



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

# Estudo Experimental do Arrefecimento com um Jato de Dióxido de Carbono

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

## Experimental Study of a Carbon Dioxide Jet Cooling

Autor

**Mário Rui Francisco Bernardo**

Orientadores

**Professor Doutor Miguel Rosa Oliveira Panão**

**Professor Doutor José Joaquim da Costa**

Júri

Presidente	<b>Professor Doutor António Manuel Mendes Raimundo</b> Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Vogal	<b>Professor Doutor José Manuel Baranda M. da Silva</b> <b>Ribeiro</b> Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Orientador	<b>Professor Doutor José Joaquim da Costa</b> Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Colaboração Institucional

---



Associação para o Desenvolvimento da Aerodinâmica  
Industrial

Coimbra, setembro, 2016



*[Two little mice fell in a bucket of cream. The first mouse quickly gave up and drowned. The second mouse wouldn't quit. He struggled so hard that eventually he churned that cream into butter and crawled out.*

*Gentlemen, as of this moment, I am that second mouse.]*

*[Frank Abagnale]*

*À minha família.*



## Agradecimentos

A realização da presente dissertação não seria possível sem o contributo e o apoio das várias pessoas envolvidas. Como tal, gostaria de mostrar o meu agradecimento a todos e em especial aos que me acompanharam de perto.

Ao Professor Doutor Miguel Rosa Oliveira Panão e ao Professor Doutor José Joaquim da Costa, por toda a disponibilidade demonstrada, por toda a ajuda prestada de forma incondicional e todo o conhecimento transmitido, que foram cruciais na resolução de partes importantes deste trabalho.

À minha família, especialmente aos meus pais, por todo esforço, pela motivação e paciência ao longo desta longa caminhada. Com o apoio deles, o trabalho e dedicação surgem naturalmente.

À minha irmã, por todo o apoio e confiança depositada que me fizeram sempre procurar fazer mais e melhor.

Aos meus amigos, por todos os momentos proporcionados ao longo da minha vida académica e em especial nesta etapa final.

Aos colegas do laboratório, pela ajuda e pelo apoio que muitas vezes foram necessários.

Este trabalho foi desenvolvido e financiado no âmbito do projeto EM-Cool - Efficient Mold Cooling (POCI-01-0247-FEDER-011375).



UNIÃO EUROPEIA  
Fundo Europeu  
de Desenvolvimento Regional



## Resumo

Existem diversas estratégias dinâmicas de arrefecimento onde se pretende beneficiar da mudança de fase para um processo mais eficiente. Embora a maior parte dessas estratégias recorra à mudança de fase por vaporização (líquido – vapor), pouco tem sido explorado em relação à mudança de fase por sublimação (sólido – vapor).

Na expansão controlada de dióxido de carbono de elevada pureza através de um bocal ou pequeno orifício, a sua temperatura diminui com a diminuição da pressão devido ao efeito de Joule-Thomson. Esta queda de temperatura provoca a formação de partículas de neve carbónica (gelo seco) resultando num jato bifásico sólido-gás a baixas temperaturas e com uma velocidade considerável. Deste modo, para além do arrefecimento convectivo inerente às baixas temperaturas do jato, é esperado uma contribuição adicional da mudança de fase por sublimação.

No âmbito desta dissertação, concebeu-se uma instalação experimental com o objetivo de estudar o arrefecimento provocado por um jato de partículas de dióxido de carbono, tendo como variáveis independentes o tempo de incidência e a distância à superfície a arrefecer.

Os ensaios realizados revelaram a influência da distância do jato à placa, no processo de arrefecimento com jato de dióxido de carbono, onde foram obtidos coeficientes médios espaço-temporais significativamente superiores para distâncias mais curtas. Foi também evidenciada a variação do coeficiente de convecção local com a distância ao centro. Os resultados evidenciaram um processo de arrefecimento com eficiências entre aproximadamente 48% e 60%.

**Palavras Chave:** Arrefecimento, Sublimação, Gelo seco, Jato



## Abstract

There are several dynamic strategies of cooling where there is intention to benefit from the phase change to increase the process efficiency. Most of these strategies make use of the vaporization phase change (liquid - vapor), however few of them explored the sublimation phase change (solid - vapor).

In the controlled expansion of pure carbon dioxide through a small orifice or nozzle, its temperature decreases with the pressure drop due to Joule-Thomson effect. This temperature drop causes the formation of carbon dioxide solid particles (dry ice) resulting in a solid-gas two-phase jet at low temperature and with a considerable speed. Thus, in addition to the inherent low temperature cooling jet, an additional effect of the sublimation phase change is expected.

As part of this work, an experimental setup aiming to study the cooling caused by a jet of carbon dioxide particles was conceived, having as independent variables the injection time and the distance to the surface to be cooled.

The tests showed the influence of the jet-to-plate distance on the cooling process with carbon dioxide blasting, by significantly higher space-time average coefficients which were obtained for shorter distances. It was also demonstrated the variation of the local convection coefficient with distance to the center. The results showed a cooling process efficiency ranging from about 48% to 60%.

**Keywords:** Cooling, Sublimation, Dry ice, Jet



# Conteúdo

<b>Lista de Figuras</b>	<b>v</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>ix</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>xi</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Motivação . . . . .	1
1.2 Objetivos . . . . .	2
1.3 Estado Atual do Conhecimento . . . . .	2
1.3.1 Termodinâmica do Dióxido de Carbono . . . . .	2
1.3.2 CO <sub>2</sub> como Fluido Refrigerante . . . . .	5
1.3.3 Impacto de Jato de Partículas . . . . .	7
1.3.4 Considerações Teóricas sobre o Regime Transiente . . . . .	9
<b>2 Metodologia de Cálculo do Coeficiente de Convecção</b>	<b>15</b>
2.1 Coeficiente de Convecção Instantâneo . . . . .	16
2.2 Coeficiente de Convecção Médio Temporal . . . . .	17
2.3 Coeficiente de Convecção Médio Espaço-Temporal . . . . .	18
<b>3 Instalação Experimental</b>	<b>19</b>
3.1 Placa de Aço e Sistema de Aquecimento . . . . .	20
3.2 Reservatório de CO <sub>2</sub> líquido . . . . .	20
3.3 Instrumentação e Medida . . . . .	22
3.3.1 Medição da Temperatura . . . . .	22
3.3.2 Duração do Jato de Partículas e Massa Injectada . . . . .	22
3.4 Protocolo Experimental . . . . .	24
3.4.1 Disposição dos Termopares . . . . .	24

3.4.2	Arrefecimento da Placa de Aço . . . . .	25
<b>4</b>	<b>Análise de Resultados</b>	<b>27</b>
4.1	Efeito da Expansão . . . . .	27
4.2	Ensaaios Experimentais . . . . .	28
4.2.1	Ensaaios 1: Termopares Alinhados em Sentido Radial . . . . .	29
4.2.2	Ensaaios 2: Termopares Não Alinhados em Sentido Radial . . . . .	31
4.3	Temperatura . . . . .	33
4.4	Cálculo do Coeficiente de Convecção . . . . .	34
4.4.1	Coeficiente de Convecção Instantâneo . . . . .	34
4.4.2	Coeficiente de Convecção Espaço-temporal . . . . .	35
4.5	Energia Retirada à Placa . . . . .	37
<b>5</b>	<b>Conclusões e Trabalho Futuro</b>	<b>41</b>
<b>A</b>	<b>Valores Tabelados dos Coeficientes <math>A_1</math> e <math>\lambda_1</math></b>	<b>45</b>
<b>B</b>	<b>Temperaturas Obtidas Experimentalmente</b>	<b>47</b>
<b>C</b>	<b>Coeficientes de Convecção Instantâneos</b>	<b>51</b>
<b>D</b>	<b>Distribuição Radial Ajustada às Médias Temporais dos Coeficientes Locais de Convecção</b>	<b>53</b>

# Lista de Figuras

Figura 1.1	Diagrama Pressão-Temperatura do Dióxido de Carbono [Adaptado de Ilchi-Ghazaani & Parvin (2011)]. . . . .	3
Figura 1.2	Diagrama Pressão-Entalpia do Dióxido de Carbono [Adaptado de Yamaguchi <i>et al.</i> (2008)]. . . . .	4
Figura 1.3	Coefficiente de Joule-Thomson de alguns gases à pressão atmosférica [Adaptado de Kim & Lee (2016)]. . . . .	5
Figura 1.4	Esquema conceptual do escoamento de um jato de dióxido de carbono sólido-gás [Adaptado de Kim & Lee (2016)]. . . . .	9
Figura 1.5	Parede plana de espessura $L$ com fronteira adiabática numa das superfícies e fronteira convectiva na superfície oposta. . . . .	12
Figura 2.1	Esquema do presente problema de condução de calor. . . . .	15
Figura 2.2	Curvas ajustadas aos valores de $A_1$ e $\lambda_1$ tabelados em Çengel (2002). . . . .	17
Figura 3.1	Esquema geral da instalação experimental. . . . .	19
Figura 3.2	Placa de aquecimento envolvida em aglomerado de cortiça. . . . .	20
Figura 3.3	Reservatório de $\text{CO}_2$ líquido (esquerda) e difusor com as respectivas dimensões (direita). . . . .	21
Figura 3.4	Termopares SA1XL do tipo K da Omega. . . . .	22
Figura 3.5	<i>Data logger</i> da DataTranslation DT9828. . . . .	23
Figura 3.6	Balança de precisão da <i>Sartorius EB15DCE – I</i> . . . . .	24
Figura 3.7	Disposição dos termopares na placa. . . . .	25
Figura 4.1	Temperatura do jato à saída do difusor. . . . .	28

Figura 4.2	Curvas de temperatura relativas a $r = 0 \text{ mm}$ , $r = 33,3 \text{ mm}$ e $r = 66,6 \text{ mm}$ , para $H = 350 \text{ mm}$ obtidas com a disposição de termopares inicial. . . . .	29
Figura 4.3	Aglomerado de gelo seco acumulado no centro da placa de aço. .	30
Figura 4.4	Curvas de temperatura obtidas num ensaio em que ocorreu acumulação de gelo seco em $r = 0 \text{ mm}$ . . . . .	31
Figura 4.5	Comportamento ondulatorio do aglomerado de gelo seco. . . . .	32
Figura 4.6	Disposição alternativa dos termopares na placa de aço. . . . .	32
Figura 4.7	Curvas de temperatura relativas a $r = 0 \text{ mm}$ , $r = 33,3 \text{ mm}$ e $r = 66,6 \text{ mm}$ , para $H = 350 \text{ mm}$ , obtidas com a disposição de termopares inicial e $r = 33,3 \text{ mm}$ e $r = 66,6 \text{ mm}$ para a disposição alternativa. . .	33
Figura 4.8	(a) Curvas de temperatura para as diferentes distâncias $r$ ao centro e para $H = 350 \text{ mm}$ ; (b) Distribuição radial ajustada às médias temporais das temperaturas locais medidas, para $t_{jato} = 3 \text{ s}$ . . . . .	34
Figura 4.9	Variação temporal do coeficiente de convecção local para $H = 350 \text{ mm}$ . . . . .	35
Figura 4.10	(a) Coeficientes de convecção médio temporal para cada distância $r$ em função de tempo de jato; (b) Distribuição radial ajustada às médias temporais dos coeficientes locais de convecção calculados, para $t_{jato} = 3 \text{ s}$ . 36	
Figura 4.11	Coeficiente de convecção médio temporal para cada distância difusor-placa $H$ , em função do tempo de jato. . . . .	37
Figura A.1	Tabela dos coeficientes utilizados na solução aproximada em um termo da condução de calor transiente unidimensional em paredes planas, cilindros e esferas. . . . .	45
Figura B.1	Curvas de temperatura para as diferentes distâncias $r$ ao centro e para $H = 4000 \text{ mm}$ . . . . .	48
Figura B.2	Curvas de temperatura para as diferentes distâncias $r$ ao centro e para $H = 450 \text{ mm}$ . . . . .	49
Figura C.1	Variação temporal do coeficiente de convecção local para $H = 400 \text{ mm}$ . . . . .	51

Figura C.2	Variação temporal do coeficiente de convecção local para $H = 450 \text{ mm}$ . . . . .	52
Figura D.1	Distribuição radial ajustada às médias temporais dos coeficientes locais de convecção calculados, para $t_{jato} = 3 \text{ s}$ e distâncias de $H = 350 \text{ mm}$ , $H = 400 \text{ mm}$ e $H = 450 \text{ mm}$ . . . . .	53



# Lista de Tabelas

Tabela 3.1	Propriedades do aço AISI 1010 (Çengel, 2002). . . . .	20
Tabela 3.2	Caraterísticas do <i>data logger</i> da DataTranslation DT9828. . . . .	23
Tabela 3.3	Caraterísticas da câmara de vídeo. . . . .	23
Tabela 4.1	Eficiência do arrefecimento para tempo de jato de 3 s, tendo em conta a massa total. . . . .	38
Tabela 4.2	Eficiência do arrefecimento para tempo de jato de 3 s, tendo em conta apenas a massa sólida de CO <sub>2</sub> ejetada. . . . .	39



# Nomenclatura

$A$	Área [ $m^2$ ]
$A_1$	Constante
$Bi$	Número de Biot
$c_p$	Calor específico, a pressão constante [ $J/kg \cdot K$ ]
$d$	Diâmetro [ $m$ ]
$E$	Entalpia [ $J/kg$ ]
$Fo$	Número de Fourier
$h$	Coefficiente de convecção [ $W \cdot m^{-2}K^{-1}$ ]
$\bar{h}$	Coefficiente de convecção médio [ $W \cdot m^{-2}K^{-1}$ ]
$H$	Distância difusor-placa [ $m$ ]
$k$	Condutibilidade térmica [ $W \cdot m^{-1}K^{-1}$ ]
$L$	Comprimento [ $m$ ]
$\dot{m}$	Caudal mássico [ $kg/s$ ]
$P$	Pressão [ $Pa$ ]
$q$	Potência [ $W$ ]
$q''$	Fluxo térmico [ $W/m^2$ ]
$Q$	Energia [ $J$ ]
$r$	Raio [ $m$ ]
$R''$	Resistência térmica [ $m^2 \cdot K/W$ ]
$t$	Tempo [ $s$ ]
$T$	Temperatura [ $^{\circ}C$ ]
$V$	Volume [ $m^3$ ]

## Símbolos gregos

$\alpha$	Difusividade térmica [ $m^2/s$ ]
$\Delta t$	Intervalo de tempo [s]
$\lambda_1$	Constante
$\mu_{JT}$	Coefficiente de Joule-Thomson [ $K/Pa$ ]
$\eta$	Eficiência
$\theta$	Temperatura adimensional
$\rho$	Massa volúmica [ $kg/m^3$ ]
$\tau$	Constante de tempo

## Subscritos

$\infty$	Fluido
arref	Arrefecimento
cond	Condução
conv	Convecção
cr	Crítico
et	Espácio-temporal
i	Inicial
s	Superfície
sublim	Sublimação
t	Temporal
tr	Triplo

# 1 Introdução

## 1.1. Motivação

Atualmente, o desenvolvimento tecnológico determina um aumento da competitividade nas indústrias ao nível mundial. Estas procuram cada vez mais a otimização dos seus processos tecnológicos, reduzindo custos e os tempos de produção.

Em indústrias de produção em série, reduzir o tempo de ciclo em poucos segundos poderá representar milhares de euros a longo prazo. Em muitas dessas indústrias existem operações em que a redução da duração do tempo de ciclo implica a utilização de processos de arrefecimento mais eficientes. Existem já, diversas estratégias dinâmicas de arrefecimento onde se pretende beneficiar da mudança de fase para obter um processo mais eficiente, como *sprays* e jatos de água bifásicos. A maior parte destas estratégias recorrem à mudança de fase por vaporização, embora existam também algumas envolvendo mudança de fase por sublimação.

A mudança de fase do estado sólido para o estado gasoso ocorre quando a temperatura e a pressão se situam abaixo do ponto triplo - estado particular de uma substância no qual os três estados físicos coexistem em equilíbrio. A substância mais conhecida e utilizada em processos industriais é o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ). Através da expansão controlada de dióxido de carbono é possível obter partículas sólidas (gelo seco) por efeito de Joule-Thomson. Essas partículas à pressão e temperatura atmosféricas sublimam, retirando calor ao ambiente circundante, ou às superfícies com as quais entram em contacto, arrefecendo-as. Ao contrário do recorrente uso de jatos líquidos para arrefecimento de superfícies, que requer o tratamento de efluentes, uma das grandes vantagens do  $\text{CO}_2$  é a ausência de tratamento subsequente. Por outro lado, a libertação do dióxido de carbono para o meio ambiente não equivale a aumentar a sua quantidade existente na atmosfera, mas de o devolver. Com efeito, o  $\text{CO}_2$  usado provém do respetivo sequestro; não é um produto resultante de processos energéticos.

### 1.2. Objetivos

Embora o uso de  $\text{CO}_2$  seja utilizado na limpeza de superfícies (Sherman *et al.*, 1991) e no arrefecimento localizado, em pontos quentes, na indústria de moldagem<sup>1</sup>, pouco tem sido estudado quanto à sua aplicação como estratégia de regulação térmica de superfícies. Assim, no âmbito desta dissertação, estudou-se o arrefecimento provocado por um jato de partículas de dióxido de carbono, tendo como variáveis independentes o tempo de incidência e a distância à superfície a arrefecer. O processo de arrefecimento com dióxido de carbono enquadra-se na sua aplicação ao nível industrial, nomeadamente na indústria dos moldes, constituindo uma componente de arrefecimento adicional ao convencional sistema de arrefecimento por canais de água no interior do molde.

### 1.3. Estado Atual do Conhecimento

Nesta secção é efetuada uma breve revisão das propriedades termodinâmicas do dióxido de carbono, assim como das suas diferentes aplicabilidades. São revistas também algumas considerações teóricas acerca da condução de calor em regime transiente.

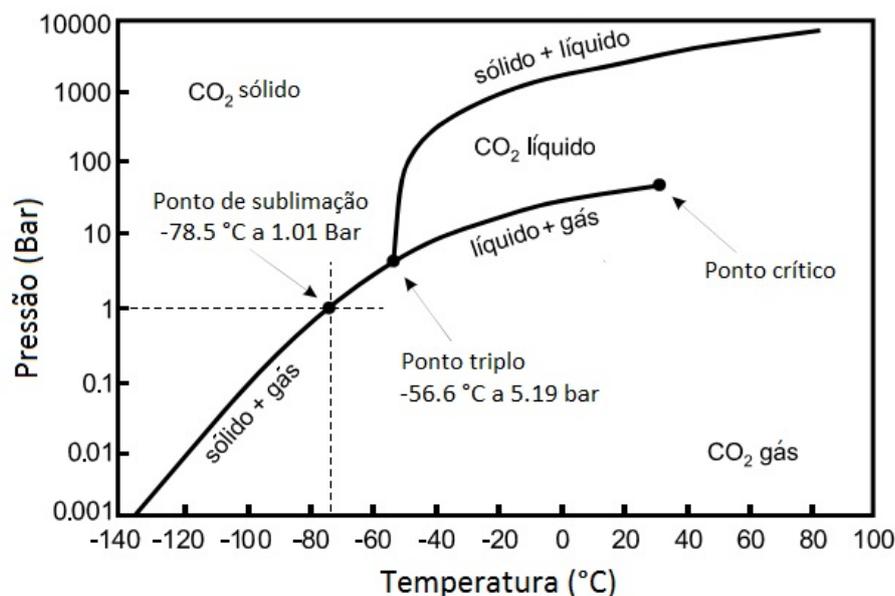
#### 1.3.1. Termodinâmica do Dióxido de Carbono

O dióxido de carbono é um gás inodoro, não tóxico e mais denso do que o ar, representando cerca de 0,04% do volume da atmosfera terrestre. Na Fig. 1.1 está representado o diagrama de fases do dióxido de carbono. O ponto triplo corresponde a uma temperatura de  $-56,6^\circ\text{C}$  e a uma pressão de  $5,11 \text{ atm}$ . Nessas condições, os três estados físicos encontram-se em equilíbrio termodinâmico. Para valores de pressão e temperatura inferiores ao do ponto triplo, o  $\text{CO}_2$  passa diretamente do estado sólido para o estado gasoso. Este processo é designado por sublimação. Para a pressão atmosférica, a mudança de fase do  $\text{CO}_2$  ocorre a  $-78,5^\circ\text{C}$ , tornando-o bastante interessante em diversas aplicações industriais como conservação e transporte alimentar, limpeza criogénica e *overclocking*.

O dióxido de carbono encontra-se no estado gasoso às condições atmosféricas normais. Assim, o benefício da mudança de fase por sublimação para efeitos de arrefe-

---

<sup>1</sup><http://www.lindeplastics.com/spot-cooling.php>

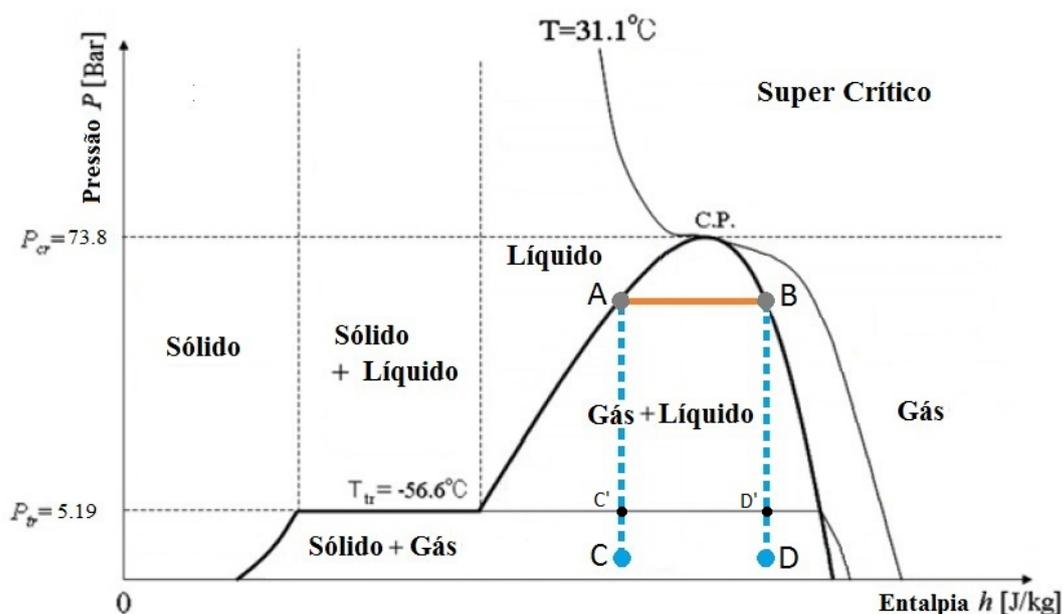


**Figura 1.1:** Diagrama Pressão-Temperatura do Dióxido de Carbono [Adaptado de Iichi-Ghazaani & Parvin (2011)].

cimento implica gerar partículas sólidas de  $\text{CO}_2$ . Essa geração recorre ao efeito de Joule-Thomson, ou seja, através da expansão súbita de  $\text{CO}_2$  líquido pressurizado através de um bocal. Para que o dióxido de carbono esteja no estado líquido é necessário que as suas condições de pressão e temperatura se encontrem acima do ponto triplo. Assim, para uma temperatura ambiente típica de  $20^\circ\text{C}$ , o estado líquido é atingido para uma pressão de, aproximadamente,  $57 \text{ bar}$ . Deste modo, como representado no diagrama de fases pressão-entalpia da Figura 1.2, considerando um reservatório com dióxido de carbono criteriosamente pressurizado a  $57 \text{ bar}$  e à temperatura ambiente, as fases líquida e gasosa do seu conteúdo líquido e gasoso estarão em equilíbrio termodinâmico. Esta condição de equilíbrio termodinâmico está representada pela linha A-B de pressão constante de  $57 \text{ bar}$ , no domínio da região bifásica líquida-gasosa. Se a expansão for feita a partir do gás contido no reservatório, o estado inicial é representado pelo ponto B e, com a diminuição da pressão, ocorre liquidificação de algum gás e a percentagem de líquido na mistura irá aumentar até à fronteira com a região bifásica sólida-gasosa (ponto D'). Nesta região, todo o líquido é convertido para sólido e a percentagem de gelo seco pode ser determinada pelo título da mistura bifásica. A percentagem aproximada de gelo seco é 5% e o restante é gás.

Se a expansão for feita a partir do líquido, o estado inicial é representado pelo ponto

A e, com a diminuição de pressão, algum do líquido vai vaporizando, aumentando assim a percentagem relativa de gás até à fronteira com a região de fase sólida-gasosa (ponto C'). Nesta região, o líquido restante é transformado em partículas sólidas e a percentagem aproximada de fase sólida é de 45%, sendo o restante gás (Sherman & Adam, 1995). Na presente dissertação o reservatório de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) utilizado contém uma sonda, de modo a que a expansão seja feita sempre a partir do líquido, enquanto este existir. Deste modo a expansão observada é do tipo A-C.



**Figura 1.2:** Diagrama Pressão-Entalpia do Dióxido de Carbono [Adaptado de Yamaguchi *et al.* (2008)].

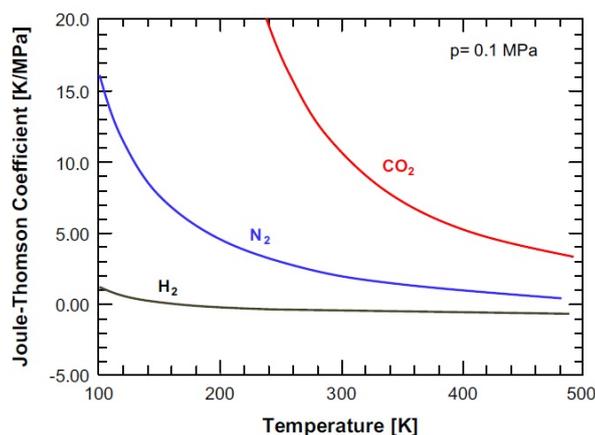
A percentagem de gelo seco resultante da expansão depende apenas *i*) do estado inicial do dióxido de carbono (isto é, se a expansão é feita a partir do estado líquido ou do estado gasoso) e *ii*) da pressão inicial ou da temperatura. Considerando uma expansão a partir do líquido, se a temperatura do reservatório fosse inferior à temperatura ambiente, ter-se-ia líquido subarrefecido e o ponto A estaria deslocado para a esquerda (a uma pressão menor). Consequentemente, a expansão resultaria numa mistura sólido-gás com maior percentagem de partículas sólidas, uma vez que se chegaria à fronteira com a região de fase sólida-gasosa com uma maior percentagem de fase líquida do que anteriormente.

O efeito de Joule-Thomson explica-se pela variação de temperatura que ocorre quando um fluido é ejetado e expandido através de um bocal. Essa expansão é consi-

derada adiabática. A quantificação deste efeito é feita através do coeficiente de Joule-Thomson, definido como a razão entre a variação da temperatura e a variação de pressão:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_E \quad (1.1)$$

conforme está representado na Fig. 1.3 para alguns gases.



**Figura 1.3:** Coeficiente de Joule-Thomson de alguns gases à pressão atmosférica [Adaptado de Kim & Lee (2016)].

No caso do dióxido de carbono, a pressão e a temperatura decrescem em simultâneo. Como se observa no gráfico, o coeficiente de Joule-Thomson para o CO<sub>2</sub> tem uma maior magnitude quando comparado com outros gases. Consequentemente, a diminuição de temperatura do CO<sub>2</sub> é maior do que a dos outros gases, para a mesma queda de pressão.

### 1.3.2. CO<sub>2</sub> como Fluido Refrigerante

O dióxido de carbono é um gás sem potencial de destruição da camada de ozono (ODP = 0) e tem um potencial de aquecimento global praticamente desprezável (GWP = 1). No entanto, é atualmente responsável por mais de 60% do efeito de estufa, o que torna a sua reciclagem e aplicação como fluido refrigerante uma ótima estratégia sem comprometer o meio ambiente. Por conseguinte, os sistemas de refrigeração e de climatização que utilizam dióxido de carbono têm ganho cada vez mais interesse.

Em 1850, o dióxido de carbono foi proposto como refrigerante em sistemas de compressão de vapor por Alexander Twining. Em 1869 foi construída a primeira máquina de refrigeração a dióxido de carbono, ganhando posteriormente particular relevância no que diz respeito a sistemas de refrigeração. E, nas décadas de 1920 e 1930, a utilização

deste gás atingia o seu pico (Bodinus, 1999). Com a introdução dos Clorofluorcarbonetos (CFC) nos anos 1930 - 1940, a utilização dos refrigerantes de primeira geração entrou em declínio, tendo como maior argumento o facto dos CFC trazerem uma melhoria para a segurança em relação à amónia e ao dióxido de enxofre. No entanto, também o dióxido de carbono acabou por ser substituído pelos modernos CFC. As desvantagens do CO<sub>2</sub> terão sido a perda de capacidade e o baixo coeficiente de desempenho (COP) para elevadas temperaturas de rejeição de calor. No final dos anos 80, a tomada de consciência da destruição da camada de ozono pelos CFC que levou as indústrias a procurar refrigerantes alternativos.

Na Noruega, Gustav Lorentzen acreditara na “reinvenção” do dióxido de carbono e em 1989, num pedido de patente internacional (Lorentzen, 1990), propôs um sistema com ciclo de CO<sub>2</sub> transcrito, com o principal objetivo de o aplicar em sistemas de ar-condicionado em automóveis, setor este que dominara as emissões de CFC. Mais tarde, Lorentzen & Petterson (1993) desenvolveram o primeiro sistema a CO<sub>2</sub> para climatização de automóveis. Desde então, os sistemas de refrigeração que utilizam dióxido de carbono transcrito têm adquirido particular interesse, tendo sido propostas e estudadas várias outras aplicações de sistemas de refrigeração, ar-condicionado e bombas de calor com diversas configurações (Kim *et al.*, 2004). Nestes sistemas de refrigeração, a temperatura conseguida através da evaporação do CO<sub>2</sub> variava apenas entre -30 °C e 0 °C. No entanto, alguns processos de refrigeração para a indústria alimentar, a engenharia biomédica, etc. requerem temperaturas de refrigeração inferiores a estas.

Em 2004, Yamaguchi *et al.* (2008) propuseram um novo método de refrigeração com base no dióxido de carbono que passaria a atingir temperaturas abaixo do ponto triplo do CO<sub>2</sub> (-56,6°C). No princípio de refrigeração proposto, a expansão do CO<sub>2</sub> líquido seria realizada abaixo do ponto triplo resultando, assim, numa mistura bifásica sólido-gás a uma temperatura inferior a -56,6°C. As partículas sólidas de dióxido de carbono sublimam e absorvem uma certa quantidade de calor latente quando atravessam um tubo horizontal. Os resultados experimentais mostraram uma expansão contínua de CO<sub>2</sub> líquido e a sublimação de partículas sólidas de CO<sub>2</sub> no circuito de uma bomba de calor a dióxido de carbono, conseguindo temperaturas de refrigeração inferiores à do ponto triplo do CO<sub>2</sub>. Estas baixas temperaturas resultam não só da expansão do CO<sub>2</sub> líquido até pressões onde a temperatura é mais reduzida, mas também devido ao facto

de o calor latente de sublimação do CO<sub>2</sub> ser superior ao calor latente de evaporação do mesmo.

Enquanto a aplicação de uma mistura bifásica sólido-gás de CO<sub>2</sub> para sistemas de refrigeração resulta da expansão do CO<sub>2</sub> líquido até pressões abaixo do ponto triplo num circuito fechado, existem também aplicações em que esta é obtida pela expansão do CO<sub>2</sub> líquido até à pressão atmosférica.

### 1.3.3. Impacto de Jato de Partículas

O impacto de jatos de partículas oferecem um transporte eficaz de energia térmica até uma superfície para regulação térmica. Quando o jato incide na superfície ocorre transferência de calor entre o jato e a superfície. A quantidade de energia transferida é suficientemente elevada, permitindo a sua aplicação em diversos processos industriais, tanto de arrefecimento como de aquecimento. O arrefecimento de pás de turbinas, equipamento elétrico ou o tratamento térmico de materiais são potenciais aplicações para o impacto de jatos, ao nível industrial. Uma vez que a região de impacto é reduzida, quando comparada com a restante superfície, os jatos são normalmente utilizados para arrefecimento ou aquecimento localizados. Assim como as características do jato foram amplamente estudadas e reportadas, também as suas aplicações e correlações relativas a diversos tipos de jatos foram concebidas e documentadas na literatura por Viskanta (1993); Jambunathan *et al.* (1992); Zuckerman & Lior (2006).

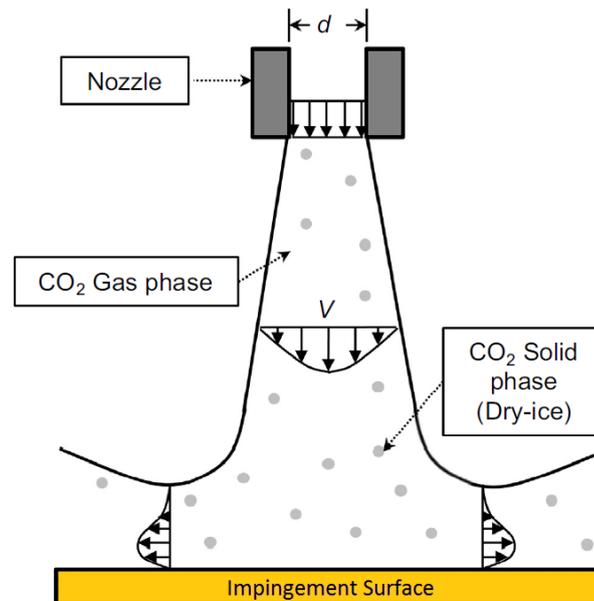
Os jatos podem ser classificados como monofásicos, se a transmissão de calor feita com líquidos ou gases ocorrer sem mudança de fase, e bifásicos, se houver mudança de fase durante o impacto. Em contraste com os monofásicos, os jatos bifásicos beneficiam do calor latente inerente à mudança de fase de modo a conseguir-se uma maior transferência de calor entre o fluido e a superfície de impacto. As características dos jatos monofásicos, como jatos de líquido ou de gás, foram estudados previamente por John & Lienhard (2006); San *et al.* (1997), de entre outros. Além disso, também diversos tipos de jatos bifásicos foram estudados por Ma *et al.* (1993) e Liu & Wang (2000). A maioria dos jatos bifásicos envolvem um líquido que vaporiza. Tal é o caso quando a temperatura da superfície de impacto é superior ao ponto de ebulição do líquido, este começa a vaporizar e o calor latente "consumido" na mudança de fase promove um arrefecimento adicional.

Como referido anteriormente, a expansão controlada de dióxido de carbono líquido permite a formação de uma mistura bifásica sólido-gás com velocidade considerável devido à diferença de pressão entre o reservatório e a atmosfera. Deste modo, a força de impacto, ou elevada quantidade de movimento das partículas de gelo seco formadas sobre uma superfície permite remover os contaminantes presentes, levando à aplicação deste efeito como técnica de limpeza por transferência de massa.

A limpeza das superfícies ocorre pela combinação entre a força de arrasto aerodinâmico e o impacto de partículas sólidas (gelo seco) para a remoção de partículas contaminantes (Hoenig, 1986). No caso da utilização da limpeza de resíduos orgânicos com o dióxido de carbono, o mecanismo inerente usa as propriedades solventes do CO<sub>2</sub> líquido, pelo que, naturalmente, requer uma fase líquida. O impacto das partículas de gelo seco com a superfície cria, na sua interface, tensões locais que excedem a pressão do ponto triplo do CO<sub>2</sub>, permitindo a formação de uma fase líquida na interface ‘partícula de gelo seco’-superfície. Assim, no local do impacto, a fase líquida dissolve o resíduo orgânico e, durante o ressalto da partícula, esta re-solidifica transportando o contaminante consigo (Sherman *et al.* , 1991).

Para o controlo e a otimização dos sistemas de aplicação de neve carbónica é necessário um estudo fundamental das propriedades físicas das partículas de gelo seco e o seu comportamento ao longo do jato. Ao longo dos últimos anos, muitas são as técnicas que têm vindo a ser desenvolvidas para aplicação em limpeza de superfícies com dióxido de carbono.

Relativamente à transferência de calor, uma vez que as partículas de gelo seco e o CO<sub>2</sub> gasoso atingem a superfície em simultâneo, espera-se que ocorra uma sublimação imediata das partículas de gelo seco, removendo uma energia adicional da superfície. A mudança de fase associada a essa sublimação implica uma intensificação da transferência de calor, comparada com a que envolve um jato apenas de gás. Kim & Lee (2016) comparou a transferência de calor entre um jato bifásico de CO<sub>2</sub> e um jato monofásico de N<sub>2</sub>, verificando que a taxa de arrefecimento de uma superfície era superior quando utilizado o CO<sub>2</sub>, mesmo tendo o jato de dióxido de carbono sido obtido por expansão a partir da fase gasosa (portanto, com menor percentagem de fase sólida). A Fig. 1.4 representa o esquema conceptual do escoamento de um jato de dióxido de carbono sólido-gás.



**Figura 1.4:** Esquema conceptual do escoamento de um jato de dióxido de carbono sólido-gás [Adaptado de Kim & Lee (2016)].

A mudança de fase de sólido para gás é raramente discutida na literatura, uma vez que o processo de sublimação não é primordial nas aplicações mais comuns.

### 1.3.4. Considerações Teóricas sobre o Regime Transiente

Nos estudos experimentais encontrados na literatura sobre o arrefecimento com jatos de dióxido de carbono, a análise é feita em condições de regime permanente; isto é, um jato de dióxido de carbono incide continuamente sobre uma superfície que está sujeita a um fluxo de calor constante e conhecido  $q''$ , atingindo-se um equilíbrio (Kim & Lee, 2016). Através de um balanço energético à superfície, é possível determinar o coeficiente de convecção forçada do jato de dióxido de carbono pela Lei de Newton como

$$h = \frac{q''}{T_s - T_\infty} [W \cdot m^{-2} K^{-1}] \quad (1.2)$$

No entanto, no presente estudo, o jato incide em intervalos de tempo finitos sobre uma placa inicialmente aquecida; assim, o problema a analisar de condução de calor no interior da placa será em regime transiente. Nesse caso, a temperatura varia no espaço e com o tempo, enquanto que na situação em regime permanente varia apenas

no espaço. Um dos aspetos importantes da análise em regime transiente é saber se, durante o arrefecimento, a temperatura da placa onde incide o jato é uniforme ao longo da sua espessura. Isso implica uma análise do número de Biot.

### Análise com Base no Número de Biot

O número de Biot é definido como um parâmetro adimensional que relaciona a resistência à transmissão de calor no interior de um corpo (resistência condutiva), com a resistência às trocas de calor por convecção através da camada limite do fluido sobre a sua superfície (resistência convectiva). Deste modo, considere-se uma parede plana de área  $A$  através da qual é conduzido calor em regime permanente, sendo uma das superfícies mantida à temperatura  $T_{s,1}$  e a outra a  $T_{s,2}$ . Esta última está em contacto com um fluido, de tal modo que  $T_\infty < T_{s,2} < T_{s,1}$ . O balanço térmico à superfície é dado por:

$$q_{cond} = q_{conv} \Leftrightarrow k \cdot A \cdot \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L} = h \cdot A \cdot (T_{s,2} - T_\infty) \quad (1.3)$$

ou

$$\frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{T_{s,2} - T_\infty} = \frac{L/k}{1/h} = \frac{R''_{cond}}{R''_{conv}} \Leftrightarrow \text{Bi} = \frac{h \cdot L}{k} \quad (1.4)$$

Em regime transiente, a variação da temperatura no interior do corpo depende da relação de escala entre as resistências condutiva e convectiva, expressa pelo número de Biot.

Em geral, o parâmetro  $L$  na definição do número de Biot representa um comprimento característico,  $L_c$ . Para geometria mais complexas, em que esse comprimento não é evidente, faz-se uma relação entre o volume ( $V$ ) e a área de superfície ( $A_s$ ) para o obter:  $L_c = V/A_s$ .

Se  $\text{Bi} \ll 1$  (por exemplo,  $\text{Bi} < 0,1$ ), então a resistência condutiva (interna) é muito inferior à convectiva (externa), pelo que a variação espacial da temperatura (ao longo do comprimento característico) é considerada uniforme. Assim, a temperatura depende apenas do tempo,  $T \approx T(t)$ , e pode-se aplicar o método da capacitância global na análise do problema.

Por outro lado, se  $\text{Bi} \approx 1$  ou  $> 1$ , acontece o oposto, e as variações espaciais de temperatura não são desprezáveis, resultando  $T \approx T(x, t)$ . Neste caso, utiliza-se uma

solução analítica aproximada.

### Método da capacidade global : $Bi \leq 0,1$

Um balanço térmico a um sólido, inicialmente à temperatura uniforme  $T_i$ , colocado num meio à temperatura  $T_\infty < T_i$ , implica que, em cada instante, a taxa de variação da energia térmica acumulada equilibra com a potência térmica retirada por convecção na fronteira. Logo,

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

Assumindo que

$$\theta(t) = T(t) - T_\infty$$

então

$$\Rightarrow \frac{d\theta}{dt} = \frac{dT}{dt}$$

Assim, aplicando esta simplificação na relação para o balanço térmico (1.5) obtém-se

$$\frac{d\theta}{\theta} = -\frac{hA}{\rho V c_p} dt \quad (1.6)$$

Integrando a relação anterior entre o instante inicial,  $t = 0$ , e um instante qualquer posterior,  $t$ ,

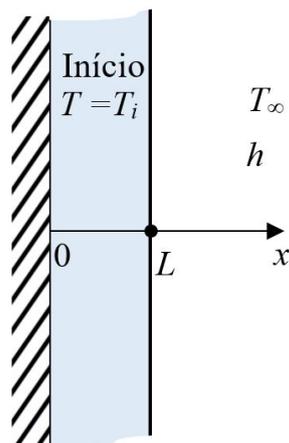
$$\int_0^t \frac{d\theta}{\theta} dt = -\frac{hA}{\rho V c_p} \int_0^t dt \Leftrightarrow$$

$$\ln(\theta(t)) - \ln(\theta(0)) = \ln\left(\frac{\theta(t)}{\theta(0)}\right) = \frac{hA}{\rho V c_p} t \Rightarrow$$

$$\frac{\theta(t)}{\theta(0)} = \frac{T(t) - T_\infty}{T(0) - T_\infty} = e^{-\frac{hA}{\rho V c_p} t} \quad (1.7)$$

### Soluções analíticas aproximadas : $Bi > 0,1$

Para o caso em que Biot é superior a 0,1, a temperatura é função de duas variáveis, sendo necessário resolver a equação da condução. No caso da presente dissertação, a



**Figura 1.5:** Parede plana de espessura  $L$  com fronteira adiabática numa das superfícies e fronteira convectiva na superfície oposta.

transmissão de calor ocorre numa placa plana em que numa das superfícies se considera uma fronteira adiabática e, na oposta, trocas de calor por convecção, tal como esquematizado na Fig. 1.5.

Admitindo condução uni-dimensional em  $x$ , que as propriedades do material são constantes e que não há taxa de geração interna de energia, a equação geral da condução de calor reduz-se a

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (1.8)$$

onde  $\alpha$  é a difusividade térmica,  $\alpha = k/(\rho C_p)$ .

Como condições de fronteira e inicial, tem-se

$$\begin{aligned} \text{Superfície traseira, } x = 0 : & \quad \frac{\partial T(0, t)}{\partial x} = 0 \\ \text{Superfície de topo, } x = L : & \quad k \frac{\partial T(L, t)}{\partial x} = -h[T(L, t) - T_\infty] \\ \text{Condição inicial uniforme, } t = 0 : & \quad T(x, 0) = T_i \end{aligned} \quad (1.9)$$

Através de uma normalização das variáveis com parâmetros característicos, nomeadamente:

- Comprimento:  $X = x/L$
- Tempo:  $\tau = \frac{\alpha t}{L^2}$

- Temperatura:  $\theta^*(X, \tau) = \frac{T(X, \tau) - T_\infty}{T(X, 0) - T_\infty}$

a equação da condução, condições fronteira e inicial, expressam-se como

$$\frac{\partial \theta^*}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \quad (1.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \theta^*(0, \tau)}{\partial X} &= 0 \\ \frac{\partial \theta^*(1, \tau)}{\partial X} &= -\text{Bi} \cdot \theta(1, \tau) \\ \theta^*(X, 0) &= 1 \end{aligned} \quad (1.11)$$

O tempo adimensional  $\tau$  é também designado por número de Fourier (Fo). No caso em que  $\text{Fo} > 0, 2$ , a solução da Eq. (1.10), aplicando as condições de fronteira e inicial, permite obter a seguinte solução aproximada para placa plana (Çengel, 2002):

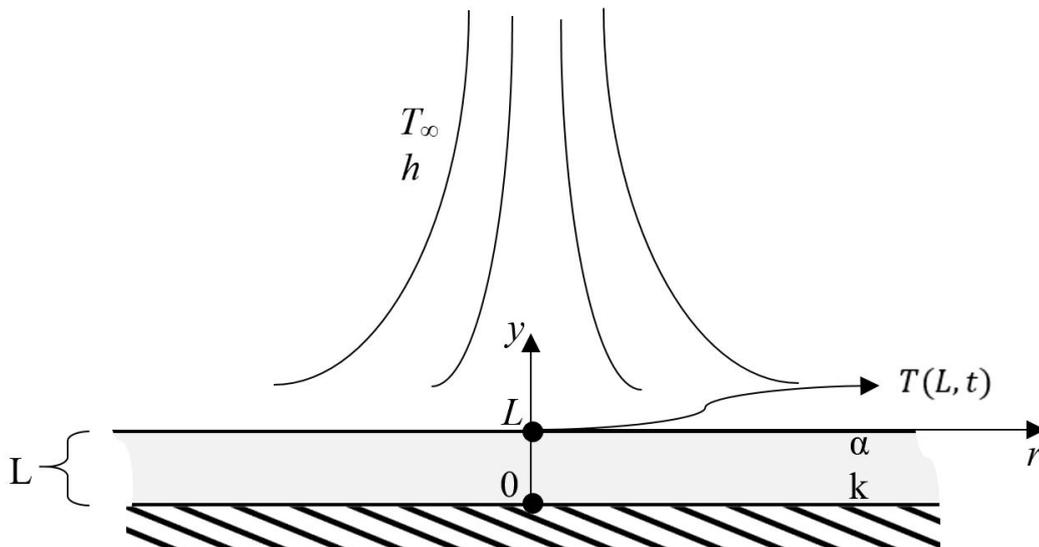
$$\theta^*(X, \tau) = \frac{T(X, \tau) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = A_1 e^{-\lambda_1^2 \tau} \cos(\lambda_1 X) \quad (1.12)$$

As constantes  $A_1$  e  $\lambda_1$  são funções apenas do número de Biot e podem ser obtidas por interpolação (ver tabela da Fig. A.1 no Anexo A).



## 2 Metodologia de Cálculo do Coeficiente de Convecção

Neste capítulo é feita uma descrição esquemática do presente problema de condução transiente de calor, seguida da explicação da metodologia adoptada no cálculo do coeficiente de convecção de calor. Na presente dissertação, o domínio físico é uma placa plana em que uma das superfícies se considera uma fronteira adiabática e, a oposta, sujeita a trocas de calor por convecção, provocadas por um jato de dióxido de carbono. O problema em estudo encontra-se esquematizado na Fig. 2.1. Trata-se de uma placa plana de espessura  $L$ , condutibilidade térmica  $k$ , difusividade  $\alpha$  (propriedades supostas constantes). A placa encontra-se a uma temperatura inicial uniforme  $T_i$  e a temperatura do jato é  $T_\infty$ .



**Figura 2.1:** Esquema do presente problema de condução de calor.

O jato de dióxido de carbono provoca um elevado arrefecimento na superfície da placa, com um elevado coeficiente de convecção, pelo que se está perante um problema de condução transiente com  $Bi > 0,1$ . Uma vez que a resistência condutiva é muito superior à resistência convectiva, a temperatura ao longo da espessura não pode ser desprezada. Deste modo, para resolver um problema de condução de calor em re-

gime transiente com número de Biot superior a 0,1, é necessário resolver a equação de condução de calor.

### 2.1. Coeficiente de Convecção Instantâneo

A solução da equação de condução de calor envolve séries infinitas que são complexas e de difícil resolução. No entanto, os termos nas soluções convergem rapidamente à medida que se avança no tempo. Deste modo, considerando apenas o primeiro termo da série e desprezando os restantes, para  $\tau > 0,2$  resulta num erro inferior a 2%. Reescrevendo, assim, a Eq. (1.12) de acordo com o problema em estudo:

$$\theta^*(Y, \tau) = \frac{T(Y, \tau) - T_\infty}{T(Y, 0) - T_\infty} = A_1 e^{-\lambda_1^2 \tau} \cos(\lambda_1 Y) \quad (2.1)$$

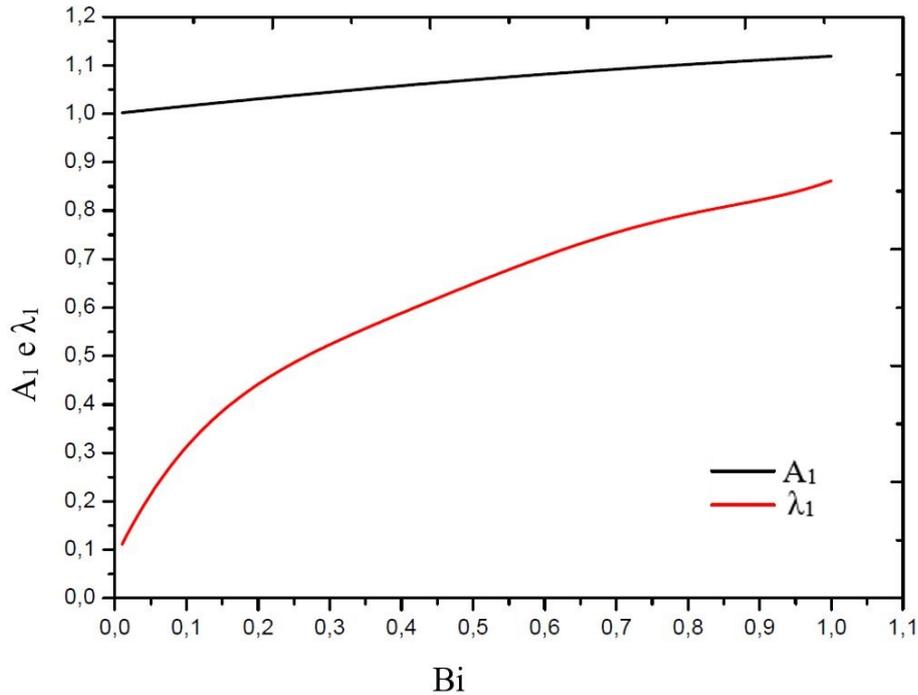
No primeiro termo, apenas são desconhecidos  $T(Y, \tau)$  e  $T(Y, 0)$  e no segundo são desconhecidas as constantes  $A_1$  e  $\lambda_1$ .

- $T(Y, \tau)$  representa a temperatura instantânea superficial e foi medida experimentalmente.  $T(Y, 0)$  corresponde ao primeiro valor de  $T(Y, \tau)$ , ou seja à temperatura inicial da placa  $T_i$ . Uma vez que a temperatura da superfície da placa varia em função do tempo e da distância ao centro, é necessário obter  $T(Y, \tau)$  para diferentes raios.
- $A_1$  e  $\lambda_1$  são coeficientes que são função apenas do número de Biot. Deste modo, encontrou-se a relação entre cada uma destas variáveis e o número de Biot. Estas relações encontram-se representadas graficamente na Fig. 2.2 e analiticamente nas Eq. (2.2) e Eq. (2.3), tendo sido obtidas por regressão polinomial ajustada aos dados tabelados em Çengel (2002).

$$A_1(Bi) = -0,0423 \times Bi^2 + 0,1608 \times Bi + 1,0003 \quad (2.2)$$

$$\lambda_1(Bi) = 5,3086 \times Bi^5 - 15,494 \times Bi^4 + 17,138 \times Bi^3 - 9,2566 \times Bi^2 + 3,0848 \times Bi + 0,081 \quad (2.3)$$

Conhecido o primeiro termo da Eq. (2.1) através de ensaios experimentais e as relações  $A_1(Bi)$  e  $\lambda_1(Bi)$ , para cada um dos instantes  $\tau$ , procura-se um valor do número



**Figura 2.2:** Curvas ajustadas aos valores de  $A_1$  e  $\lambda_1$  tabelados em Çengel (2002).

de Biot que minimiza a diferença entre os dois membros da equação. Esse valor  $Bi(t)$  será a solução da Eq. (2.1).

Conhecido o número de Biot para cada instante é possível determinar o coeficiente de convecção para cada instante através de:

$$h_{conv}(t) = \frac{Bi(t) \cdot k}{L} \quad (2.4)$$

## 2.2. Coeficiente de Convecção Médio Temporal

Uma vez que se pretende estudar coeficientes de convecção para diferentes intervalos de tempo, surge a necessidade de calcular um coeficiente de convecção médio temporal local para cada período de duração do jato,  $t_{jato}$ . A média temporal do coeficiente de convecção é calculada pela seguinte equação:

$$\bar{h}_t = \frac{1}{t_{jato}} \int_{t=0}^{t_{jato}} h(t) dt = \frac{\sum_{t=0}^{t_{jato}} h(t) \cdot \Delta t}{t_{jato}} \quad (2.5)$$

Deste modo, o coeficiente retirado desta média temporal surge como um coeficiente de convecção equivalente, caso este fosse constante ao longo do intervalo de tempo que

se está a considerar.

### 2.3. Coeficiente de Convecção Médio Espaço-Temporal

Por fim, uma vez calculados os valores médios temporais em cada local monitorizado, surge agora a necessidade de calcular um coeficiente de convecção médio temporal para toda a área circular termicamente afetada. A média espaço-temporal do coeficiente de convecção obtém-se da seguinte equação:

$$\bar{h}_{et} = \frac{1}{r_{total}} \int_{r=0}^{r_{total}} \bar{h}_t(r) dr = \frac{\sum_{r=0}^{r_{total}} h(r) \cdot \Delta r}{r_{total}} \quad (2.6)$$

Este valor médio espaço-temporal surge como um coeficiente de convecção equivalente, caso este fosse constante ao longo de todo o raio e ao longo do intervalo de tempo que se está a considerar.

### 3 Instalação Experimental

O trabalho experimental efetuado teve como objetivo determinar a variação da temperatura da superfície da placa de modo a quantificar o coeficiente de transmissão de calor por convecção, em função da duração de injeção de dióxido de carbono (em mistura sólido-gás) numa placa de aço quente, considerando diversas distância de impacto. Neste capítulo é feita uma descrição geral da instalação, seguida de uma secção dedicada à instrumentação utilizada para realizar as medições e, por fim, a descrição do protocolo experimental delineado.

Concebeu-se uma instalação experimental destinada à avaliação do efeito de arrefecimento de uma superfície por um jato de dióxido de carbono com mudança de fase por sublimação. A instalação experimental encontra-se esquematizada na Fig. 3.1, sendo constituída, essencialmente, por uma placa de aço previamente aquecida e isolada na face inferior e um reservatório de CO<sub>2</sub> líquido. A superfície superior da placa é instrumentada com termopares do tipo-K. Todos as características e propriedades dos seus componentes encontram-se descritos nos pontos seguintes.



**Figura 3.1:** Esquema geral da instalação experimental.

### 3.1. Placa de Aço e Sistema de Aquecimento

Utiliza-se uma placa quadrada ( $290 \times 290 \text{ mm}^2$ ) de  $5 \text{ mm}$  de espessura, de aço comum, cujas propriedades termofísicas se presume serem semelhantes às do aço ao carbono AISI 1010, indicadas na Tabela 3.1:

**Tabela 3.1:** Propriedades do aço AISI 1010 (Çengel, 2002).

Condutividade térmica $k$ a $35 \text{ }^\circ\text{C}$	$63,48 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \text{K}^{-1}$
Calor específico $c_p$ a $35 \text{ }^\circ\text{C}$	$438,25 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Massa volúmica $\rho$	$7832 \text{ kg/m}^3$
Difusividade térmica $\alpha$	$18,8 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

O sistema de aquecimento da placa, ilustrado na Fig. 3.2, foi fabricado pela Crussel e tem dimensões de  $30 \times 30 \text{ [cm]}$ . É essencialmente constituído por duas placas de alumínio com  $8 \text{ mm}$  de espessura cada, para uniformização da temperatura, intercaladas por uma resistência elétrica. O isolamento elétrico entre as placas de alumínio e a resistência é feito por folhas de mica. A potência da placa de aquecimento é de  $200 \text{ W}$  e o isolamento envolvendo as placas e resistência é feito com aglomerado de cortiça de  $40 \text{ mm}$  de espessura, de modo a que direção do fluxo de calor seja unicamente na vertical e no sentido ascendente.

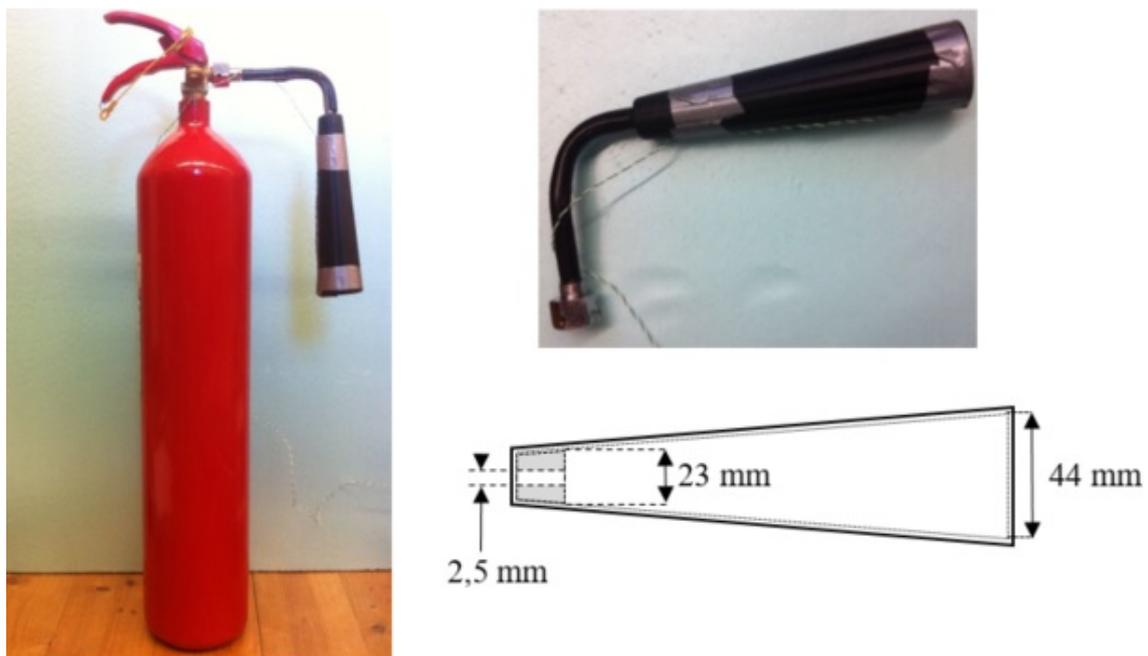


**Figura 3.2:** Placa de aquecimento envolvida em aglomerado de cortiça.

### 3.2. Reservatório de $\text{CO}_2$ líquido

O jato de partículas é criado através da expansão de dióxido de carbono líquido contido num reservatório pressurizado a  $58,8 \text{ bar}$ . A rápida expansão do líquido através

de um bocal provoca o arrefecimento súbito deste, até à temperatura de sublimação, formando-se uma mistura bifásica sólido-gás por efeito Joule-Thomson. O reservatório contém inicialmente 5 kg de dióxido de carbono essencialmente no estado líquido e, com a sua utilização, vai sendo cada vez maior o volume ocupado pela fase gasosa do CO<sub>2</sub>. Assim, para garantir o uso (expansão) da máxima quantidade possível de CO<sub>2</sub> em estado líquido contido no reservatório, este dispõe no seu interior de uma sonda (tubo) desde a válvula de abertura até ao fundo, uma vez que a que a densidade da fase líquida é condição para que esta se encontre no fundo do reservatório. Se assim não fosse, a expansão do CO<sub>2</sub> seria feita a partir da fase gasosa, resultando numa mistura bifásica com muito menor percentagem de partículas sólidas. Um tubo rígido, ligado a um bocal com difusor, é acoplado ao reservatório de CO<sub>2</sub>, como se mostra na Fig. 3.3. O difusor permite aumentar o diâmetro do jato para que a área de superfície afetada pelo arrefecimento seja maior.



**Figura 3.3:** Reservatório de CO<sub>2</sub> líquido (esquerda) e difusor com as respetivas dimensões (direita).

Uma vez que o tubo rígido não apresenta um ângulo recto, foi necessário construir uma estrutura de madeira com varas roscadas, de maneira a criar uma superfície inclinada, onde é colocado o reservatório, de tal modo que o eixo do difusor fique perfeitamente perpendicular à placa de aço, conforme representado na Fig. 3.1.

### 3.3. Instrumentação e Medida

#### 3.3.1. Medição da Temperatura

A medição da temperatura foi efetuada através de termopares SA1XL do tipo K (Cromel/Alumel) da *Omega*. Estes são constituídos por dois fios com metais diferentes, unidos entre si nas extremidades. Uma diferença de temperatura entre as duas junções produz uma força eletromotriz cuja tensão varia diretamente com a temperatura. Os termopares são apropriados para medir a temperatura da superfície e permitem tempos de resposta inferiores a 150 *ms*. A gama de temperatura de utilização destes termopares é de  $-270^{\circ}\text{C}$  até  $1372^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 3.4:** Termopares SA1XL do tipo K da Omega.

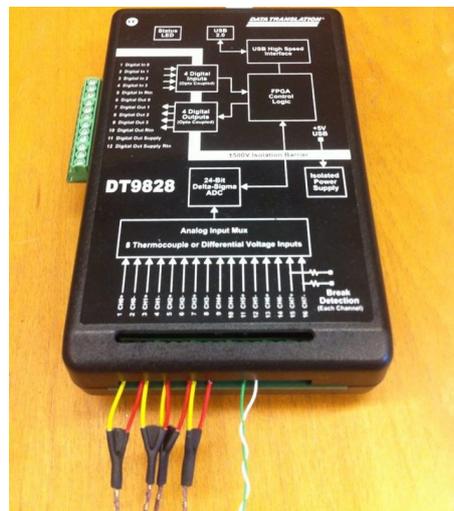
Para adquirir e tratar os sinais de temperatura medidos, os sensores foram conectados a um *data logger* Data Translation DT9828 operado pelo *software* próprio da placa, o QuickDAQ. Para medições com termopares, o *data logger* tem como referência uma precisão global melhor do que 0,1 *K*. O DT9828 tem 8 entradas analógicas diferenciais para termopares e medições de tensão e isolamento galvânico até  $\pm 500$  *V*, possuindo uma taxa de aquisição até 600 amostras por segundo, ideal para sinais de baixa velocidade comuns para aplicações de temperatura. É dotado de um ADC (Analogic-to-digital converter) de 24 *bits*.

#### 3.3.2. Duração do Jato de Partículas e Massa Injectada

Os tempos de duração da injeção de  $\text{CO}_2$  em cada experiência foram obtidos com recurso a análise de imagens de vídeo. Os ensaios realizados foram todos registados através de uma câmara de vídeo GoPro HERO 3+ Silver Edition com uma taxa de aquisição de 60 FPS (*Frames per Second*, Imagens por Segundo). Uma vez filmados,

**Tabela 3.2:** Características do *data logger* da DataTranslation DT9828.

Nº Canais de termopares	Até 8 termopares
Tipos de termopares	J,K,T,B,E,N,R,S
Resolução de conversão	$\pm 156,25 \text{ mV}$
Taxa de conversão	600/s
Modo de amostragem	Multiplexado para Delta-Sigma
Precisão (termopares tipo K)	0,09 °C; termopar a 25 °C
Impedância de entrada	10 MΩ
Dimensões	37,39 × 106,5 × 153,16 mm
<i>Software</i>	QuickDAQ



**Figura 3.5:** *Data logger* da DataTranslation DT9828.

através do *software* de edição de vídeo GoPro Studio, os ensaios foram analisados e registaram-se os momentos precisos de início e de fim do jato.

**Tabela 3.3:** Características da câmara de vídeo.

Resolução máxima de vídeo	1080p (16:9) 60 fps
Resolução máxima fotográfica	10MP: 3680×2760
Suporte de gravação	MicroSD
Formato de gravação de vídeo	Codec H.264   .MP4
<i>Software</i>	GoPro Studio

A massa total de dióxido de carbono utilizada nos ensaios foi medida através de uma balança *Sartorius*, pesando o reservatório de CO<sub>2</sub> antes e depois da ejeção de cada ensaio. Através da medição da massa e do tempo de jato, foi possível estimar o caudal mássico médio de CO<sub>2</sub> ejetado em cada ensaio. A balança utilizada tem uma precisão de  $\pm 5$  g.



**Figura 3.6:** Balança de precisão da *Sartorius EB15DCE – I*.

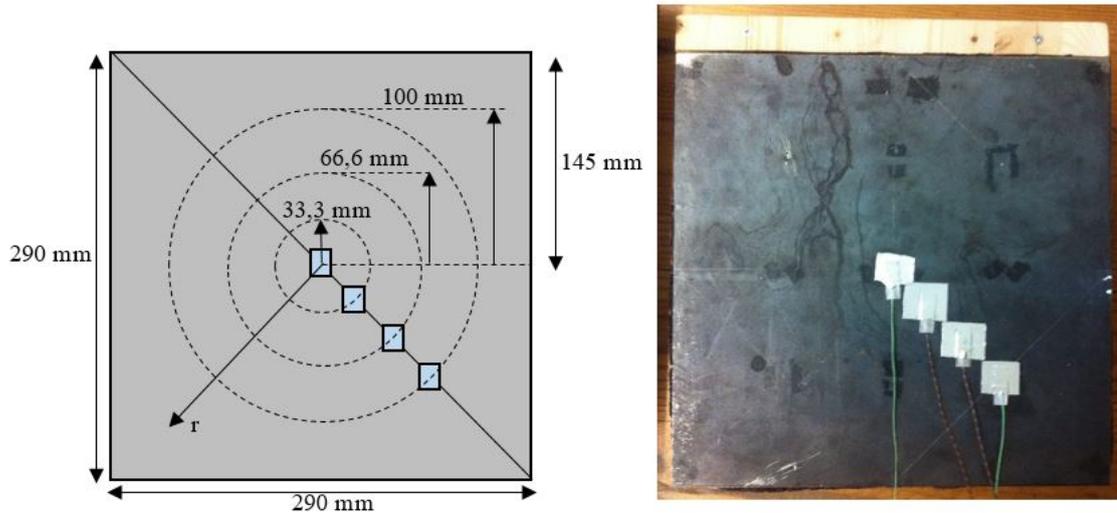
### 3.4. Protocolo Experimental

O protocolo experimental pode ser dividido em duas etapas. A primeira refere-se à disposição dos termopares adoptada e a segunda ao arrefecimento da placa de aço.

#### 3.4.1. Disposição dos Termopares

De modo a determinar a variação do coeficiente de convecção médio com a distância ao centro geométrico da placa, colocaram-se quatro termopares dispostos segundo a diagonal da placa e distanciados de 33,3 mm entre si, como representado na Fig. 3.7.

Com o pressuposto de simetria axial do jato e a condição de uniformidade de temperatura inicial em toda a placa, a disposição dos termopares escolhida tem como objetivo monitorizar a temperatura da placa na área circular termicamente afetada, correspondendo ao círculo inscrito na placa quadrada, portanto de 200 mm de diâmetro, possibilitando a estimativa de uma média espaço-temporal do coeficiente de convecção.



**Figura 3.7:** Disposição dos termopares na placa.

### 3.4.2. Arrefecimento da Placa de Aço

Antes de qualquer ensaio experimental devem ser asseguradas duas condições iniciais essenciais: *i*) a temperatura uniforme inicial da placa; *ii*) e o alinhamento do jato com o centro geométrico da placa.

De forma a assegurar uma temperatura uniforme de  $91,3^{\circ}\text{C} \pm 1,2^{\circ}\text{C}$  em toda a placa, antes de cada ensaio experimental, a placa de aço é colocada sobre a placa de aquecimento que impõe um fluxo de calor uniforme, permitindo também a uniformidade da temperatura da placa de aço.

Garantida a condição inicial de temperatura da placa de aço, esta é deslocada para a zona de jato. Uma vez que este processo deve ser o mais breve possível, evitando perdas de calor não desejadas, sendo ainda necessário assegurar o alinhamento do jato com o centro geométrico da placa, foram colocados no difusor dois apontadores laser e marcados previamente na superfície da placa os pontos de alinhamento. Deste modo, quando a placa é movida para a zona de jato, basta que os apontadores laser estejam coincidentes com os pontos de alinhamento, assegurando assim um processo rápido.

Asseguradas, assim, as condições iniciais essenciais, é feito incidir um jato de dióxido de carbono na placa de aço durante 3 segundos, para cada uma das distâncias difusor-placa. Apesar de o objetivo ser estudar o coeficiente de convecção para tempos de incidência do jato de 1, 1.5, 2, 2.5 e 3 segundos, a temperatura da superfície durante o arrefecimento apenas depende das condições iniciais e do tempo de jato de-

## **Estudo experimental do arrefecimento com um jato de dióxido de carbono**

---

corrido. Deste modo, ensaios em que o tempo de incidência do jato é máximo podem ser analisados de modo a obter os resultados para tempos de incidência menores.

## 4 Análise de Resultados

Neste capítulo são apresentados os resultados para a variação da temperatura obtidos experimentalmente bem, como as fases de cálculo do coeficiente de convecção. Por fim é também feita uma análise de eficiência da processo de arrefecimento.

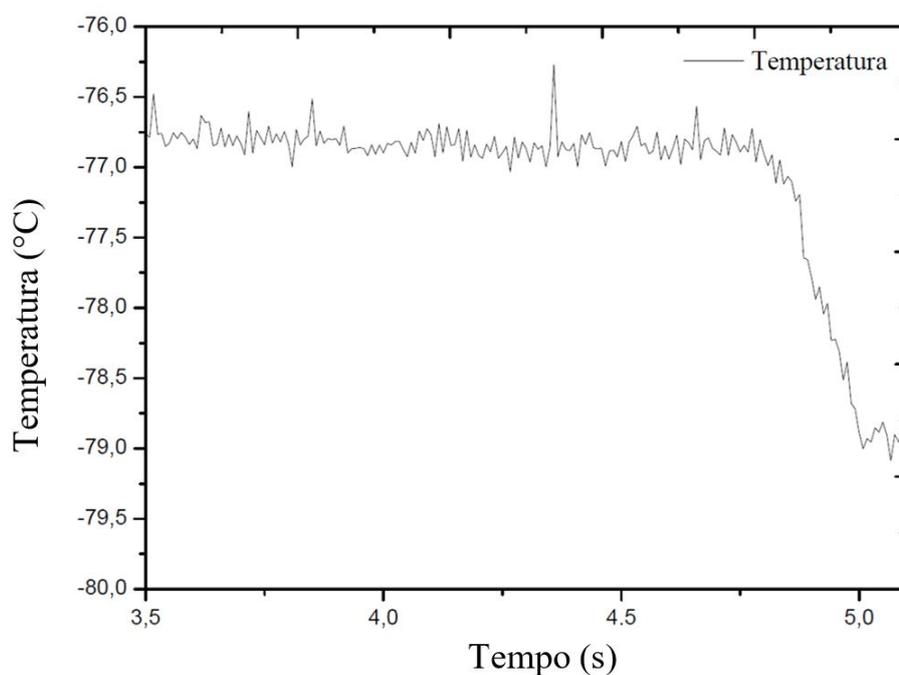
Nos ensaios experimentais, utilizaram-se diferentes distâncias entre a saída do difusor e a superfície da placa, sendo estas 350, 400 e 450 *mm*. Os resultados experimentais analisados foram obtidos para um fluxo mássico total de CO<sub>2</sub> (sólido e gasoso) de  $154 \pm 2,95$  *g/s*, diretamente dependente das características do reservatório e dimensões do bocal.

### 4.1. Efeito da Expansão

A Fig. 4.1 mostra a temperatura medida por um termopar colocado no centro da secção de saída do difusor. O jato de CO<sub>2</sub> é ejetado através do conjunto difusor-bocal de expansão com um decaimento brusco de temperatura devido ao efeito de Joule-Thomson. Nesta experiência foi notoriamente visível a formação de partículas de gelo seco. Enquanto existir líquido no reservatório, a pressão no seu interior é mantida a 5,88 MPa e a pressão à saída do difusor é assumida ser igual à pressão atmosférica, ou seja, 0,1 MPa. Assim, o decaimento de pressão em aproximadamente 5,78 MPa resulta numa mistura bifásica sólido-gás a uma temperatura média de  $-76,9 \pm 0,8$  °C.

Uma vez que se formaram partículas sólidas, seria de esperar que a temperatura medida à saída do difusor fosse a temperatura de sublimação do dióxido de carbono ( $-78,5$  °C). Esta diferença pode ser explicada pela possibilidade da saída do difusor estar ainda a uma pressão superior à pressão atmosférica (devido à expansão do jato), ou pelo termopar em si estar a provocar a estagnação local do escoamento e uma pressão localmente mais elevada. Pela observação do diagrama pressão-temperatura (Fig. 1.1), uma pressão superior à atmosférica corresponde a uma temperatura de equilíbrio superior a  $-78,5$ °C. Esta possível explicação é sustentada pela diminuição que

ocorre após o fecho da válvula. De facto, é possível reparar que a partir do momento em que a válvula de jato é fechada ( $t = 4,8$  s), a temperatura medida decresce até aproximadamente  $-79$  °C. Após este instante, o interior do difusor adquire a pressão atmosférica e as partículas de gelo seco ainda existentes no seu interior diminuem a temperatura até ,aproximadamente, ao de sublimação.



**Figura 4.1:** Temperatura do jato à saída do difusor.

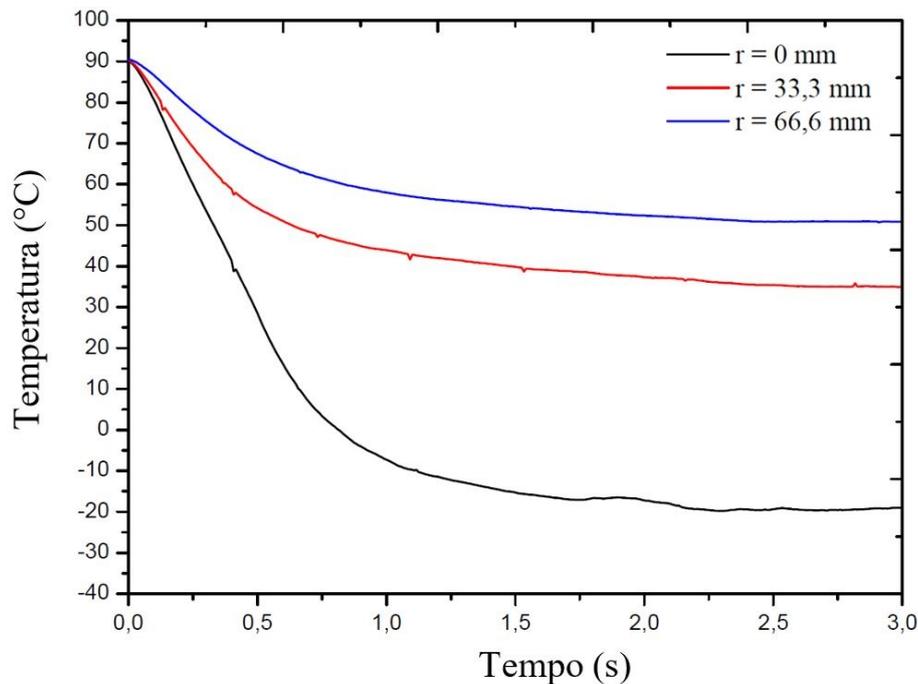
Uma vez que a mudança de fase é o fator que maior contribui para o arrefecimento, a temperatura do fluido utilizada para cálculo do coeficiente de convecção foi a temperatura de sublimação do dióxido de carbono à pressão atmosférica:  $-78,5$  °C.

## 4.2. Ensaios Experimentais

Os ensaios experimentais para a obtenção da variação da temperatura da superfície da placa em cada um dos pontos de medição foram divididos em duas fases. A primeira fase diz respeito à medição da temperatura com a disposição de termopares inicialmente prevista (Fig. 3.7), definida no método experimental e a segunda diz respeito a uma disposição de termopares alternativa, adotada com o objetivo de ultrapassar alguns problemas detetados.

### 4.2.1. Ensaio 1: Termopares Alinhados em Sentido Radial

Numa primeira fase realizaram-se os ensaios com a disposição dos termopares inicialmente prevista, representada na Fig. 3.7. A Fig. 4.2 mostra a temperatura medida em  $r = 0 \text{ mm}$ ,  $r = 33,3 \text{ mm}$  e  $r = 66,6 \text{ mm}$  para a distância uma distância difusor-placa de  $H = 350 \text{ mm}$ .



**Figura 4.2:** Curvas de temperatura relativas a  $r = 0 \text{ mm}$ ,  $r = 33,3 \text{ mm}$  e  $r = 66,6 \text{ mm}$ , para  $H = 350 \text{ mm}$  obtidas com a disposição de termopares inicial.

Pela observação do gráfico, constata-se que as curvas de temperatura para as várias distâncias ao centro apresentam um comportamento característico de um arrefecimento por impacto de jato. A taxa de transferência de calor é bastante mais elevada no centro do jato, alinhado com o centro geométrico da placa de aço, e vai diminuindo à medida em que a distância ao centro aumenta.

#### Acumulação de gelo seco

Muitos dos ensaios realizados não puderam ser contabilizados para a análise de resultados, uma vez que apresentavam um comportamento típico diferente na curva de temperatura relativamente a  $r = 0 \text{ mm}$ . Em todos estes ensaios em que a curva de temperatura no centro da placa apresentava um comportamento anormal e com caráter aleatório, foi observada a formação de um aglomerado de partículas de gelo seco sobre

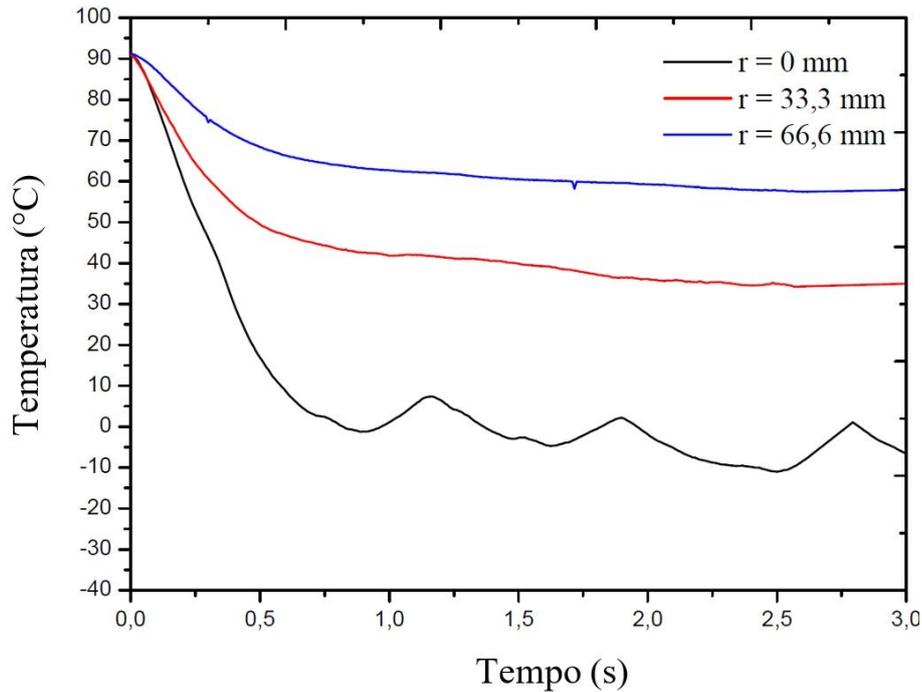
o centro geométrico desta, correspondente também ao local do termopar central. Na Fig. 4.3 é possível observar um dos casos em que isto ocorreu.



**Figura 4.3:** Aglomerado de gelo seco acumulado no centro da placa de aço.

Apesar da aleatoriedade da ocorrência desta acumulação de gelo seco, acredita-se que o fator crucial para o acontecimento deste fenómeno é o facto de os termopares constituírem um elemento intrusivo e, apesar de colados com fita adesiva de alumínio, introduzirem uma resistência térmica entre a superfície e o escoamento de partículas sólidas, assim, não sublimam e ficam acumuladas. De forma a sustentar esta teoria, fez-se incidir repetidamente o jato na placa, sob as mesmas condições, mas desta vez sem qualquer termopar, tendo-se verificado que desta forma não ocorria a acumulação de gelo seco. Concluiu-se, assim, que os pequenos relevos na superfície da placa, inerentes à presença dos termopares, perturbam o movimento das partículas sólidas de tal forma que muitas das vezes ocorre a sua acumulação.

Na Fig. 4.4, está representado um exemplo de um ensaio em que foi observável a formação de gelo seco. Pela observação deste gráfico, é evidente o efeito nefasto da acumulação de gelo seco na taxa de arrefecimento da zona central da placa. Apesar do gelo seco acumulado sobre a superfície da placa, estar naturalmente abaixo da sua temperatura de sublimação ( $-78,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), não se verifica uma transferência de energia mais eficiente. Esta taxa de transferência menos eficiente pode ser explicada pela formação de uma camada de dióxido de carbono em estado gasoso, resultante da sublimação do aglomerado de gelo seco em contato com a placa de aço. Esta camada de dióxido de carbono introduz uma resistência térmica entre a placa e o bloco de gelo seco, atrasando a sua sublimação e conseqüente transferência de calor. De facto, quando ocorre formação da camada de gelo seco, a temperatura mínima medida na superfície da placa de aço mal chega a descer abaixo de  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , enquanto que, quando não se verifica acumulação de gelo seco, chega a atingir  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Também um fato observável no gráfico é o cará-

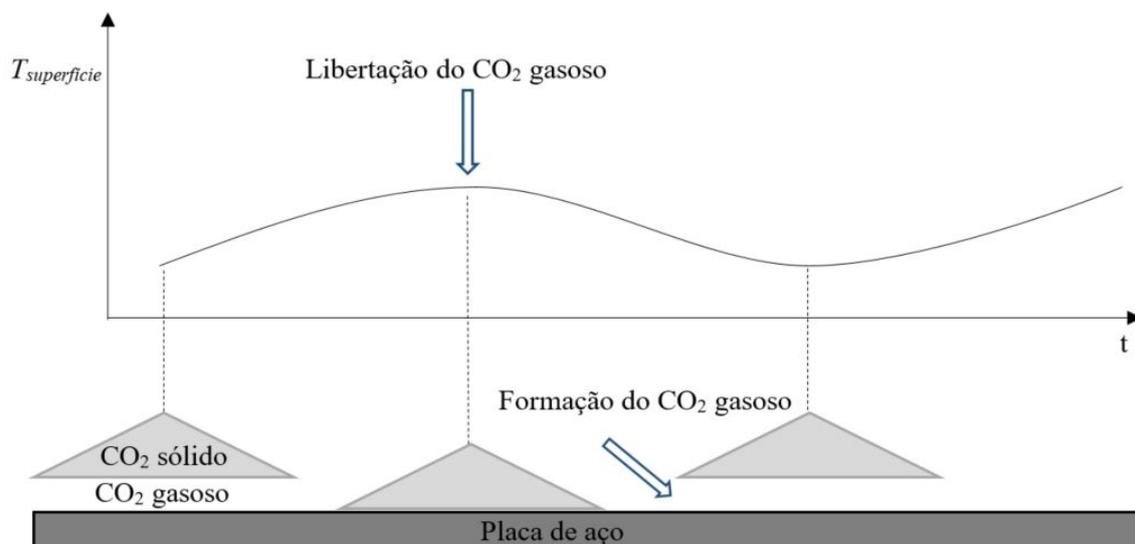


**Figura 4.4:** Curvas de temperatura obtidas num ensaio em que ocorreu acumulação de gelo seco em  $r = 0 \text{ mm}$ .

ter ondulatório da curva de temperatura do termopar central. Este comportamento, esquematizado na Fig. 4.5, pode ser explicado pela formação e libertação sucessiva da película de vapor sublimado entre a superfície da placa e o bloco de gelo seco. Assim, quando a película de vapor se liberta, existe contacto direto entre o gelo seco e a superfície da placa, ocorrendo a rápida sublimação e conseqüente arrefecimento da placa. Seguidamente, a formação da camada de vapor cria de novo uma resistência térmica e, devido à própria inercia térmica da placa de aço, a temperatura da superfície aumenta ligeiramente. A turbulência provocada pelo jato sobre o bloco de gelo seco poderá ser o fator preponderante nas sucessivas formações e libertações da camada de vapor que se sugere serem responsáveis pelo comportamento ondulatório.

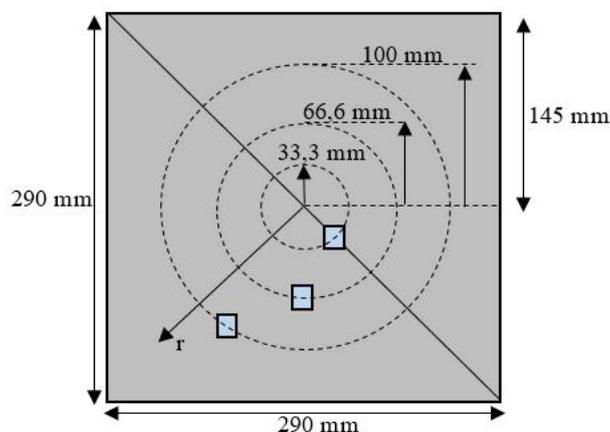
#### 4.2.2. Ensaio 2: Termopares Não Alinhados em Sentido Radial

Uma vez detetado o fenómeno de acumulação de gelo seco na zona central da placa e a consciencialização de que os termopares representam elementos intrusivos ao escoamento, resolveu-se adotar uma nova disposição de termopares de modo a evitar ao máximo a perturbação do escoamento. Na Fig. 4.6 está representada a configuração adotada. Esta nova configuração, sem termopar central e com os termopares não



**Figura 4.5:** Comportamento ondulatório do aglomerado de gelo seco.

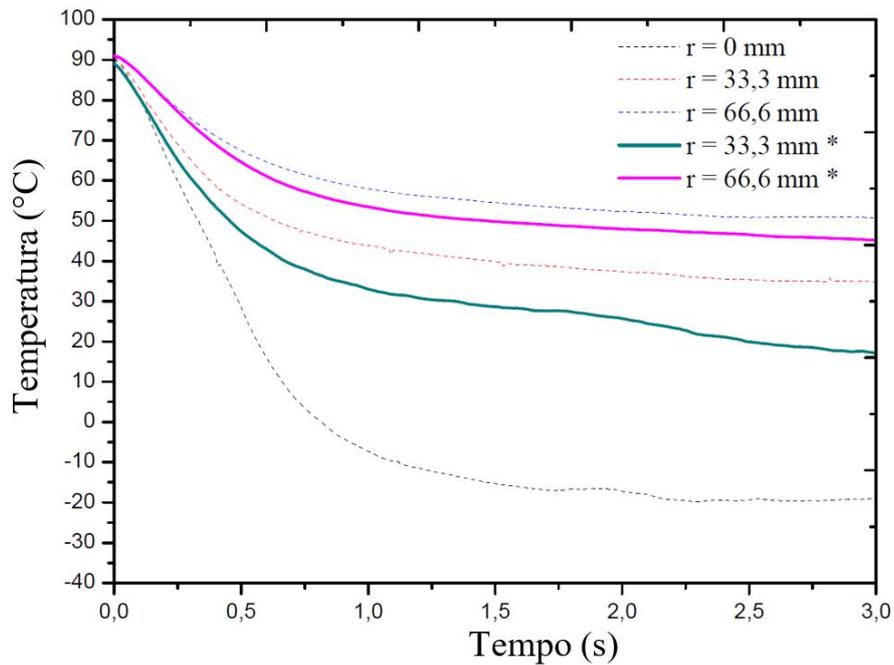
alinhados radialmente, evita por um lado a acumulação de gelo seco no termopar central e, por outro lado, qualquer influência que cada termopar possa exercer sobre os que se encontram a jusante, no sentido do escoamento.



**Figura 4.6:** Disposição alternativa dos termopares na placa de aço.

Com esta nova disposição de termopares, concebida com o objetivo de minimizar os problemas identificados anteriormente, realizaram-se assim os ensaios para cada uma das distâncias  $H$ . No gráfico da Fig. 4.7 estão representadas as curvas de temperatura considerando cada uma das disposições de termopares para  $r = 33,3 \text{ mm}$  e  $r = 66,6 \text{ mm}$  e  $H = 350 \text{ mm}$ . As curvas identificadas com \* correspondem aos ensaios em que os termopares se não encontram alinhados em sentido radial.

Pela observação do gráfico é manifestamente visível que, quando os termopares



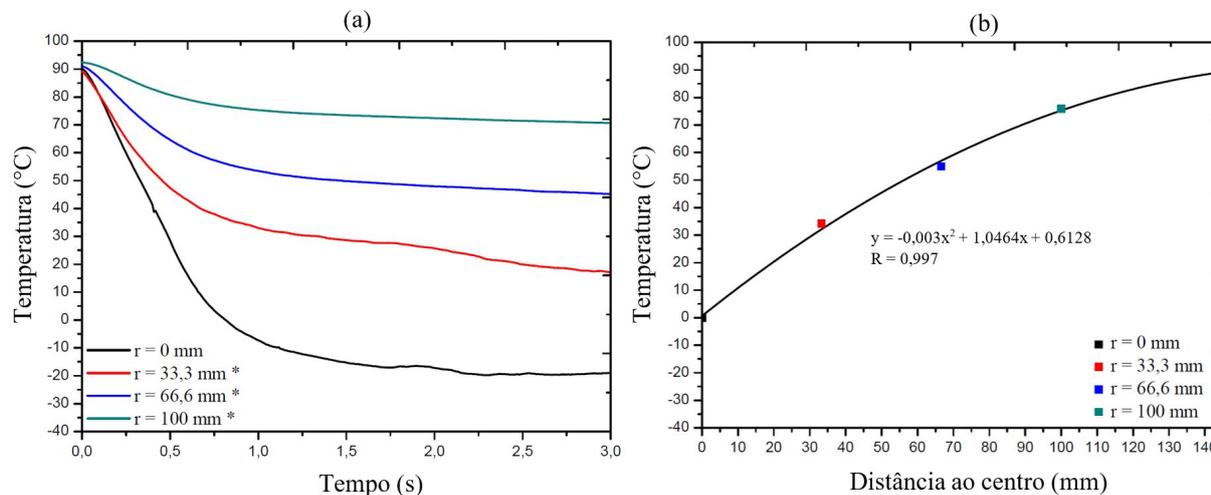
**Figura 4.7:** Curvas de temperatura relativas a  $r = 0 \text{ mm}$ ,  $r = 33,3 \text{ mm}$  e  $r = 66,6 \text{ mm}$ , para  $H = 350 \text{ mm}$ , obtidas com a disposição de termopares inicial e  $r = 33,3 \text{ mm}$  e  $r = 66,6 \text{ mm}$  para a disposição alternativa.

não se encontram alinhados radialmente, a temperatura da superfície da placa atinge temperaturas inferiores, sendo indicador de uma taxa de arrefecimento mais elevada. Sendo que, nesta configuração, nenhum destes termopares sofre influência direta de um outro a montante e a taxa de arrefecimento é superior, é possível concluir que a presença dos termopares perturba mesmo o escoamento de camada limite (do jato parietal), produzindo eventualmente o seu descolamento. Uma vez que, com esta configuração, não existe mais do que um termopar na mesma posição angular, a esteira provocada por cada termopar a montante não tem qualquer influência nos termopares a jusante.

### 4.3. Temperatura

Uma vez que não é possível alterar a posição do termopar relativo ao centro da placa e, deste modo, haverá sempre pelo menos dois termopares na mesma direção radial, optou-se por utilizar a curva de temperatura relativa a  $r = 0 \text{ mm}$  obtida nos ensaios 1 (apenas ensaios onde não ocorreu acumulação de gelo seco) e utilizar as curvas relativas a  $r = 33,3 \text{ mm}$ ,  $r = 66,6 \text{ mm}$  e  $r = 100 \text{ mm}$  obtidas nos ensaios 2. A Fig. 4.8 (a) apresenta as curvas de temperatura para as diferentes distâncias ao centro, para

uma distância difusor-placa de 350 mm. As curvas relativas às restantes distâncias difusor-placa encontram-se no Anexo B. As curvas identificadas com \* foram obtidas em ensaios 2.



**Figura 4.8:** (a) Curvas de temperatura para as diferentes distâncias  $r$  ao centro e para  $H = 350$  mm; (b) Distribuição radial ajustada às médias temporais das temperaturas locais medidas, para  $t_{jato} = 3$  s.

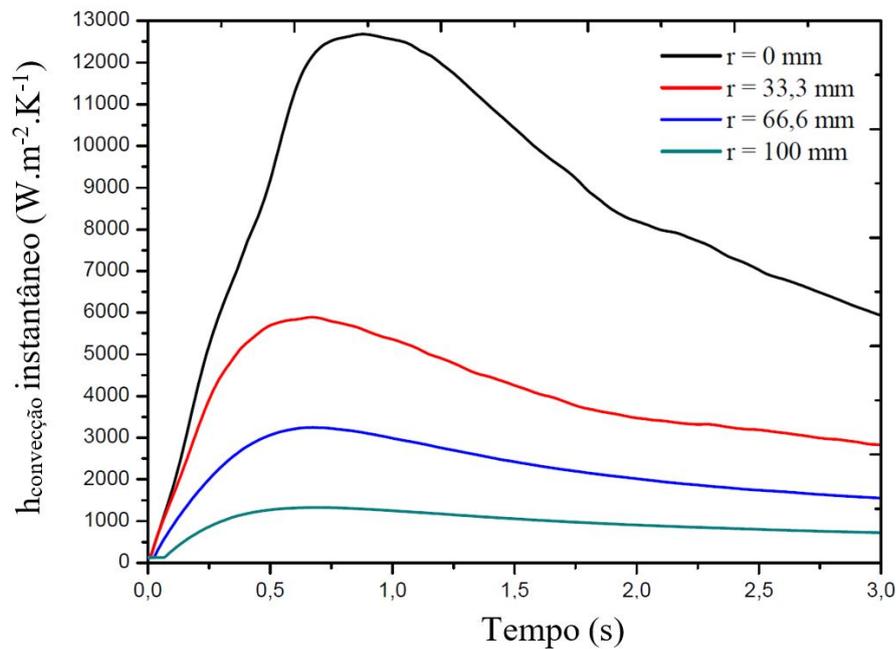
Pela observação do gráfico, no centro geométrico da placa, que correspondente ao ponto de estagnação do jato, as temperaturas atingidas são mais baixas e as variações ao longo do tempo são mais acentuadas. À medida que a distância ao centro aumenta foram registadas temperaturas mínimas mais elevadas e com variações ao longo do tempo cada vez mais suaves. A Fig. 4.8 (b) apresenta a curva da média temporal da temperatura para o intervalo de tempo de 3 segundos em função da distância ao centro. Esta curva foi obtida pela linha de tendência das médias temporais dos valores locais medidos ao longo do ensaio, de modo a extrapolar os resultados para uma área circular de  $d = 290$  mm, sendo esta a área considerada da zona da superfície afetada termicamente.

## 4.4. Cálculo do Coeficiente de Convecção

### 4.4.1. Coeficiente de Convecção Instantâneo

Uma vez que no presente estudo a temperatura da superfície da placa varia com o tempo, conseqüentemente também o coeficiente de convecção varia com o tempo.

Assim, a cada instante  $t$  corresponde um determinado coeficiente de convecção. Na Fig. 4.9 está representada a evolução temporal do coeficiente local de convecção para cada distância ao centro, considerando uma distância difusor-placa  $H = 350 \text{ mm}$ . A evolução temporal do coeficiente de convecção para as restantes distâncias difusor-placa encontram-se no Anexo C. Neste gráfico, é possível observar um ponto máximo em cada curva correspondendo, também, ao momento em que a taxa de decréscimo ("velocidade de arrefecimento") da temperatura começa a diminuir em cada local.



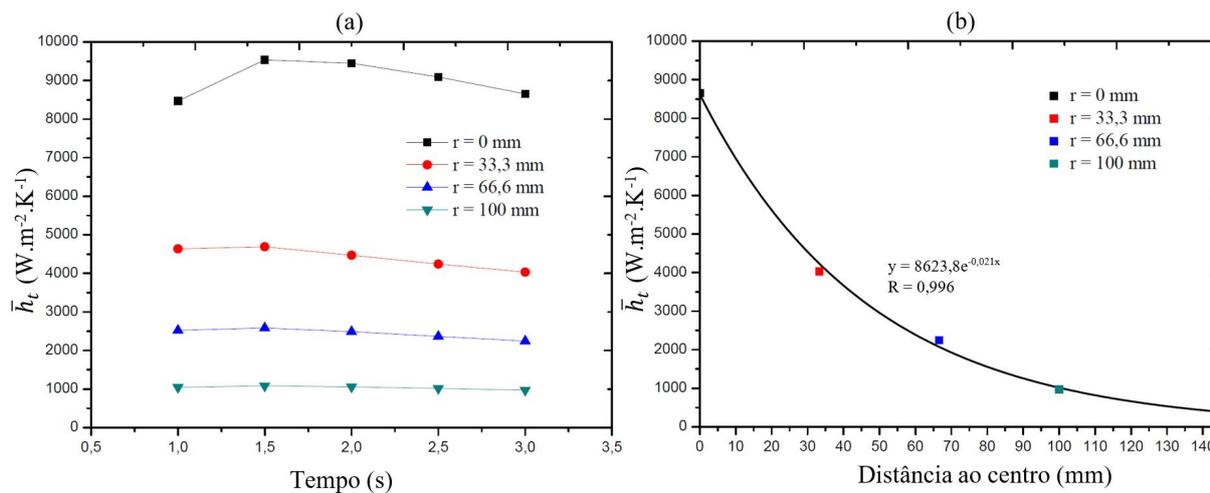
**Figura 4.9:** Variação temporal do coeficiente de convecção local para  $H = 350 \text{ mm}$ .

Como referido anteriormente, estas curvas são obtidas pela solução aproximada da equação de condução de calor, utilizando apenas o primeiro termo de uma série infinita, pelo que apenas para  $\tau > 0,2$  a solução aproximada é válida com um erro inferior a 2%. Para as características da placa, isto corresponde a  $t > 0,2583 \text{ s}$ .

#### 4.4.2. Coeficiente de Convecção Espaço-temporal

Uma vez que o coeficiente de convecção varia ao longo do tempo, surgiu a necessidade de calcular um coeficiente médio para cada duração de incidência do jato. A Fig. 4.10 (a) apresenta os coeficientes médios de convecção para as diferentes distâncias ao centro em função do tempo de jato, relativos à distância difusor-placa  $H = 350 \text{ mm}$ .

À semelhança do que se fez para a temperatura, encontrou-se também uma curva de



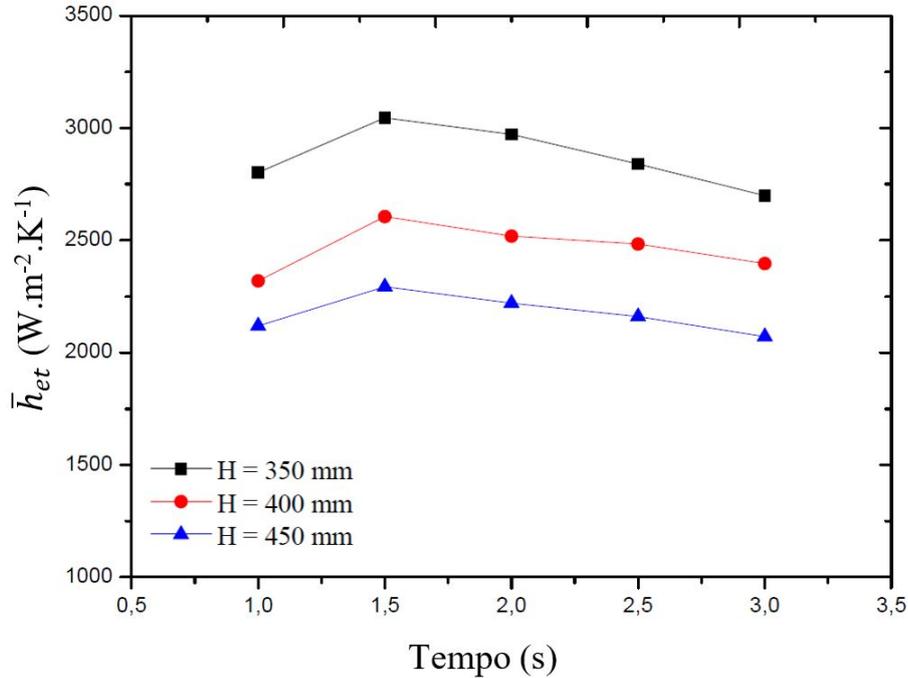
**Figura 4.10:** (a) Coeficientes de convecção médio temporal para cada distância  $r$  em função de tempo de jato; (b) Distribuição radial ajustada às médias temporais dos coeficientes locais de convecção calculados, para  $t_{jato} = 3$  s.

tendência dos pontos obtidos através dos resultados experimentais - médias temporais dos valores locais de  $h(t)$  calculados, extrapolando assim os resultados para a área considerada termicamente afetada ( $d = 290$  mm). Na Fig. 4.10 (b) encontra-se a curva relativa a uma distância difusor-placa  $H = 350$  mm para um tempo de jato de 3 segundos. No Anexo D encontram-se as curvas para as restantes distâncias difusor-placa para um tempo de jato de 3 segundos.

Por fim, na Fig. 4.11 estão representados os coeficientes médios espaço-temporais, relativos a uma área circular de diâmetro 290 mm, em função do tempo de atuação do jato de dióxido de carbono, para cada uma das três distâncias difusor-placa consideradas.

É ainda nítida a influência da distância difusor-placa no valor do coeficiente de convecção. Para menores distâncias difusor-placa, resultam coeficientes médios espaço-temporais superiores. Sugerem-se dois possíveis fatores: a maior velocidade de impacto e a maior quantidade de partículas sólidas no jato ao incidir na superfície. De facto, para distâncias maiores, devido ao maior tempo de contacto do jato com o ar atmosférico, ocorre a diminuição da velocidade devido à resistência do ar ambiente e a sublimação prematura de algumas partículas sólidas antes de alcançarem a superfície.

Apesar do trabalho experimental ter sido conduzido em condições de ensaio significativamente diferentes das encontradas na literatura, os resultados obtidos para o



**Figura 4.11:** Coeficiente de convecção médio temporal para cada distância difusor-placa  $H$ , em função do tempo de jato.

coeficiente médio espaço-temporal são bastante semelhantes aos resultados, para o coeficiente de convecção, apresentados por Kim & Lee (2016). Os resultados obtidos nesta dissertação, para tempos de jato máximos (3s), variam entre  $2070 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$  e  $2700 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$  dependendo da distância do difusor-placa, enquanto que os autores anteriores obtiveram resultados que variam entre  $1100 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$  e  $3400 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$ , dependendo da distância bocal-placa e do número de Reynolds do jato.

## 4.5. Energia Retirada à Placa

Uma vez que o presente estudo teve como objetivo estudar o efeito de arrefecimento provocado por um jato bifásico de dióxido de carbono, em que a mudança de fase tem um contributo importante, interessa quantificar a energia retirada à superfície por este processo durante o arrefecimento. Através da Eq. (4.1) calculou-se a energia retirada à placa em função da distância difusor-placa e do tempo de jato:

$$Q_{arref} = \bar{h}_{et} \cdot A_{total} \cdot (\bar{T}_{et} - T_{\infty}) \cdot \Delta t \quad (4.1)$$

onde

- $\bar{h}_{et}$  → Coeficiente médio espaço-temporal
- $\bar{T}_{et}$  → Temperatura média espaço-temporal
- $\Delta t$  → Tempo do jato [s]
- $A_{total}$  → Área da zona termicamente afetada [ $m^2$ ]

Pela Eq. (4.2) determina-se a energia máxima que seria possível retirar, caso toda a massa ejetada sublimasse:

$$Q_{sublim} = \dot{m} \cdot \Delta t \cdot h_{sublim} \quad (4.2)$$

onde  $h_{sublim} = 573 \text{ kJ/Kg}$ , resultando  $Q_{sublim} = 264726 \text{ J}$

A eficiência de arrefecimento por sublimação pode ser definida por:

$$\eta_{arref} = \frac{Q_{arref}}{Q_{sublim}} \times 100\% \quad (4.3)$$

Na tabela 4.1 são apresentados os valores da eficiência do processo de arrefecimento, considerando que sublima toda a massa de  $\text{CO}_2$  ejetada.

**Tabela 4.1:** Eficiência do arrefecimento para tempo de jato de 3 s, tendo em conta a massa total.

$H[mm]$	$Q[J]$	$\eta_{arref} [\%]$
350	71636	27,06
400	65844	24,87
450	57664	21,78

No entanto, de acordo com Sherman & Adam (1995), a percentagem de fase sólida resultante de uma expansão de dióxido de carbono através do líquido é aproximadamente 45%. Tendo em conta que apenas a massa sólida tem potencial de sublimação, a energia máxima que se poderia retirar por sublimação seria:

$$Q_{sublim} = 119127 \text{ J} \quad (4.4)$$

Por fim, na tabela 4.2 são apresentadas as eficiências do processo de arrefecimento considerando que apenas 45% da massa é fase sólida, portanto com potencial de sublimação.

**Tabela 4.2:** Eficiência do arrefecimento para tempo de jato de 3 s, tendo em conta apenas a massa sólida de CO<sub>2</sub> ejetada.

$H[mm]$	Q [J]	$\eta_{arref}$ [%]
350	71636	60,13
400	65844	55,27
450	57664	48,41



## 5 Conclusões e Trabalho Futuro

A sublimação é um fenómeno físico de mudança de fase (sólido-gás) característico de algumas substâncias, entre elas o dióxido de carbono. Através da expansão controlada de dióxido de carbono, é possível obter uma mistura de gás com partículas sólidas. Para além das baixas temperaturas inerentes ao decréscimo de temperatura por efeito de Joule-Thomson, a possibilidade de sublimação de partículas de gelo seco constitui uma contribuição adicional no processo de arrefecimento. Neste trabalho foi concebida uma instalação experimental de modo a estudar o arrefecimento de uma placa de aço quente, com recurso a um jato de dióxido de carbono, de forma a determinar o coeficiente de convecção fazendo variar diferentes parâmetros, como a distância do jato à placa e o tempo de jato.

Ao longo da realização da presente dissertação, a metodologia experimental foi sendo adaptada a fenómenos que se foram registando ao longo do trabalho e que permitiram retirar conclusões adicionais. Verificou-se que os termopares constituíam elementos significativamente intrusivos, perturbando o escoamento de camada limite do jato parietal, produzindo eventualmente o seu descolamento e afetando o arrefecimento a jusante. Por outro lado, no centro do jato observou-se que a presença do termopar impedia o movimento das partículas sólidas no sentido radial chegando mesmo a formar um aglomerado de gelo seco que se verificou ter um efeito inibidor do arrefecimento.

Os ensaios experimentais realizados permitiram avaliar o coeficiente de convecção ao longo do tempo de jato e ao longo do raio da zona termicamente afetada, tendo-se verificado o comportamento típico de um jato de impacto. O coeficiente de convecção é claramente máximo no centro e diminui à medida que a distância ao centro aumenta.

Pela avaliação do coeficiente médio espaço-temporal evidencia-se ainda a influência da distância do difusor à placa. As menores distâncias difusor-placa correspondem coeficientes de convecção superiores, independentemente do tempo de jato. Para os tempos de jato máximos considerados (3s), o coeficiente de convecção pode variar de aproximadamente  $2070 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$  a  $2700 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$ , dependendo da distância do

difusor à placa.

Foi também determinada a eficiência do processo de arrefecimento, comparando a energia retirada à placa com a energia máxima que se poderia retirar devido à sublimação. Os valores obtidos revelam ser bastante satisfatórios, tendo sido obtidas valores para a eficiência do processo de arrefecimento por sublimação de 60,13%, 55,27% e 48,41% para as distâncias difusor-placa de 350, 400 e 450 mm, respetivamente, para tempos de jato de 3 segundos.

### Sugestões de investigação

O estudo realizado nesta dissertação permitiu mostrar uma via de aplicação de um jato de dióxido de carbono como uma forma de arrefecimento adicional a sistemas de arrefecimento convencionais a água atualmente utilizados na indústria dos moldes. Apesar dos resultados obtidos terem sido bastante positivos, ao longo da dissertação surgiram várias ideias para trabalhos de investigação futuros de forma a acrescentar conteúdo científico nesta área de investigação:

- a realização de ensaios experimentais com diferentes diâmetros de bocal e diferentes geometrias do difusor, de modo a estudar a influência destes no coeficiente de convecção;
- a realização de ensaios com diferentes caudais de dióxido de carbono que podem ser conseguidos através da implementação de uma válvula reguladora de caudal à saída do reservatório;
- a conceção de uma instalação experimental que permita suportar a placa quente na vertical de modo a estudar a eficiência do arrefecimento de um jato de dióxido de carbono horizontal.

# Bibliografia

- Bodinus, William. 1999. The rise and fall of carbon dioxide systems. *The first century of air conditioning, ASHRAE*, 37–42.
- Hoening, S. A. 1986. Cleaning surfaces with dry ice. *Compressed Air Magazine*, **91**, 22–25.
- Iichi-Ghazaani, M., & Parvin, P. 2011. Characterization of a dry ice heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, **34**, 1085–1097.
- Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M.A., & Button, B.L. 1992. A review of heat transfer data for single circular jet impingement. *Int. J. Heat Fluid Flow*, **13**(2).
- John, H., & Lienhard, V. 2006. Heat transfer by impingement of circular free-surface liquid jets. *ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference*.
- Kim, Dongsu, & Lee, Jaeseon. 2016. Experimental investigation of CO<sub>2</sub> dry-ice assisted jet impingement cooling. *Applied Thermal Engineering*, **107**, 927–935.
- Kim, Man-Hoe, Pettersen, Jostein, & Bullard, Clark W. 2004. Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, **30**, 119–174.
- Liu, Zhen-Hua, & Wang, Jing. 2000. Study on film boiling heat transfer for water jet impinging on high temperature flat plate. *Int. J. Heat Mass Transfer*, **44**(13), 2475–2481.
- Lorentzen, G. 1990. Trans-critical vapour compression cycle device. *International Patent Publication WO 90/07683*.

- Lorentzen, G., & Petterson, J. 1993. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning. *Int. J. Refrigeration*, **16**(4), 4–12.
- Ma, C.F., Gan, Y.P., Tian, Y.C., & Lei, D.H. 1993. Liquid jet impingement heat transfer with or without boiling. *J. Therm. Sci.*, **2**(1), 32–49.
- San, J., Huang, C., & Shu, M. 1997. Impingement cooling of a confined circular air jet. *Int. J. Heat Mass Transfer*, **40**(6), 1355–1364.
- Sherman, R., Grob, J., & Whitlock, W. 1991. Dry surface cleaning using CO<sub>2</sub> snow. *J. Vac. Sci. Technol. B*, **9**, 1970–1977.
- Sherman, Robert, & Adam, Paul. 1995. Carbon Dioxide Snow Cleaning - The next Generation of Clean. *Precision Cleaning '95 Proceedings*, 271–300.
- Viskanta, R. 1993. Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, **6**(2).
- Yamaguchi, H., Zhang, X.R., & Fujima, K. 2008. Basic study on new cryogenic refrigeration using CO<sub>2</sub> solid-gas two phase flow. , *International Journal of Refrigeration*, **31**, 404–410.
- Zuckerman, N., & Lior, N. 2006. Jet impingement heat transfer: physics, correlations, and numerical modeling. *Adv. Heat Transfer*, **39**(6).
- Çengel, Yunus A. 2002. *Heat Transfer: A Practical Approach*. McGraw-Hill (Tx).

# A Valores Tabelados dos Coeficientes $A_1$ e $\lambda_1$

Tabela 4-2

Coefficients used in the one-term approximate solution of transient one-dimensional heat conduction in plane walls, cylinders, and spheres ( $Bi = hL/k$  for a plane wall of thickness  $2L$ , and  $Bi = hr_o/k$  for a cylinder or sphere of radius  $r_o$ )

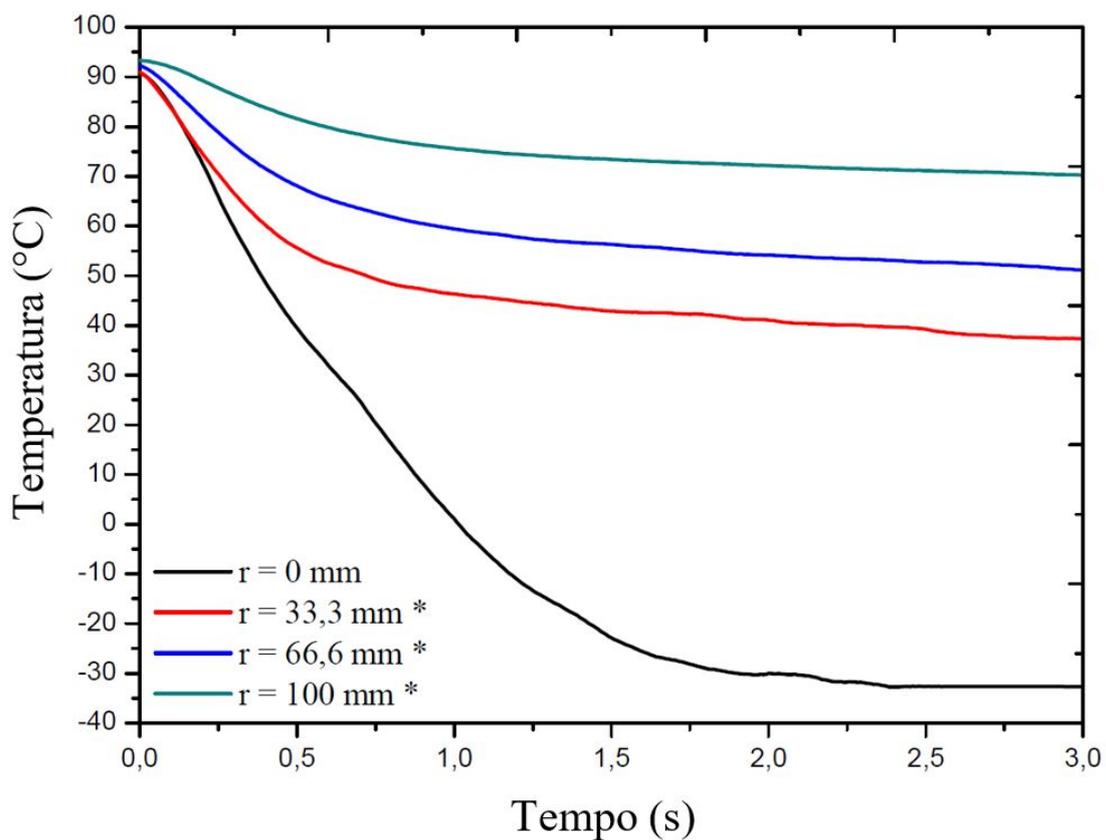
Bi	Plane Wall		Cylinder		Sphere	
	$\lambda_1$	$A_1$	$\lambda_1$	$A_1$	$\lambda_1$	$A_1$
0.01	0.0998	1.0017	0.1412	1.0025	0.1730	1.0030
0.02	0.1410	1.0033	0.1995	1.0050	0.2445	1.0060
0.04	0.1987	1.0066	0.2814	1.0099	0.3450	1.0120
0.06	0.2425	1.0098	0.3438	1.0148	0.4217	1.0179
0.08	0.2791	1.0130	0.3960	1.0197	0.4860	1.0239
0.1	0.3111	1.0161	0.4417	1.0246	0.5423	1.0298
0.2	0.4328	1.0311	0.6170	1.0483	0.7593	1.0592
0.3	0.5218	1.0450	0.7465	1.0712	0.9208	1.0880
0.4	0.5932	1.0580	0.8516	1.0931	1.0528	1.1164
0.5	0.6533	1.0701	0.9408	1.1143	1.1656	1.1441
0.6	0.7051	1.0814	1.0184	1.1345	1.2644	1.1713
0.7	0.7506	1.0918	1.0873	1.1539	1.3525	1.1978
0.8	0.7910	1.1016	1.1490	1.1724	1.4320	1.2236
0.9	0.8274	1.1107	1.2048	1.1902	1.5044	1.2488
1.0	0.8603	1.1191	1.2558	1.2071	1.5708	1.2732
2.0	1.0769	1.1785	1.5995	1.3384	2.0288	1.4793
3.0	1.1925	1.2102	1.7887	1.4191	2.2889	1.6227
4.0	1.2646	1.2287	1.9081	1.4698	2.4556	1.7202
5.0	1.3138	1.2403	1.9898	1.5029	2.5704	1.7870
6.0	1.3496	1.2479	2.0490	1.5253	2.6537	1.8338
7.0	1.3766	1.2532	2.0937	1.5411	2.7165	1.8673
8.0	1.3978	1.2570	2.1286	1.5526	2.7654	1.8920
9.0	1.4149	1.2598	2.1566	1.5611	2.8044	1.9106
10.0	1.4289	1.2620	2.1795	1.5677	2.8363	1.9249
20.0	1.4961	1.2699	2.2880	1.5919	2.9857	1.9781
30.0	1.5202	1.2717	2.3261	1.5973	3.0372	1.9898
40.0	1.5325	1.2723	2.3455	1.5993	3.0632	1.9942
50.0	1.5400	1.2727	2.3572	1.6002	3.0788	1.9962
100.0	1.5552	1.2731	2.3809	1.6015	3.1102	1.9990
$\infty$	1.5708	1.2732	2.4048	1.6021	3.1416	2.0000

Figura A.1: Tabela dos coeficientes utilizados na solução aproximada em um termo da condução de calor transiente unidimensional em paredes planas, cilindros e esferas.

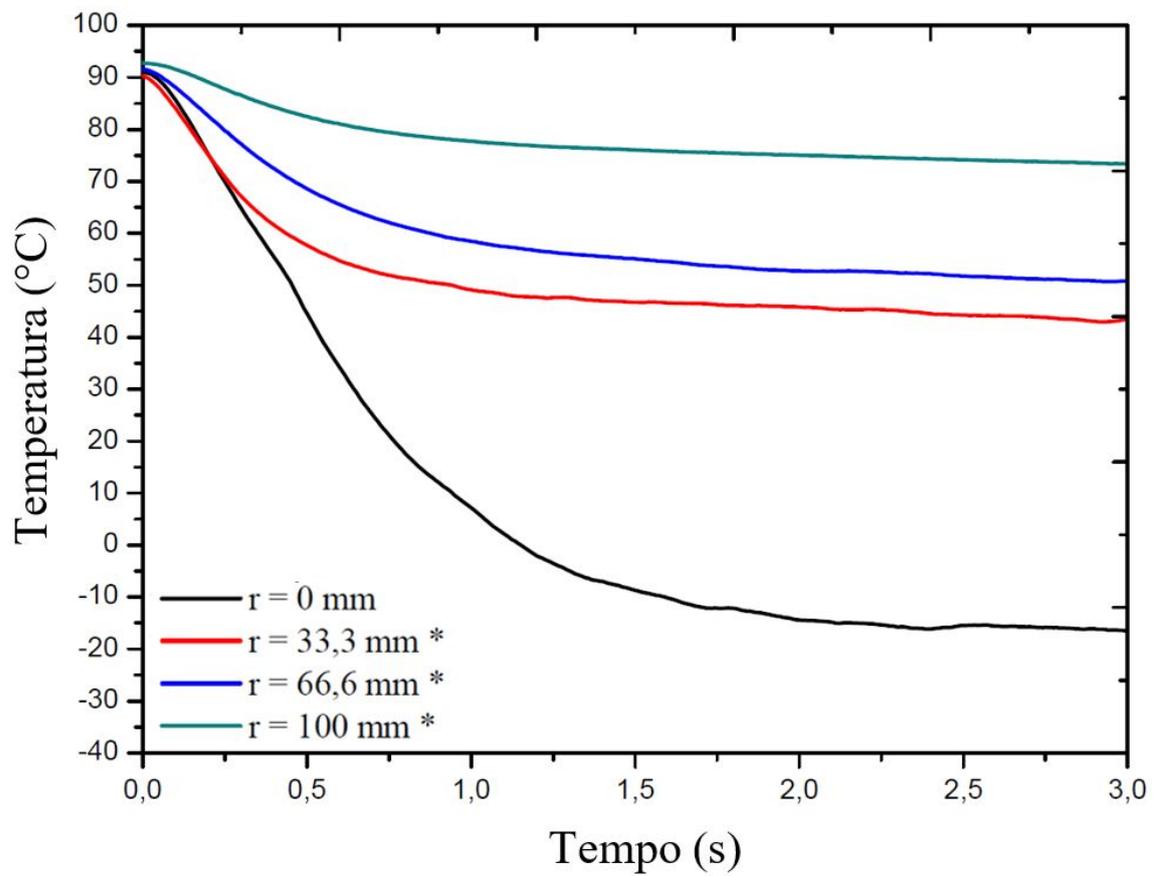


## B Temperaturas Obtidas Experimentalmente

Por questões de tempo, os ensaios necessários à realização desta dissertação tiveram de ser realizados em dias distintos e constatou-se que ensaios para a mesma distância difusor-placa, apresentavam variações significativas nas curvas de cada um dos termopares, mas principalmente no termopar relativo a  $r = 0$  mm. Acredita-se que este comportamento esteja apenas relacionado com as condições de temperatura do ar circundante, uma vez que em dias em que o ar circundante se encontrava a uma maior temperatura, as temperaturas mínimas medidas por cada termopar foram superiores às temperaturas mínimas registadas em dias de menor calor. De facto, o ponto de medição da placa mais afetado ( $r = 0$  mm), em condições de temperatura do ar circundante normais, a superfície da placa varia de  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  até  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  em 3s. Deste modo, a temperatura ambiente no interior do laboratório, impossível de controlar, tem grande influência na experiência. Uma maior temperatura ambiente, provoca não só um deslocamento das condições iniciais do dióxido de carbono no diagrama de pressão entalpia, diminuindo a percentagem relativa de partículas sólidas na mistura ejetada, como também uma sublimação prematura do dióxido de carbono sólido ao longo do percurso do jato e vice-versa.



**Figura B.1:** Curvas de temperatura para as diferentes distâncias  $r$  ao centro e para  $H = 4000$  mm.



**Figura B.2:** Curvas de temperatura para as diferentes distâncias  $r$  ao centro e para  $H = 450$  mm.



## C Coeficientes de Convecção Instantâneos

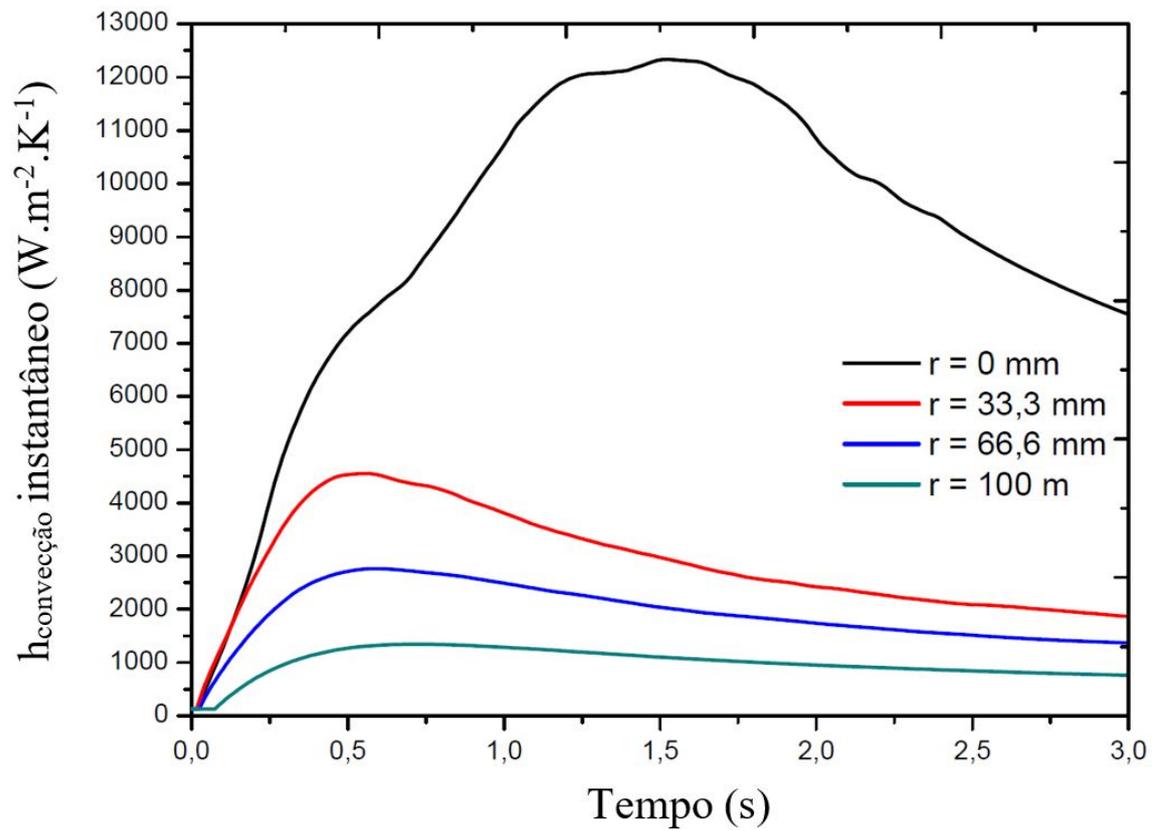


Figura C.1: Variação temporal do coeficiente de convecção local para  $H = 400 \text{ mm}$ .

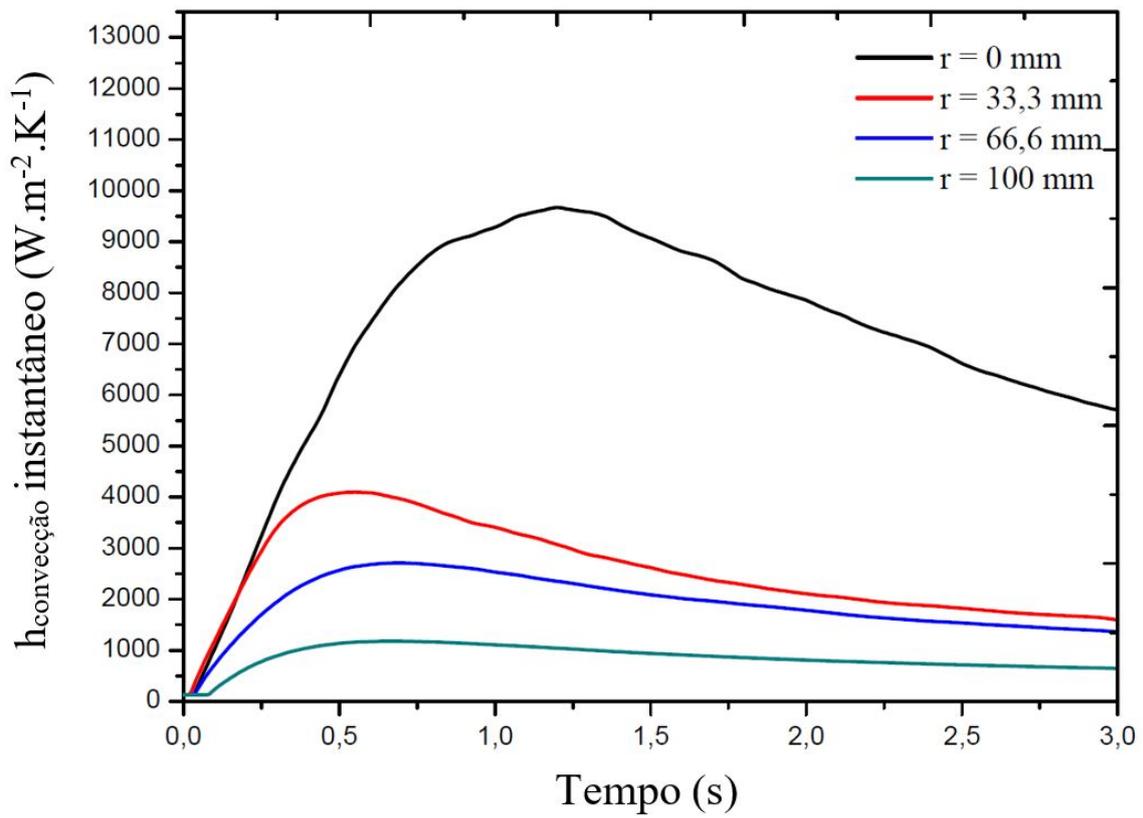
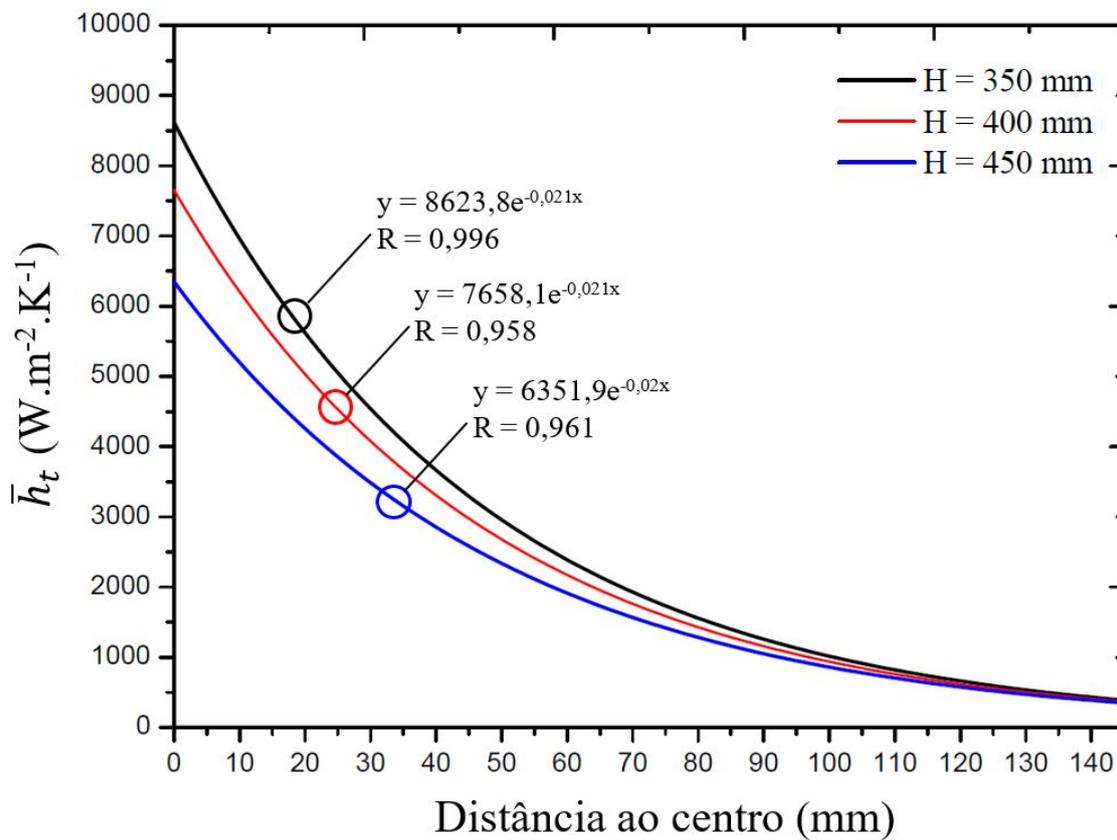


Figura C.2: Variação temporal do coeficiente de convecção local para  $H = 450$  mm.

## D Distribuição Radial Ajustada às Médias Temporais dos Coeficientes Locais de Convecção



**Figura D.1:** Distribuição radial ajustada às médias temporais dos coeficientes locais de convecção calculados, para  $t_{jato} = 3$  s e distâncias de  $H = 350$  mm,  $H = 400$  mm e  $H = 450$  mm.