa de aquisição de dados é uma *Data Translation* DT9828 que permite a conexão simultânea de um máximo de oito termopares. Suporta termopares de diferentes tipos como B, E, J, K, N, R, S e T. Contém compensação eletrônica devido à junção fria dos termopares e deteção aberta dos mesmos, o que lhe permite detetar qualquer um dos diferentes tipos de termopares anteriormente indicados, com alguma facilidade. Tem como particularidade o facto de a sua faixa de entrada de voltagem ser de 156mV e de usar um resistor externo para medir, por exemplo, 20mA de corrente, sendo assim um modelo adequado à situação em questão (Fig. 2.3).

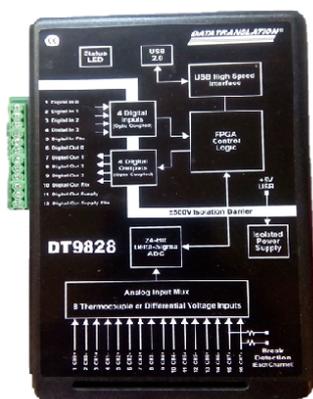


Figura 2.3: Placa de aquisição de dados *Data Translation* DT9828.

Para medir a temperatura da água à saída do atomizador multijato, foi colocado um termopar tipo J revestido, permitindo assim obter informação sobre a condição inicial do spray (Fig. 2.2).

A aquisição dos dados medidos pela placa é feita através de um código desenvolvido em MATLAB, assim como o seu processamento para análise posterior dos resultados obtidos. A frequência de aquisição definida foi a máxima possível para o número de canais utilizados, logo, com o valor de 42.86Hz.

2.1.4. Atomizador multijato

Uma atomização multijato produz, tal como o próprio nome indica, um spray a partir do impacto simultâneo de múltiplos jatos. O atomizador possui um design original sujeito a patente, pelo que a informação sobre o mesmo possui um carácter confidencial. Contudo, salienta-se que o design teve por base o trabalho de Panão & Delgado (2014). Em termos de posicionamento, o atomizador foi mantido verticalmente, de forma a estar nivelado enquanto as experiências estivessem a decorrer (Fig. 2.4).

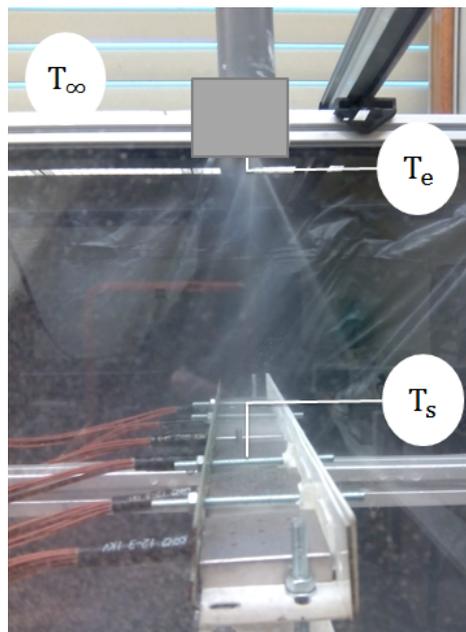


Figura 2.4: Medição de temperatura na atomização multijato, em que T_s corresponde à temperatura da superfície, T_e à temperatura da água à saída do atomizador e T_∞ à temperatura ambiente.

Uma das características principais do atomizador a calibrar, corresponde ao seu coeficiente de descarga (c_d). Para realizar essa caracterização, utilizou-se um recipiente com um volume medido em 5.36L. Realizaram-se num total 12 ensaios com a válvula totalmente aberta, ou seja, para o caudal máximo à saída do termoacumulador. Desses ensaios, 6 permitiram determinar o caudal máximo sem o atomizador, enquanto os outros 6 foram realizados com o atomizador ligado à mangueira do termoacumulador.

Nos ensaios sem a atomização, o recipiente demorava aproximadamente $\langle \Delta t \rangle = 35 \pm 1s$ a encher, enquanto que, com a atomização, demorava cerca de $\langle \Delta t \rangle = 82 \pm 2s$. Sabendo que o caudal volúmico médio se obtém através de $\langle \dot{V} \rangle = \frac{V}{\Delta t}$, os valores obtidos com atomizador (a) e sem atomizador (sa) foram de $\langle \dot{V} \rangle_a = 3.93 \text{ L/min}$ e $\langle \dot{V} \rangle_{sa} = 9.3 \text{ L/min}$, respetivamente.

Assim, mediu-se um coeficiente de descarga médio de $c_d = 0.42$, com um erro de 1.7%.

Diâmetro médio das gotas do spray multijato

Um dos aspetos importantes na análise consiste em conhecer as características do spray produzido. Nesse sentido, recorrendo aos resultados obtidos em Panão & Delgado (2014) que serviram no design do atomizador, estima-se um tamanho médio para as gotas produzidas através da relação expressa pela eq. 2.1 para o diâmetro médio de uma distribuição pesada pela área de superfície, d_{32} .

$$d_{32} = 2.0795d_j Re_j^{-0.151} f(\theta)^{0.1635} \quad (2.1)$$

Neste caso, o atomizador possui 6 jatos com um diâmetro $d_j = 1mm$, sendo que o valor de d_{32} varia para cada temperatura inicial devido à influência desse parâmetro sobre as propriedades do fluido. O valor de $f(\theta)$ é fixo ($2\theta = 60^\circ$), logo, o diâmetro médio das gotas depende essencialmente do número de Reynolds, $Re_j = \frac{4\langle\dot{V}\rangle}{\nu\pi d_{32}}$. Assim, os valores de d_{32} obtidos para as condições de operação detalhadas na secção seguinte estão sintetizados na tabela seguinte.

Tabela 2.1: Valores do diâmetro médio da gota.

T_e	40°C	48°C	60°C
d_{32} [mm]	0.731	0.65	0.597

2.2. Metodologia Experimental

As experiências realizadas pretendem quantificar o efeito da distância da cabeça de chuveiro ao corpo humano tem sobre o gradiente de temperatura, de forma a estudar se a redução de caudal associada ao atomizador multijato, bem como o tipo de chuveiro que produz na forma de um spray de gotas, corresponde positivamente aos níveis de conforto térmico neste tipo de aplicação.

A fim de se avaliar o gradiente de temperatura em função da origem do eixo de referência da atomização multijato encontram-se dispostos, sobre um perfil móvel transversalmente - orientado horizontalmente e nivelado para cada alteração de posição -, seis módulos com nove termopares tipo J embutidos que permitem caracterizar a temperatura da água neles incidente. No termoacumulador, quando a temperatura se encontra fixa no valor pretendido, abre-se a válvula para dar início ao ensaio com o spray produzido pela atomização multijato. À saída

do atomizador acoplou-se um termopar do tipo J para verificar se a temperatura indicada pelo termoacumulador correspondia à que era realmente pretendida no ensaio. No caso em que se pretendia 50°C, o valor teve de ser ligeiramente alterado, visto que as temperaturas medidas pelos termopares tipo J não atingiriam, para esta situação, a temperatura desejada. Assim, optou-se pela temperatura de referência de 48°C.

De notar que, em cada um dos ensaios definidos anteriormente, houve particular atenção para assegurar condições idênticas de temperatura e pressão no interior do reservatório projetado de forma a garantir a reprodutibilidade e coerência dos dados recolhidos. No que concerne ao período de aquecimento do termoacumulador, esse parâmetro diminui como seria expectável quanto menor for a temperatura desejada, sendo que se fixa em cerca de 2 horas e 30 minutos para a temperatura mais elevada em estudo (60°C), ao passo que para a temperatura mínima (40°C) o período de aquecimento encerra em apenas 45 minutos.

O protocolo de ensaios experimentais foi definido com o objetivo de abranger uma gama alargada de condições de funcionamento, nomeadamente para temperaturas à saída da cabeça de chuveiro de referência distintas de 40°C, 48°C e 60°C. Para cada temperatura de referência foram consideradas distâncias do atomizador entre 30mm e 630mm e, para cada uma dessas distâncias de impacto, realizaram-se 20 ensaios consecutivos de 10s. Os dados de temperaturas são recolhidos recorrendo às seis placas de termopares, bem como do termopar à saída do atomizador multijato.

O procedimento adotado para a análise de medidas de temperaturas compõe-se dos seguintes passos:

1. Determinar a média para cada ensaio de 10s das temperaturas nos sensores das placas e no termopar à saída do atomizador, bem como o erro associado à média, $e_T = z \frac{s_T}{\sqrt{N}}$, em que s_T corresponde ao desvio padrão, N ao número de medidas considerado no cálculo da média, e $z = 1.96$ associado a um intervalo de confiança de 95%.
2. Obter o valor de θ^* , definido pela expressão 2.2, para cada valor da temperatura média nos sensores das placas.
3. Organizar uma matriz onde possam estar reunidos todos os dados importantes, tais como a distância entre as placas de termopares e o atomizador, a temperatura à saída do mesmo e o erro a ela associado.
4. Retirar apenas as temperaturas médias normalizadas, correspondentes aos sensores centrais 3 e 4, e em relação a cada valor de Z e de temperatura de referência.

De modo a normalizar as experiências para efeitos de comparação de resultados, a análise considera o valor da diferença de temperatura entre a superfície de impacto (T_s) e do ambiente (T_∞), normalizado pela diferença entre a temperatura à saída do atomizador (T_e) e do ambiente, expresso por θ^* como:

$$\theta^* = \frac{T_s - T_\infty}{T_e - T_\infty} \quad (2.2)$$

É de notar que este valor é o correspondente experimental daquele que se obtém pela eq. 1.7, no instante t em que a água aquecida chega ao plano de medida. Depois, foi necessário considerar para a análise as experiências cuja temperatura à saída do atomizador fosse a mesma. Logo, isso implicou um processo de validação centrado na temperatura de referência (T_e) e admitindo um desvio máximo de 5% nos sensores centrais 3 e 4 sobre os quais irá incidir a análise do gradiente térmico ao longo da trajetória do spray, tal como surge representado na Fig. 2.5.

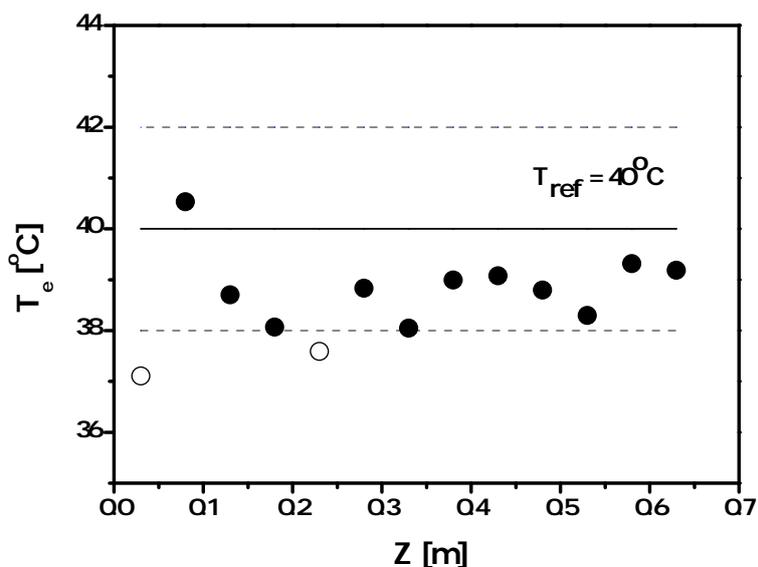


Figura 2.5: Temperatura à saída do atomizador em função da distância e de acordo com a temperatura de referência com um desvio de 5%.

Para a análise do perfil de temperaturas serão consideradas as medidas feitas nas diversas placas, enquanto na análise do gradiente de temperatura, apenas os valores medidos nos sensores centrais 3 e 4 ($\pm 40mm$). A partir do número total de dados validados, obtém-se a temperatura média e, conseqüentemente, o valor do erro estatístico a ela associado (Fig. 2.6).

Por observação da Fig. 2.6 pode verificar-se que o erro que ocorre no decorrer das medições encontra-se dentro dos limites 0 e 1%. Tal indica-nos que as medições foram realizadas corretamente e que os valores recolhidos pelos módulos de termopares são perfeitamente aceitáveis,

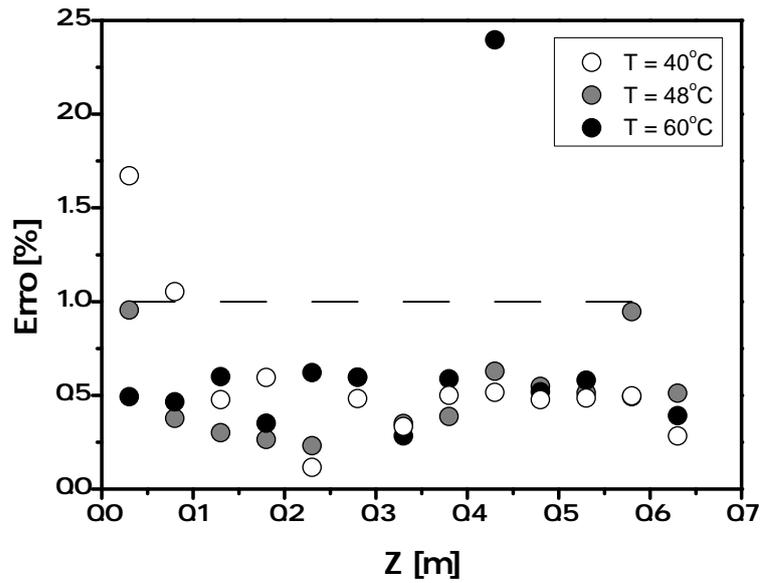


Figura 2.6: Erro associado às temperaturas médias obtidas de acordo com a distância entre as placas de termopares e o atomizador e a temperatura de referência.

tendo em consideração as temperaturas de referência. Isto é, os valores devolvidos pelos termopares, a determinadas distâncias do atomizador, não variam muito quando comparados com as temperaturas de referência, salvo raras exceções como, por exemplo, para uma temperatura de referência de 40°C, em que o erro é superior a 1% para distâncias de 30 e 80mm e, para uma temperatura de referência de 60°C, para uma distância entre o atomizador e os termopares de 430mm.

3 Análise e Discussão dos Resultados

Este capítulo é dedicado à caracterização do gradiente de temperatura ao longo da trajetória do spray, análise do efeito da temperatura inicial nesse gradiente e discussão dos resultados obtidos experimentalmente do ponto de vista do conforto térmico.

3.1. Caracterização dos perfis de temperatura

Os sensores dispostos em linha adquirem informação de um perfil radial de temperatura num plano perpendicular à direção preferencial do spray. O facto de se ter variado a distância compreendida entre a atomização multijato e os termopares, permite caracterizar a evolução da temperatura do spray ao longo da sua trajetória e obter um mapa médio da mesma. Para comparar os resultados obtidos para diferentes valores da temperatura à saída do atomizador, a temperatura medida foi normalizada em relação a esse mesmo valor. Foram apenas considerados válidos os ensaios cuja temperatura medida à saída do atomizador (T_e) correspondia ao valor definido $\pm 5\%$. A figura 3.1 contém os mapas de temperatura obtidos.

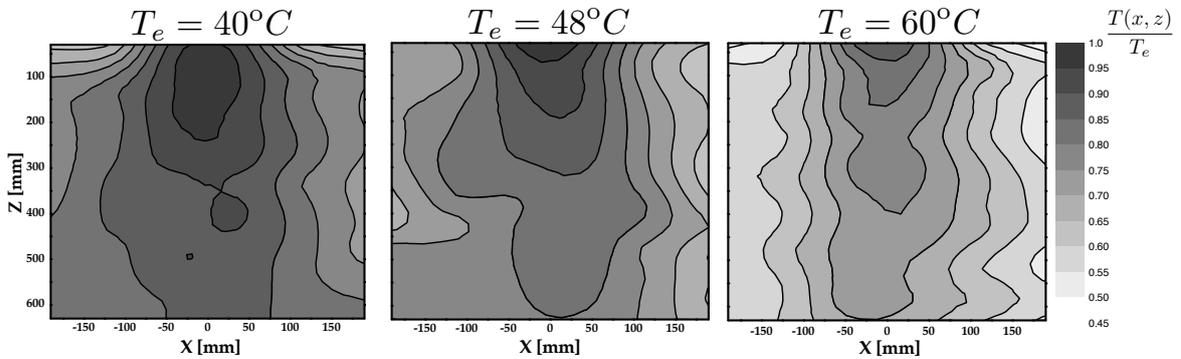


Figura 3.1: Distribuição de temperaturas para as condições estudadas de $T_{ref} \in [40, 48, 60]^\circ\text{C}$.

Por observação da Fig. 3.1 pode verificar-se que a distribuição de temperatura ao longo da trajetória do spray apresenta gradientes radiais mais elevados para a temperatura de saída maior (60°C) com reduções até 50-55% nas zonas limítrofes. Este resultado é uma consequência da relação entre a temperatura à saída do atomizador e a do ambiente circundante. E nesse sentido é de notar, em termos radiais (direção x), que a condição de menor temperatura à saída do atomizador tende a produzir um chuvaire cuja temperatura é mais uniforme. Assim,

do ponto de vista do conforto térmico pode-se argumentar que este tipo de estratégia, cujo objetivo consiste em cobrir mais área do corpo em relação aos sistemas convencionais, tende a produzir um chuveiro com um gradiente de temperatura radial relativamente reduzido. Logo, a hipótese de que a dispersão do spray pudesse induzir gradientes mais elevados nas periferias e, conseqüentemente, provocar algum desconforto térmico, não se verifica. Ou seja, o contacto com a temperatura do ar ambiente não compromete o desempenho térmico da atomização.

Na secção seguinte, a análise incide sobretudo sobre as medidas de temperatura efetuadas na região central, pelo que importa quantificar a diferença da temperatura média na região central com a média das temperaturas medidas na periferia ($\Delta T = T_c - T_p$), em relação à temperatura na região central, T_c (Fig. 3.2).

$$T^* = \frac{\Delta T}{T_c}$$

Como seria de esperar, observa-se que o maior desvio ocorre no plano mais próximo do atomizador ($Z = 0.08m$) e tende a diminuir com a distância, pelo facto das trocas de calor com o meio ambiente induzirem uma uniformização do perfil de temperatura, como foi observado nos resultados da Fig. 3.1. Além disso, essa diferença está entre 20% e 30% para $T_e = 60^\circ C$, o que é elevado, e embora diminua com a temperatura inicial à saída do atomizador (T_e), para as restantes condições, a relação T^* está abaixo, entre 10% e 30%, com $T_e = 48^\circ C$ e só com $T_e = 40^\circ C$ é que esta gama varia entre 3% e 22%.

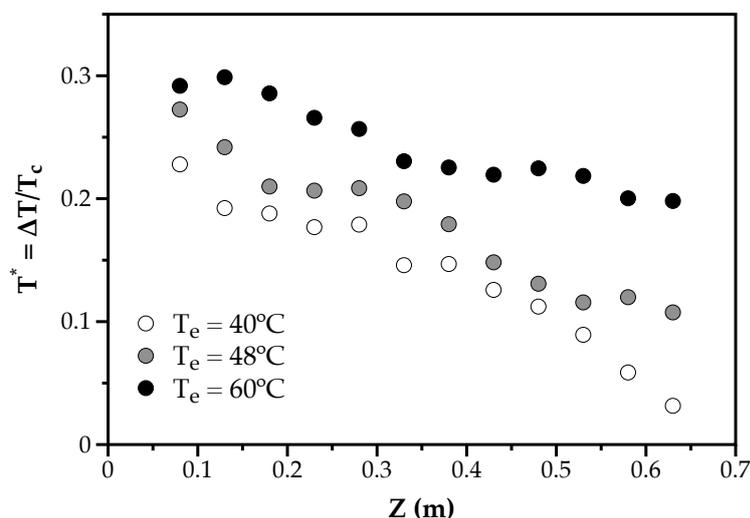


Figura 3.2: Relação entre a temperatura média obtida com as placas na região central ($\pm 40mm$) e a que seria obtida caso fosse usada a informação de todos os sensores no perfil.

Não há muitos estudos na literatura que se dediquem ao conforto térmico em chuveiros no que diz respeito aos gradientes locais de temperatura, como seria o caso. Em Ohnaka *et al.*

(1994), a sensação de desconforto em relação a variações na temperatura da água indica a ordem de grandeza de 2.4°C porém, essa variação ocorre no tempo e não em termos espaciais. Aliás, a maior parte destes estudos, embora meçam a temperatura em diversos pontos do corpo, na análise, consideram apenas a média. Assim, poderíamos ser levados a argumentar que as variações locais da temperatura da água que incide no corpo são menos relevantes que as variações temporais. O atomizador foi testado num duche real e dessa experiência resultou que as diferenças sentidas não comprometem o conforto térmico.

3.2. Efeito da temperatura inicial no gradiente de temperatura

A água à saída do atomizador apresenta uma grande dispersão, indicando que a área abrangida pelo chuveiro é superior à área coberta pela água que sai de uma cabeça de chuveiro convencional (Fig. 3.3).

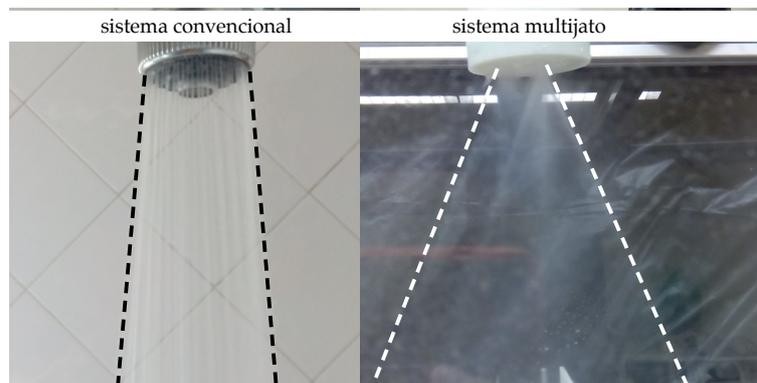


Figura 3.3: Comparação qualitativa da amplitude entre a abertura de um chuveiro convencional e a do atomizador multijato.

A transferência de calor entre a água que sai do chuveiro e o ar ambiente ocorre através das gotas produzidas em forma de spray e pretende-se avaliar se essas permitem uma maior ou menor sensação de conforto térmico. Embora a área abrangida seja superior, a região central de incidência de água é a que se considera mais relevante para o conforto térmico. Assim, a análise do gradiente de temperaturas irá concentrar-se essencialmente na informação da temperatura média estimada a partir da que foi adquirida pelos termopares das placas 3 e 4 ($\pm 40\text{mm}$), e o resultado obtido está representado na Fig. 3.4.

O perfil apresentado evidencia o decaimento da temperatura obtido em função do aumento da distância ao atomizador. O gradiente axial observado apresenta duas fases. Na primeira fase (I), o perfil apresenta um comportamento não linear, enquanto que, a partir da distância de 0.08m se inicia uma segunda fase (II), em que o comportamento passa a linear e o gradiente para $T_e = 60^{\circ}\text{C}$ e 48°C é de $-9.8^{\circ}\text{C}/\text{m}$ e $-10.4^{\circ}\text{C}/\text{m}$, respetivamente. Porém, quando a

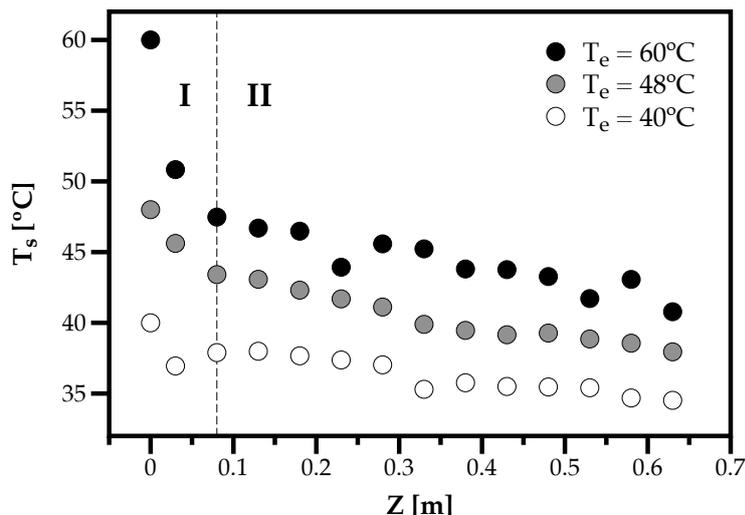


Figura 3.4: Evolução da temperatura medida nas placas de termopares centrais.

temperatura inicial passa a ser 40°C , esse gradiente diminui para $-6.9^{\circ}\text{C}/\text{m}$, ou seja, uma redução de 30 a 34% em relação aos casos anteriores.

Ainda observando a Fig. 3.4, a temperatura mínima à distância de 0.63m varia entre os 35°C e os 41°C , para 40°C e 60°C , respetivamente, logo, para a gama de temperaturas iniciais considerada, a evolução da temperatura atinge valores muito próximos dos ideais num banho comum, segundo a literatura (secção 1.1). De modo a poder comparar os resultados com diferentes condições iniciais, importa relacionar a evolução da temperatura ao longo da trajetória do spray com a temperatura de saída e a correspondente ao meio ambiente. Deste modo, para complementar esta análise, recorre-se ao resultado obtido para o valor de θ^* , eq. 2.2, representado na Fig. 3.5.

No caso da temperatura normalizada θ^* , para 48°C e 40°C , os valores são semelhantes, sobrepondo-se em certos pontos, mas no caso de $T_e = 60^{\circ}\text{C}$ o valor de θ^* é inferior. De acordo com o modelo térmico desenvolvido na secção 1.3, o facto dos valores de θ^* serem menores para 60°C , de acordo com a eq. 1.9, indica que as trocas de energia com o ambiente exterior são superiores, assumindo que a velocidade das gotas não depende do gradiente térmico. Esse é um resultado relevante do ponto de vista da segurança no sentido em que, com este tipo de estratégia de chuveiro, o choque térmico tende a ser mitigado com o aumento da temperatura à saída do atomizador.

A temperatura média ambiente ronda os 23.45°C e a diferença entre o seu valor e a temperatura média medida pelos termopares permite calcular o fluxo e a transferência de calor em regime permanente. Para 60°C e 48°C , as diferenças máximas entre a temperatura do meio ambiente e a temperatura medida pelos termopares ocorrem para 30mm de distância

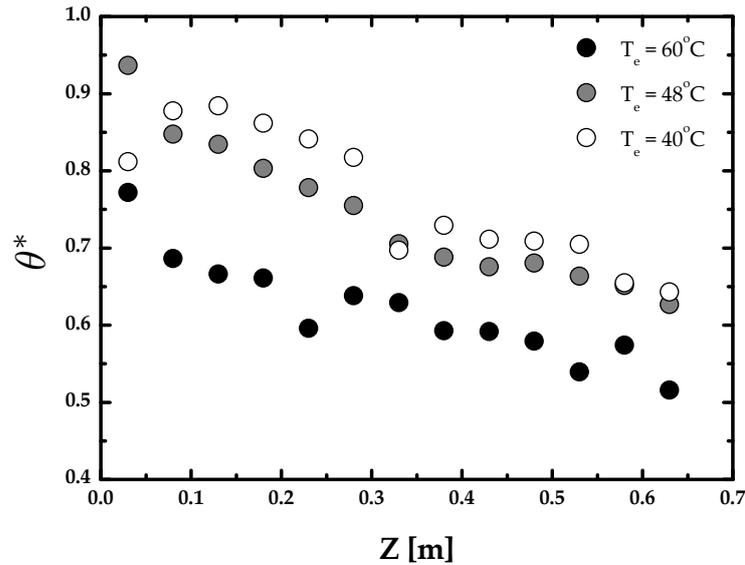


Figura 3.5: Evolução da variação da temperatura.

entre os termopares e o atomizador e correspondem a 27.39°C e 22.17°C, respectivamente. Para 40°C, a diferença máxima entre as temperaturas ocorre para 130mm de distância e é de 14.54°C. No entanto, as diferenças mínimas de temperaturas ocorrem, qualquer que seja o valor de temperatura inicial, para o ponto mais distante - 630mm.

3.3. Efeito da temperatura inicial na transmissão de calor

As experiências são realizadas em regime transiente pelo facto de se ter em consideração a evolução da temperatura da água ao longo da sua trajetória. Para avaliar o efeito da temperatura inicial na transmissão de calor, importa ter em conta o comportamento dinâmico das gotas, isto é, estimar a velocidade e tamanho médios. A estimativa do diâmetro das gotas d_{32} depende do valor do número de Reynolds para os jatos à saída do atomizador. Como esse parâmetro depende das propriedades termofísicas da água, foram consideradas as variações associadas às diferentes condições de operação definidas ($T_e = 40, 48, 60^\circ\text{C}$).

Sabendo a velocidade do jato u_j através da eq. 1.8, a partir dos resultados apresentados em Panão & Delgado (2014), estima-se que a velocidade das gotas para a configuração do atomizador protótipo utilizado seja $u_g = 2.8669\text{We}_j^{-0.15678} \cdot u_j$.

Tabela 3.1: Características médias estimadas para as gotas do spray.

T_e	40°C	48°C	60°C
d_{32} [mm]	0.731	0.65	0.597
u_g [m/s]	11.55	11.48	11.43

O resultado para a estimativa das características dinâmicas médias das gotas está sintetizado na Tabela 3.1. Seguidamente, com a distância entre os módulos de termopares e o atomizador multijato, calcula-se o tempo médio t de trajeto do spray entre a saída do atomizador e o plano de medida. Com estes dados pretende-se calcular o valor do coeficiente de transmissão de calor para cada valor de θ^* , de acordo com a eq. 1.9. E, posteriormente, o número de Nusselt correspondente, usando como dimensão característica o diâmetro médio d_{32} (Tabela 3.1). Os resultados obtidos estão sintetizados na Fig. 3.6.

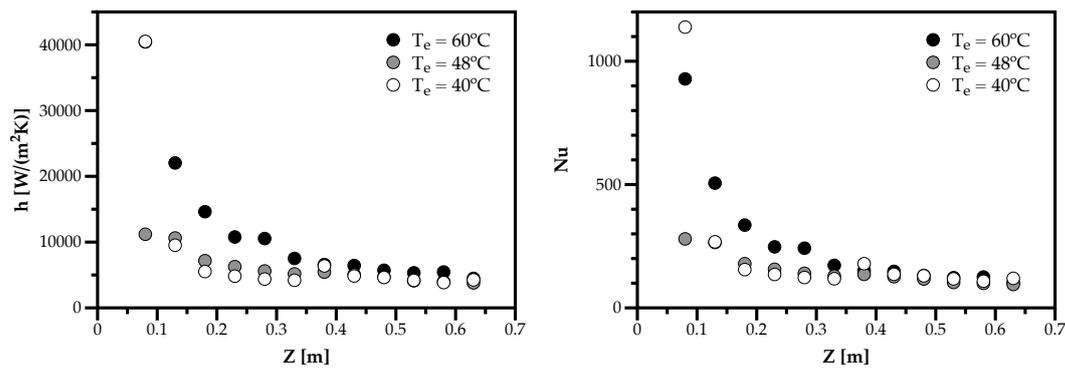


Figura 3.6: Evolução do coeficiente de convecção h e do número de Nusselt médio, Nu , com a distância.

Por observação conclui-se que, num atomizador multijato, a transferência de calor varia significativamente até uma determinada distância a partir da saída do atomizador, $Z = 0.03m$, e essa variação só depende da temperatura inicial a partir de $T_e = 48^\circ C$. Porém, a partir de 0.33m para $40^\circ C \leq T_e \leq 48^\circ C$, as trocas de energia estabilizam e são independentes da temperatura inicial, caracterizadas por $\overline{Nu} = 122.43 \pm 7.2\%$. Uma vez que esta estabilização provém de $h \propto \frac{\ln[\theta^*]}{t}$, porque os restantes parâmetros se assumem como constantes, significa que a evolução da temperatura normalizada θ^* equilibra a penetração do spray no ambiente circundante. Este resultado é relevante do ponto de vista do contributo da transmissão de calor para o projeto de sistemas de chuveiro com base neste tipo de estratégia de atomização, nomeadamente, no que diz respeito ao posicionamento da cabeça de chuveiro.

Um passo seguinte na análise seria confrontar os resultados obtidos com aqueles que resul-

tariam da aplicação de correlações empíricas, como a expressa na eq. 1.11. Assim, calcula-se o número de Reynolds da gota (Re_D), considerada como esfera, para as temperaturas mínima e máxima ambiente. Importa dizer que, para o valor mínimo de temperatura ambiente de 20°C , o número de Reynolds e de Prandtl se encontram dentro dos limites de validação da correlação, o que não acontece para a temperatura ambiente máxima de 26.89°C , onde é feita uma ligeira extrapolação. Mediante a temperatura ambiente, os valores mínimo e máximo obtidos para Nu variam entre 4.5 e 14.1, ou seja, uma a duas ordens de grandeza inferiores aos obtidos experimentalmente, o que pode ficar a dever-se à ocorrência de mudança de fase. Por um lado, isto significa que a correlação não é aplicável. Por outro lado, um dos pressupostos da correlação que se encontra na literatura é a de que a esfera se encontra imersa num meio infinito, o que não é o caso.

Uma das limitações do modelo físico simplificado pode ser a não uniformidade de temperatura nas gotas. De facto, com base nos valores obtidos para h , considerando como dimensão característica $L_c = d_g/6$, proveniente da relação entre o volume e a área de uma esfera, e, por fim, a condutibilidade térmica da água em função da temperatura (k_g), os valores de Biot para $Z > 0.1m$, por ser a região de interesse maior, são, em média, ligeiramente superiores a 1 e no máximo 3, sobretudo na região mais próxima da saída de água do atomizador. Por outro lado, considerando uma escala de tempo de difusão térmica na gota como $\tau_{dif} = L_c^2/\alpha$, em que $L_c = d_g/6$ é a dimensão característica em regime transiente e α a difusividade térmica, se a compararmos com a escala de tempo associada ao regime transiente considerando temperatura uniforme na gota $\tau_g = \frac{\rho c_p d_g}{6h}$, verificou-se que os valores a partir de $Z > 0.1m$ são sensivelmente da mesma ordem de grandeza (~ 1), justificando-se assim a aproximação feita.

3.4. Comparação com sistemas convencionais

De uma forma geral, para todas as temperaturas de referência houve uma diminuição de temperatura; no entanto, a mais significativa foi para 60°C tendo em conta que, entre os $0.03m$ e os $0.63m$ ocorreu uma diminuição em cerca de 10°C correspondente a uma redução de 20%, sendo que para $0.03m$, o contacto com o ar ambiente implica uma redução de 60°C para cerca de 50°C . Para a temperatura de referência de 48°C , a redução entre o ponto inicial ao ponto final ronda os 16%, valor pouco inferior ao do primeiro caso. Por fim, para a temperatura inicial de 40°C , a redução total é cerca de 7%.

De acordo com Rohles & Konz (1982), num duche normal, a temperatura média preferida para um caudal sem redutor é de 39°C e 41.3°C no caso de um chuveiro com restrição de caudal. Ora, tendo em conta que o atomizador reduz, de facto, o caudal de água antes da

sua saída, comparar-se-ão os valores obtidos experimentalmente com os indicados por outros autores, como por exemplo, Herrmann *et al.* (1994). Sabe-se, através da análise experimental, que a transferência de calor passa a ser uniforme a partir dos 0.30m de distância, por isso assume-se como ponto máximo esse valor e, admitindo que a sensação de maior conforto térmico ocorre quando a água circula a 41°C, pela análise da Fig. 3.4 pode assumir-se que, para que o atomizador permita a sensação de conforto térmico desejada, a temperatura de referência selecionada deveria ser 48°C.

Para completar a análise, utilizando esta temperatura de referência, calculou-se a potência consumida no aquecimento da água no interior do termoacumulador, assumindo que esta se encontraria à temperatura ambiente. Estabeleceu-se, assim, uma comparação dos valores obtidos para o atomizador multijato e para os sistemas indicados na Tabela 1.1. Admite-se que foi considerado o mesmo nível de conforto nos dados reportados na literatura (Phipps *et al.*, 2007) e que, no caso do atomizador, a temperatura média ambiente é de 23.45°C, $c_p = 4180J/(kgK)$ e $\rho(\bar{T}) = 993.8kg/m^3$.

Tabela 3.2: Comparação dos valores da Tabela com os valores obtidos em relação ao atomizador, com $T_{amb} = 23.45^\circ C$, de acordo com as temperaturas de referência de 40, 48 e 60°C, respetivamente.

Tipos de Chuveiro	Caudal Volúmico [l/min]	Potência Consumida [kW]
Elétrico	3.9	9.8
Misturador de longa duração	8	29
Misturador de curta duração	8	28.7
Com bomba	12	43.3
Atomizador ($T_e = 48^\circ C$)	3.9	6.6

Por observação da tabela pode verificar-se que o chuveiro elétrico convencional permite um caudal semelhante ao produzido pelo atomizador, sendo que a energia gasta por este último corresponde a uma redução de 32% no gasto de energia para aquecimento da água. Este aspeto possui, também, relevância prática do ponto de vista do projeto de sistemas de chuveiro cuja cabeça tem por base uma estratégia de atomização multijato.

4 Sumário e Conclusões

O conforto térmico assume um papel preponderante quando se pretende conhecer o desempenho térmico de um chuveiro. Existem diversos tipos de cabeças de chuveiro atualmente no mercado sendo que, o que utiliza um menor caudal volúmico é o chuveiro elétrico convencional, valor esse semelhante ao produzido pelo atomizador multijato. O desenvolvimento de um protótipo que apresente um funcionamento diferente do convencional (jatos de água), bem como a análise do seu desempenho térmico constitui um enorme desafio. Nesta dissertação, o argumento centra-se, sobretudo, na aplicação de uma estratégia de atomização para produção de chuveiro e na avaliação da característica da experiência de chuveiro associada ao conforto térmico, nomeadamente quanto ao gradiente de temperatura com a distância à cabeça de chuveiro.

Para realizar este estudo térmico, foi construída uma instalação experimental que permitiu medir a variação de temperatura radial (no mesmo plano) e longitudinal (ao longo da trajetória do spray) de um spray produzido por um protótipo atomizador multijato. As condições definidas para a temperatura da água à saída cobrem um gama razoável de funcionamento (40-60°C) e as distâncias analisadas ($\leq 0.63m$) são compatíveis com padrões normais de utilização.

Com base no modelo de transmissão de calor elaborado foi possível fazer uma análise dos dados medidos. Os resultados obtidos evidenciam que:

- A temperatura de referência da água à saída mais adequada para uma estratégia de chuveiro com base numa atomização multijato é de 48°C, visto que, de acordo com o perfil de temperaturas, é a condição que se aproxima mais da temperatura de conforto térmico de 41°C, considerando uma distância da cabeça de chuveiro ao corpo de 0.33m. Estas condições correspondem a uma potência estimada para o aquecimento da água de 6.6kW, representando uma redução de 32% face ao sistema mais económico existente no mercado de chuveiro elétrico.
- A transferência de calor diminui significativamente até aos 0.33m, mantendo-se aproximadamente uniforme após esse valor.
- O uso de uma estratégia de atomização para produção de um chuveiro resulta num gra-

diente térmico ainda elevado ($> 6^{\circ}C/m$) face às variações referidas como desconforto que se podem encontrar na literatura. Porém, salienta-se que essas variações associadas ao desconforto são temporais e não espaciais, pelo que a extrapolação não é linear. Contudo, isso não implica ser uma desvantagem direta em relação ao atomizador multijato, visto que a temperatura de conforto térmico é, ainda assim, atingida.

Linhas orientadoras de investigações futuras

O estudo realizado nesta dissertação permitiu uma evolução no trabalho feito até então relativamente à aplicação de uma estratégia de atomização multijato ao desenvolvimento de cabeças de chuveiro. Porém, os resultados obtidos sugerem a necessidade de um maior aprofundamento da tecnologia, nomeadamente, em termos de: i) uma vez que caudais maiores tendem a aumentar o ângulo de dispersão do spray, alterar o atomizador, de modo a controlar esse ângulo, introduzindo, por exemplo, um movimento de rotação em função do caudal, e aferir acerca do efeito que esse movimento tem sobre a transferência de calor; ii) do ponto de vista da instalação laboratorial, alterar o sistema de aquecimento de um termoacumulador para uma caldeira tendo em conta que o primeiro necessita de um período de aquecimento e o segundo permite uma utilização constante de água sem recorrer a pausas entre banhos e/ou ensaios; iii) realizar uma campanha de testes do atomizador diretamente no corpo humano para averiguar o nível de conforto térmico; iv) realizar ensaios com um chuveiro elétrico convencional para obter dados nas mesmas condições que os da atomização, de modo a melhorar a comparação entre sistemas em termos de desempenho térmico; v) analisar a termografia do corpo humano.

Bibliografia

- Alkhaddar, Rafid, & Phipps, David. 2008. Water efficiency in leisure centres. *Journal of Retail and Leisure Property*, **7**(3), 167–178.
- Beal, Cara D., Stewart, Rodney Anthony, Huang, T, & Rey, E. 2011. SEQ residential end use study. *Smart Water Systems & Metering*, 80–84.
- Critchley, R., & Phipps, D. 2007. *Water and energy efficient showers: project report*. Tech. rept. United utilities and Liverpool John Moores University.
- Hashiguchi, Nobuko, & Ni, Furong abd Tochihara, Yutaka. 2002. Effects of room temperature on physiological and subjective responses during whole-body bathing, half-body bathing and showering. *Journal of Physiological Anthropology and Applied Human Science*, **21**(6), 277–283.
- Hashiguchi, Nobuko, & Tochihara, Yutaka. 2005. Effects of bathroom temperature on thermal responses during whole-body bathing, half-body bathing and showering. *Elsevier Ergonomics Book Series*, **3**(C), 163–169.
- Herrmann, C, Candas, V, Hoefft, A, & Garreaud, I. 1994. Humans under showers: thermal sensitivity, thermoneutral sensations, and comfort estimates. *Physiology & behavior*, **56**(5), 1003–1008.
- Liu, H, Liao, J, Yang, D, Du, X, Hu, P, & Li, Y Yang B. 2014. The response of human thermal perception and skin temperature to step-change transient thermal environments. *Building and Environment*, **73**, 232–238.
- Mayer, Pw, DeOreo, Wb, Opitz, Em, & Kiefer, Jc. 1999. Residential end uses of water. *American Water Works Association, Denver, CO*.
- Ohnaka, Tadakatsu, Tochihara, Yutaka, Kubo, Masayoshi, & Yamaguchi, Chika. *Applied Human Science*.

- Ohnaka, Tadakatsu, Tochihara, Yutaka, & Watanabe, Yumiko. 1994. The effects of variation in body temperature on the preferred water temperature and flow rate during showering. *Ergonomics*, **37**(3), 541–546.
- Panão, M. R. O., & Delgado, J. M. D. 2013. Effect of pre-impingement length and misalignment in the hydrodynamics of multijet impingement atomization. *Physics of Fluids*, **25**, 012105.
- Panão, M.R.O., & Delgado, J.M.D. 2012. As vantagens da atomização multijato. *IV Conferência Nacional em Mecânica dos Fluidos, Termodinâmica e Energia*, 10pp.
- Panão, M.R.O., & Delgado, J.M.D. 2014. Toward the design of low flow-rate multijet impingement spray atomizers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, **58**, 170 – 179.
- Phipps, David, Alkhaddar, Rafid, Morgan, Roger, McClelland, Robert, & Doherty, Robert. 2007. Water and energy efficient showers: project report.
- Phipps, David, Alkhaddar, Rafid, Morgan, Roger, McClelland, Robert, & Doherty, Robert. 2009. *Water and Energy Efficient Showers*. Sustainability in energy and buildings edn. Springer Berlin Heidelberg. Pages 357–368.
- Rohles, F.H., & Konz, S.A. 1982. Showering behavior: implications for water and energy conservation. *ASHRAE Trans.; (United States)*, **88**(Jan), 1023–1075.
- Ruas, A. 2001. Avaliação de conforto térmico: contribuição á aplicação prática das normas internacionais. *Mestrado em Engenharia Civil, Universidade Estadual de Campinas*, 1–79.
- Vieira, P., Almeida, M. C., Baptista, J.M., & Ribeiro, R. 2007. Household water use: a Portuguese field study. *Water Science & Technology: Water Supply*, **7**, 193–202.
- Whitaker, Stephen. 1972. Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles. *AIChE Journal*, **18**(2), 361–371.
- Zingano, BW. 2001. Discussion on thermal comfort with reference to bath water temperature to deduce a midpoint of the thermal comfort temperature zone. *Renewable energy*, **23**(1), 41–47.

A Base de dados da transmissão de calor no chuveiro

Tabela A.1: Dados utilizados na obtenção da Fig. 2.5 para o caso em que $T_e = 40^\circ C$.

Z[m]	T_e [°C]
0.03	37.105
0.08	40.532
0.13	38.7
0.18	38.067
0.23	37.587
0.28	38.834
0.33	38.048
0.38	39.991
0.43	39.078
0.48	38.793
0.53	38.295
0.58	39.313
0.63	39.188

Tabela A.2: Dados utilizados na obtenção do Erro [%] na Fig. 2.6.

Z[m]	$T_e = 60^\circ C$	$T_e = 48^\circ C$	$T_e = 40^\circ C$
0.03	0.9551	0.4925	1.6708
0.08	0.3772	0.4644	1.0531
0.13	0.3005	0.5987	0.4770
0.18	0.2638	0.3506	0.5951
0.23	0.2317	0.6208	0.1149
0.28	0.5966	0.5967	0.4821
0.33	0.3502	0.2831	0.3341
0.38	0.3876	0.5875	0.4992
0.43	0.6284	2.3966	0.5149
0.48	0.5479	0.5192	0.4773
0.53	0.5127	0.5804	0.4849
0.58	0.9465	0.4931	0.4962
0.63	0.5118	0.3917	0.2832

Tabela A.3: Temperaturas médias obtidas [$^\circ C$] e utilizadas na realização da Fig. 3.4.

Z[m]	$T_e = 60^\circ C$	$T_e = 48^\circ C$	$T_e = 40^\circ C$
0.03	50.8318	45.6136	36.9491
0.08	47.4783	43.4104	37.8935
0.13	46.6962	43.0781	37.9889
0.18	46.4799	42.3091	37.6657
0.23	43.9306	41.6928	37.7191
0.28	45.5831	41.1154	37.0293
0.33	45.2285	39.8902	35.2979
0.38	43.8076	39.4639	35.7607
0.43	43.7604	39.1568	35.4987
0.48	43.2711	39.2753	35.4651
0.53	41.7139	38.8571	35.4079
0.58	43.0678	38.5602	34.6851
0.63	40.7841	37.9484	34.5188

Tabela A.4: Valores de θ obtidos com base nas temperaturas médias (Fig. 3.5).

Z[m]	$T_e = 60^\circ C$	$T_e = 48^\circ C$	$T_e = 40^\circ C$
0.03	0.7118	0.9367	0.8119
0.08	0.6863	0.8476	0.8776
0.13	0.6664	0.8342	0.8842
0.18	0.6609	0.8031	0.8617
0.23	0.5959	0.7781	0.8413
0.28	0.6379	0.7548	0.8175
0.33	0.6289	0.7052	0.6972
0.38	0.5927	0.6879	0.7294
0.43	0.5915	0.6756	0.7111
0.48	0.5791	0.6804	0.7088
0.53	0.5394	0.6634	0.7048
0.58	0.5739	0.6514	0.6546
0.63	0.5157	0.6267	0.6431

Tabela A.5: Dados utilizados na obtenção do coeficiente de transferência de calor [W/m^2K] da Fig. 3.6.

Z[m]	$T_e = 60^\circ C$	$T_e = 48^\circ C$	$T_e = 40^\circ C$
0.03	40436.25	11195.95	40508.35
0.08	22037.13	10621.93	9523.86
0.13	14621.21	7167.77	5522.93
0.18	10775.76	6261.94	4822.65
0.23	10540.45	5605.16	4382.25
0.28	7516.01	5163.64	4197.76
0.33	6579.67	5438.90	6375.29
0.38	6444.74	5058.06	4844.43
0.43	5717.49	4687.71	4624.00
0.48	5329.77	4123.66	4182.24
0.53	5454.29	3978.84	3849.59
0.58	4483.43	3797.68	4261.19
0.63	4922.54	3812.22	4087.87

Tabela A.6: Dados utilizados na obtenção do número de Nusselt da Fig. 3.6.

Z[m]	$T_e = 60^\circ C$	$T_e = 48^\circ C$	$T_e = 40^\circ C$
0.03	928.18	279.62	1138.45
0.08	505.78	265.29	267.66
0.13	335.62	179.02	155.22
0.18	247.35	156.39	135.54
0.23	241.95	139.99	123.16
0.28	172.52	128.96	117.97
0.33	151.03	135.84	179.17
0.38	147.93	126.33	136.15
0.43	131.24	117.08	129.95
0.48	122.34	102.99	117.54
0.53	125.20	99.37	108.19
0.58	102.91	94.85	119.76
0.63	112.99	95.21	114.89

