

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
Escola de Engenharia  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Helio Enio de Oliveira

**ESTUDO EXPERIMENTAL E ANÁLISE SOBRE OS MECANISMOS DE  
TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RESFRIAMENTO DE CHAPAS METÁLICAS  
POR JATO IMPINGENTE DE ÁGUA**

Belo Horizonte

2024

Helio Enio de Oliveira

**ESTUDO EXPERIMENTAL E ANÁLISE SOBRE OS MECANISMOS DE  
TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RESFRIAMENTO DE CHAPAS METÁLICAS  
POR JATO IMPINGENTE DE ÁGUA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Vinícius Trevizoli

Coorientador: Prof. Dr. Willian Moreira Duarte

Belo Horizonte

2024

O48e

Oliveira, Helio Enio de.

Estudo experimental e análise sobre os mecanismos de transferência de calor no resfriamento de chapas metálicas por jato impingente de água [recurso eletrônico] / Helio Enio de Oliveira. – 2024.

1 recurso online (133 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Dr. Paulo Vinícius Trevizoli.

Coorientador: Dr. Willian Moreira Duarte.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f.113-118.

Anexos: f.119-133.

Bibliografia: f.109-112.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Calor - Transferência – Teses.  
3. Calor - Condução - Teses. 4. Laminação (Metalurgia) - Teses.  
5. Resfriamento - Teses. 6. Método dos elementos finitos - Teses.  
7. Energia - Teses. 8. Sustentabilidade - Teses. I. Trevizoli, Paulo Vinícius. II. Duarte, Willian Moreira. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

## FOLHA DE APROVAÇÃO

**ESTUDO EXPERIMENTAL E ANÁLISE SOBRE OS MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO RESFRIAMENTO DE CHAPAS METÁLICAS POR JATO IMPINGENTE DE ÁGUA**

**HÉLIO ENIO DE OLIVEIRA**

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores Dr. Paulo Vinicius Trevizoli (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Willian Moreira Duarte (Coorientador-Departamento de Engenharia Mecânica-UFMG), Dr. Raphael Nunes de Oliveira (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Esly Ferreira da Costa Junior (Departamento de Engenharia Química-UFMG) e Dr. Luiz Machado (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 05 de novembro de 2024.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Paulo Vinicius Trevizoli, Professor do Magistério Superior**, em 02/12/2024, às 11:15, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Esly Ferreira da Costa Junior, Professor do Magistério Superior**, em 02/12/2024, às 17:14, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Membro de comissão**, em 02/12/2024, às 18:59, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Raphael Nunes de Oliveira, Servidor(a)**, em 03/12/2024, às 10:27, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Luiz Machado, Professor do Magistério Superior**, em 05/12/2024, às 14:22, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).

A autenticidade deste documento pode ser conferida no site  
[https://sei.ufmg.br/sei/controlador\\_externo.php?](https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?)



[acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](#), informando o código verificador 3759040 e o código CRC A2A782E3.

*À minha esposa e companheira de todas as horas, com amor, admiração e gratidão por sua compreensão, carinho, presença e incansável apoio ao longo do período de elaboração deste trabalho.*

*À minha querida mãe que me criou em meio a tantas dificuldades mas mesmo assim aprendi com ela a ser homem de caráter, íntegro e honesto. Ao meu pai, que não está mais presente entre nós mas que com certeza se orgulharia muito desta vitória.*

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus que me proporcionou viver e poder tentar entender as maravilhas da sua criação. Sem Ele, nada é possível.

À minha esposa Fernanda pelo amor, compreensão e paciência nos momentos de ausência durante os estudos.

Aos meus pais pelas palavras de incentivo e apoio incondicional.

Aos meus irmãos pelo carinho e compreensão.

Aos meus orientadores, professor Paulo Vinícius Trevizoli e professor Willian Moreira Duarte pelos conhecimentos repassados e conselhos para a realização deste trabalho.

Ao professor Luiz Machado pela orientação inicial quanto à complexidade do tema e incentivo para manter o foco.

Ao projetista e amigo Rogério Americano pelo brilhante projeto da bancada de testes.

Ao coordenador da Engenharia de Equipamentos M.Sc. Valdir Quintão pelas palavras de incentivo, desembaraços e liberalidade para resolver questões acadêmicas.

Ao gerente de Engenharia M.Sc. Breno Amaral Melo pela disponibilidade e liberação de recursos essenciais para o desenvolvimento da pesquisa.

Ao gerente do Centro de Pesquisas Dr. Tarcísio Reis por acreditar na importância do trabalho e disponibilizar os recursos do laboratório termomecânico para a realização dos experimentos.

Aos colegas Paulo José, Cláudio, Ronildson, Rodrigo e Hamlet do Centro de Pesquisas da *Aperam South America* pela ajuda crucial na preparação, montagem, start-up do aparato experimental e execução de todos os testes.

Ao meu colega de trabalho, amigo e engenheiro mecânico M.Sc. Matheus Wenceslau por sua grande contribuição na implementação computacional do modelo matemático.

À *Aperam South America* pela liberalidade, apoio financeiro e pelo incentivo ao desenvolvimento pessoal de seus funcionários.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

Muito Obrigado!

*“Bem-aventurados aqueles que encontram sabedoria, aqueles que obtêm entendimento.” (Bíblia Sagrada, Provérbios 3:13)*

## RESUMO

A técnica de resfriamento utilizando jatos laminares impingentes com geometria circular é uma das mais utilizadas em siderúrgicas, especialmente em linhas contínuas de laminação a quente de chapas de aço de alta qualidade. Neste método observa-se taxas de resfriamento em torno de  $85^{\circ}\text{C/s}$ , com fluxos de calor da ordem de  $10 \text{ MW/m}^2$ . Para avaliação dos fenômenos envolvidos, adotou-se um aparato experimental contendo forno de aquecimento, suporte de posicionamento das amostras, tanque de água e tubo distribuidor modelo tipo tubo-U. Foram utilizadas chapas de aço inoxidável série 304 com rugosidade superficial controlada, instrumentadas com termopares tipo K e aquecidas em forno controlado, sendo posteriormente resfriadas por um jato circular subresfriado de água impingente em sua superfície aquecida, variando a temperatura inicial de resfriamento desde  $150^{\circ}\text{C}$  até  $1100^{\circ}\text{C}$ , com medição da vazão de água. Coletou-se os transientes de temperatura com auxílio de um *datalogger* obedecendo ciclos de aquecimento e resfriamento. Utilizou-se um modelo matemático baseado no método dos elementos finitos, a partir de um código em Python 3.11. Por meio da resolução do problema inverso da condução de calor, calculou-se as temperaturas superficiais, fluxos de calor e coeficientes de transferência de calor para os testes de  $750^{\circ}\text{C}$ ,  $900^{\circ}\text{C}$  e  $1000^{\circ}\text{C}$ . O parâmetro de regularização pelo método dos “Passos Futuros” e otimização baseada no algoritmo BOBYQA foram comparados aos resultados obtidos experimentalmente. Avaliou-se os impactos da variação das temperaturas iniciais das amostras, comportamento das curvas de fluxo de calor e coeficiente de transferência de calor de acordo com a variação de tempo e em relação à temperatura superficial calculada numericamente. A malha de 220 nós utilizada demonstrou excelente compromisso entre esforço computacional e resultados. As temperaturas apresentaram variações inferiores a  $0,22^{\circ}\text{C}$ . Concluiu-se que o coeficiente de transferência de calor é altamente influenciado pela temperatura inicial das amostras e características físicas do jato. O valor máximo para o coeficiente de transferência de calor e para o fluxo de calor foi atingido dentro da região de ebulição nucleada e transição, respectivamente. Tal comportamento foi observado nas três amostras. O fluxo de calor máximo alcançou valor de  $1,77 \text{ MW/m}^2$  para a temperatura de  $1000^{\circ}\text{C}$  e apresentou decréscimo com a redução de temperatura. Observou-se taxas de resfriamento de  $43^{\circ}\text{C/s}$  para a temperatura de  $1000^{\circ}\text{C}$  na região de estagnação.

**Palavras-chave:** laminação a quente; resfriamento; jato impingente; coeficiente de transferência de calor; problema inverso da condução de calor; método dos elementos finitos.

## ABSTRACT

The cooling technique using circular impinging laminar jets is one of the most widely used in steel mills, especially in continuous hot rolling lines for high-quality steel plates. This method produces cooling rates of around  $85^{\circ}\text{C/s}$ , with heat fluxes of around  $10\text{ MW/m}^2$ . To evaluate the phenomena involved, an experimental apparatus was adopted containing a heating furnace, a sample positioning support, a water tank and a U-tube type distributor tube. Stainless steel sheets of series 304 with controlled surface roughness were instrumented with type K thermocouples and heated in a controlled furnace, and were subsequently cooled by a subcooled circular jet of impinging water on their heated surface, varying the initial cooling temperature from  $150^{\circ}\text{C}$  to  $1100^{\circ}\text{C}$ , with water flow measurement. Temperature transients were collected with the aid of a datalogger following heating and cooling cycles. A mathematical model based on the finite element method was used, based on a Python 3.11 code. By solving the inverse heat conduction problem, the surface temperatures, heat fluxes and heat transfer coefficients were calculated for the  $750^{\circ}\text{C}$ ,  $900^{\circ}\text{C}$  and  $1000^{\circ}\text{C}$  tests. The regularization parameter by the “Future Steps” method and optimization based on the BOBYQA algorithm were compared to the results obtained experimentally. The impacts of the variation of the initial temperatures of the samples, behavior of the heat flux curves and heat transfer coefficient according to the time variation and in relation to the numerically calculated surface temperature were evaluated. The 220-node mesh used demonstrated an excellent compromise between computational effort and results. The temperatures presented variations of less than  $0.22^{\circ}\text{C}$ . The study concluded that the heat transfer coefficient is highly influenced by the initial temperature of the samples and physical characteristics of the jet. The maximum value for the heat transfer coefficient and heat flux was reached within the nucleate boiling and transition regions, respectively. This behavior was observed in all three samples. The maximum heat flux reached a value of  $1.77\text{ MW/m}^2$  for a temperature of  $1000^{\circ}\text{C}$ . It decreased with decreasing temperature. Cooling rates of  $43\text{ }^{\circ}\text{C/s}$  were observed for a temperature of  $1000^{\circ}\text{C}$  in the stagnation region.

**Keywords:** *hot rolling; cooling; impinging jet; heat transfer coefficient; inverse heat conduction problem; finite element method.*

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Métodos distintos de resfriamento controlado de chapas laminadas.....	18
Figura 1.2 – Projetos de jatos d'água para resfriamento.....	19
Figura 1.3 – Perda de continuidade dos jatos.....	19
Figura 2.1 – Jato impingente circular axissimétrico.....	22
Figura 2.2 – Distribuição das diferentes zonas do jato impingente.....	23
Figura 2.3 – Formação do salto hidráulico durante teste inicial do aparato experimental.....	24
Figura 2.4 – Perfis de velocidade da camada limite.....	24
Figura 2.6 – Localização das regiões de transferência de calor numa chapa laminada.....	27
Figura 2.7 – Colisão de um jato circular ou retangular em superfície.....	30
Figura 2.8 – Esquema axissimétrico de um jato circular de água sobre chapa aquecida.....	33
Figura 2.9 – Fluxograma de resolução do problema inverso da condução de calor.....	33
Figura 2.10 – Comparação de temperaturas medidas e calculadas a 1mm de profundidade.....	34
Figura 2.11 – Comparação da distribuição de temperaturas medidas e calculadas na superfície.....	34
Figura 2.12 – Comparação das regiões nas fases inicial/final de resfriamento.....	35
Figura 2.13 – Variação do fluxo superficial em relação ao crescimento radial.....	36
Figura 2.14 – Variação do fluxo superficial em relação ao crescimento radial para $R_{do}/D_n=0$ .....	37
Figura 2.15 – Variação do fluxo superficial em relação ao crescimento radial para $R_{do}/D_n=+10$ .....	38
Figura 2.16 – Distribuição de temperatura e fluxo de calor na superfície.....	39
Figura 2.17 – Evolução da temperatura superficial e do fluxo de calor superficial.....	40
Figura 2.18 – Curvas de ebulição no ponto de estagnação ( $r=0$ ) sob diferentes $T_i$ .....	40
Figura 2.19 – Curvas de ebulição na posição $r=40$ mm com variações de $T_w$ no resfriamento.....	41
Figura 2.20 – Curvas de ebulição sob diferentes velocidades do jato.....	42
Figura 2.21 – Fluxo de calor na superfície em função da posição dos sensores.....	46
Figura 2.22 – Processo produtivo na Laminação de Tiras a Quente.....	48
Figura 2.23 – Leito de resfriamento - Entrada Zona Úmida.....	49
Figura 2.24 – Esquema do leito de resfriamento dividido por seções.....	50
Figura 2.25 – Tela do sistema de resfriamento com ajuste de vazão individualizado.....	50
Figura 2.26 – Temperatura de bobinamento antes e após leito de resfriamento.....	51
Figura 3.1 – Aparato experimental esquemático e itens de identificação.....	54
Figura 3.2 – Aparato experimental tridimensional.....	55

Figura 3.3 – Aparato experimental real montado no Centro de Pesquisas.....	55
Figura 3.4 – Forno elétrico para aquecimento até 1300°C e dimensões máximas.....	56
Figura 3.5 – Caixa para recolhimento da água após resfriamento das amostras.....	56
Figura 3.6 – Tubo distribuidor de fluxo tipo tubo-U.....	57
Figura 3.7 – Variação das propriedades do aço 304 em função da temperatura.....	58
Figura 3.8 – Dimensões para fabricação das amostras.....	59
Figura 3.9 – Aferição dimensional das amostras com paquímetro.....	60
Figura 3.10 – Dimensões básicas reais da amostra #14 n° 1 após fabricação.....	60
Figura 3.11 – Aferição de rugosidade da superfície superior da amostra.....	61
Figura 3.12 – Registro de medição de rugosidade. Rugosidade média $R_a = 0,266 \mu\text{m}$ .....	61
Figura 3.13 – Módulos funcionais do sistema de medição.....	62
Figura 3.14 – Termopar tipo K - fabricante ECIL.....	63
Figura 3.15 – Detalhe de fixação dos termopares na amostra.....	63
Figura 3.16 – Comparação entre taxas de resfriamento na face superior.....	64
Figura 3.17 – Módulo de aquisição de dados.....	65
Figura 3.18 – Método de medição de vazão adotado no experimento.....	66
Figura 3.19 – Vazões aferidas e adotadas durante os experimentos.....	66
Figura 3.20 – Verificação da temperatura da água de resfriamento das amostras.....	67
Figura 3.21 – Polimento superficial da amostra.....	67
Figura 3.22 – Limpeza superficial da amostra com álcool antes do enforamento.....	68
Figura 3.23 – Alinhamento do fluxo incidente na amostra.....	68
Figura 3.24 – Nivelamento do tubo-U em relação à amostra.....	69
Figura 3.25 – Suporte com parafusos de nivelamento da amostra.....	69
Figura 3.26 – Altura H do jato, diâmetro do jato no bocal, diâmetro do jato incidente.....	70
Figura 3.27 – Jato de água circular na zona de estagnação.....	72
Figura 3.28 – Detalhe da zona de estagnação do jato.....	73
Figura 3.29 – Determinação da espessura da camada livre incidente ( $\delta$ ).....	73
Figura 3.30 – Manuseio da amostra com pinça entre forno e resfriamento.....	74
Figura 3.31 – Desvio do jato d'água para fora da amostra.....	76
Figura 3.32 – Verificação da temperatura superficial da amostra.....	76
Figura 4.1 – Esboço da geometria do problema.....	77
Figura 4.2 – Amostra com 1 termopar para aquisição de dados.....	78

Figura 4.3 – Fluxograma da solução numérica para implementação computacional.....	80
Figura 4.4 – Malhas de vários elementos para análise de convergência.....	82
Figura 4.5 – Variação da convergência no tempo para temperatura.....	82
Figura 4.6 – Variação da convergência no tempo para fluxo de calor.....	83
Figura 4.7 – Detalhes da malha de 220 nós utilizada no experimento.....	83
Figura 5.1 – Processo de resfriamento, amostra nº 8, $T_i = 250\text{ }^\circ\text{C}$ .....	84
Figura 5.2 – Processo de resfriamento, amostra nº 9, $T_i = 450\text{ }^\circ\text{C}$ .....	85
Figura 5.3 – Processo de resfriamento, amostra nº 2, $T_i = 600\text{ }^\circ\text{C}$ .....	86
Figura 5.4 – Processo de resfriamento, amostra nº 4, $T_i = 750\text{ }^\circ\text{C}$ .....	86
Figura 5.5 – Processo de resfriamento, amostra nº 5, $T_i = 900\text{ }^\circ\text{C}$ .....	87
Figura 5.6 – Processo de resfriamento, amostra nº 6, $T_i = 1000\text{ }^\circ\text{C}$ .....	88
Figura 5.7 – Processo de resfriamento, amostra nº 11, $T_i = 1100\text{ }^\circ\text{C}$ .....	88
Figura 5.8 – Temperaturas dos 4 termopares a partir do centro da amostra nº 6, $T_i = 1000\text{ }^\circ\text{C}$ .....	89
Figura 5.9 – Etapas iniciais de resfriamento da amostra nº 5; $T_i=900^\circ\text{C}$ .....	90
Figura 5.10 – Variação do crescimento do diâmetro da zona escura.....	91
Figura 5.11 – Curvas de resfriamento para várias temperaturas.....	92
Figura 5.12 – Curvas de resfriamento para $T_i=600^\circ\text{C}$ , variação de vazão e espessura.....	93
Figura 5.13 – Curvas de resfriamento escolhidas para validação da solução numérica.....	94
Figura 5.14 – Temperatura superficial calculada e medida no termopar para $750^\circ\text{C}$ .....	94
Figura 5.15 – Temperatura superficial calculada e medida no termopar para $900^\circ\text{C}$ .....	95
Figura 5.16 – Temperatura superficial calculada e medida no termopar para $1000^\circ\text{C}$ .....	95
Figura 5.17 – Temperatura experimental e calculada pelo IHCP ( $750^\circ\text{C}$ ).....	96
Figura 5.18 – Temperatura experimental e calculada pelo IHCP ( $900^\circ\text{C}$ ).....	96
Figura 5.19 – Temperatura experimental e calculada pelo IHCP ( $1000^\circ\text{C}$ ).....	97
Figura 5.20 – Curvas de ebulição variando com a temperatura superficial para fluxo de calor.....	98
Figura 5.21 – Curva de fluxo de calor para $T_i=1000^\circ\text{C}$ .....	99
Figura 5.22 – Fluxos de calor na superfície comparado com Leocádio (2008).....	100
Figura 5.23 – Fluxos de calor variando com o tempo comparado com Leocádio (2008).....	100
Figura 5.24 – Curvas de ebulição variando HTC com a temperatura superficial.....	101
Figura 5.25 – Curva do HTC versus CHF para $T_i=1000^\circ\text{C}$ .....	102
Figura 5.26 – Curva de HTC comparado com Leocádio (2008).....	102

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Amostragem dos dados parametrizados do experimento de Wang.....	39
Tabela 2.2 – Valores típicos para coeficiente de troca de calor por convecção.....	42
Tabela 3.1 – Propriedades termofísicas do aço AISI 304.....	58
Tabela 3.2 – Valores de rugosidade média superficial das amostras.....	62
Tabela 3.3 – Parâmetros hidrodinâmicos para a zona de estagnação do jato.....	71
Tabela 3.4 – Condições experimentais dos testes.....	75
Tabela 4.1 – Parâmetros para refino de malha.....	81
Tabela 5.1 – Incertezas dos equipamentos de medição.....	103
Tabela 5.2 – Incertezas calculadas dos parâmetros hidrodinâmicos.....	104

## NOMENCLATURA

### Abreviaturas

BOBYQA	Bounded Optimization by Quadratic Approximations	-
EES	Engineering Equation Solver	-
IHCP	Inverse Heat Conduction Problem	-
HTC	Heat Transfer Coefficient	W/m <sup>2</sup> .K
CHF	Critical Heat Flux	W/m <sup>2</sup>
Re	Número de Reynolds	-
SSE	Sum of Squared Errors	-
TR	Tikhonov Regularization	-

### Símbolos

A	Altitude local	m
$c_p$	Calor específico	J/kg.°C
$D_{\text{estag}}$	Diâmetro de estagnação do jato	m
$D_j$	Diâmetro do jato incidente	m
$D_n$	Diâmetro nominal do bocal	m
e	Espessura da amostra de aço	m
H	Altura de impacto do jato de água	m
$h_{\text{max}}$ ou $HTC_{\text{max}}$	Coefficiente de transferência de calor máximo	W/m <sup>2</sup> .K
$h_l$	Limite inferior do coeficiente de transferência de calor	W/m <sup>2</sup> .K
$h_u$	Limite superior do coeficiente de transferência de calor	W/m <sup>2</sup> .K
k	Condutividade térmica	W/m.°C
$k_{xx}$ e $k_{yy}$	Condutividades nas direções x e y	W/m.°C
L	Largura da amostra	m
$n_f$	Número de passos de tempos futuros	-
$n_T$	Número de termopares	-
$P_j$	Pressão do jato no ponto de estagnação	Pa
$P_{\text{atm}}$	Pressão atmosférica	Pa
q	Fluxo de calor removido	W/m <sup>2</sup>
$q_{\text{max}}$	Fluxo máximo de calor	W/m <sup>2</sup>
$Q_n$	Vazão de água no bocal	m <sup>3</sup> /s

$r_0$	Raio em que a camada limite atinge a superfície livre	m
$r_t$	Raio de início da transição turbulenta	m
$r_h$	Raio de turbulência totalmente desenvolvida	m
$R_a$	Média dos valores das medições de rugosidade	$\mu\text{m}$
$R_t$	Maior registro entre picos e vales da superfície	$\mu\text{m}$
$R_z$	Menor registro entre picos e vales da superfície	$\mu\text{m}$
$t$	Tempo de análise	s
$T_f$ ou $T_\infty$	Temperatura do fluido ou ambiente	$^\circ\text{C}$
$T_i$	Temperatura inicial	$^\circ\text{C}$
$T_s$	Temperatura na superfície da amostra	$^\circ\text{C}$
$T_{sat}$	Temperatura de saturação da água	$^\circ\text{C}$
$T_{termopar}$	Temperatura medida pelo termopar	$^\circ\text{C}$
$T_w$	Temperatura da água de resfriamento	$^\circ\text{C}$
$U_f$	Velocidade do fluido na entrada da região	m/s
$u_\infty$	Velocidade de escoamento livre	m/s
$V_j$	Velocidade do jato incidente	m/s
$V_n$	Velocidade da água na saída do bocal	m/s
$\emptyset$	Diâmetro da seção	in ou m
$\nabla$	Operador do gradiente	-

### Letras gregas

$\alpha_i$	Magnitude do parâmetro de regularização	-
$\Delta T$	Diferença de temperatura	$^\circ\text{C}$
$\Delta T_{sub}$	Grau de subresfriamento da água; $\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_f$	$^\circ\text{C}$
$\delta$	Espessura da camada livre incidente	mm
$\rho_j$	Massa específica	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\nu_j$	Viscosidade cinemática avaliada na temperatura do jato d'água	$\text{m}^2/\text{s}$
$\omega_R$	Incerteza expandida	-

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>18</b>
1.1 Resfriamento de chapas metálicas.....	18
1.2 Relevância do tema.....	20
1.3 Objetivo geral.....	21
1.4 Objetivos específicos.....	21
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>22</b>
2.1 Embasamento físico e teórico: mecanismo do jato impingente.....	22
2.2 Fenômenos térmicos envolvidos na ebulição.....	25
2.3 A ciência do jato incidente em uma chapa aquecida.....	27
2.4 Jatos Colidentes.....	29
2.5 Utilização do método dos elementos finitos.....	43
2.5.1 Equação diferencial do modelo de condução de calor transiente.....	44
2.6 Problemas inversos de condução de calor (IHCP).....	45
2.6.1 Método de regularização.....	46
2.7 Processo produtivo de aço.....	47
2.7.1 Laminação de Tiras a Quente.....	48
2.7.2 Aspectos geométricos e operacionais do método de resfriamento de tiras.....	49
2.8 Considerações.....	51
<b>3 MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>53</b>
3.1 O aparato experimental.....	53
3.2 Forno de aquecimento de amostras.....	56
3.3 Bancada de resfriamento das amostras.....	56
3.3.1 Header de resfriamento tipo Tubo-U.....	57
3.4 Amostra de teste.....	57
3.4.1 Chapas de aço para teste.....	57
3.4.2 Aferição dimensional e desvios.....	59
3.4.3 Rugosidade superficial das chapas.....	60
3.5 Método de aquisição de dados.....	62
3.5.1 Termopares.....	62
3.5.2 Profundidade dos termopares montados em cada amostra.....	63

3.5.3	Aquisição e tratamento dos dados Temperatura x Tempo.....	64
3.5.4	Aquisição dos dados de vazão e temperatura de água de resfriamento.....	65
3.6	Procedimentos dos ensaios.....	67
3.6.1	Preparação e limpeza da amostra.....	67
3.6.2	Nivelamento e alinhamento da chapa de teste.....	68
3.6.3	Parâmetros hidrodinâmicos.....	69
3.6.4	Avaliação da zona de estagnação do jato.....	71
3.6.5	Análises iniciais: coleta de dados e operação.....	74
<b>4</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DA SOLUÇÃO NUMÉRICA.....</b>	<b>77</b>
4.1	Geometria em análise.....	77
4.2	Equações para implementação da solução numérica.....	77
4.3	Implementação do modelo matemático.....	79
4.3.1	Estrutura do algoritmo.....	79
4.3.2	Análise da independência do tamanho de malha.....	81
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>84</b>
5.1	Avaliação qualitativa por imagem.....	84
5.2	Avaliação das curvas de resfriamento.....	89
5.2.1	Temperatura superficial definida por análise inversa.....	93
5.3	Curvas de ebulição definidas por análise inversa.....	96
5.4	Avaliação das incertezas.....	103
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>105</b>
6.1	Recomendações para trabalhos futuros.....	107
<b>7</b>	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>109</b>
<b>8</b>	<b>APÊNDICES.....</b>	<b>113</b>
APÊNDICE A	– Considerações sobre o experimento.....	113
APÊNDICE B	– Equacionamento no EES para análise de incertezas.....	117
<b>ANEXOS.....</b>		<b>119</b>
ANEXO A	– Esquema de montagem dos headers de resfriamento.....	119
ANEXO B	– Medidas finais de fabricação das amostras.....	120
ANEXO C	– Certificado de calibração de instrumentos.....	121
ANEXO D	– Especificação dos instrumentos.....	132

## 1 INTRODUÇÃO

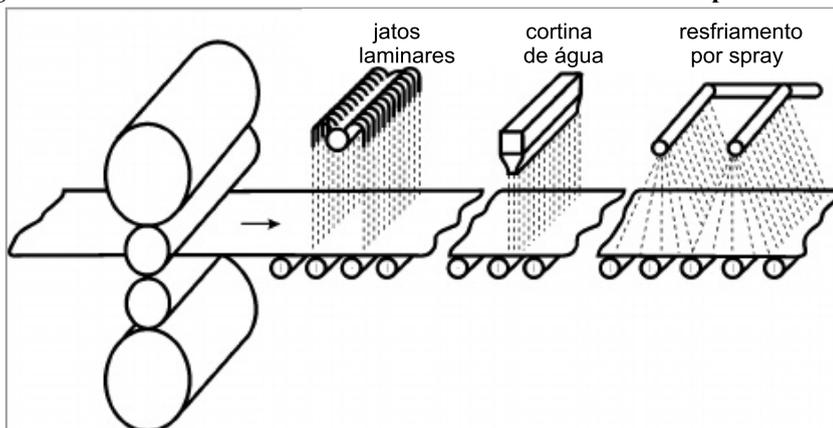
### 1.1 Resfriamento de chapas metálicas

Desde o aprimoramento da fabricação a quente de chapas, tarugos, tubos, fio máquina, perfis estruturais, entre outros, observou-se uma necessidade de aplicar conceitos de resfriamento controlado. Por se tratar de uma etapa final do processo, qualquer erro transforma o produto em sucata e gera prejuízos com desperdício de energia despendida na fabricação.

Conforme apresentado por Barros *et al.* (1995), os processos de resfriamento de tiras a quente na saída da mesa de rolos que utilizam água como meio de resfriamento são os mais difundidos. Sistemas utilizando jatos incidentes laminares de água trabalham em faixas baixas de pressões (0,4 a 0,7 mca) com quedas por gravidade na superfície da tira. As variações são vistas nas formas geométricas do jato, podendo ser circular, planar ou *spray*.

Em uma indústria, a combinação desses três tipos de sistema de resfriamento podem ser encontrados dependendo de alguns fatores como tecnologia, material e geometria Malinowski *et al.* (2012). Jatos de água em *spray* geralmente são aplicados em resfriamento de cilindros (rolos) de laminação, saída de fornos, porém não são laminares e apresentam geometria variada. A Figura 1.1 ilustra os 3 métodos citados.

Figura 1.1 – Métodos distintos de resfriamento controlado de chapas laminadas.



Fonte: Malinowski (2012).

Os jatos circulares são mais flexíveis e econômicos no controle de temperatura se comparado ao jato planar. Projetos mais atualizados de resfriamento laminar têm optado por este tipo de construção. O jato planar, ou cortina de água, oferece maior eficiência no resfriamento e o projeto é mais simplificado. Assim sendo, faz-se necessário estudos aprofundados sobre os fenômenos físicos envolvidos, especialmente aqueles relacionados à transferência de calor. A Figura 1.2 apresenta os dois modelos, jato circular e jato planar, ambos laminares. Os jatos do tipo circular utilizam projetos do tipo tubo-U, em contrapartida,

os jatos do tipo planar utilizam projetos do tipo cortina d'água.

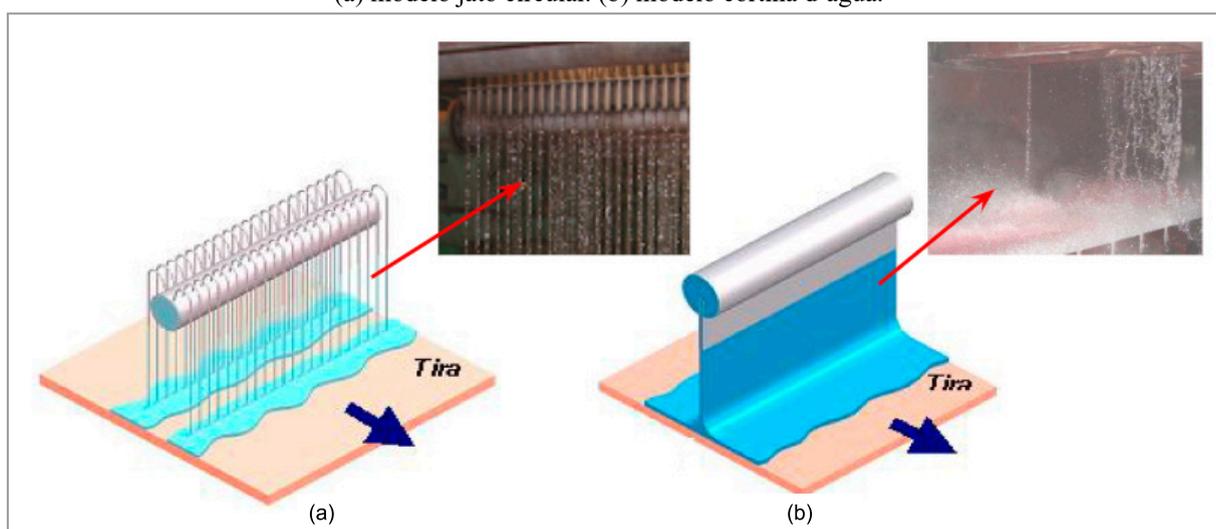
**Figura 1.2 – Projetos de jatos d'água para resfriamento.**  
(a) tubo-U para jato circular. (b) cortina d'água para jato planar.



Fonte: (a) SMS-Group (2023), (b) Danieli Group (2023)

Os jatos planares do tipo cortina d'água, em algum momento do processo, podem perder a continuidade do fluxo, vindo a romper-se e comprometer a qualidade da tira resfriada. Esse fenômeno também pode ser observado em sistemas de jatos circulares. Na Figura 1.3 são ilustrados esboços de jatos circulares e planares com a ruptura dos jatos.

**Figura 1.3 – Perda de continuidade dos jatos.**  
(a) modelo jato circular. (b) modelo cortina d'água.



Fonte: adaptado de Leocádio (2008).

Alguns autores têm dedicado esforços para entender e prever o comportamento do processo de resfriamento com intuito de reduzir custos de desvios de produção devido à baixa qualidade.

Barros *et al.*, (1995), afirma que são desejáveis faixas de tolerâncias de  $\pm 15^{\circ}\text{C}$  na temperatura de bobinamento, porém os sistemas de resfriamento trabalham com tolerâncias de  $\pm 30^{\circ}\text{C}$ . Para alguns tipos de aços as propriedades metalúrgicas são afetadas pela taxa de resfriamento e também pelo local na mesa de saída onde é feito o resfriamento. Guo (1993) relatou complexidades do controle de resfriamento e baixa compreensão dos mecanismos envolvidos, como a variação não linear do calor específico do aço carbono.

Pesquisas realizadas por Leocádio (2008) mostraram que os trabalhos publicados por diferentes autores apresentam grandes divergências entre os valores de coeficiente de transferência e fluxo de calor na região de incidência do jato d'água. Há também divergências sobre o regime de transferência de calor que ocorre durante o resfriamento da tira laminada a quente.

A efetividade de um resfriamento depende da quantidade de água adequada para uma dada taxa de resfriamento até questões mais complexas debatidas no meio industrial e acadêmico. Estas questões, mesmo que bastante estudadas, ainda necessitam de experimentações, principalmente para avaliar coeficientes de transferência de calor. As informações encontradas geralmente são restritas às particularidades de cada equipamento ou processo produtivo.

## **1.2 Relevância do tema**

No processo de produção de chapas laminadas a quente, há a possibilidade de deformação térmica no material, ocasionando defeitos como empenamentos e distorções. As tensões térmicas geradas durante o resfriamento podem levar a problemas de qualidade no produto final.

Com intuito de minimizar esses problemas, é imprescindível que o processo de resfriamento seja realizado de forma controlada, com ajustes de velocidade, pressão e vazão dos jatos, além de um correto posicionamento da chapa de aço abaixo do jato incidente de água. Por se tratar de um processo amplamente utilizado nas indústrias de transformação do aço, muitos autores têm se dedicado no estudo dos fenômenos envolvidos na região de impacto dos jatos de água.

A taxa de transferência de calor é influenciada por fatores como a temperatura da superfície da chapa, a temperatura do fluido de resfriamento, a velocidade do fluido e a área superficial da chapa. A compreensão desses fatores é importante para o projeto de sistemas de resfriamento eficientes e econômicos.

No âmbito industrial, o desenvolvimento de protótipos e análises numéricas são importantes para validação de informações a respeito das taxas de resfriamento necessárias para as diferentes grades de materiais. Os protótipos e soluções numéricas validadas evitam altos investimentos financeiros com testes reais.

O aprimoramento de modelos matemáticos para análise dos transientes do resfriamento acelerado de chapas laminadas a quente é uma necessidade do processo cada vez mais exigente, em que cada linha de produção possui características distintas de modelos já apresentados na literatura.

### **1.3 Objetivo geral**

O objetivo geral deste trabalho é analisar os mecanismos de transferência de calor envolvidos no processo de resfriamento de chapas metálicas com jatos de água incidentes e circulares utilizando o métodos dos elementos finitos para solução numérica do problema inverso da condução de calor, auxiliado por algoritmo de otimização.

### **1.4 Objetivos específicos**

Este trabalho propõe os seguintes objetivos:

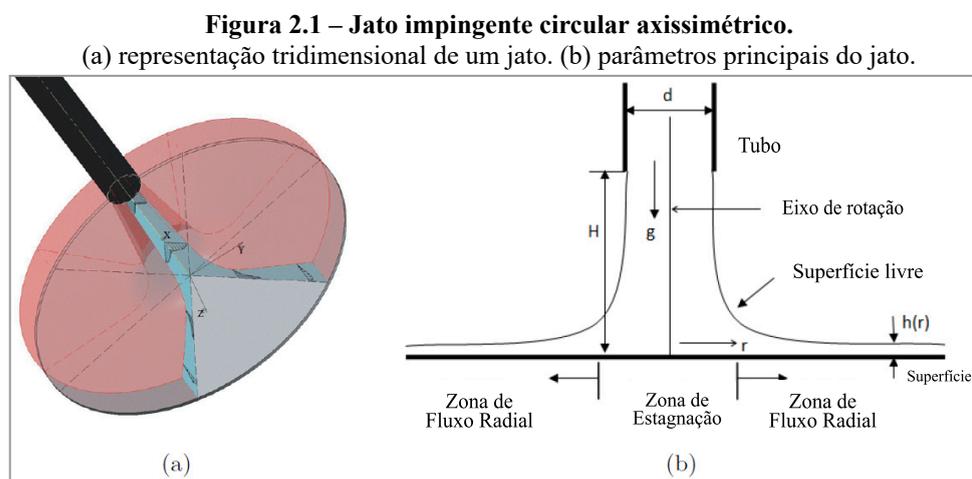
- a) Seleção e dimensionamento dos equipamentos e acessórios para a construção da bancada experimental próximo de condições industriais.
- b) Implementar e validar uma solução numérica baseada no método IHCP e elementos finitos, com auxílio de algoritmo de otimização na convergência da solução.
- c) Comparar os resultados experimentais obtidos no aparato com resultados da literatura existente e verificar a qualidade do experimento desenvolvido.
- d) Verificar se a transferência de calor durante o resfriamento de uma dada superfície é sensível à vazão de água, temperatura inicial da amostra, temperatura do fluido de resfriamento, geometria do jato em contato com a superfície de interesse.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Embasamento físico e teórico: mecanismo do jato impingente

A utilização de jatos líquidos impingentes é uma maneira eficaz de resfriamento, sendo utilizado em aplicações devido à sua capacidade de transferir grandes fluxos de calor utilizando o efeito do calor latente na ebulição. Quando um jato de líquido atinge a superfície da parede, ocorre um aumento repentino de pressão que força o líquido a acelerar do ponto de estagnação para fora em uma fina película de líquido da ordem de um milímetro que cobre toda a superfície. O efeito de fricção sobre a chapa cria uma camada limite cinemática e a diferença de temperatura entre o líquido e a superfície cria uma camada limite térmica. A espessura do filme ou da camada limite é determinada pelo Número de Reynolds do escoamento. A espessura do filme líquido pode variar significativamente para o escoamento laminar e turbulento. A velocidade do líquido diminui com a distância do ponto de estagnação e, portanto, o filme líquido e também a camada limite ficam mais espessos. As mudanças mais importantes entre os regimes de fluxo ocorrem dentro de uma distância radial medindo entre 5 a 8 diâmetros em relação ao ponto de impacto (Lienhard, 2006).

A forma da superfície livre é determinada pela força gravitacional, pressão e tensão superficial. Todas essas forças são geradas a partir do formato do bico do jato e também pela velocidade da água na saída do bico. Na maioria dos trabalhos é utilizado o jato de líquido de superfície livre. A Figura 2.1(a) mostra um recorte de uma configuração típica de jato de líquido axissimétrico de superfície livre.

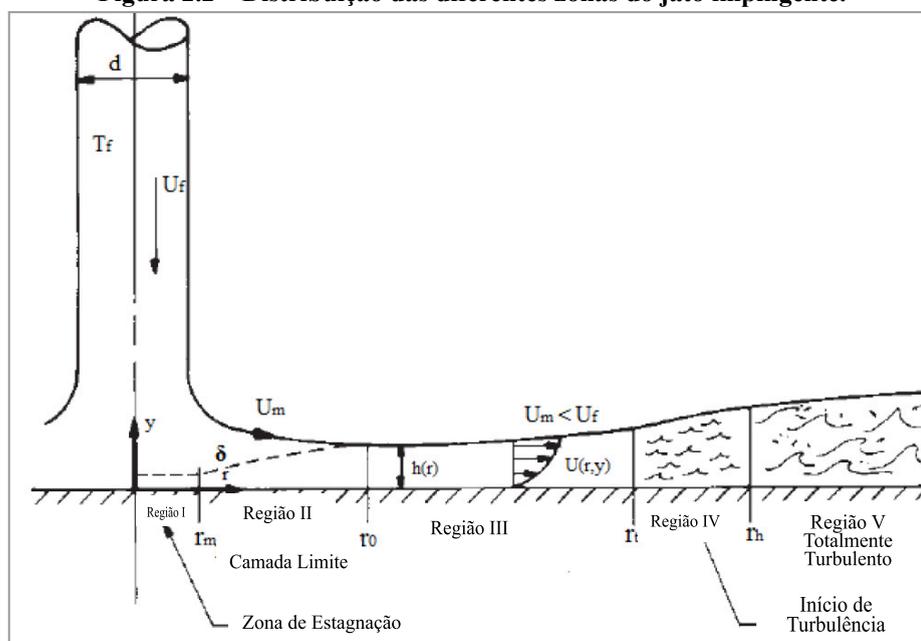


Na figura 2.1 (b), são mostrados os parâmetros básicos como zona de estagnação abaixo do bocal do jato e fora desta região a zona de fluxo radial ou paralelo. A largura da zona de estagnação depende do diâmetro do jato, distância entre o bocal e a chapa e o Número de

Reynolds. O conhecimento das dimensões desta zona é essencial pois é onde ocorre a maior parte da física complexa associada ao resfriamento. A zona de fluxo paralelo/radial é dividida em diferentes regiões, dependendo do filme, do momento e das espessuras da camada limite térmica.

A Figura 2.2 ilustra as diferentes regiões na zona de fluxo paralelo. A região I é denominada zona de estagnação. A região II é a camada limite laminar, onde a camada limite de momento  $\delta$  é menor que a espessura do filme líquido  $h(r)$ . A região III é onde a camada limite atinge a superfície do filme. A região IV se refere à transição para escoamento turbulento, onde o momento e a camada limite térmica atingem a superfície líquida. Por fim, a região V retrata o escoamento totalmente turbulento.

**Figura 2.2 – Distribuição das diferentes zonas do jato impingente.**



**Fonte: Lienhard (2006).**

Para os termos indicados na imagem,  $d$  é o diâmetro do jato desenvolvido [m],  $\delta$  é a espessura da camada limite,  $T_f$  é a temperatura do fluido [K],  $U_f$  é a velocidade do fluido na entrada [m/s],  $r_0$  é o raio em que a camada limite atinge a superfície livre [m],  $r_i$  é o raio de início da transição turbulenta [m],  $r_h$  é o raio de turbulência totalmente desenvolvida [m].

Outro fenômeno observado no fim da região IV é o salto hidráulico, mostrado na Figura 2.3, formado devido à desaceleração do líquido. A localização do salto hidráulico e correlações para aproximar sua formação foram estudados por Lienhard (2006) e Hosain (2013).

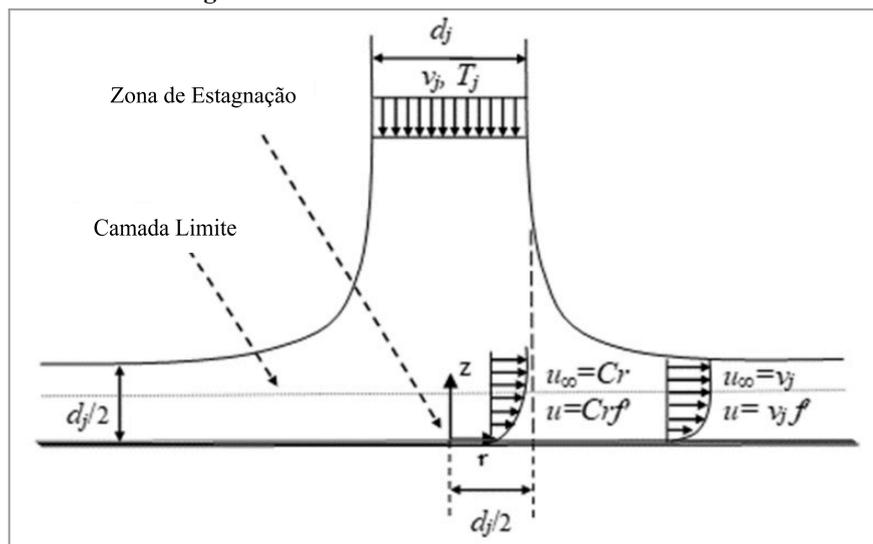
**Figura 2.3 – Formação do salto hidráulico durante teste inicial do aparato experimental.**



Fonte: Autor (2023).

Conforme Lienhard (2006), à medida que o jato circular colide com a superfície, o escoamento é desviado simetricamente em torno do ponto de estagnação e se estende até as bordas. A maioria dos estudos investigou essa região, pois o aumento da transferência de calor é significativo nessa zona e diminui continuamente com o distanciamento da zona de estagnação. Os perfis de velocidade da camada limite ( $u$ ) e velocidade de escoamento livre ( $u_\infty$ ) na direção ( $r$ ) são indicados na Figura 2.4.

**Figura 2.4 – Perfis de velocidade da camada limite**



Fonte: Lienhard (2006).

A constância da dimensão da camada limite  $d_j/2$  pode ser explicada devido ao equilíbrio entre a aceleração do fluxo (afinamento da camada limite) e a difusão viscosa (espessamento da camada limite).

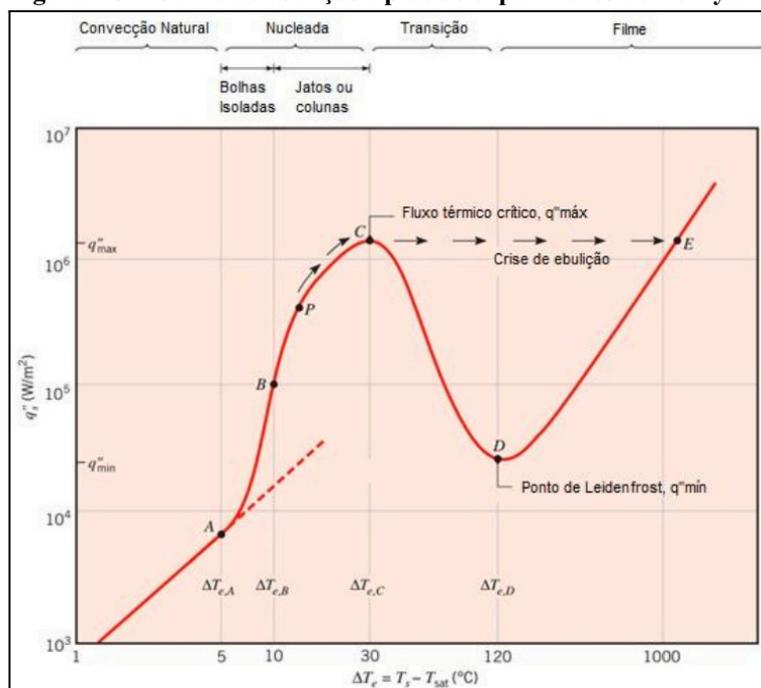
## 2.2 Fenômenos térmicos envolvidos na ebulição

Com intuito de caracterizar o fenômeno da ebulição, em 1984 Nukiyama realizou um experimento aquecendo um fio de níquel-cromo imerso em água saturada, representando a ebulição em piscina. Em seu trabalho, foi possível dividir a ebulição em 4 regimes: convecção natural, ebulição nucleada, ebulição em transição e ebulição em filme.

De acordo com Incropera (2014), o regime de convecção natural se caracteriza por baixos fluxos térmicos. Em seguida, com o aumento de temperatura da superfície do fio de níquel-cromo, observa-se o regime de ebulição nucleada, caracterizado pelo desprendimento de bolhas de vapor, resultando no aumento do fluxo térmico e do coeficiente de transferência de calor. Este regime é observado até o ponto de máximo fluxo de calor (fluxo crítico ou CHF). Após isso, observa-se a região de transição, caracterizada por instabilidades devido variações do contato líquido-superfície modulando para camada de vapor e vice-versa. Como consequência desta instabilidade, o coeficiente de transferência de calor é reduzido significativamente neste regime.

Com a continuidade do acréscimo de temperatura da superfície, dá-se início ao último regime de ebulição, chamado ebulição em filme, ou ebulição pelicular, caracterizado pela total cobertura do fio quente por uma camada de vapor, partindo de uma temperatura denominada “ponto de Leidenfrost”. Na Figura 2.5, é ilustrado na curva de Nukiyama a divisão da ebulição nos 4 regimes detalhados em seu experimento:

**Figura 2.5 – Curva de ebulição típica do experimento de Nukiyama**



Fonte: Incropera (2014).

*A) Convecção livre; B) Ebulição nucleada; C) Transição; D) Ebulição em filme  
Água a 1 atm, fluxo de calor na superfície do fio em função do excesso de temperatura, sendo:  
 $\Delta T_e \equiv T_s - T_{sat}$ .*

Os tópicos abaixo buscam explicar cada regime citado, conforme Incropera (2014):

#### **- Ebulição com convecção natural**

A ebulição com convecção natural é a região à esquerda do gráfico da Figura 2.5 em que o  $\Delta T_e$  é igual ou menor a aproximadamente  $5^\circ\text{C}$ , sendo que a temperatura da superfície do fio se encontra ligeiramente acima da temperatura de saturação do fluido, conseqüentemente há o início da nucleação de bolhas de vapor. Para esse regime, correlações de convecção natural podem ser utilizadas para a estimativa do coeficiente de transferência de calor por convecção.

#### **- Ebulição nucleada**

A ebulição nucleada, região compreendida entre diferenças de temperatura de  $10^\circ\text{C}$  e  $30^\circ\text{C}$ , foi dividida em duas áreas “A-B” e “B-C” devido às peculiaridades do escoamento. Na primeira, grande parte da transferência de calor é oriunda da superfície do fio aquecida e tem como destino o líquido em movimento. Nesse estágio as bolhas se formam em lugares localizados e se desprendem do líquido, sendo esse desprendimento responsável por aumentar o coeficiente convectivo e o fluxo de calor, uma vez que esse processo aumenta a turbulência naquela região. Já na região “B-C”, com o aumento do excesso de temperatura as bolhas começam a surgir umas próximas das outras havendo a interação entre elas, resultando nos bolsões de vapor. À medida que se aumenta o excesso de temperatura chega-se ao ponto de inflexão da curva. O regime de ebulição compreendido na região B-C é o mais utilizado, uma vez que há valores baixos para excesso de temperatura com elevadas taxas de transferência de calor e apesar do coeficiente de transferência de calor começar a diminuir, do ponto B ao C, ainda se tem valores elevados.

#### **- Ebulição no regime de transição**

A ebulição no regime de transição ocorre na região “C-D”, correspondente a um excesso de temperatura maior que  $30^\circ\text{C}$  e menor que  $120^\circ\text{C}$ . Nota-se um decréscimo na curva de ebulição, o qual ocorre devido à formação de uma manta de vapor sobre a superfície e de acordo com as propriedades dos fluidos, sabe-se que a condutividade térmica da fase gasosa é muito menor do que da fase líquida, resultando na diminuição do coeficiente convectivo e conseqüentemente do fluxo de calor que é transferido ao fluido.

#### **- Ebulição em filme**

A partir do ponto “D”, chamado de ponto de Leidenfrost, é possível notar que a curva de ebulição possui um perfil ascendente, isso se deve ao fato de que entre a superfície e o líquido há a formação de uma manta de vapor e a transferência de calor para o líquido se dá pela condução e por uma parcela considerável de radiação através do vapor. O ponto mínimo da curva de ebulição tem grande significado, pois abaixo dele tem-se novamente um regime de ebulição nucleada.

### 2.3 A ciência do jato incidente em uma chapa aquecida

O resfriamento de chapas de aço envolve os três modos da transferência de calor: condução, convecção e radiação. De uma forma simplificada, os tipos de transferência de calor presentes nos sistemas de resfriamento de chapas em mesas de rolos com incidência de jatos de água circulares estão separados por regiões de interesse:

A1: radiação

A2: convecção forçada por meio de jato de água

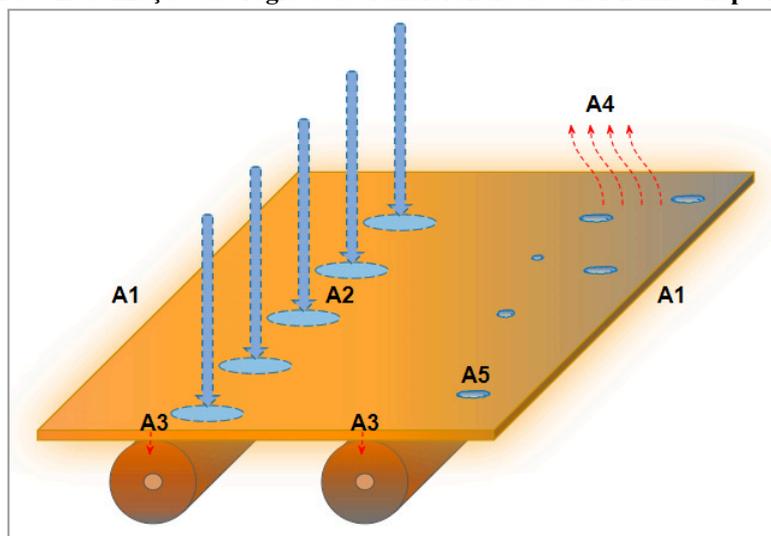
A3: condução devido ao contato da chapa com rolos

A4: convecção com o ar

A5: convecção pela evaporação da película de água.

A Figura 2.6 representa a localização da formação destes mecanismos.

**Figura 2.6 – Localização das regiões de transferência de calor numa chapa laminada.**



Fonte: adaptado de Horský (2002).

Durante o processo de resfriamento, o calor é transferido da superfície da chapa aquecida para o fluido de resfriamento. A convecção é responsável por transportar o calor para longe da superfície da chapa, aumentando a taxa de transferência de calor. A radiação térmica também pode contribuir para o resfriamento da chapa, dependendo das propriedades

dos materiais envolvidos. Além disso, o resfriamento de chapas de aço pode resultar em deformações térmicas, como empenamento e distorção, devido às tensões térmicas geradas durante o processo. A compreensão desses fenômenos é fundamental para o projeto de sistemas de resfriamento eficientes e para garantir a qualidade do produto final.

Lienhard (2006) descreve os principais parâmetros que influenciam o processo de resfriamento por água, como a velocidade do jato, o diâmetro do orifício de saída, a distância entre o jato e a superfície e a vazão do líquido. Além disso, trata os efeitos do jato impingente sobre a transferência de calor e a formação de cavitação. O autor apresenta uma análise teórica do processo de impingimento, considerando as equações de energia e momento da mecânica dos fluidos. O impingimento de jato líquido é uma técnica eficaz para resfriamento de superfícies quentes, mas que é necessário considerar cuidadosamente os parâmetros do processo para obter uma transferência de calor adequada e evitar danos à superfície.

Santos e Giacomini (2013) reportam que vários aspectos precisam ser controlados durante o resfriamento acelerado de chapas grossas. É fundamental obter um resfriamento relativamente homogêneo ao longo do comprimento do laminado, com simetria na espessura e largura, desde a temperatura inicial até a final especificada. É necessário atender uma determinada taxa de resfriamento com o uso de modelos de controle do processo e a intervenção ocasional do operador.

Paiva (2019) relacionou a variação de propriedades mecânicas e da microestrutura com as diferentes estratégias de resfriamento. Tais estratégias causam variações significativas sobre propriedades mecânicas do aço como a planicidade ligada a homogeneidade térmica após o resfriamento acelerado.

Paula (2017) simulou o processo de resfriamento acelerado em chapas grossas e suas consequentes distorções e tensões residuais, avaliando a influência da taxa de resfriamento não homogênea nas duas faces da chapa ou ao longo de sua largura ou comprimento. Os resultados mostraram forte influência do resfriamento acelerado não uniforme na geração de tensões residuais e de distorções nas chapas.

Solimani (2011) realizou um estudo da transferência de calor e obtenção de dados de referência para simulação de um sistema de resfriamento de cilindros de trabalho da laminação a quente. Foram avaliados os efeitos do resfriamento de um jato de água em formato de leque sobre um cilindro protótipo desde temperaturas de 50°C a 350°C. As características térmicas foram examinadas em diferentes condições de teste. Os resultados mostraram que a pressão, o tipo de bico usado e o comprimento do leque influenciam na eficiência do resfriamento de cilindros.

Leocádio (2008) realizou estudo experimental e numérico dos efeitos do resfriamento por um jato d'água circular em uma placa de aço em temperaturas de 600 a 900°C. Os resultados do autor contribuíram para um melhor entendimento dos modos de transferência de calor envolvidos durante o resfriamento de uma placa aquecida a elevadas temperaturas.

Entretanto, a transferência de calor e os fenômenos metalúrgicos associados ao processo de resfriamento são complexos, o que dificulta a precisão da temperatura final de bobinamento da tira em um sistema de controle. Isto inclui condução de calor, convecção forçada monofásica, ebulição nucleada, filme de vapor, convecção natural para o ambiente, radiação e a geração de calor na mudança de fase do material (Guo, 1993).

## 2.4 Jatos Colidentes

Conforme Incropera (2014), um único jato de gás ou uma série de jatos, colidindo perpendicularmente sobre uma superfície, podem ser usados para se obter melhores os coeficientes no aquecimento por convecção, no resfriamento ou na secagem. As aplicações incluem o tratamento térmico de chapas metálicas, a secagem de produtos têxteis e de papel, o resfriamento de componentes aquecidos em motores de turbinas a gás.

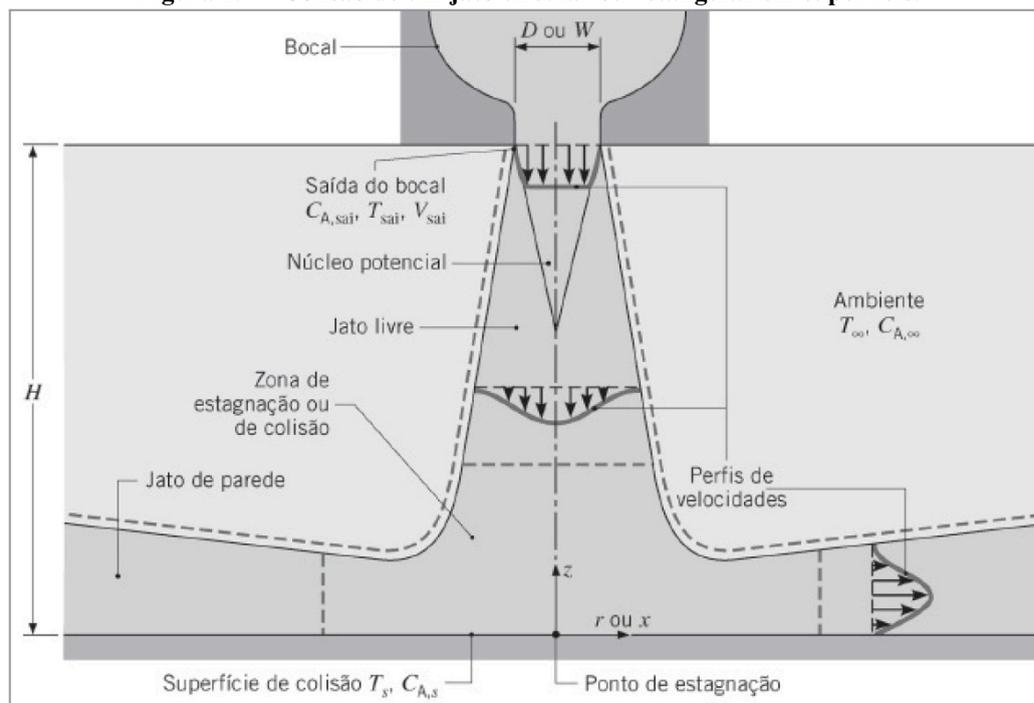
Como mostrado na Figura 2.7, jatos de gás são tipicamente descarregados em um ambiente estagnado a partir de um bocal circular, com diâmetro  $D$ , ou de um bocal na forma de uma fenda retangular, com largura  $W$ . Normalmente, o jato é turbulento e, na saída do bocal, é caracterizado por um perfil de velocidades uniforme.

Contudo, com o aumento da distância da saída do bocal, a transferência de momento entre o jato e o ambiente causa o alargamento da fronteira livre do jato e o núcleo potencial, no interior do qual a velocidade do jato na saída do bocal é mantida, se contrai. A jusante do núcleo potencial, o perfil de velocidades não é uniforme em toda a seção transversal do jato e a velocidade máxima (no centro) diminui com o aumento da distância da saída do bocal. A região do escoamento na qual as condições não são afetadas pela superfície de colisão (superfície alvo) é conhecida por jato livre.

No interior da zona de estagnação ou de colisão, o escoamento é influenciado pela superfície alvo, desacelerando e acelerando nas direções normal ( $z$ ) e transversal ( $r$  ou  $x$ ), respectivamente. Contudo, como o escoamento continua arrastando fluido do ambiente que possui momento nulo, a aceleração transversal não pode continuar indefinidamente e o escoamento acelerado na zona de estagnação é transformado em um jato de parede em desaceleração. Assim, com o aumento de  $r$  ou  $x$ , os componentes da velocidade paralelos à superfície aumentam de zero até algum valor máximo e posteriormente decaem para zero. Os

perfis de velocidades no interior do jato de parede são caracterizados por velocidade nula na superfície de colisão e na superfície livre. Se  $T_s \neq T_{sai}$ , há transferência de calor e/ou de massa por convecção nas regiões de estagnação e de jato de parede Incropera (2014).

**Figura 2.7 – Colisão de um jato circular ou retangular em superfície.**



**Fonte: Incropera (2014).**

Os experimentos de Ishigai *et al.* (1978) e Hall *et al.* (2001) demonstram que não houve observação de ebulição em filme na região de estagnação do jato, mesmo com a temperatura inicial em  $\sim 1000^{\circ}\text{C}$ . O fluido refrigerante entrou em contato direto com a superfície da região de estagnação sem ocorrer ebulição em filme.

Ochi e Ishigai (1983) observaram maior fluxo de calor no ponto de estagnação (centro) quando comparada com a área periférica no sentido radial. Na região de estagnação, o fluxo de calor aumentou com a diminuição da temperatura da água e variação da velocidade do jato. A velocidade de reumedecimento aumentou com o aumento do diâmetro do bocal, velocidade do jato e menores temperaturas da água.

Wolf. *et al.* (1996) conduziu investigações experimentais sobre características do impacto do jato cobrindo a hidrodinâmica do fluxo, regimes de ebulição e parâmetros da superfície de incidência. O efeito da velocidade do jato na transferência de calor foi mais pronunciado nos regimes monofásico e de ebulição parcial, onde o transporte convectivo é dominado pela hidrodinâmica do fluxo. Para o regime de ebulição totalmente desenvolvido, o

transporte convectivo é dominado pela evaporação e pela formação de bolhas colapsando na superfície. Nesta fase, a transferência de calor é insensível à velocidade do jato.

A constatação do fluxo de calor máximo na região de ebulição nucleada ou na fronteira entre a região nucleada e transição foi observada nos trabalhos de Hammad *et al.* (2004). Os valores para o fluxo máximo de calor acontecem na região úmida.

Com relação aos diferentes tipos de materiais para experimentos de resfriamento, Mozumder *et al.* (2006) avaliou a transferência de calor por ebulição por meio do impacto de um jato em amostras de aço carbono, latão e cobre, com temperaturas iniciais dos blocos de 250°C a 400°C. O diâmetro do jato mediu 2 mm e as velocidades dos jatos variaram de 3 m/s a 15 m/s.

O fluxo máximo de calor sempre ocorreu durante o avanço da frente úmida, na região de ebulição em qualquer condição experimental. A posição do fluxo máximo de calor se moveu desde o centro do bloco em direção à circunferência. Os valores dos fluxos de calor observados no experimento foram de 4 a 6,5 MW/m<sup>2</sup>.

As observações de Karwa *et al.* (2011) revelam a formação de uma zona escura na superfície da chapa, abaixo do jato, com temperatura <500°C, sendo o limite desta zona chamada de frente úmida. Os experimentos de resfriamento com temperaturas acima de 500°C apresentam dificuldades relacionadas com a complexidade da transferência de calor por ebulição e instabilidade da operação.

Aamir *et al.* (2014) avaliou a correlação entre a espessura da chapa e o resfriamento por *spray* de água em chapas de aço inoxidável de espessuras 7.5, 12, 16.5 e 21 mm. Uma tendência crescente no fluxo máximo de calor foi encontrada com o aumento da espessura da chapa. O fluxo de calor máximo de até 1,8 MW/m<sup>2</sup> foi alcançado para uma amostra de 21 mm de espessura. Os coeficientes de transferência de calor variaram desde 92 a 98900 W/m<sup>2</sup> K para amostras de espessuras utilizadas no trabalho.

Toghraie *et al.* (2016), utilizando análises numéricas, demonstrou que o coeficiente de transferência de calor no ponto de estagnação aumenta com o incremento de velocidade do jato de água e redução da temperatura do jato. A chapa de testes foi aquecida até a temperatura de 800°C. A simulação foi realizada para números de Reynolds desde 5000 a 50000.

Jatos laminares têm sido considerados a maneira dominante no processo de resfriamento controlado em siderúrgicas. Características de transferência de calor e fenômenos de ebulição durante resfriamento à água em superfície quente próximo de condições industriais vem sendo cada vez mais estudados.

Liu *et al.* (2002) investigaram resfriamento de chapas de aço com jatos de água a uma temperatura de 13°C a 30°C, vazão constante de 60 L/min. Com a variação da velocidade de 5,6 a 6,5 m/s, as curvas de ebulição evidenciaram transição e ebulição nucleada. A taxa de resfriamento foi significativamente influenciada pela temperatura da água, pois a intensidade do resfriamento e a área de impacto inicial aumentaram com a diminuição da temperatura da água.

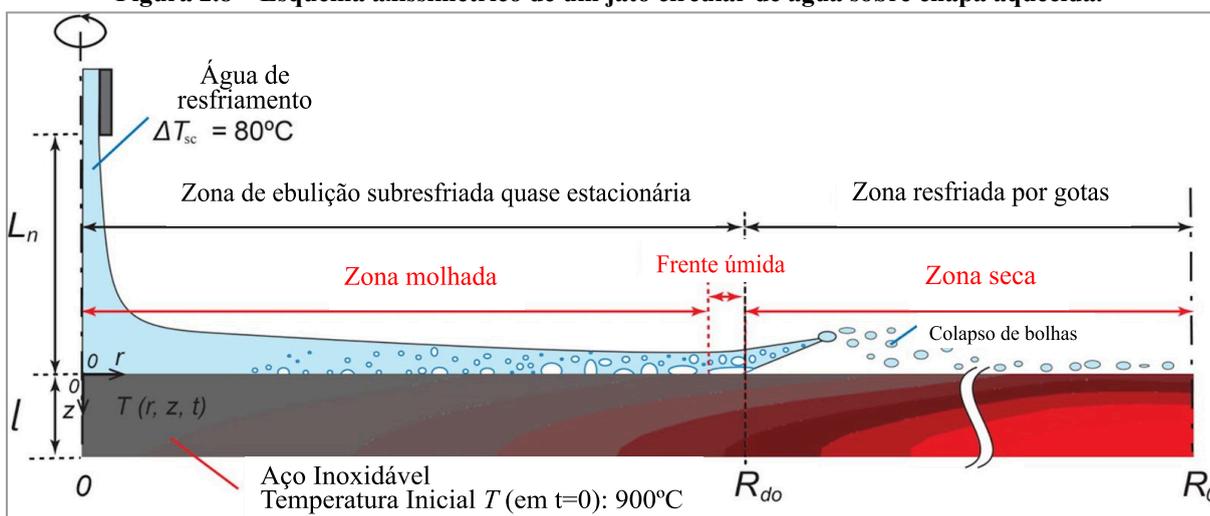
Conforme argumentado por Lee *et al.* (2017), processos de resfriamento rápido controlam a transformação de fase, tamanho de grão e tensões térmicas de peças metálicas. Jatos de água possuem alta capacidade de resfriamento, variando-se taxas de resfriamento, caracterizando a morfologia da superfície, estrutura e composição do aço temperado. Estudos do processo de resfriamento são escassos devido à complexidade dos modos de ebulição transientes e heterogêneos. A transferência de calor em ebulição é afetada pelas dimensões e propriedades do material metálico.

Utilizando imagens de alta resolução, foi investigado a hidrodinâmica do jato circular de água subresfriado ( $\Delta T_{sub} = 80^\circ\text{C}$ ) com número de Reynolds de 15000. Foi utilizado uma chapa de aço inoxidável com temperatura inicial a 900°C e adotado o método a análise inversa da condução de calor (IHCP) para determinar a temperatura superficial da chapa e prever os fluxos de calor.

O termo subresfriamento é definido como  $\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_f$ , onde  $T_{sat}$  é a temperatura de saturação da água e  $T_f$  é a temperatura do fluido usado no resfriamento, conforme descrito por Wolf *et al.* (1995) e Toghraie *et al.* (2016). Nos trabalhos onde o fluido de resfriamento é água, o termo  $T_f$  é comumente citado como  $T_w$ . No ponto de estagnação há alto fluxo de calor (*CHF*), não há evaporação e o resfriamento se caracteriza por convecção monofásica. Avançando para fora do círculo, a temperatura superficial é alta, prevalecendo a região de ebulição de bolha colapsada. Na região mais afastada do centro, caracteriza-se como região com coeficiente convectivo inferior ao da região de convecção monofásica. Nesta região, observa-se frente de evaporação ativa e alta formação de gotículas que evaporam com intensidade que varia com superaquecimento da superfície.

A Figura 2.8 fornece um esquema do jato circular subresfriado fluindo sobre uma superfície superaquecida, mostrando 3 regiões distintas: molhada, frente úmida e seca. Conforme observado na maioria dos experimentos similares, é necessário o conhecimento das características térmicas da superfície da amostra para quantificar as características de transferência de calor em ebulição. Para a estimativa destas características, utiliza-se métodos numéricos que se baseiam na distribuição da temperatura interna da amostra.

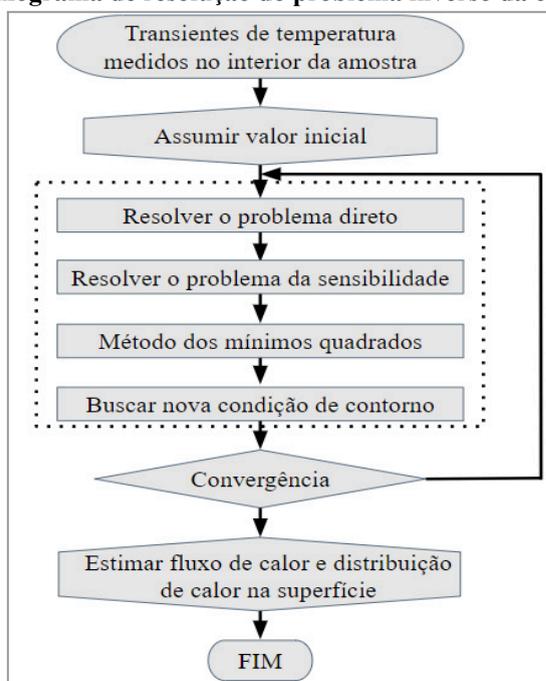
Figura 2.8 – Esquema axissimétrico de um jato circular de água sobre chapa aquecida.



Fonte: Lee (2017).

Nos trabalhos de Lee *et al.* (2017), o método utilizado foi o problema inverso da condução de calor, baseado nos estudos de Twomey (1985) e Beck *et al.* (1985), conforme mostrado no fluxograma da Figura 2.9 para obter a distribuição axissimétrica de temperatura. Os dados medidos são convertidos e importados para os nós de cálculo do domínio IHCP (*Inverse Heat Conduction Problem*) axissimétrico com a temperatura inicial conhecida. A temperatura desconhecida em cada posição é calculada por interpolação. O fluxo de calor (condição de contorno) desconhecido é assumido com um valor inicial e a distribuição de temperatura é atualizada usando a temperatura calculada pelo problema direto.

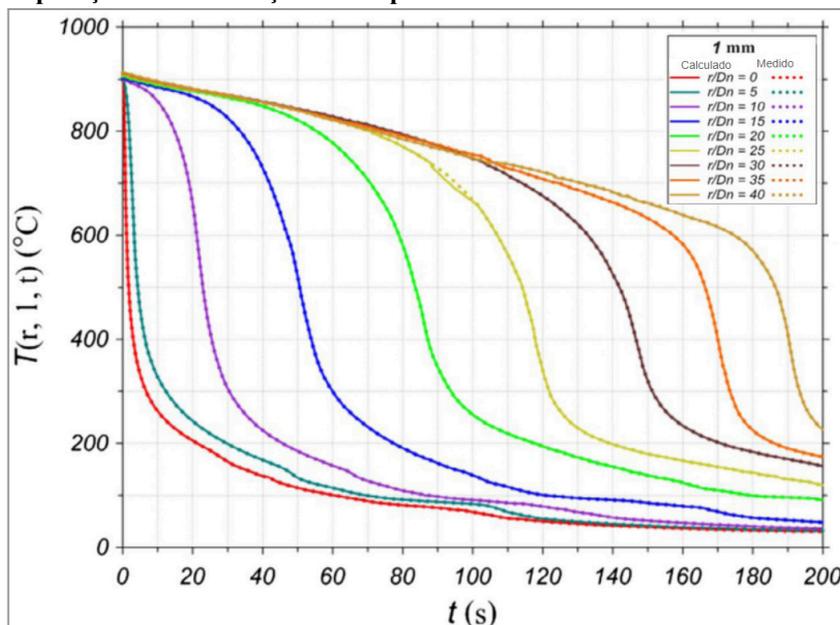
Figura 2.9 – Fluxograma de resolução do problema inverso da condução de calor.



Fonte: adaptado de Lee (2017).

A Figura 2.10 ilustra uma comparação da temperatura medida  $T_m$  com a temperatura calculada  $T_c$  a uma distância de 1mm da superfície. As linhas pontilhadas representam a temperatura medida e as linhas contínuas indicam a temperatura calculada pelo IHCP. Nota-se boa concordância dos dados, com desvio máximo inferior a 4%.

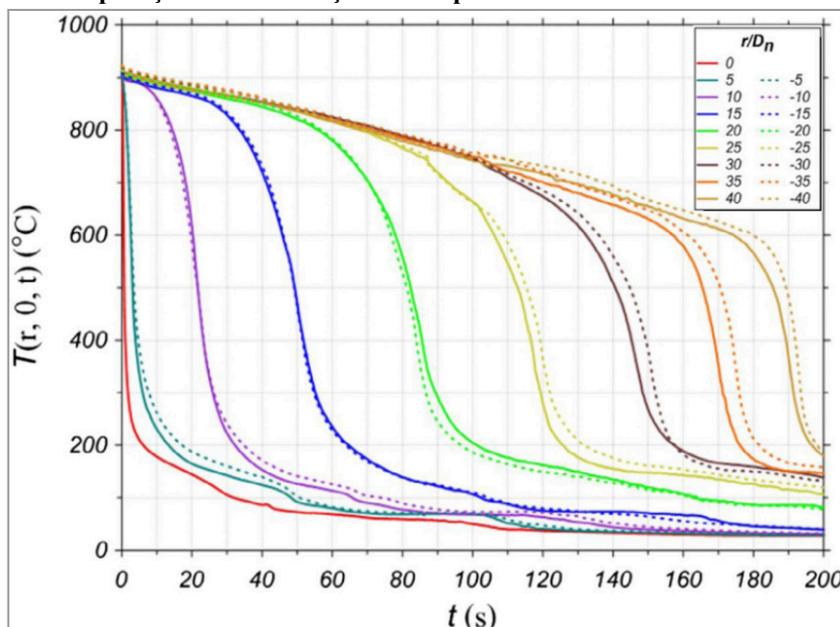
**Figura 2.10 – Comparação da distribuição de temperaturas medidas e calculadas a 1mm de profundidade.**



Fonte: Lee (2017).

A Figura 2.11 ilustra uma comparação similar à figura anterior, com ênfase na distribuição de temperatura medida e calculada na superfície, utilizando o mesmo método IHCP.

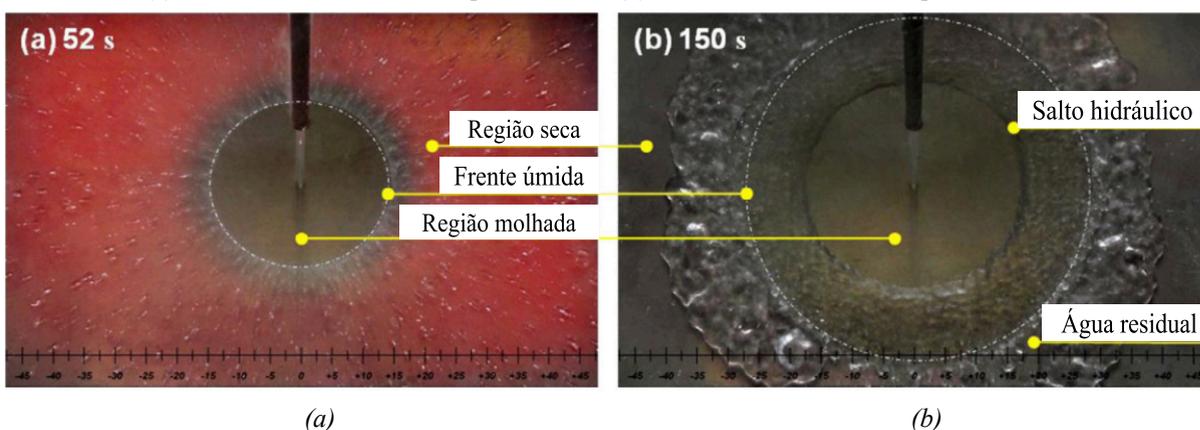
**Figura 2.11 – Comparação da distribuição de temperaturas medidas e calculadas na superfície.**



Fonte: Lee (2017).

O fenômeno da convecção monofásica acontece na área coberta pela zona escura até a sua porção interna. Na porção externa, sub-resfriada, predomina a formação de bolhas colapsadas em ebulição. Na região seca, as gotículas tocam a superfície e evaporam sob alto superaquecimento superficial, pelo efeito Leidenfrost. As gotas que pairam sobre a superfície mas sem contato físico são rapidamente ejetadas para fora da amostra aquecida. A frente úmida é a região definida como a parte intermediária entre a região úmida e a região seca. A Figura 2.12 demonstra uma comparação de tempos decorridos do resfriamento, com a indicação das regiões.

**Figura 2.12 – Comparação das regiões nas fases inicial/final de resfriamento**  
(a) início do resfriamento, temperatura alta. (b) fim do resfriamento, temperatura baixa

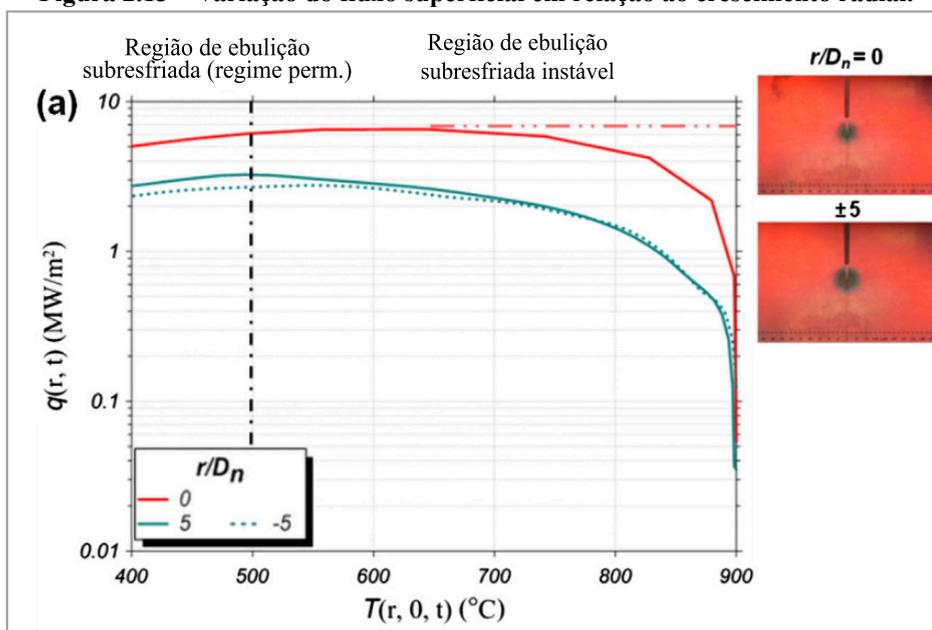


Fonte: Lee (2017).

A propagação da frente úmida é linear com o tempo. A fração de líquido ejetado pela frente úmida permanece constante com o tempo e o perímetro frontal aumenta para que as gotas fiquem mais espalhadas. A distribuição de temperatura de  $r/Dn = 0$  apresenta gradiente rápido no início ( $<0,8$  s) e, depois disso, sua inclinação torna-se gradual e quase plana após 60 s, mostrada na Figura 2.13.

Como o fluido de resfriamento atinge diretamente o ponto de estagnação, a superfície é molhada em pouco tempo e a ebulição nucleada ocorre imediatamente, conforme experimentado por Hall *et al.* (2001) e Ishigai (1978). Portanto, o regime de ebulição do filme não pôde ser observado no gráfico de  $r/Dn = 0, \pm 5$ . A ebulição nucleada resulta na queda acentuada da temperatura, mas desaparece durante a ebulição de transição. Na sequência, segue-se a convecção monofásica que acompanha a queda gradual de temperatura.

Figura 2.13 – Variação do fluxo superficial em relação ao crescimento radial.



Fonte: Lee (2017).

Considerando a limitação da técnica de medição, assumiu-se que  $q_{max}$  do gráfico “ $r/D_n = 0$ ” aparece quase na extinção inicial do impacto do jato, conforme marcado com a linha vermelha pontilhada.

O valor para  $q_{max}$  ilustrado na Figura 2.13 na posição radial  $r/D_n = 0$  atingiu 6,4 MW/m<sup>2</sup>, enquanto que na posição  $r/D_n = \pm 5$  atinge 3,2 MW/m<sup>2</sup>. A temperatura onde ocorre a ebulição nucleada está relacionada com o valor de  $q_{max}$ . Os valores são originários da ebulição nucleada que ocorre em um curto espaço de tempo logo após o impacto do jato.

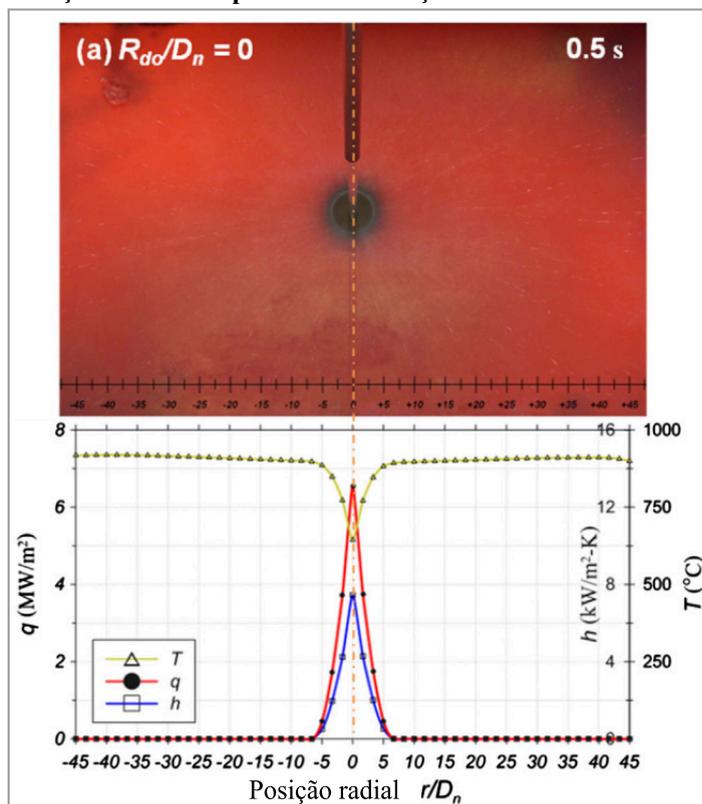
A região interna é menos afetada pelo resfriamento com as gotículas ejetadas, portanto experimenta um resfriamento mais intenso, enquanto a região externa é substancialmente resfriada pelas gotículas antes da chegada da frente úmida.

As Figuras 2.14 e 2.15 mostram a sincronização da visualização da ebulição com a temperatura da superfície, fluxo de calor e coeficiente de transferência de calor ao longo do raio de molhamento com um tempo específico.

A linha vertical laranja pontilhada indica a posição de  $q_{max}$  calculada pelo método IHCP em um momento específico. No início do resfriamento demonstrado pela Figura 2.14, o fluxo de calor máximo  $q_{max}$  e o máximo coeficiente de transferência de calor  $h_{max}$  localizam-se no ponto de estagnação.

A temperatura inicial da ebulição nucleada é próxima à temperatura inicial de 900°C. Desta forma, conclui-se que a ebulição em filme não ocorre no ponto de estagnação.

Figura 2.14 – Variação do fluxo superficial em relação ao crescimento radial para  $R_{d0}/D_n=0$ .

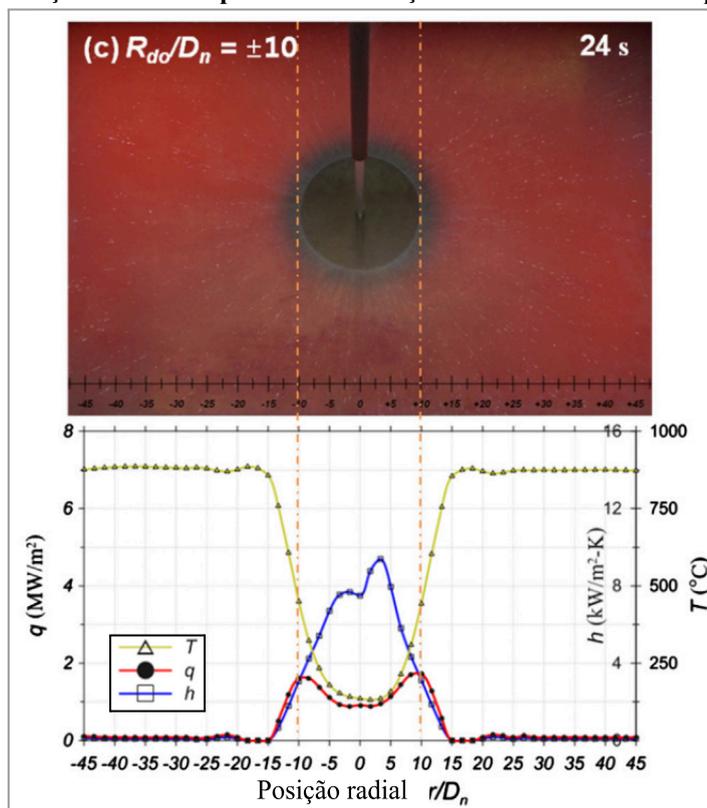


Fonte: Lee (2017).

No entanto, a diminuição de  $q_{max}$  ao longo do tempo é mais lenta após o tempo de 24s, como mostrado na Figura 2.15. Após um tempo específico, a posição de  $q_{max}$  é aproximadamente idêntica à do raio de molhamento.

Como a transferência de calor por ebulição ocorre na superfície, a transferência de calor por condução na direção da profundidade ocorre ao mesmo tempo. A taxa de transferência de calor que passa pela superfície superior é composta de uma interação complexa entre a energia interna da superfície e a transferência de calor por condução do interior da amostra.

Figura 2.15 – Variação do fluxo superficial em relação ao crescimento radial para  $R_{dd}/D_n=+10$ .



Fonte: Lee (2017).

A análise de Lee *et al.* (2017) demonstra que o líquido ejetado como gotículas na frente úmida aumenta linearmente com o tempo e atinge mais de 10% do líquido que flui para fora do bocal.

A condução de calor dentro da chapa metálica é crítica, com o resfriamento se espalhando tanto lateralmente quanto através da chapa. Um comportamento quase estável prevalece com o efeito da espessura e das propriedades térmicas da amostra, onde a localização da frente úmida radial aumenta linearmente com o tempo.

Wang *et al.* (2016) utilizou termômetro de contato para medir a temperatura da água, 9 termopares tipo K de diâmetro 3mm montados a -2,5mm de profundidade e espaçados em 5mm na chapa de aço inox 304L medindo 20x80x150mm. A altura do bico até a chapa foi de 400mm. Utilizou-se um *datalogger* de 10 canais, taxa de aquisição de 10 pontos por segundo. Foi utilizado cola de alta temperatura para selagem do espaço entre termopar e parede do furo. Utilizada formulação do problema inverso da condução de calor para calcular a temperatura na direção da espessura. O jato foi formado com comprimento  $L=60\text{mm}$ , diâmetro  $D=4\text{mm}$ , altura de impacto  $H=200\text{mm}$ . Uma válvula próxima ao tubo realizou a abertura e fechamento rápido do fluxo. A variação da  $T_i$  foi mantida em  $\pm 10^\circ\text{C}$ . A metodologia de coleta de informações seguiu conforme a Tabela 2.1:

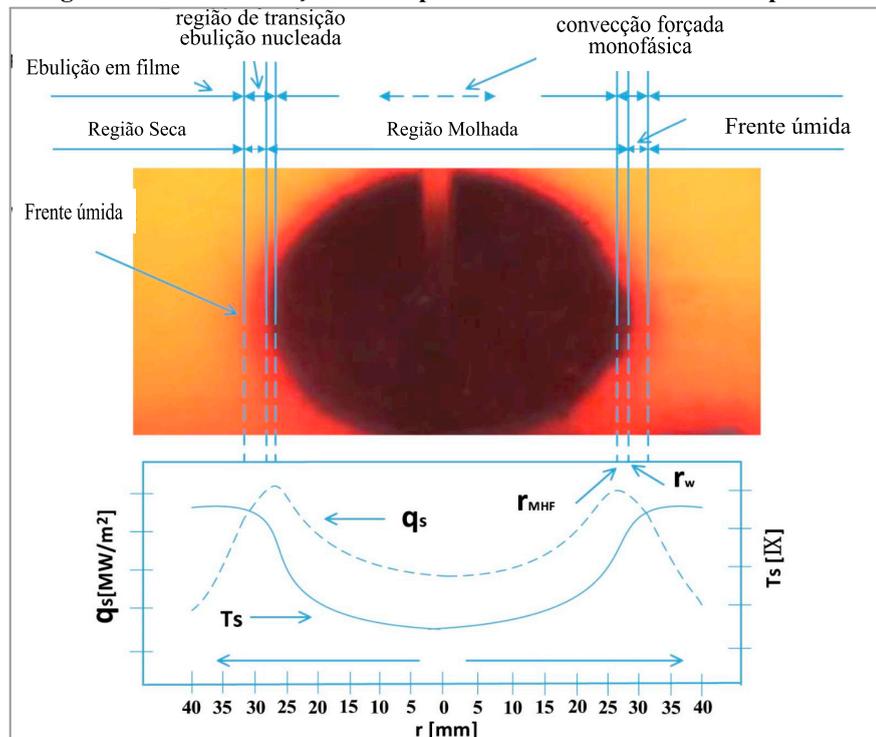
**Tabela 2.1 – Amostragem dos dados parametrizados do experimento de Wang.**

Teste	$T_i$ (°C)	$T_{\text{água}}$ (°C)	$V_{\text{jato}}$ (m/s)
2	650	20	3,98
11	800	15	3,98
12	900	15	3,98
14	650	15	2,65

Fonte: adaptado de Wang (2016).

A distribuição da temperatura da superfície da chapa, denominada  $T_s$  e do fluxo de calor, podem ser vistos na Figura 2.16:

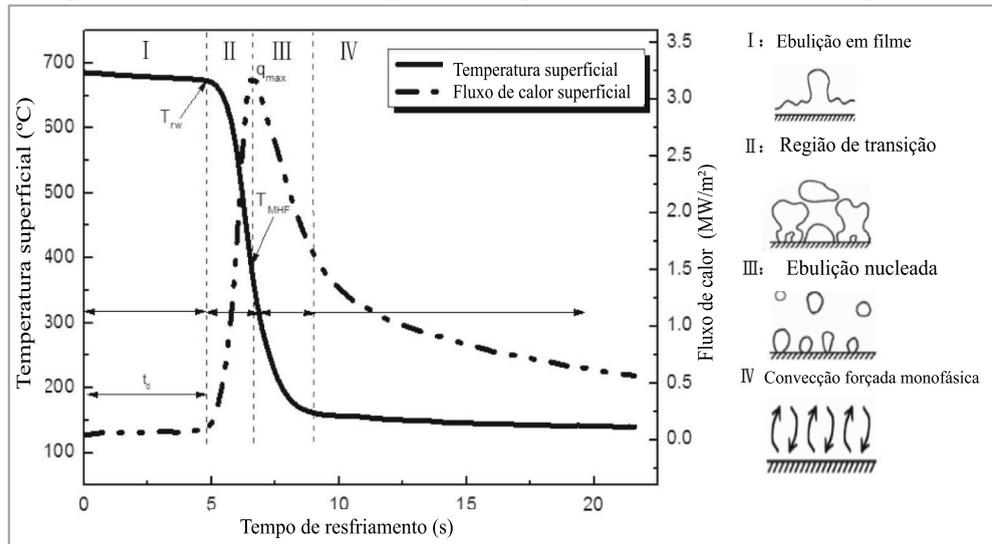
**Figura 2.16 – Distribuição de temperatura e fluxo de calor na superfície.**



Fonte: Wang (2016).

A temperatura da superfície apresentou leve diminuição na região I, queda acentuada na região II e III. Manteve baixa taxa de resfriamento na região IV. O fluxo de calor mostrou tendência de correlação com  $T_s$ . Apresentou  $q_{max}$  no limite de II e III com decréscimo acentuado de temperatura superficial  $T_s$ , mostrado na Figura 2.17.

**Figura 2.17 – Evolução da temperatura superficial e do fluxo de calor superficial.**



Fonte: Wang (2016).

No ponto de estagnação há discrepância no fluxo de calor com diferentes  $T_i$  :

Em  $T_i = 200^\circ\text{C}$ ,  $q_{max} = 1,15 \text{ MW/m}^2$ .

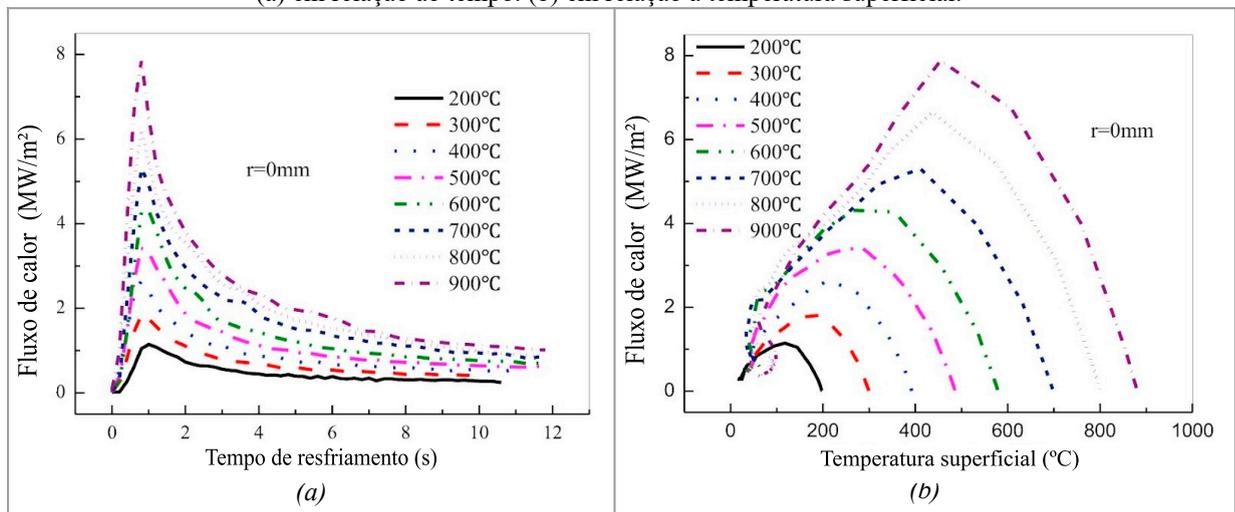
Em  $T_i = 900^\circ\text{C}$ ,  $q_{max} = 7,88 \text{ MW/m}^2$ .

Um aumento de 6,9x e mesmo tempo para atingir a  $q_{max}$  (0,8s).

A taxa de frequência de crescimento de bolhas aumentou acentuadamente com uma  $T_i$  maior, o que retardou a propagação da frente de reumedecimento. Evidenciou-se que ambas curvas (Figura 2.18) de fluxo máximo de calor ( $q_{max}$ ) na região de impacto alcançaram maiores valores com  $T_i$  mais alta.

**Figura 2.18 – Curvas de ebulição no ponto de estagnação ( $r=0$ ) sob diferentes  $T_i$ .**

(a) em relação ao tempo. (b) em relação à temperatura superficial.



Fonte: Wang (2016).

A temperatura da água induziu pouco efeito nas curvas no ponto de estagnação, o fluxo de calor diminuiu apenas 5% quando a temperatura da água aumentou de  $13^\circ\text{C}$  para  $43^\circ\text{C}$ .

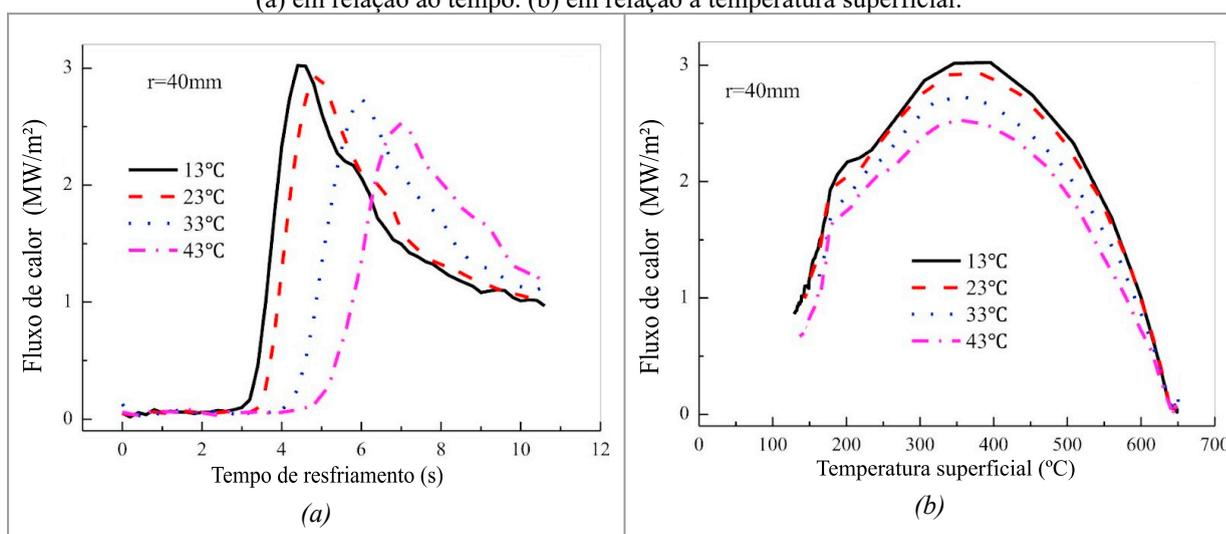
Porém em  $r=40\text{mm}$  (Figura 2.19), o fluxo de calor aumentou com incremento de  $\Delta T_{sub}$  e o início da ebulição transiente mudou de início de 3,2s para 5,3s.

No estudo das características da transferência de calor durante o impacto de um jato em uma chapa com superfície a alta temperatura, Wang *et al.* (2016) abordou os parâmetros influenciados pelo jato e conclui que:

- A velocidade de molhamento variou com a distância do ponto de estagnação.
- O fluxo máximo de calor  $q_{max}$  foi influenciado pela  $T_i$  da superfície, temperatura da água e velocidade do jato.
- A propagação da frente de reumedecimento foi muito afetada pelo crescimento e desprendimento das bolhas.
- A temperatura umedecimento dependeu da temperatura inicial da chapa.

Foi utilizado no experimento uma equação de regressão para prever o fluxo de calor.

**Figura 2.19 – Curvas de ebulição na posição  $r=40\text{mm}$  com variações de  $T_w$  no resfriamento.**  
(a) em relação ao tempo. (b) em relação à temperatura superficial.



Fonte: Wang (2016).

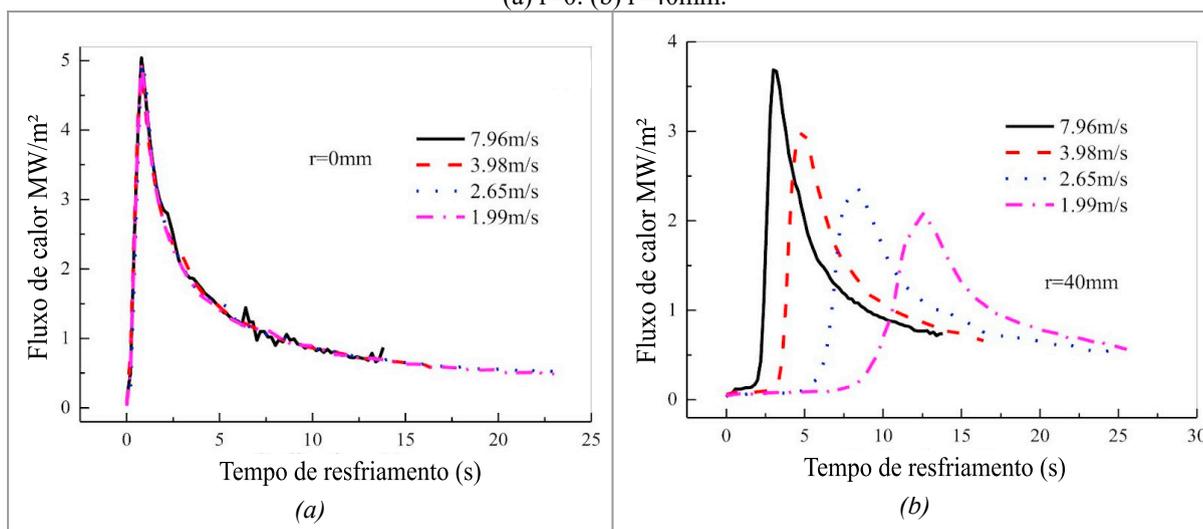
Conforme Omar (2011), a água de resfriamento com temperatura mais alta atinge prontamente a temperatura de saturação de ebulição, com elevada taxa de nucleação, retardando o movimento da zona escura de reumedecimento, com estímulo ao crescimento de bolhas. A temperatura de subresfriamento tem pouco efeito na temperatura superficial da chapa.

Além disso, observou-se que menores velocidades de jato reduzem o valor de  $q_{max}$ . O fluxo de calor  $q_{max}$  aumentou de 4,95 MW/m² para 5,04 MW/m² (aumento de 1,8%) no ponto de estagnação e de 2,09 para 3,69 MW/m² (aumento de 43,4%) na região de fluxo paralelo

quando a velocidade aumentou de 1,99 para 7,96 m/s. Tal aumento de velocidade do jato ocasionou o rompimento da camada de filme estável.

**Figura 2.20 – Curvas de ebulição sob diferentes velocidades do jato.**

(a)  $r=0$ . (b)  $r=40$ mm.



Fonte: Wang (2016).

Karwa *et al* (2011) relataram que o incremento da velocidade do jato aumenta a taxa de despreendimento de bolhas na superfície. O efeito da velocidade no jato na capacidade de transferência na região do fluxo paralelo é mais significativo que no ponto de estagnação. A variação da velocidade do jato tem pouco efeito no ponto de estagnação, mas o fluxo de calor diminuiu muito com a diminuição da velocidade do jato no raio = 40mm, mostrados na Figura 2.20.

Na maioria dos casos, os estudos dos processos de troca térmica por convecção se resumem na determinação de um coeficiente de transferência de calor. Na Tabela 2.2 são apresentados valores típicos que se baseiam na geometria da superfície (tubos, chapas), das propriedades termodinâmicas do material e do tipo de escoamento do fluido.

**Tabela 2.2 – Valores típicos para coeficiente de troca de calor por convecção**

Tipo de convecção		$h$ [W/m <sup>2</sup> .°C]
Gases	Natural	2 - 25
	Forçada	10 - 1000
Líquidos	Natural	25 - 250
	Forçada	50 - 20000
Ebulição e condensação		2500 - 100000

Fonte: adaptado de Çengel (2012).

O fluxo de calor máximo em resfriamento de chapas ocorre quando a taxa de

transferência de calor da chapa para o fluido de resfriamento é máxima. Esse ponto pode ser atingido aumentando a velocidade do fluido de resfriamento ou reduzindo a distância entre a superfície da chapa e do bico de fluido de resfriamento.

## 2.5 Utilização do método dos elementos finitos

Os métodos numéricos descritos como “método dos elementos finitos”, “método de diferenças finitas” e “método de volumes finitos”, conforme apresenta Maliska (1995), são classificados como as técnicas numéricas para a solução de equações diferenciais, que são baseadas na substituição das derivadas existentes no problema por expressões algébricas que envolvem uma função incógnita.

Conforme Reddy (2010), o método dos elementos finitos é uma técnica computacional poderosa para a solução de equações diferenciais e integrais que surgem em vários campos da engenharia. O método é baseado na ideia de que a solução  $u$  de uma equação diferencial pode ser representada como uma combinação linear de parâmetros desconhecidos e funções apropriadamente selecionadas em todo o domínio do problema.

A maioria dos problemas do mundo real são definidos em regiões geometricamente complexas. Portanto, é difícil gerar funções de aproximação (ou interpolação) que satisfaçam diferentes tipos de condições de contorno em diferentes regiões do contorno do domínio. A ideia básica do método dos elementos finitos é dividir o domínio em um conjunto de formas geométricas simples, chamadas de elementos finitos, para as quais é possível gerar sistematicamente as funções de aproximação necessárias para solução das equações diferenciais.

As principais etapas na formulação e análise de elementos finitos de um problema típico são:

1. Discretização do domínio num conjunto de elementos finitos selecionados, dotado de certas características geométricas e físicas.
2. Desenvolvimento do modelo de elementos finitos (conjunto de relações algébricas entre as incógnitas) para cada elemento.
3. Montagem de elementos finitos para obtenção do sistema global de equações algébricas.
4. Imposição de condições de contorno.
5. Solução das equações.
6. Pós-processamento (variáveis secundárias como deformações, fluxo de calor, etc.)

### 2.5.1 Equação diferencial do modelo de condução de calor transiente

A equação que rege a distribuição de temperatura por condução de calor transiente é dada pela expressão 2.1 para o caso bidimensional em coordenadas cartesianas.

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} - \left[ \frac{\partial T}{\partial x} \left( k_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \right) \right] = Q \text{ in } \Omega \quad [2.1]$$

Considerando uma distribuição de temperatura  $T$  em regime permanente, em um meio ortotrópico bidimensional  $\Omega$ , com contorno  $\Gamma$ , a equação anterior resulta em:

$$- \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( k_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \right) \right] = Q \text{ in } \Omega \quad [2.2]$$

onde  $k_{xx}$  e  $k_{yy}$  são condutividades nas direções  $x$  e  $y$ , respectivamente, e  $Q(x, y)$  é a geração de calor interna conhecida por unidade de área. Onde, para um meio condutor não homogêneo, as condutividades  $k_{xx}$  e  $k_{yy}$  são funções da posição  $(x, y)$ . Para um meio isotrópico, define-se  $k_{xx} = k_{yy} = k$  na Equação (2.2) e obtém-se a equação de *Poisson*.

$$- \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) = Q \text{ in } \Omega \quad [2.3]$$

Escrevendo na forma vetorial, tem-se:

$$- \nabla \cdot (k \nabla T) = Q \text{ in } \Omega \quad [2.4]$$

onde  $\nabla$  é operador do gradiente.

$$\nabla = \hat{e}_x \frac{\partial}{\partial x} + \hat{e}_y \frac{\partial}{\partial y} \quad [2.5]$$

Sendo  $\hat{e}_x$  e  $\hat{e}_y$  vetores unitários direcionados ao longo dos eixos  $x$  e  $y$ , respectivamente. A equação 2.2 deve ser resolvida em conjunto com as condições de contorno especificadas do problema. A parte térmica do problema de valor de contorno para o fluido ou sólido requer que a temperatura (Dirichlet) ou o fluxo de calor (Neumann) sejam especificados em todas as partes da fronteira que envolvem a região de transferência de calor, podendo ser escritas como:

$$T = f^T(s) \text{ em } \Gamma_T \quad [2.6]$$

$$q_n = \left( k_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} n_y \right) + q_c = f^q(s) \text{ em } \Gamma_q \quad [2.7]$$

onde  $\Gamma_T$  e  $\Gamma_q$  são porções separadas do limite  $\Gamma$  tais que  $\Gamma = \Gamma_T \cup \Gamma_q$ ,  $q_c$  refere-se a componente convectivo do fluxo de calor.

$$q_c = h_c(s, T)(T - T_c) \quad [2.8]$$

e  $(nx, ny)$  denotam os cossenos diretores do vetor normal unitário na fronteira  $\Gamma$ . Na equação 2.8,  $h_c$  é o coeficiente de transferência de calor convectivo e  $T_c$  é a temperatura ambiente.

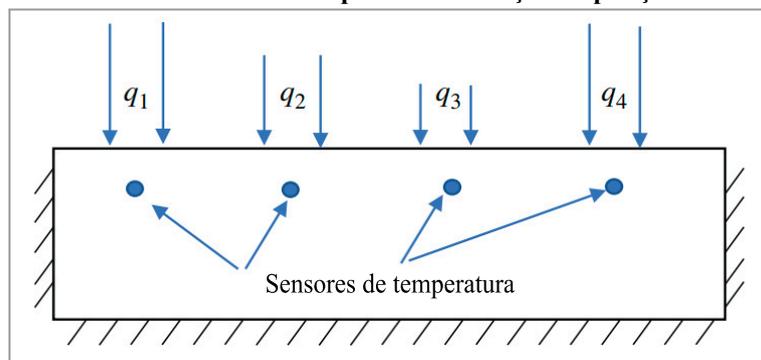
## 2.6 Problemas inversos de condução de calor (IHCP)

Os problemas de condução de calor podem ser categorizados como problemas diretos e problemas inversos. Se o fluxo de calor ou o histórico de temperatura na superfície de um sólido são conhecidos como funções do tempo, então a distribuição de temperatura pode ser encontrada conhecendo as propriedades termofísicas do material, resolvendo a equação de difusão de calor. Isso é denominado problema direto. Em muitas situações de transferência de calor, os históricos de temperatura e fluxo de calor superficial de um sólido devem ser determinados a partir de medições de temperatura transitórias em um ou mais locais internos; este é o problema inverso da condução de calor - IHCP (*Inverse Heat Conduction Problem*) Beck *et al.* (2023).

O IHCP é definido como a estimativa do histórico de fluxo de calor superficial dado um ou mais históricos de temperatura medidos dentro de um corpo condutor de calor. Nestas medições são esperados erros que afetam a precisão do cálculo do fluxo de calor. Embora muitas vezes seja difícil medir o histórico de temperatura da superfície aquecida de um sólido, é mais fácil medir com precisão o histórico de temperatura num local interior ou numa superfície isolada do corpo. Assim, há uma escolha entre medições relativamente imprecisas ou um problema analítico difícil. Uma solução precisa e tratável do problema inverso minimizaria, portanto, ambas as desvantagens ao mesmo tempo. (Beck *et al.* 2023).

Os problemas inversos tornam-se mais complexos à medida que mais funções são determinadas simultaneamente. Por exemplo, se o fluxo de calor superficial for uma função da posição através da superfície, conforme mostrado na Figura 2.21, vários componentes do fluxo de calor seriam estimados simultaneamente; este é o IHCP bidimensional.

**Figura 2.21 – Fluxo de calor na superfície em função da posição dos sensores.**



Fonte: Beck *et al.* (2023).

Vários procedimentos foram desenvolvidos para a solução de problemas “mal colocados” em geral, incluindo métodos para minimizar uma função que representa o erro (geralmente a soma do quadrado dos erros - *Sum of Squared Errors* - SSE) entre a temperatura medida ( $Y$ ) e calculada ( $T$ ), conforme mostrado na equação:

$$\min SSE(\mathbf{h}) = \sum_{i=1}^n [Y_i - T_i(h_i)]^2 \quad [2.9]$$

onde  $h_i = [h_1, h_2, h_3, \dots, h_n]$  e  $n$  é o nº de sensores (termopares).

A solução exata pode ser obtida quando  $SSE$  se torna igual a zero. No entanto, dado o ruído inevitável nos dados medidos, o mínimo de  $SSE$  não é verdadeiramente zero.

O IHCP é difícil de resolver analiticamente, além de ser extremamente sensível a erros de aquisição de dados. As dificuldades aumentam quando se deseja mais informações na solução, característica de um problema “mal colocado”.

Tais instabilidades são resolvidas com inserções de restrições na solução, chamadas de regularização. Algumas literaturas apresentam como regularização o método de Tikhonov (TR) e Passos Futuros (*Future Time-step*), uma das técnicas mais notáveis para solução de IHCP.

### 2.6.1 Método de regularização

A Regularização de Tikhonov (TR) é um procedimento de domínio completo que modifica a abordagem dos mínimos quadrados adicionando termos estabilizadores à função objetivo. Pode ser explicado considerando a forma contínua da soma modificada dos erros quadráticos entre as temperaturas medidas ( $Y(x_j, t)$ ) e previstas pelo modelo ( $T(x_j, t)$ ). A ideia básica é adicionar um termo de penalidade à função objetivo que impõe uma restrição à função desconhecida,  $q(t)$ .

A regularização no método Tikhonov é controlada pela magnitude do parâmetro de regularização,  $\alpha_i$ . Quando  $\alpha_i = 0$ , nenhuma regularização ocorre, para  $\alpha_i = \infty$ , o termo de

penalidade na função objetivo domina a minimização, resultando em  $q_i \approx 0$  para uma TR de ordem zero e  $q_i \approx \text{constante}$  para uma TR de primeira ordem Beck *et al.* (2023).

O procedimento de regularização de primeira ordem do domínio completo para um único sensor envolve a minimização a seguir:

$$SSE = \sum_{i=1}^n \left( Y_i - T_i \right)^2 + \alpha_1 \sum_{i=1}^{n-1} \left( q_{i+1} - q_i \right)^2 \quad [2.10]$$

Como forma alternativa ao método de domínio completo (TR), pode-se utilizar o método dos Passos Futuros, sendo adequado para problemas com propriedades dependentes da temperatura, mecanismos de transferência de calor combinados, sistemas lineares e IHCP não-linear. A técnica permite estimar fluxos de calor, sendo controlada por meio do número de tempos futuros, “r”. Conforme os estudos de Bohacek *et al.* (2021), o método dos Passos Futuros foi utilizado com sucesso em problemas multidimensionais, exigindo menor esforço e tempo computacionais. O equacionamento pode ser conhecido de forma mais detalhada na seção 4.2.

## 2.7 Processo produtivo de aço

A *Aperam South America* é uma siderúrgica integrada, ou seja, realiza a transformação do metal iniciando no minério de ferro, passando por alto fornos, aciarias, laminação a quente, laminações a frio, acabamento e expedição.

O ferro gusa é produzido nos alto fornos a carvão vegetal utilizando o minério de ferro como matéria prima. Após o processo de redução, o ferro gusa é transportado para as aciarias utilizando locomotivas de carros torpedos. Nas aciarias, após transformações metalúrgicas como ajuste de composição química e refino, o ferro gusa é convertido em aço líquido. Os lingotamentos contínuos promovem a transformação física do aço, no processo de solidificação do aço líquido, fabricando assim as placas de aço aptas para a laminação a quente.

O processo de laminação a quente se inicia após receber as placas de aço enviadas pela aciaria via locomotivas. Antes de serem enviadas aos fornos de reaquecimento, as placas passam pelo processo de esmerilhamento das suas superfícies. Os fornos de reaquecimento promovem o tratamento térmico e preparação para a laminação de desbaste, laminação de acabamento. Os produtos da laminação a quente podem ser chapas grossas ou bobinas de espessuras variadas.

As bobinas de aço carbono e chapas de grandes espessuras em forma de blanques também de aço carbono são produtos finalizados na laminação a quente e vendidos aos

clientes. As bobinas de aço inoxidável e aços siliciosos são enviadas para serem processadas nas laminações a frio, onde, inicialmente são recozidas para tratamento térmico, decapadas quimicamente e enviadas para a laminação final a frio, para ajuste de espessuras conforme padrão de fornecimento.

Todo o processo de produção de chapas e bobinas de aço passa pela laminação a quente, sendo um equipamento de grande relevância para o processo produtivo. Devido à importância desta linha para a empresa, estudos que contemplem ações de melhorias de qualidade e aumento de produção são necessários.

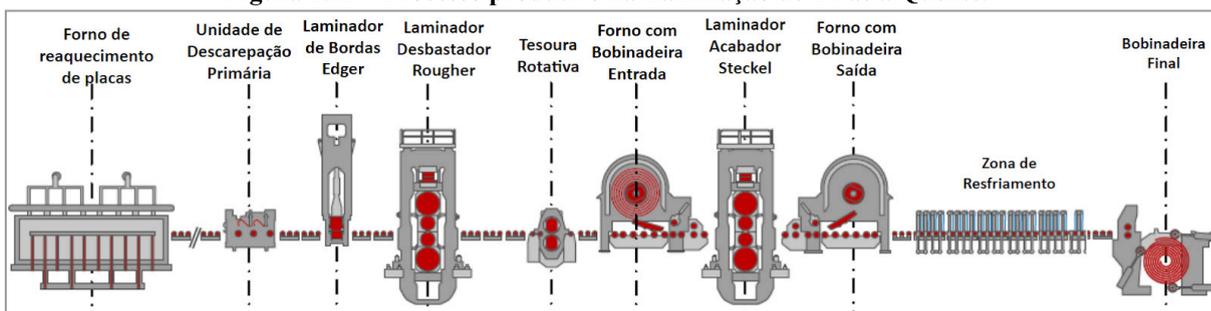
### 2.7.1 Laminação de Tiras a Quente

Na linha de laminação de tiras a quente existem alguns equipamentos considerados principais para a produção de chapas grossas ou bobinas de aço.

O reaquecimento de placas é realizado no forno tipo *Walking Beam*, posteriormente é realizado um jato contínuo de água à alta pressão nas superfícies inferior e superior da placa com intuito de retirar a camada de oxidação (carepa). Em seguida, há a laminação de desbaste no laminador quádruplo reversível *Rougher Mill*, onde são produzidas chapas grossas como produto final ou encaminhadas para o próximo passo. Após o desbaste, há a laminação de acabamento no laminador reversível tipo *Steckel Mill*, sendo a última etapa de redução de espessura da chapa em vários passes de laminação. A última etapa do processo é o resfriamento e bobinamento.

Todo o processo de laminação é realizado com o material metálico a altas temperaturas, sendo necessário o resfriamento na zona de resfriamento denominada *Zona Úmida - Cooling Section* para então ser enrolado na bobinadeira final *Downcoiler*. A Figura 2.22 ilustra resumidamente o processo de produção de bobinas a quente:

**Figura 2.22 – Processo produtivo na Laminação de Tiras a Quente.**



Fonte: Autor (2023).

As placas vindas da Aciaria com espessuras em torno de 200mm são reduzidas a espessuras menores que variam entre 16 e 40mm no laminador desbastador. A espessura final

no laminador de acabamento varia entre 2 e 12mm. O resfriamento da chapa é realizado pelo ataque de vários jatos circulares não laminares de água incidentes nas superfícies superior e inferior da tira, onde se promove a redução de temperatura. Inicialmente a tira está ~910°C na saída do laminador, passa pelo leito de resfriamento sendo resfriada até ~600°C, sendo esta a temperatura de bobinamento, finalizando o processo.

### 2.7.2 Aspectos geométricos e operacionais do método de resfriamento de tiras

Nos parágrafos seguintes, serão detalhados aspectos geométricos e operacionais do método utilizado para resfriamento de tiras. A Figura 2.23 mostra o primeiro banco de *headers* de resfriamento de tira, localizado após a saída do laminador Steckel.

**Figura 2.23 – Leito de resfriamento - Entrada Zona Úmida.**



**Fonte: Autor (2023).**

A zona úmida ou leito de resfriamento atualmente em funcionamento na Laminação de Tiras a Quente é composta por 3 seções. Na seção 1 o resfriamento acontece por radiação. Na seção 2 acontece a convecção forçada, utilizando bancos de jatos de água fria nas superfícies superior e inferior. Na seção 3 o resfriamento volta a ser por radiação.

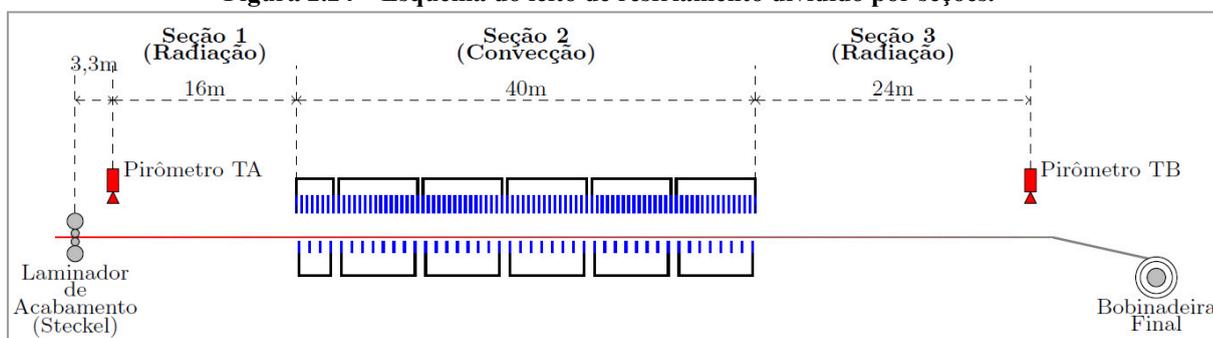
Na seção 2 há 6 zonas independentes com *headers* de jatos circulares incidentes nas superfícies superior e inferior. A zona 1 possui 8 *headers* superiores e 4 *headers* inferiores. As zonas 2 a 6 possuem em cada uma 16 *headers* superiores e 8 *headers* inferiores. As dimensões e informações mais detalhadas dos *headers* podem ser consultadas na Figura A.1 no Anexo A.

Os *headers* da parte superior estão a 2,13m de altura em relação à mesa de rolos e distantes 0,46m em relação ao sentido de processamento da linha. Há uma combinação de 4

*headers*, com 11 bicos distribuídos de forma a proporcionar uma distribuição homogênea dos jatos de água sobre a tira.

Os *headers* inferiores estão a 0,335m abaixo da mesa de rolos e distantes em 0,92m entre si. Há uma distribuição de 12 bicos em cada *header* de forma a cobrir toda largura da tira com jatos de água com ângulo de 80°. A Figura 2.24 representa esquematicamente o leito de resfriamento.

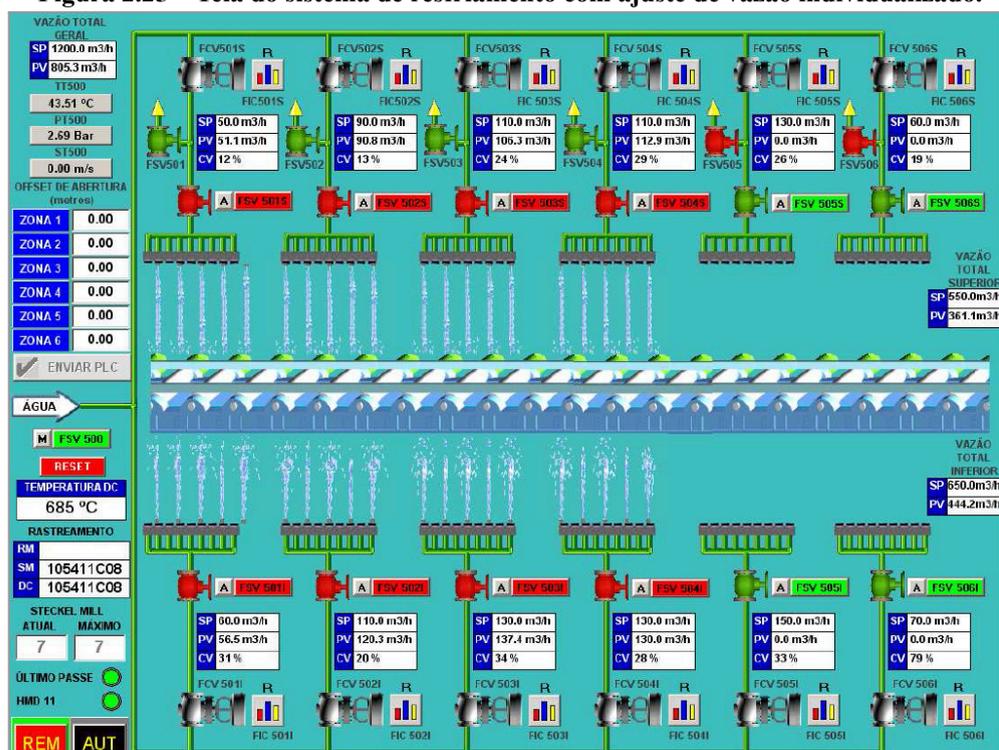
Figura 2.24 – Esquema do leito de resfriamento dividido por seções.



Fonte: Barcelos (2013).

A Figura 2.25 se refere à interface de supervisão onde o operador tem acesso às informações completas de todo o leito de resfriamento, com indicação de funcionamento dos *headers* e “receitas” de resfriamento para cada tipo de aço processado. É possível selecionar o valor de vazão para cada uma das 6 zonas de resfriamento.

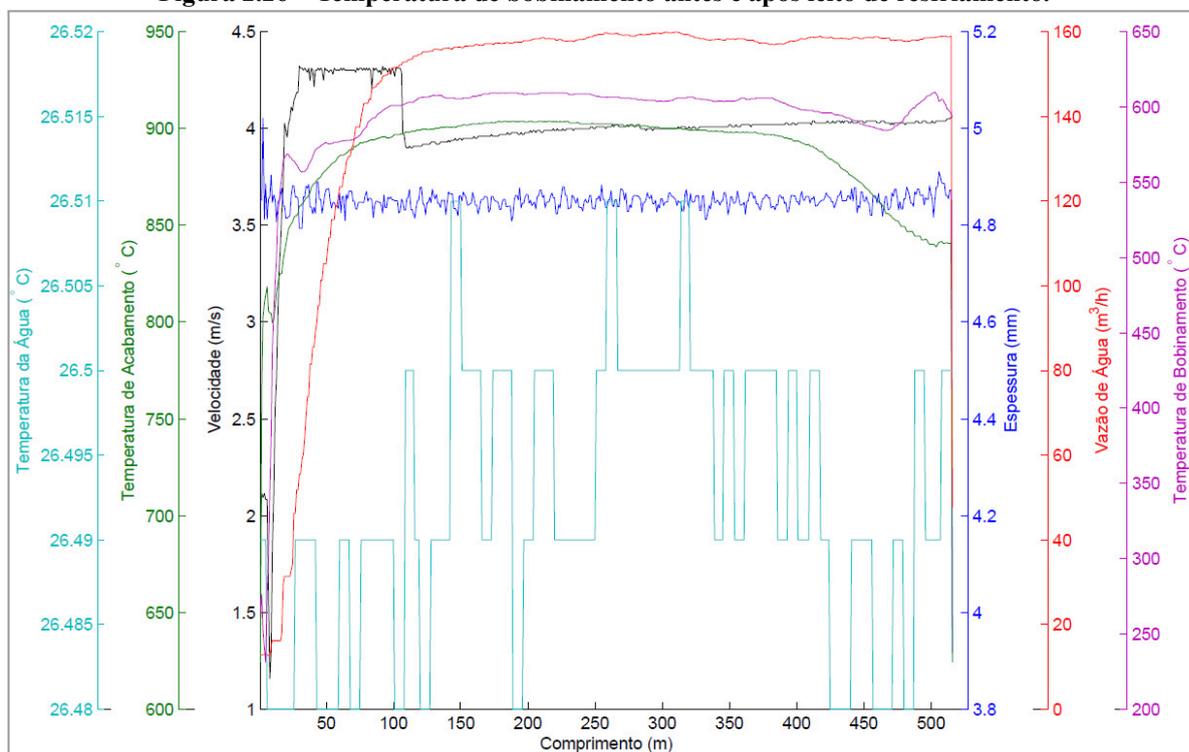
Figura 2.25 – Tela do sistema de resfriamento com ajuste de vazão individualizado.



Fonte: Barcelos (2013).

O perfil típico de temperatura de bobinamento é baseado por meio da medição inicial do pirômetro da entrada (TA), mostrado na Figura 2.24. Ao realizar esta medição inicial, o operador realiza o controle manual para ajuste da velocidade da tira e ajuste de vazão das zonas. A Figura 2.26 apresenta os valores das temperaturas obtidas por meio da ação dos *headers* que compõem todo o leito de resfriamento, combinando as seções de radiação e convecção forçada.

**Figura 2.26 – Temperatura de bobinamento antes e após leito de resfriamento.**



Fonte: Barcelos (2013).

## 2.8 Considerações

Nesta seção foram apresentados os mecanismos de transferência de calor e os efeitos da convecção forçada e subresfriamento sobre a curva de ebulição. Os fenômenos discutidos estão presentes no processo de resfriamento de chapas metálicas laminadas a quente.

A utilização de jato de líquido livre incidente sobre uma superfície aquecida fornece altas taxas de transferência de calor no processamento de metais. Observa-se algumas diferenças entre os tipos de jato circular e planar sendo o jato circular aprofundado neste trabalho.

Foi apresentado o embasamento físico para explicar o mecanismo do jato impingente. Vários autores apresentaram definições a respeito dos parâmetros principais da formação do

jato de água em uma superfície plana e aquecida. A configuração típica é similar na maioria dos experimentos, podendo ser justificada pela sua facilidade de construção.

Os termos principais adotados para explicar os fenômenos envolvidos na ebulição são praticamente os mesmos para a maioria dos autores, baseando-se em literaturas clássicas e experimentos como o de Nukiyama.

Os autores citados apresentam altos valores para o coeficiente de transferência de calor na região abaixo do jato conhecida como zona de estagnação em relação à zona de fluxo radial. Em relação à definição do diâmetro da zona de estagnação, os valores apresentados na literatura partem da relação  $r/D_j=0,84$  até  $1,28$ .

Foram apresentadas formulações matemáticas clássicas da literatura e apresentado método numérico baseado em elementos finitos para resolução do problema inverso da condução de calor. O uso do método da condução inversa de calor (IHCP) demonstra ser uma técnica eficiente para obter a distribuição axissimétrica da temperatura baseado nos históricos de temperatura medidos abaixo da superfície utilizando termopares. Mesmo com o ruído inevitável da medição dos dados, demonstra ser uma técnica adequada para problemas "mal colocados", tendo suas instabilidades resolvidas com restrições na solução, chamadas de regularização.

Alguns fenômenos acontecem em alguns milésimos de segundo e alguns autores deixaram de observá-los nos instantes iniciais da ebulição. Isso foi devido ao uso de equipamentos com baixa taxa de aquisição de dados e limitação de equipamento de captura visual.

Algumas observações dos autores citados a respeito de resfriamento controlado de chapas laminadas a quente foram cruciais para a construção de um aparato que pudesse representar a física do jato colidente em superfície aquecida.

A variação de temperatura e vazão de água de resfriamento e temperatura inicial da amostra foi experimentada em estudos recentes e permitiu a construção de curvas de ebulição baseadas na variação tempo de resfriamento e temperatura superficial, sendo um ponto de partida para o presente estudo.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

O presente capítulo descreve o procedimento, os equipamentos utilizados, o método de aquisição de dados, dimensões, parâmetros hidrodinâmicos e todos os detalhes considerados importantes para realização do experimento.

A chapa de aço inoxidável foi aquecida em um forno com controle de temperatura. A escolha da chapa de aço foi devido à facilidade de fabricação e preparação. Após um valor de temperatura pré-estabelecido, a chapa foi retirada e abafada com manta de fibra cerâmica com intuito de se obter resfriamento homogêneo até chegar na temperatura de resfriamento acelerado. Logo após iniciou-se o processo de resfriamento utilizando-se um jato de água alimentado com pressão e vazão pré-estabelecidos.

O processo foi monitorado por 4 termopares conectados a um sistema de aquisição de dados e um pirômetro infravermelho para aferição manual. Os dados foram coletados e armazenados obedecendo ciclos de aquecimento e resfriamento. Este processo foi repetido para obter uma melhor amostragem de dados e houve problemas como empenamento e oxidação das chapas, dificuldades de fixação da instrumentação, dentre outros.

O *header* de resfriamento adotado foi o modelo de tubo-U para formação de jatos incidentes circulares devido aos poucos ajustes para estabelecer fluxos de massa laminares.

A distância da saída do jato até a superfície aquecida foi ajustada na posição onde observa-se jatos contínuos e laminares. Alguns autores apresentam valores que foram replicados no presente experimento.

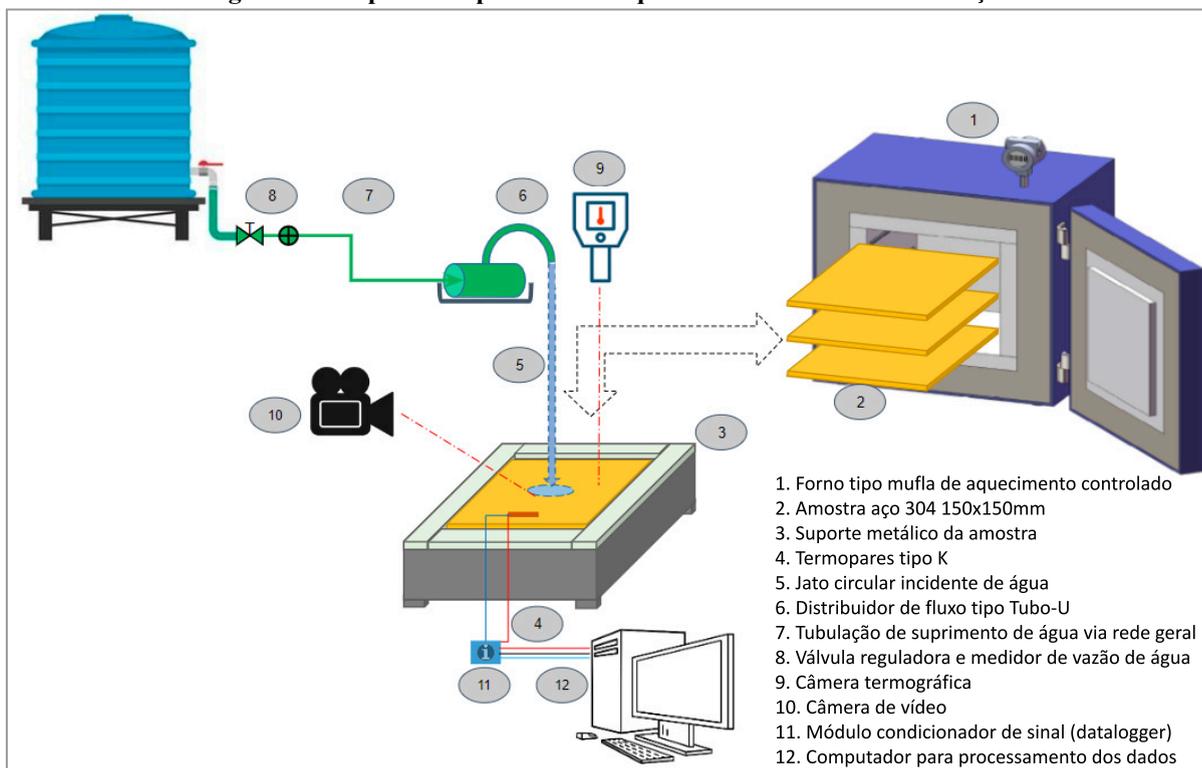
A vazão de água foi conhecida com auxílio de medidor portátil ultrassônico e ajustada por uma válvula manual onde foram observados jatos sem formação de bolhas na saída dos bicos ou ainda ruptura do jato. Em todo o experimento, o jato foi protegido da incidência de ventos.

A superfície da chapa foi nivelada, sem empenamentos, bem como o bico de saída de água de resfriamento foi nivelado e alinhado no centro da chapa de teste, incidindo sobre o termopar central, montado abaixo da superfície da amostra. A rugosidade superficial foi conhecida e controlada com rugosímetro após polimento e limpeza.

#### 3.1 O aparato experimental

A Figura 3.1 demonstra esquematicamente o aparato montado no Centro de Pesquisas para realização dos experimentos de verificação dos efeitos de resfriamento induzidos por um jato circular de água incidente sobre uma chapa de aço aquecida. O projeto construtivo foi elaborado pela área de Engenharia de Equipamentos da *Aperam South America*.

**Figura 3.1 – Aparato experimental esquemático e itens de identificação**



Fonte: Autor (2023).

A bancada completa é composta por forno elétrico tipo mufla para temperaturas de até 1300°C, suporte metálico para movimentação das amostras, caixa metálica para recolhimento da água utilizada no resfriamento. Adicionalmente esta caixa servirá de apoio para toda estrutura de resfriamento. Adotou-se o tubo distribuidor modelo tipo tubo-U diâmetro interno 10mm montado sobre suporte metálico para posicionamento das chapas. As amostras utilizadas foram chapas de aço AISI 304C de dimensões 150mm x 150mm. As dimensões de fabricação podem ser consultadas na Figura B.1 do Anexo B.

As chapas foram instrumentadas com 4 Termopares cromel-alumel, diâmetro 1,5mm, faixa de temperatura de 0 a 1260°C. O certificado de calibração pode ser verificado na Figuras C.1 e C.2 do Anexo C. Para tratamento dos dados, utilizou-se um módulo condicionador de sinal (*datalogger*). O certificado de calibração pode ser encontrado na Figura C.3 do Anexo C. Para avaliação das tolerâncias de forma da superfície das chapas, adotou-se um rugosímetro. O certificado de calibração pode ser verificado na Figura C.4 do Anexo C.

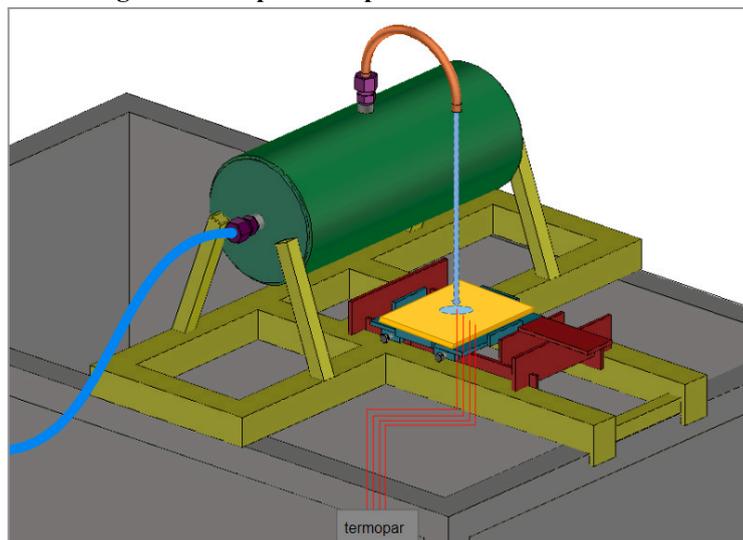
Utilizou-se um termômetro de contato digital para faixas de temperatura entre -50 a 200°C. O certificado de calibração pode ser visto na Figura C.5 do Anexo C.

Para conhecimento da vazão de água, utilizou-se um medidor de vazão ultrassônico portátil, para tubulações Ø 1/2" a 28". As especificações completas estão disponíveis na Figura D.1 do Anexo D. Para registro das imagens e andamento do experimento, utilizou-se

uma câmera de vídeo modelo GoPro Hero 11. Utilizou-se um computador *desktop* para processamento dos dados.

A Figura 3.2 ilustra o dispositivo previamente projetado em três dimensões para visualizar possíveis erros de construção e antever problemas de operação do resfriamento.

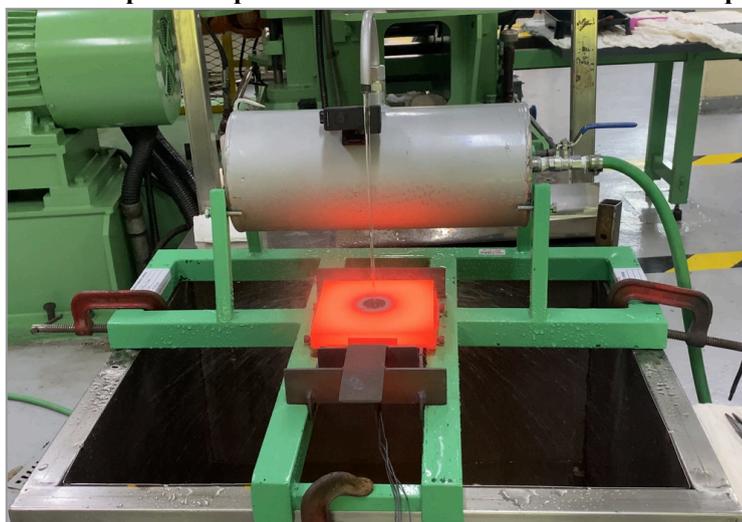
**Figura 3.2 – Aparato experimental tridimensional.**



**Fonte: Autor (2023).**

A Figura 3.3 demonstra o funcionamento da bancada de testes posicionada no Laboratório Termomecânico do Centro de Pesquisas. A amostra foi preparada antecipadamente, nivelada e alinhada no suporte, levada ao forno e retirada manualmente com auxílio de garras. O suprimento de água foi realizado pela rede geral de abastecimento.

**Figura 3.3 – Aparato experimental real montado no Centro de Pesquisas.**



**Fonte: Autor (2023).**

### 3.2 Forno de aquecimento de amostras

Para o aquecimento controlado das amostras de aço foi adotado o forno elétrico do tipo mufla para temperaturas até 1300 °C, com atmosfera de nitrogênio. O modelo FEG 25/60/20-14000 do fabricante Combustol, com dimensões internas da câmara de aquecimento de 280 x 220 x 800 mm e potência de 18 kW está mostrado na Figura 3.4. Após o aquecimento das chapas até a temperatura de interesse, foi utilizado uma pinça (garra de extração manual) para a retirada e posicionamento no local de resfriamento controlado.

Figura 3.4 – Forno elétrico para aquecimento até 1300°C e dimensões máximas.



Fonte: Autor (2023).

### 3.3 Bancada de resfriamento das amostras

Para o posicionamento das chapas de teste, suprimento de água, a base para alinhamento e nivelamento do tubo distribuidor, utilizou-se uma estrutura móvel em aço inox. A caixa metálica permite posicionamento próximo ao forno, além de redirecionar o fluxo de água para retorno à rede principal, ilustrado na Figura 3.5.

Figura 3.5 – Caixa para recolhimento da água após resfriamento das amostras.

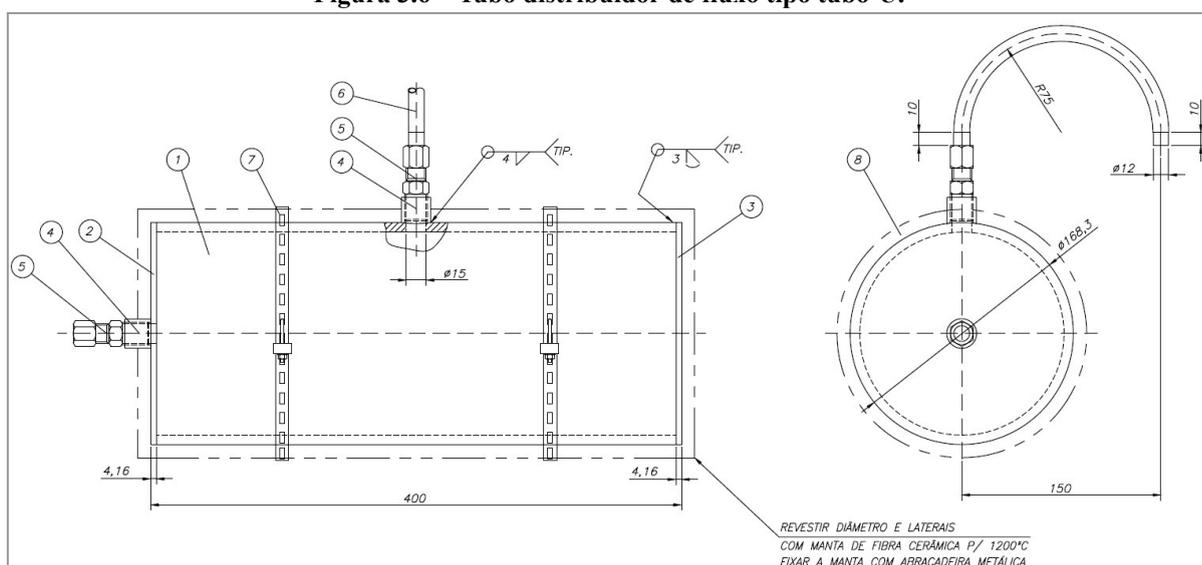


Fonte: Autor (2023).

### 3.3.1 Header de resfriamento tipo Tubo-U

Devido sua capacidade de manter o fluxo estável, livre de bolhas devido à entrada de ar, o header de resfriamento adotado foi o modelo tubo-U. O bico possui diâmetro interno de 10mm e raio de curvatura de 75mm soldado em um tubo diâmetro 150mm para equalização de pressão e redução de turbulência. A Figura 3.6 mostra o conjunto de *header* fabricado conforme desenho técnico. Conforme os experimentos de Hatta *et al.* (1983) e Lee *et al.* (2004), a distância entre o ponto de saída de fluxo no tubo até o ponto de contato do fluxo na chapa aquecida deve estar compreendido entre 40 e 450 mm para resultados satisfatórios sem que haja ruptura do jato.

Figura 3.6 – Tubo distribuidor de fluxo tipo tubo-U.



Fonte: Autor (2023).

Neste tipo de construção, a pressão de água deve se manter sem variações para que o jato de água seja uniforme e constante.

## 3.4 Amostra de teste

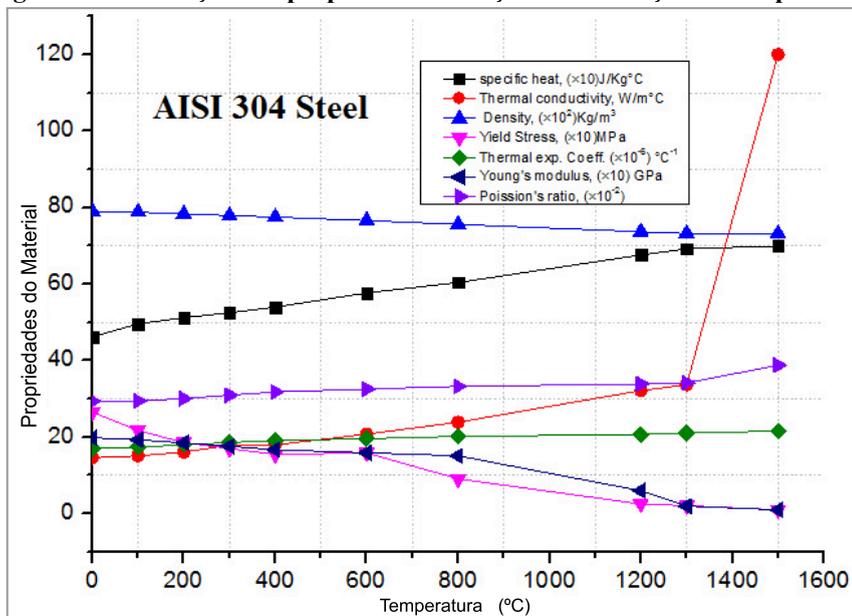
### 3.4.1 Chapas de aço para teste

Para a realização dos testes experimentais, foram utilizadas chapas de aço inoxidável P304C fabricadas pela *Aperam South America*. Este material é o mais apropriado para os testes devido a sua resistência à oxidação ao ser aquecido e resfriado.

Dentre as dificuldades do controle do resfriamento de chapas de aço, cita-se a variação não linear dos valores das propriedades dos aços com maior teor de carbono. Tal variação está relacionada diretamente com a transformação de fase, que ocorre a temperaturas que dependem da velocidade de resfriamento e composição química do material Guo (1993).

A Figura 3.7 mostra comportamentos praticamente estáveis dos valores de calor específico ( $C_p$ ) e condutividade térmica ( $k$ ) do aço AISI 304 nas temperaturas em que serão submetidas as amostras no experimento. Observa-se variações importantes apenas do valor de  $k$  em temperaturas acima de 1300°C, fora da região de interesse deste trabalho Suman *et al.* (2016).

Figura 3.7 – Variação das propriedades do aço 304 em função da temperatura.



Fonte: Suman (2016).

A Tabela 3.1 apresenta os valores das propriedades termofísicas e termodinâmicas do aço 304 para temperaturas pré-definidas.

Tabela 3.1 – Propriedades termofísicas do aço AISI 304.

T (°C) temperatura	C <sub>p</sub> (J/kg°C) calor específico	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) densidade	k (W/m°C) condutividade
150	337	8045	10,9
250	439,5	8013	13,75
450	525,5	7939	17,4
600	557	7876	19,8
750	575,7	7808	21,9
900	596,5	7738	24
1000	611	7690	25,4
1050	618,2	7666	26,05
1100	625,5	7642	26,7
1250	647	7570	28,62

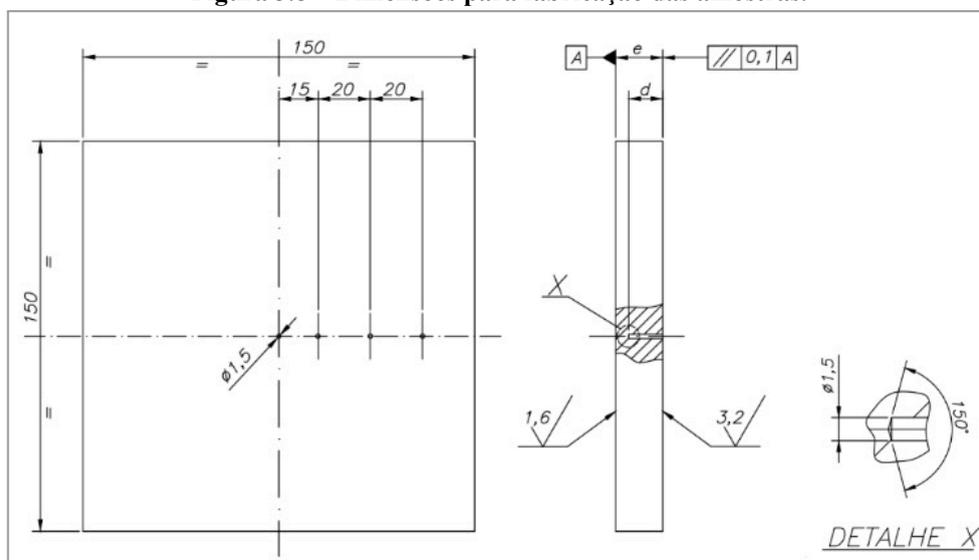
Fonte: EES Pro 10.561.

Cada amostra testada possui geometria quadrada com lados medindo 150 mm. Esta dimensão foi selecionada em virtude da limitação física do interior do forno, bem como para facilitar o manuseio e instalação na sua respectiva base. Foram avaliadas amostras com duas espessuras: 14 mm e 16 mm. A espessura mínima de 14mm é baseada nas boas práticas de experimentos da literatura onde foram observados grandes deformações em chapas mais delgadas Hatta *et al.* (1983) e Leocádio (2008).

Quanto à furação para fixação do termopar, esta varia de profundidade de acordo com a espessura da chapa. As chapas de 14mm possuem quatro furos de 1,5 mm de diâmetro com profundidade de 9mm, ao passo que as chapas de 16 mm de espessura os furos apresentam profundidade de 11,5 mm. Ao todo 10 chapas foram fabricadas, sendo cinco para cada espessura.

O desenho técnico detalhado das chapas de teste é apresentado no Anexo B. Na Figura 3.8 são apresentados os detalhes de fabricação para várias espessuras, indicando os furos de fixação dos termopares, tolerâncias de forma (rugosidade e planicidade) exigidas na face de incidência do jato de água.

**Figura 3.8 – Dimensões para fabricação das amostras.**



### 3.4.2 Aferição dimensional e desvios

A aplicação de tolerâncias dimensionais e de forma e controle da rugosidade superficial são muito importantes para conhecimento dos desvios totais. Todas as chapas de aço foram fabricadas mediante desenho padrão de fabricação, com aplicação de tolerâncias dimensionais para conferência de rugosidades, espessura da chapa e furos para fixação dos termopares. A Figura 3.9 apresenta a aferição das medidas das amostras nominais de espessuras 14mm e

16mm utilizando paquímetro digital modelo Mitutoyo - Digimatic Caliper, com resolução de 0,01mm.

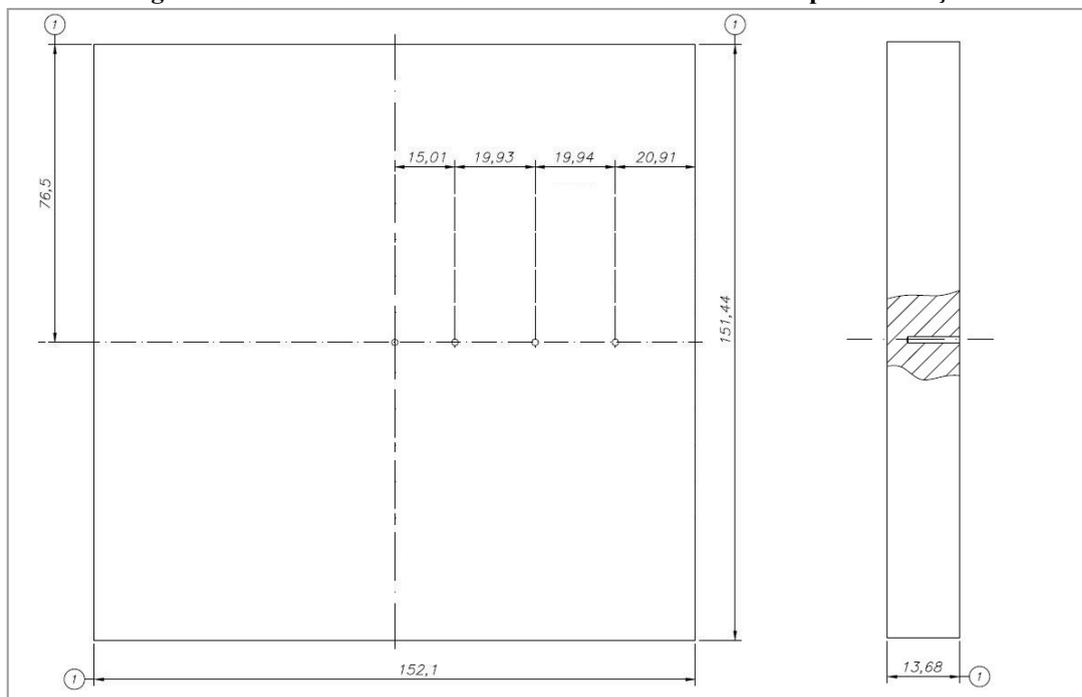
**Figura 3.9 – Aferição dimensional das amostras com paquímetro.**



Fonte: Autor (2023).

A Figura 3.10 mostra exemplos de desvios encontrados após fabricação das amostras com 150 mm de largura e espessura de 14 mm. As demais aferições indicando as dimensões dos furos de fixação dos termopares estão indicadas nos anexos.

**Figura 3.10 – Dimensões básicas reais da amostra #14 n° 1 após fabricação**



Fonte: Autor (2023).

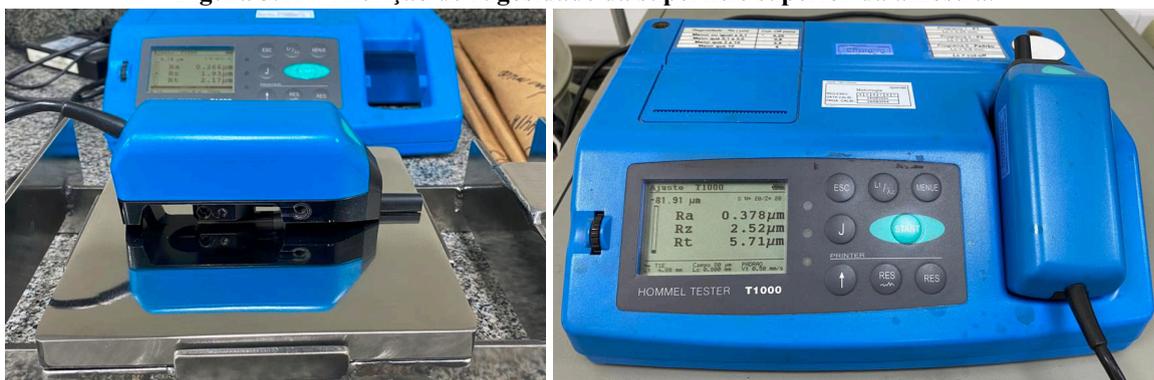
### 3.4.3 Rugosidade superficial das chapas

A fim de minimizar os efeitos da oxidação superficial, o projeto da chapa de aço foi elaborado com rugosidade máxima de 1,6  $\mu\text{m}$  para a superfície de incidência do jato de água.

Nos equipamentos disponíveis para preparação da superfície e aferição da rugosidade foi possível padronizar valores entre  $0,172\mu\text{m}$  a  $0,337\mu\text{m}$  para as chapas utilizando um rugosímetro modelo Tester T1000, fabricante Hommel-Etamic.

Experimentos de alguns autores como Lienhard (1995) mostraram que rugosidades superficiais acima de  $4,7\mu\text{m}$  contribuíram significativamente no aumento da transferência de calor na zona de estagnação. Neste experimento, os valores médios de rugosidade atenderam às especificações de projeto. A Figura 3.11 apresenta o processo de medição da rugosidade.

**Figura 3.11 – Aferição de rugosidade da superfície superior da amostra.**



Fonte: Autor (2023).

Para a preparação inicial da amostra, foi utilizado uma lixa T223, fabricante Norton, com granulometria 600, em seguida realizado polimento mecanizado. A Figura 3.12 apresenta o registro da medição, com a média dos valores de todas as medições das amostras indicadas por  $Ra$ . As variáveis  $Rz$  e  $Rt$  indicam o menor e maior registro entre picos e vales da superfície, respectivamente. A Tabela 3.2 apresenta uma síntese dos valores médios das rugosidades nas 10 chapas em estudo. O arquivo com as medições originais fornecido pelo laboratório pode ser conhecido na Figura C.6 do Anexo C.

**Figura 3.12 – Registro de medição de rugosidade. Rugosidade média  $Ra = 0,266\mu\text{m}$ .**



Fonte: Autor (2023).

Tabela 3.2 – Valores de rugosidade média superficial das amostras.

Id. Amostra	Rugosidade ( $\mu\text{m}$ )	Id. Amostra	Rugosidade ( $\mu\text{m}$ )
1	0,172	6	0,319
2	0,319	7	0,266
3	0,337	8	0,191
4	0,253	9	0,308
5	0,289	10	0,229

Fonte: Autor (2023).

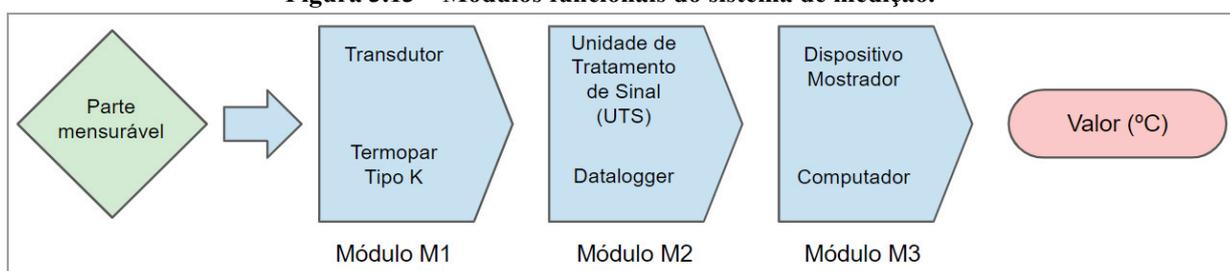
### 3.5 Método de aquisição de dados

Albertazzi (2013) apresenta o método de medição direta para experimentos desta natureza, onde há um sistema composto por três módulos:

- Módulo M1: Transdutor (termopar);
- Módulo M2: Unidade de Tratamento de Sinal (*datalogger*);
- Módulo M3: Dispositivo Mostrador (computador).

A Figura 3.13 apresenta esquematicamente o sistema de medição composto pelo objeto mensurável (temperatura) e da resposta final (valor medido) informada pelo sistema de medição.

Figura 3.13 – Módulos funcionais do sistema de medição.



Fonte: adaptado de Albertazzi (2013).

#### 3.5.1 Termopares

Para aquisição dos transientes de temperatura, foram adotados termopares, sendo fixados na parte inferior das chapas de aço com objetivo de registrar as temperaturas desde o processo de aquecimento no forno até o resfriamento.

A especificação técnica do tipo de termopar obedece às normas brasileiras NBR 12771, 13770, 14097 e ASTM E-230. As premissas básicas adotadas foram o tempo de resposta e a faixa de medição entre 40°C e 1100°C.

Adotou-se termopares com composição cromel-alumel, tipo K, do fornecedor ECIL, possuindo cabo de isolamento mineral, diâmetro de 1,5mm, bainha em 304L, sem rosca de fixação, atendendo faixas de temperatura entre 0 a 1260°C (incertezas de  $\pm 1,5^\circ\text{C}$ ), conforme

Figura 3.14. Para confiabilidade da medição, um certificado de calibração dos termopares pode ser visto na Figura C.1 do Anexo C, emitido por laboratório aprovado pela Rede Brasileira de Calibração.

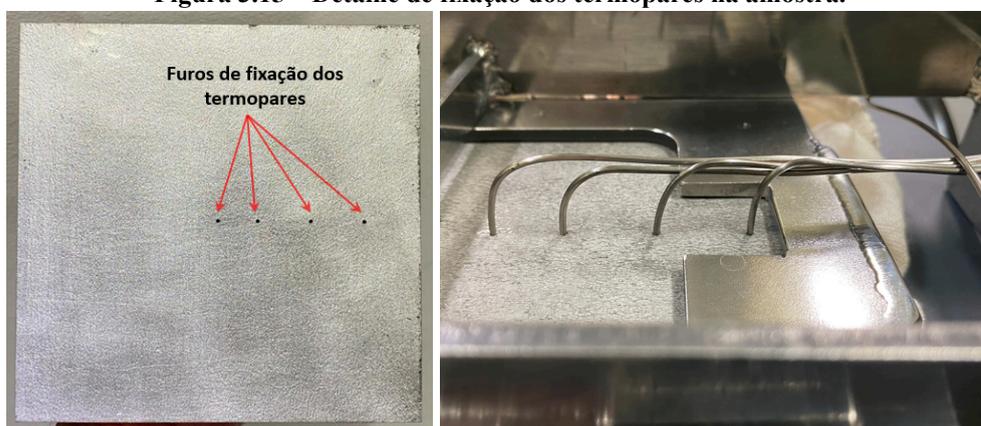
**Figura 3.14 – Termopar tipo K - fabricante ECIL.**



Fonte: Autor (2023).

O método de fixação adotado para os termopares na chapa foi escolhido levando em consideração a confiabilidade da medição e praticidade para a substituição dos mesmos. A Figura 3.15 apresenta uma chapa preparada com os 4 termopares fixados em furos com diâmetro de 1,5mm. A fim de prevenir contaminação por graxa e óleo, os furos foram limpos com etanol antes de cada montagem. Os termopares foram montados alinhados em distâncias de 0, 15, 35 e 55 mm a partir do centro da amostra.

**Figura 3.15 – Detalhe de fixação dos termopares na amostra.**



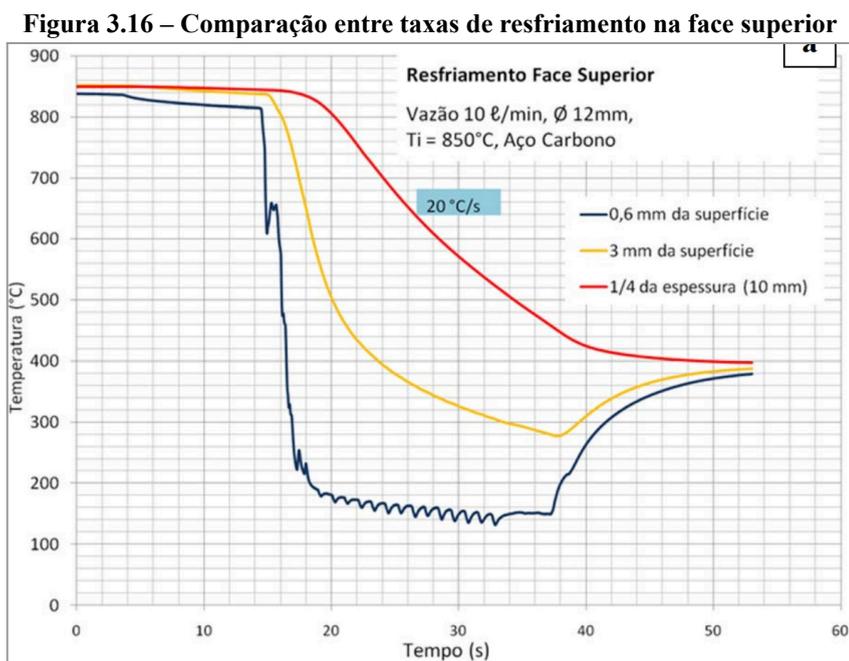
Fonte: Autor (2023).

### 3.5.2 Profundidade dos termopares montados em cada amostra

Conforme relatado por Leocádio *et al.* (2012), a curva de resfriamento na posição de medição a 1/4 da espessura não apresenta recuperação de temperatura após o final do processo de

resfriamento, o que demonstra ser o melhor local a ser considerado para avaliação da taxa de resfriamento.

No experimento realizado, o autor demonstra na Figura 3.16 três variações de profundidade de montagem dos termopares para uma chapa com espessura de 40mm.



Fonte: Leocádio (2012).

O autor conclui que o método utilizando termopares montados a 10mm da superfície pode ser utilizado para aquisição dos dados de temperatura.

Leocádio (2008) realizou um experimento utilizando chapa quadrada de 150mm de largura, 14mm de espessura e 4 furos com 5mm de profundidade para fixação dos termopares. Tal profundidade se mostrou inadequada à análise numérica pois os cálculos para os fluxos de calor apresentaram erros da ordem de 30%.

### 3.5.3 Aquisição e tratamento dos dados *Temperatura x Tempo*

A unidade de tratamento de sinal (UTS) foi escolhida baseada na taxa de amostragem, capacidade de armazenamento de dados, número de canais, compatibilidade com o transdutor e temperatura máxima de operação. Os requisitos para as taxas de amostragem devem ser inferiores a 1 segundo, número mínimo de 4 canais, temperatura de operação acima de 70°C e capacidade de armazenamento em memória para posterior tratamento dos dados.

O módulo condicionador de sinal (*datalogger*) modelo MV1004-3-4-2-2-1D do fabricante Yokogawa, série MV1000, foi selecionado. Possui 4 canais para comunicação com termopares tipo K. A Figura 3.17 apresenta o conjunto de equipamentos de aquisição dos

dados utilizados em todos os testes. Nota-se uma excelente tolerância dos valores de medição após montagem dos termopares.

**Figura 3.17 – Módulo de aquisição de dados.**



Fonte: Autor (2023).

O módulo foi interligado com um computador desktop do fabricante Dell para o tratamento dos dados e execução do modelo numérico, com as seguintes configurações: Modelo: Dell Precision 3640, Processador Intel(R) Xeon(R) W-1270 CPU 3.41GHz, Memória RAM: 32GB, Placa de Vídeo (GPU): Quadro RTX 4000 8GB, Windows 10 Pro 64 bits.

### 3.5.4 Aquisição dos dados de vazão e temperatura de água de resfriamento

Os dados de vazão utilizados no experimento foram conseguidos pelo método de medição ultrassônica do fluxo de água através de uma rede de tubulações e válvulas de controle. O medidor tipo ultrassônico foi adotado por ser portátil e não intrusivo.

O princípio desta medição é o tempo de trânsito onde dois transdutores não intrusivos (*clamp-on*) são acoplados na parede externa do tubo, onde emitem e recebem pulsos de ultrassom. O tempo de trajeto destes pulsos são analisados por um circuito eletrônico microprocessado que efetuará o cálculo da vazão instantânea.

A instalação é simples e ágil, sem a necessidade de contato com o fluxo, seccionar ou furar a tubulação. O modelo adotado foi o medidor de vazão ultrassônico portátil Ultraflow 2000P (para tubulações Ø15 a Ø700mm) do fornecedor Techmeter, mostrado na Figura 3.18. De acordo com a especificação fornecida pelo fabricante, o equipamento fornece: precisão:  $\pm 1\%$ , linearidade: 0,5% e repetibilidade: 0,2% e range de medição: 0 a  $\pm 32$  m/s.

Figura 3.18 – Método de medição de vazão adotado no experimento.



Fonte: TechMeter (2023).

O suprimento de água durante todo o experimento veio da rede geral de abastecimento do laboratório, diâmetro 15 mm. Foram empregadas duas vazões, 1,55 L/min e 0,857 L/min, indicadas na Figura 3.19. Os dados completos quanto às condições de cada experimento são apresentados na Tabela 3.4.

Figura 3.19 – Vazões aferidas e adotadas durante os experimentos.



Fonte: Autor (2023).

A temperatura da água de resfriamento foi medida antes de cada enfiamento da amostra, para compor os cálculos. Foi utilizado um termômetro de contato, digital, escala -50 a 200°C, conforme a Figura 3.20. A temperatura foi verificada antes e após o experimento, havendo pequenas variações devido à diferença de temperatura do clima local, porém tais variações foram menores que as incertezas do equipamento.

**Figura 3.20 – Verificação da temperatura da água de resfriamento das amostras.**



Fonte: Autor (2023).

### 3.6 Procedimentos dos ensaios

#### 3.6.1 Preparação e limpeza da amostra

O processo de aquecimento gera na superfície da chapa de aço uma fina camada de oxidação. Com intuito de preservar ao máximo a boa formação do círculo de resfriamento sem interferência de oxidações, foi adotado o uso de lixa para melhoria do acabamento na face superior de incidência do jato de água (Figura 3.21). A lixa em forma de cinta circular R228, fabricante Norton, de granulometrias 600, 900 e 1200 foi utilizada na máquina de lixamento e finalizada com polimento manual utilizando politriz em baixa rotação.

**Figura 3.21 – Polimento superficial da amostra.**  
(a) processo de polimento. (b) acabamento finalizado



Fonte: Autor (2023).

Adotou-se também o uso de álcool para retirar oleosidade superficial devido ao manuseio. (Figura 3.22). Estas ações antes do enformamento contribuem para uma boa

formação do círculo de resfriamento, inibindo formação de resíduos que possam comprometer os testes.

**Figura 3.22 – Limpeza superficial da amostra com álcool antes do enformamento.**

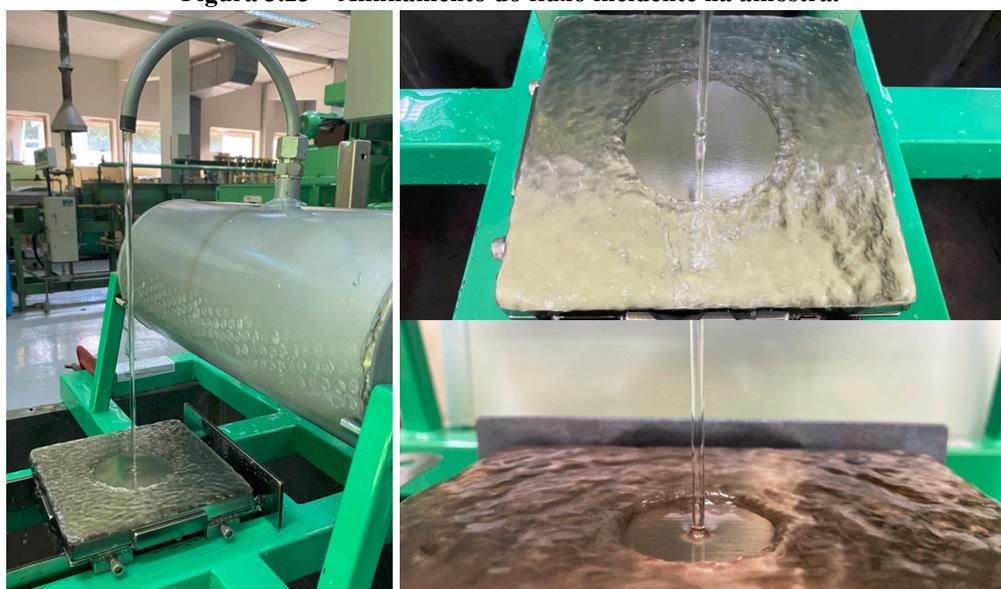


Fonte: Autor (2023).

### 3.6.2 Nivelamento e alinhamento da chapa de teste

O alinhamento entre o jato de água que sai do tubo-U e o centro da amostra deve ser realizado para garantir a incidência do jato perpendicular à superfície de impacto, alinhado ao furo onde está instalado o termopar central. Alguns testes foram realizados previamente com a amostra à temperatura ambiente a fim de garantir um bom funcionamento do aparato, mostrado na Figura 3.23.

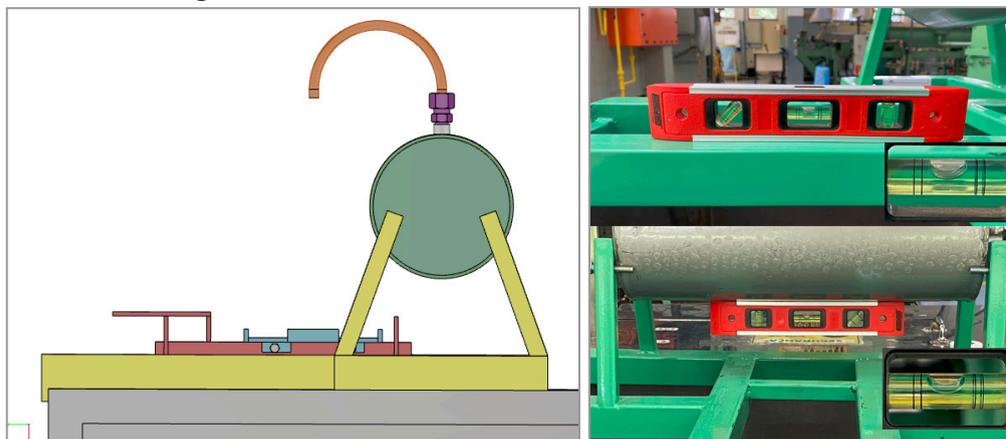
**Figura 3.23 – Alinhamento do fluxo incidente na amostra.**



Fonte: Autor (2023).

O nivelamento de todo conjunto de suporte da amostra mostrado na Figura 3.24 foi realizado pelo uso de 4 parafusos fixados na estrutura, mostrado na Figura 3.25. Após o aperto dos parafusos, o fluxo foi ligado e direcionado para a amostra, permitindo que visualmente fosse detectado desnivelamentos a partir da má formação do círculo da zona de resfriamento.

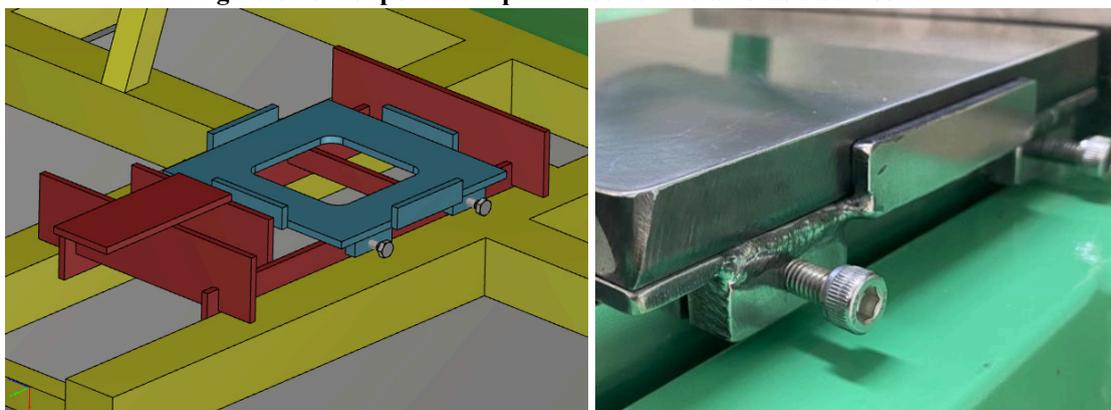
**Figura 3.24 – Nivelamento do tubo-U em relação à amostra.**



Fonte: Autor (2023).

Para a centralização da amostra com o jato d'água, foi construído um suporte especial para auxiliar no correto posicionamento na estrutura principal. Os parafusos do suporte devem ser utilizados tanto para um refino no nivelamento quanto para um refino na centralização em relação ao jato d'água.

**Figura 3.25 – Suporte com parafusos de nivelamento da amostra.**



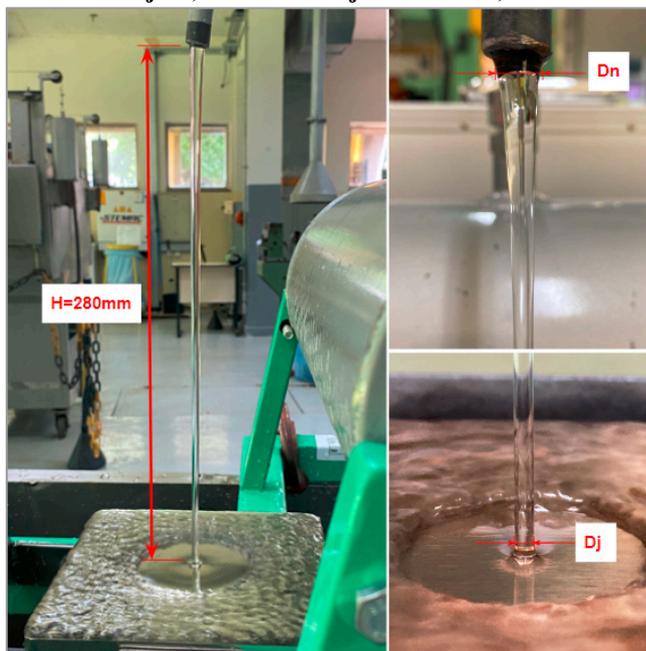
Fonte: Autor (2023).

### 3.6.3 Parâmetros hidrodinâmicos

O comportamento da transferência de calor é afetado por parâmetros hidrodinâmicos como: velocidade da água na saída do bocal ( $V_n$ ), velocidade do jato incidente ( $V_j$ ), diâmetro do jato incidente ( $D_j$ ), temperatura de saturação a água no ponto de estagnação Leocádio

(2008).

Figura 3.26 – Altura H do jato, diâmetro do jato no bocal, diâmetro do jato incidente.



Fonte: Autor (2023).

A altura H indicada na Figura 3.26 é a distância vertical entre a amostra e o bocal do jato de água. Tal distância é definida levando em consideração a manutenção do jato sem perder a continuidade, transformando-se em pequenas gotas, levando à ruptura do jato.

Abaixo, são abordadas as equações para avaliação dos parâmetros indicados na Tabela 3.3. A velocidade  $V_n$  do jato d'água na saída do bocal é dada pela Equação 3.2:

$$V_n = \frac{4Q_n}{\pi D_n^2} \quad [3.2]$$

em que  $Q_n$  é a vazão no bocal [m<sup>3</sup>/s] e  $D_n$  é diâmetro do bocal [m].

Conforme Xu e Gadala (2006), a velocidade do jato  $V_j$ , também chamada de velocidade de impacto, pela qual a água atinge verticalmente a amostra pode ser calculada pela equação de Bernoulli, admitindo uma interface líquido-ar lisa, com a aproximação das pressões no núcleo do jato igual à pressão atmosférica. Sendo assim:

$$V_j = \sqrt{V_n^2 \pm 2gH} \quad [3.3]$$

em que,  $V_j$  é a velocidade do jato incidente na superfície [m/s] e g é aceleração gravitacional [m/s<sup>2</sup>]. O diâmetro do jato circular de água  $D_j$  é calculado pela equação da continuidade:

$$D_j = D_n \sqrt{\frac{V_n}{V_j}} \quad [3.4]$$

A pressão total no ponto de estagnação  $P_j$  é encontrada pela equação de Bernoulli:

$$P_j = P_{atm} + \frac{1}{2} \rho_j V_j^2 \quad [3.5]$$

em que  $P_{atm}$  é a pressão atmosférica [Pa] e  $\rho_j$  é a massa específica da água [kg/m<sup>3</sup>]. A temperatura de saturação  $T_{sat}$  é obtida em °C utilizando tabelas de saturação da água com variação da pressão. A pressão atmosférica é obtida pela correlação indicada por Carvalho (1977):

$$P_{atm} = \rho_j (10 - 0,0012A)g \quad [3.6]$$

em que  $A$  é a altitude local [262,2 m - Referência da cidade Timóteo/MG]. Para esta altitude, tem-se  $P_{atm} = 98295$  [Pa] e  $T_{sat} = 99,12$  [°C].

Na Tabela 3.3 estão indicados os parâmetros para a zona de estagnação.

**Tabela 3.3 – Parâmetros hidrodinâmicos para a zona de estagnação do jato.**

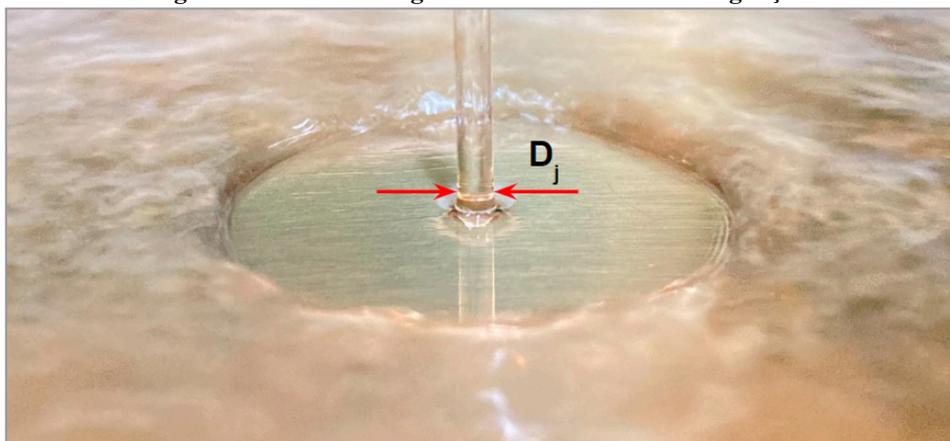
$D_n$ (mm)	$H$ (mm)	$Q_n$ (L/min)	$V_n$ (m/s)	$V_j$ (m/s)	$D_j$ (mm)	$P_{atm}$ (Pa)	$T_{sat}$ (°C)	$P_j$ (Pa)
10	280	1,55	0,329	2,373	3,7232	98295	99,12	101104,3
10	280	0,857	0,182	2,357	2,7778	98295	99,12	101066,8

**Fonte: Autor (2023)**

#### 3.6.4 Avaliação da zona de estagnação do jato

Conforme pode-se observar nas Figura 3.27 e 3.28, o diâmetro do jato circular incidente  $D_j$  é reduzido próximo ao contato com a superfície, tornando-se menor do que o diâmetro no ponto de saída do bocal. A vazão abaixo está fixada em 1,55 L/min, bocal com diâmetro 10mm e altura do jato em 280mm.

**Figura 3.27 – Jato de água circular na zona de estagnação.**



**Fonte: Autor (2023).**

Utilizando a correlação proposta por Stevens e Webb (1992), mostrada na equação 3.7, é possível determinar a espessura da camada livre incidente “ $\delta$ ”, em função da posição radial “ $r$ ”.

$$\frac{\delta}{D_j} = \left(\frac{1}{5,3}\right) \left(\frac{1}{\frac{r}{D_j}}\right) \left(\frac{1}{\frac{v_r}{v_j}}\right) \quad [3.7]$$

Onde:

$$\frac{v_r}{v_j} = 0,303 + 0,625 \left(\frac{r}{D_j}\right) - 0,125 \left(\frac{r}{D_j}\right)^2 \quad [3.8]$$

para  $0,5 \leq r/D_j \leq 2,86$ .

Utilizando o software Autodesk AutoCAD 2024 foi possível avaliar as dimensões da zona de estagnação, utilizando a fotografia do jato. Para tal, assumiu-se que a região abaixo do cone se refere à região de estagnação, com vetores de velocidades verticais, pois o fluxo ainda não se encontra totalmente paralelo à superfície da chapa.

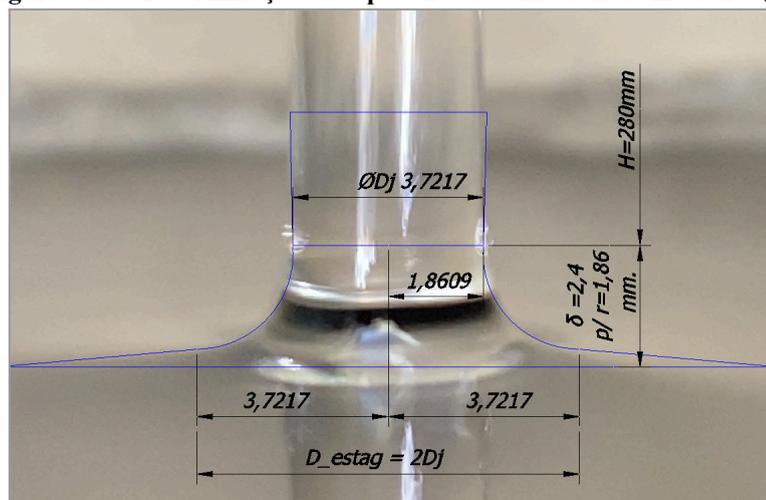
O diâmetro  $D_j$  encontrado mediu 3,72 mm,  $r=1,86$  mm. Pela correlação da Equação 3.7 encontra-se  $\delta = 2,4$  mm. Valores similares às cotas dimensionais de encontradas com auxílio do software indicadas na Figura 3.29:

**Figura 3.28 – Detalhe da zona de estagnação do jato.**



Fonte: Autor (2023).

**Figura 3.29 – Determinação da espessura da camada livre incidente ( $\delta$ ).**



Fonte: Autor (2023).

A definição do diâmetro da zona de estagnação é um parâmetro importante para conhecimento do fluxo de calor. Nos trabalhos de Ochi *et al.* (1984), utilizando bocal  $D_n = 10$  mm, velocidade do jato incidente calculada em  $V_j = 3$  m/s, a zona de estagnação apresentou valores de  $r / D_j \leq 1,28$ . Nesta região, a velocidade radial  $V_r$  é proporcional à distância do ponto de estagnação, onde a pressão e a velocidade vertical  $V_j$  atuam.

Conforme ilustrado na Figura 3.28, a área que está sob a influência da pressão de impacto do jato não corresponde exatamente ao valor do diâmetro do jato  $D_j$ . Kohring (1985) observou que, durante o resfriamento de chapas de aço, o diâmetro da zona escura é da ordem de duas vezes o diâmetro do jato d'água incidente, ou seja,  $r / D_j \approx 1$ . Tais valores são coerentes com as conclusões de Xu e Gadala (2007). Portanto, a relação entre o diâmetro da

zona de estagnação e o jato incidente é descrito da seguinte forma:

$$D_{estag} = 2D_j \quad [3.9]$$

em que  $D_{estag}$  é o limite entre a zona de estagnação e o início da zona de fluxo radial e fim dos vetores verticais. Nos trabalhos de Liu *et al.* (2002), o limite da zona de estagnação variou de  $0,84 < r/D_j < 1,1$ .

### 3.6.5 Análises iniciais: coleta de dados e operação

Para alimentação do banco de dados com os transientes de temperatura, vários testes foram executados, em diferentes dias e horários. As temperaturas experimentadas estão indicadas na Tabela 3.4.

Após a preparação da superfície das amostras com lixa e etanol, para retirada de oleosidade e pequenas imperfeições de oxidação, os termopares foram introduzidos e em seguida executado o nivelamento das mesmas no suporte. As amostras foram mantidas no forno até atingir  $\sim 50^\circ\text{C}$  a  $100^\circ\text{C}$  acima das temperaturas almejadas. Em seguida foram retiradas do forno e transferidas para a posição de resfriamento, conforme indicado na Figura 3.30.

**Figura 3.30 – Manuseio da amostra com pinça entre forno e resfriamento.**



Fonte: Autor (2023).

A razão para o aquecimento extra é a necessidade de tempo hábil para retirada da amostra e posicionamento e também garantir o seu resfriamento na temperatura inicial desejada. Observou-se a perda de temperatura por convecção com o ar do interior do laboratório e radiação durante o desenformamento. Uma boa prática adotada para garantir resfriamento uniforme de toda superfície foi a adoção de uma proteção refratária na

superfície.

A água de resfriamento foi ligada e direcionada para a superfície da amostra. Durante o resfriamento, a temperatura da água de resfriamento, temperatura do ambiente e vazão de água foram mantidos constantes. A velocidade do vento foi desprezada devido à realização em local fechado. As temperaturas das chapas em todos os pontos de medição foram registrados desde o instante em que as chapas foram inseridas no forno até o fim do resfriamento.

Para analisar o comportamento da transferência de calor são necessários vários parâmetros hidrodinâmicos habituais (velocidade do jato, diâmetro do jato, temperatura de saturação da água). Na Tabela 3.4 foram enumerados e preparados 12 testes com seus parâmetros necessários para a zona de estagnação.

**Tabela 3.4 – Condições experimentais dos testes.**

Teste	e (mm)	T <sub>s</sub> (°C)	T <sub>w</sub> (°C)	D <sub>n</sub> (mm)	H (mm)	Q <sub>n</sub> (L/min)	V <sub>n</sub> (m/s)	V <sub>j</sub> (m/s)	D <sub>j</sub> (mm)	D <sub>estag</sub> (mm)	δ <sub>livre</sub> (mm)	Re <sub>j</sub> (-)
1	14	750	26	10	280	1,55	0,329	2,373	3,7232	7,45	2,4	9885,2
2	14	600	27	10	280	1,55	0,329	2,373	3,7232	7,45	2,4	9885,2
3	16	600	28	10	280	1,55	0,329	2,373	3,7232	7,45	2,4	9880,2
4	16	750	27,1	10	280	1,55	0,329	2,373	3,7232	7,45	2,4	9878,3
5	16	900	27,3	10	280	1,55	0,329	2,373	3,7232	7,45	2,4	9878,3
6	16	1000	28,1	10	280	1,55	0,329	2,373	3,7232	7,45	2,4	9880,2
7	14	150	24,6	10	280	1,55	0,329	2,373	3,7232	7,45	2,4	9890,2
8	14	250	23,9	10	280	1,55	0,329	2,373	3,7232	7,45	2,4	9892,1
9	14	450	24,6	10	280	1,55	0,329	2,373	3,7232	7,45	2,4	9890,2
10	14	600	26,8	10	280	0,857	0,182	2,357	2,7778	5,56	1,8	7325,7
11	16	1100	26,5	10	280	0,857	0,182	2,357	2,7778	5,56	1,8	7325,7
12	14	1050	28	10	280	0,857	0,182	2,357	2,7778	5,56	1,8	7322,1

Fonte: Autor (2023).

Para que houvesse uma boa formação do jato de água e eliminação de possíveis condições de turbulência, a válvula de água foi aberta momentos antes da retirada da amostra do forno. Conforme indicado na Figura 3.31, foi providenciado um desvio do jato d'água até que a amostra atinja a temperatura almejada para cada resfriamento.

**Figura 3.31 – Desvio do jato d'água para fora da amostra.**



Fonte: Autor (2023).

Para a verificação da temperatura superficial da amostra, foi utilizado um termômetro infravermelho. Esta ação objetivou acompanhar a perda de temperatura ao ar livre até atingir a temperatura de início do resfriamento com água. Além do acompanhamento do decréscimo de temperatura observado na tela do *datalogger* indicada pelos termopares montados no interior da amostra. Figura 3.32 para simples comparação.

**Figura 3.32 – Verificação da temperatura superficial da amostra.**



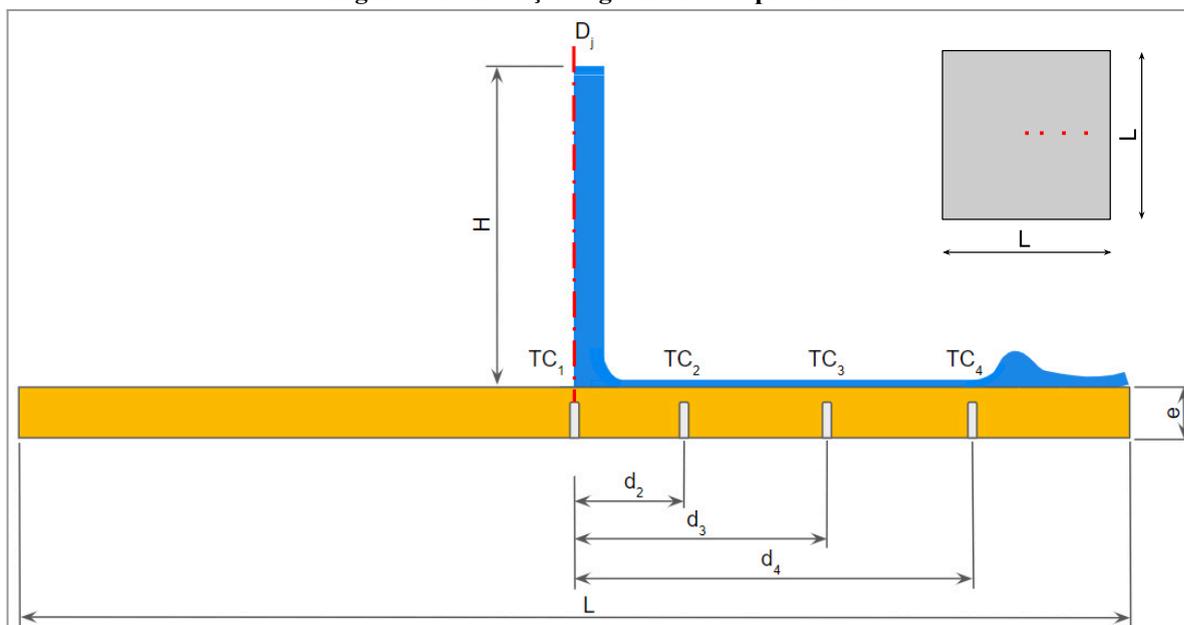
Fonte: Autor (2023).

## 4 DESENVOLVIMENTO DA SOLUÇÃO NUMÉRICA

### 4.1 Geometria em análise

A geometria do problema em análise possui largura  $L$ , espessura  $e$ , apresentada na Figura 4.1.

Figura 4.1 – Esboço da geometria do problema.



Fonte: Autor (2023).

Foram consideradas as seguintes hipóteses simplificativas:

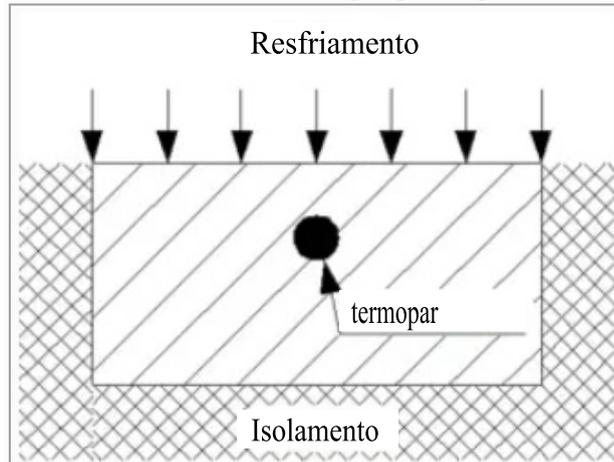
- fluxo de calor imposto (face superior);
- 1 termopar na região de estagnação ( $r=0$ );
- faces laterais e inferior isoladas;
- condição de simetria;
- vazão fixa;
- escoamento bidimensional.

### 4.2 Equações para implementação da solução numérica

Geralmente, quando não é possível medir as temperaturas da superfície de uma amostra durante o resfriamento, o método de condução inversa de calor IHCP é utilizado para obter a quantidade física do coeficiente de transferência de calor (HTC). Para tal, é medido o histórico de temperatura em vários locais internos para obter a entrada de dados no IHCP.

No intuito de simplificar os cálculos, na explicação que segue serão analisados os dados de apenas 1 (um) termopar, na posição central do jato incidente, denominado zona de estagnação ( $r=0$ ). A Figura 4.2 demonstra o método com apenas 1 termopar.

Figura 4.2 – Amostra com 1 termopar para aquisição de dados.



Fonte: Bohacek *et al.* (2021).

Desta forma, o coeficiente de transferência de calor (HTC) é uma condição de contorno para resolver a equação de calor do campo de temperatura dentro de um corpo sólido no processo de resfriamento, que obedece à equação 3.10.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q = \rho \cdot c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad [3.10]$$

em que  $T$  é a temperatura [K],  $t$  é o tempo [s],  $x, y, z$  são as coordenadas [m],  $q$  é fluxo de calor removido [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],  $k$  é a condutividade térmica [ $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ ],  $\rho_v$  é a densidade [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  $c_p$  é o calor específico [ $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$ ]. Tendo como condições de contorno para cada coordenada:

$$T(x, y, z, t) = T_y(t) \quad [3.11]$$

$$-k \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial n} = q_y \quad [3.12]$$

$$-k \frac{\partial T(x, y, z, t)}{\partial n} = HTC \cdot (T_\infty - T_y(t)) \quad [3.13]$$

em que  $T_y$  é a temperatura na superfície [K],  $q_y$  é o fluxo de calor na superfície [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],  $T_\infty$  é a temperatura do fluido de resfriamento [K].

As condições iniciais precisam ser conhecidas para resolver o campo de temperatura dentro do corpo. Portanto, não há uma solução analítica geral da equação, obrigando o uso de solução numérica. Na equação seguinte, o caso bidimensional adotado na solução:

$$T(x, y, 0) = T^0(x, y) \Rightarrow \forall x, y \in \Gamma \quad [3.14]$$

O IHCP utiliza as temperaturas internas medidas como dados de entrada para obter as condições de contorno, no caso, o fluxo de calor na superfície e o coeficiente de transferência

de calor (HTC). A comparação das temperaturas medidas com as temperaturas calculadas é utilizada para determinar a condição de contorno. A condição de contorno é determinada no passo de tempo atual em análise  $t_{(n+1)}$ . Os passos futuros são utilizados apenas para regularização. A soma dos erros quadráticos gerados a partir deste processo são minimizados, logo, a equação 2.9 torna-se:

$$SSE_{HTC} = \sum_{f=m+1}^{m+n_f} \sum_{j=i;i=1}^{n_T} \left( T_i^{*,m}(HTC_i) - T_j^m \right)^2 \quad [3.15]$$

$$h_l \leq HTC_i \leq h_u.$$

em que  $SSE$  é a soma dos erros quadráticos a ser minimizada em função da condição de contorno de convecção conforme indicado na equação 3.15,  $T_i^{*,m}$  é a temperatura na posição  $i$ , no tempo  $t^m$  [K],  $T_j^m$  é a temperatura calculada na posição  $j$ , no tempo  $t^m$  [K],  $n_f$  é o nº de passos de tempos futuros e  $nT$  é o nº de sensores (termopares).

Na expressão 3.15, a função objetivo  $SSE_{HTC}$  é minimizada sujeita às restrições laterais  $h_l$  e  $h_u$  representando o limite inferior e superior de  $HTC_i$ , respectivamente. Neste trabalho os limites adotados foram de 1 a 25000 [W/m<sup>2</sup>.K].

Uma vez terminada a rotina de minimização do problema inverso, o coeficiente de transferência de calor (HTC), temperatura em todo corpo e fluxos de calor são obtidos. É importante observar que estas grandezas são obtidas a partir do método dos elementos finitos, conforme apresentado na seção 2.5. Logo, o problema inverso é uma combinação de uma rotina de otimização com a solução direta, onde o problema direto é solucionado pelo método dos elementos finitos diversas vezes, enquanto o HTC fornecido pela rotina de otimização não satisfazer uma diferença ótima entre a temperatura calculada e a medida.

### 4.3 Implementação do modelo matemático

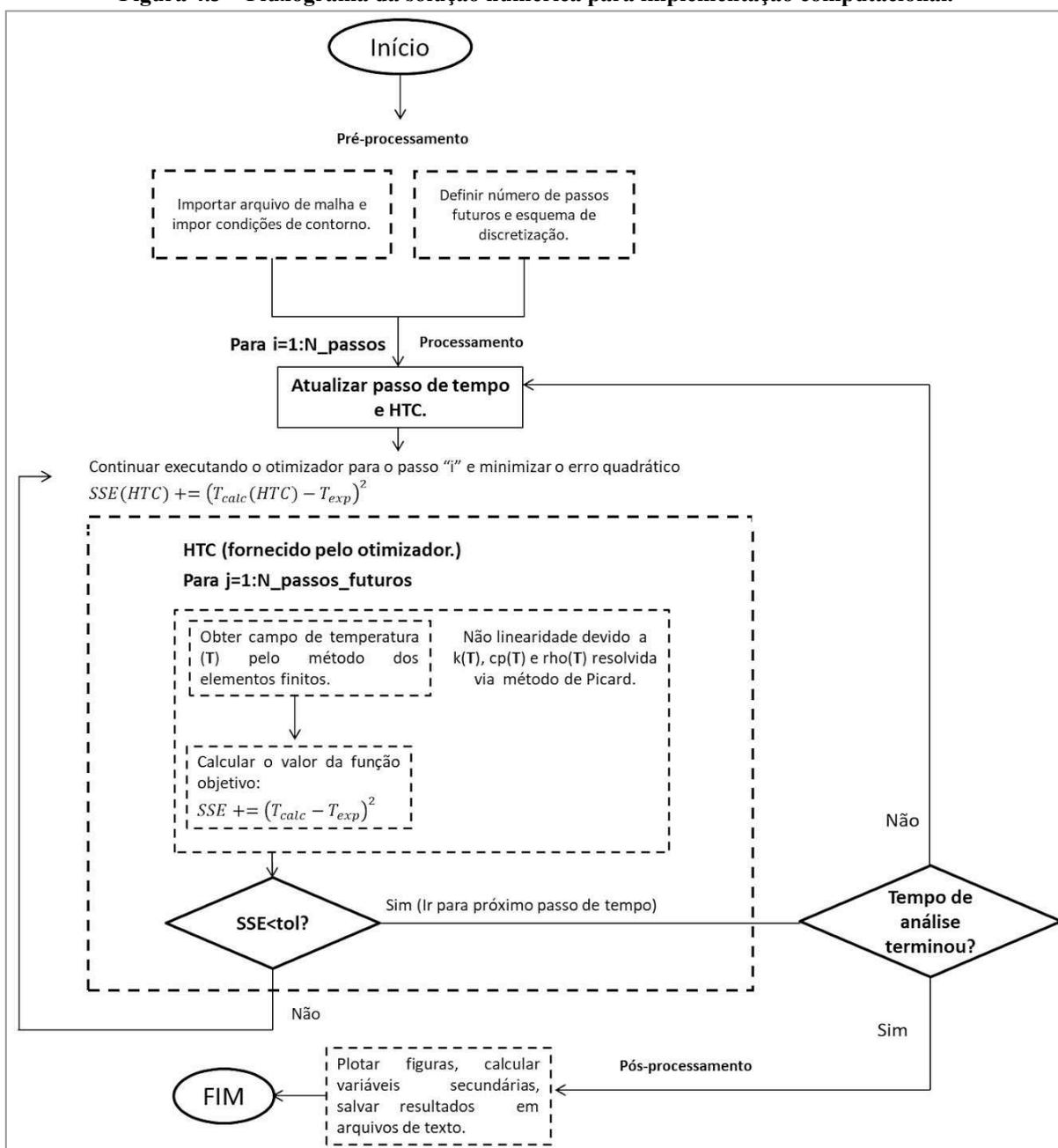
#### 4.3.1 Estrutura do algoritmo

Neste experimento foram testados dois métodos: “Regularização de Tikhonov - TR” e “Passos Futuros”, revelando-se como técnicas notáveis para solução de IHCP.

O algoritmo sequencial preparado para o IHCP consiste em resolver um problema de otimização (minimização), conforme apresentado na Figura 4.3, onde o problema direto é resolvido pelo método dos elementos finitos.

Os transientes de temperaturas que alimentam são oriundos diretamente das medições realizadas pelos termopares, processadas no *datalogger* e armazenadas em planilhas.

Figura 4.3 – Fluxograma da solução numérica para implementação computacional.



Fonte: Autor (2023).

Por meio do emprego do método de condução inversa de calor (IHCP), foram calculadas as temperaturas superficiais, fluxos de calor e coeficiente de transferência de calor (HTC). Neste trabalho, serão apresentados os resultados das soluções numéricas utilizando parâmetro de regularização pelo método dos “Passos Futuros”. Adotou-se otimização utilizando como referência o algoritmo BOBYQA desenvolvido por Cartis *et al.* (2022) dentro do código em Python 3.11 para executar a rotina que contém as equações envolvidas neste trabalho.

BOBYQA (*Bounded Optimization by Quadratic Approximations*) é um algoritmo

iterativo para encontrar um mínimo de uma função  $F(x)$ ,  $x \in R^n$ , sujeito a limites  $a \leq x \leq b$  nas variáveis,  $F$  sendo especificado por uma “caixa preta” que retorna o valor  $F(x)$  para qualquer  $x$  viável. Cada iteração emprega uma aproximação quadrática  $Q$  para  $F$  que satisfaz  $Q(y_j) = F(y_j)$ ,  $j = 1, 2, \dots, m$ , os pontos de interpolação  $y_j$  sendo escolhidos e ajustados automaticamente. A constante  $m$  é prescrita, sendo  $2n+1$  um valor típico.

O algoritmo foi utilizado para solucionar o problema dos mínimos quadrados não lineares, baseando-se em regiões de confiança livre de derivadas. O algoritmo oferece uma taxa de convergência com boa condição de contorno térmico em função do tempo, sem perder em precisão.

#### 4.3.2 Análise da independência do tamanho de malha

As soluções de elementos finitos são aproximadas, portanto, é crucial que uma forma de avaliar a qualidade da solução seja aplicada. A maneira mais adequada é o refinamento de malha, para acompanhar o comportamento da solução de acordo com o refinamento. Para cada necessidade de modificação dos parâmetros, a malha original pode se tornar inadequada, havendo necessidade de realizar refinamento adicional. Atualmente, os softwares de elementos finitos incluem indicadores de desvios e suas estimativas na solução. Com intuito de enriquecer a análise, a Tabela 4.1 foi criada para compilar dados utilizados para refinamento de malha.

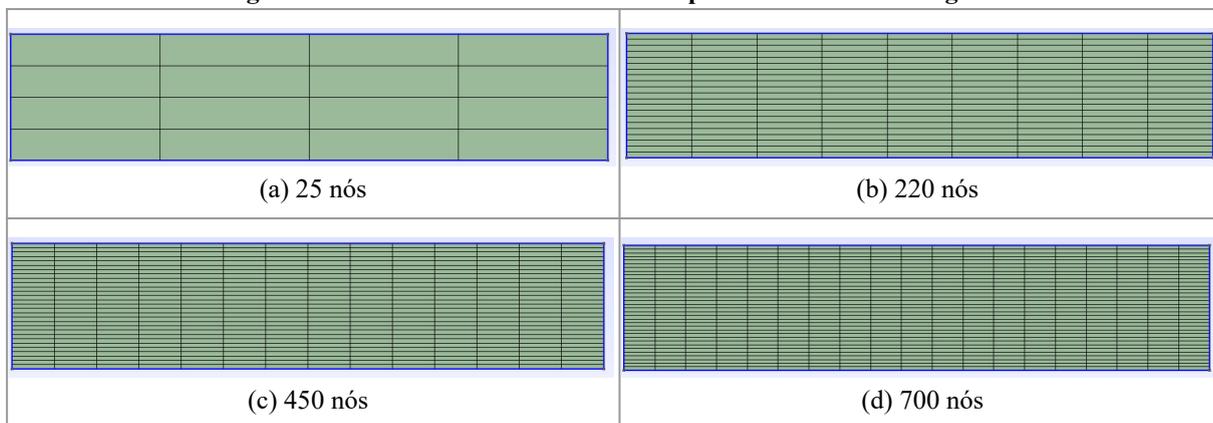
**Tabela 4.1 – Parâmetros para refinamento de malha.**

Tipo de análise		Transiente
Tempo	[s]	12,3
Condutividade Térmica	[W/m.K]	26,7
Calor específico	[J/kg.K]	625,5
Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]	7642
Coefficiente de convecção	[W/m <sup>2</sup> .K]	15000
Temperatura ambiente ( $T_\infty$ )	[°C]	26,5
Temperatura inicial	[°C]	1100

**Fonte: Autor (2023).**

Para análise da convergência da solução numérica em elementos finitos, foram geradas malhas de 25, 220, 450 e 700 nós com elementos do tipo retangular linear, conforme mostrado na Figura 4.4. A malha se utiliza da condição de simetria do modelo, ou seja, a largura em análise possui a metade da peça real, mantendo apenas a espessura como medida real (75mm X 16mm).

**Figura 4.4 – Malhas de vários elementos para análise de convergência**

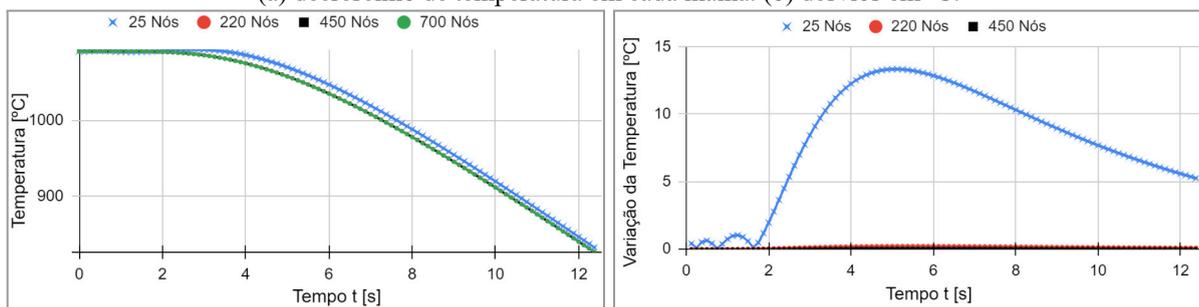


Fonte: Autor (2023).

As soluções de elementos finitos obtidas pelas 4 malhas diferentes de elementos retangulares foram executadas. As variações da convergência para temperatura e fluxo de calor estão apresentadas nas Figura 4.5 e 4.6.

**Figura 4.5 – Variação da convergência no tempo para temperatura**

(a) decréscimo de temperatura em cada malha. (b) desvios em °C.

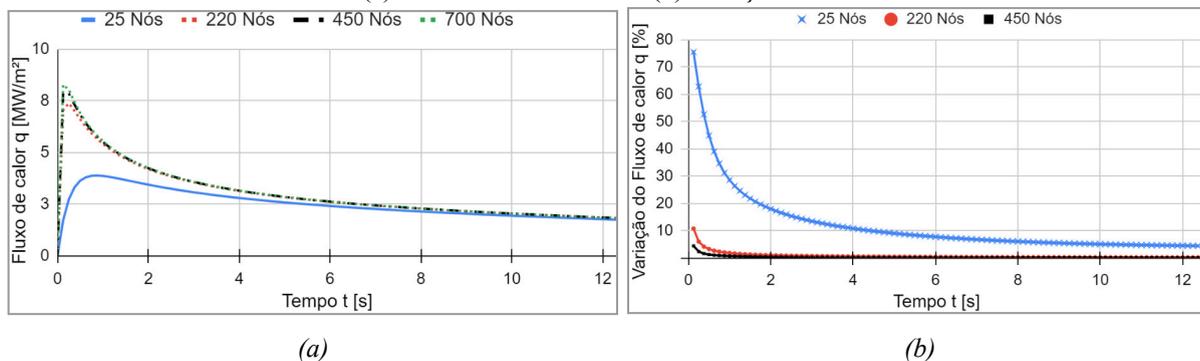


Fonte: Autor (2023).

Para a variação em °C do ponto na malha, o tempo total analisado foi de 12,3s, utilizado  $HTC = 15000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ . A temperatura inicial  $T_i = 1100 \text{ °C}$  e temperatura final  $T_f = 830 \text{ °C}$ . O desvio máximo para a malha de 25 nós foi  $13,3 \text{ °C}$ , 220 nós =  $0,22 \text{ °C}$ , 450 nós =  $0,07 \text{ °C}$ .

**Figura 4.6 – Variação da convergência no tempo para fluxo de calor**

(a) resultados em MW/m<sup>2</sup>. (b) variação em %.



Fonte: Autor (2023).

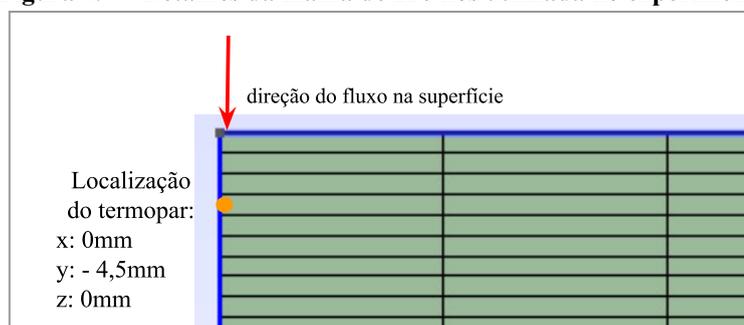
Para o fluxo de calor em toda superfície da chapa, a malha de 25 nós apresentou resultado máximo de 3,9MW/m<sup>2</sup>, para 220 nós, 7,5MW/m<sup>2</sup>. Em 450 nós, 7,9MW/m<sup>2</sup>. Para 700 nós, 8,2MW/m<sup>2</sup>.

Analisando as variações em percentagem, a malha de 25 nós = 76%, 220 nós = 10,7%, 450 nós = 4,4%.

A solução obtida pela malha de 220 nós apresentou excelente compromisso entre resultados e esforço computacional. As variações das temperaturas foram inferiores a 0,22°C. As variações dos fluxos de calor foram inferiores a 10,7%. Portanto, foi aprovada para a continuidade da avaliação do coeficiente de transferência de calor.

Na Figura 4.7 é apresentada a malha criada para a solução numérica. O nó referente à posição do termopar está indicado no detalhe, de acordo com a posição -4,5mm abaixo da superfície da amostra real. A direção do fluxo na superfície do problema inverso segue a coordenada  $y$  do arquivo gerador da malha, incidente sobre a face superior.

**Figura 4.7 – Detalhes da malha de 220 nós utilizada no experimento.**



Fonte: Autor (2023).

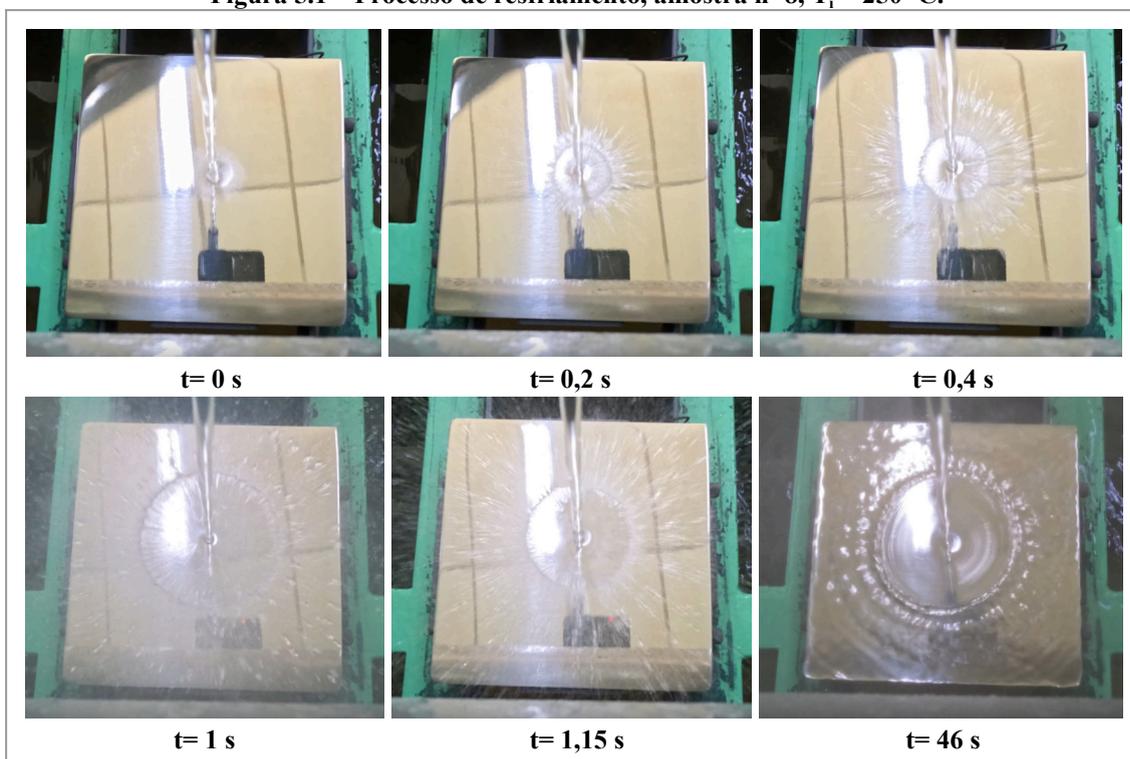
## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 Avaliação qualitativa por imagem

Na sequência são apresentadas as imagens produzidas durante a fase de resfriamento das amostras de 14mm e 16mm de espessura. As respectivas temperaturas iniciais são 250, 450, 600, 750, 900, 1000 e 1100°C. A amostra de 150°C não foi mostrada devido semelhança visual com a amostra de 250°C. Não foi possível gravar as imagens referentes à amostra de 1050°C após um problema na câmera.

A Figura 5.1 apresenta a amostra nº 8, onde sua temperatura de resfriamento inicial foi de  $T_i=250$  °C, vazão de água de 1,55 L/min e 23,9 °C, velocidade do jato incidente calculada em  $V_j=2,37$  m/s. O instante de tempo de cada fotografia está indicado abaixo de cada quadro.

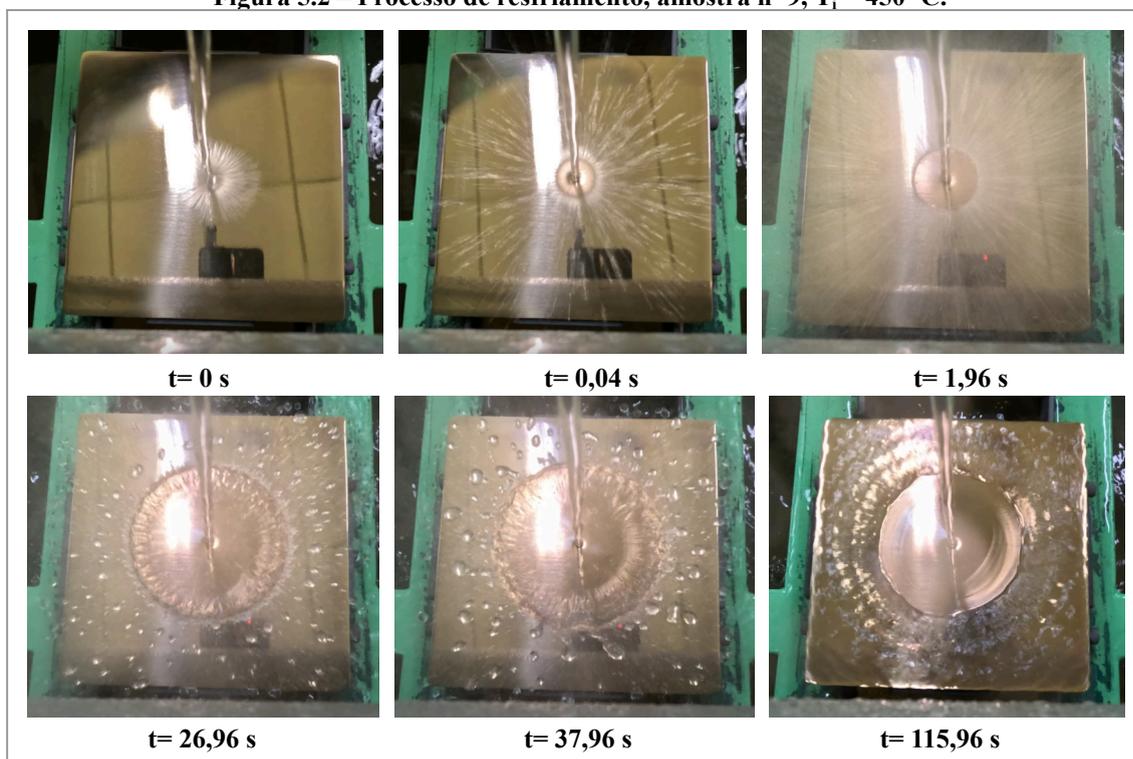
**Figura 5.1 – Processo de resfriamento, amostra nº 8,  $T_i = 250$  °C.**



Fonte: Autor (2023).

A Figura 5.2 apresenta a amostra nº 9, com temperatura de resfriamento inicial de  $T_i=450$  °C, vazão de água de 1,55 L/min a 24,6 °C, velocidade do jato incidente calculada em  $V_j=2,37$  m/s. As observações são similares à Figura 4.1, porém, com o aumento da  $T_i$ , a zona escura cresce em um ritmo mais lento.

Figura 5.2 – Processo de resfriamento, amostra n° 9,  $T_i = 450\text{ }^\circ\text{C}$ .

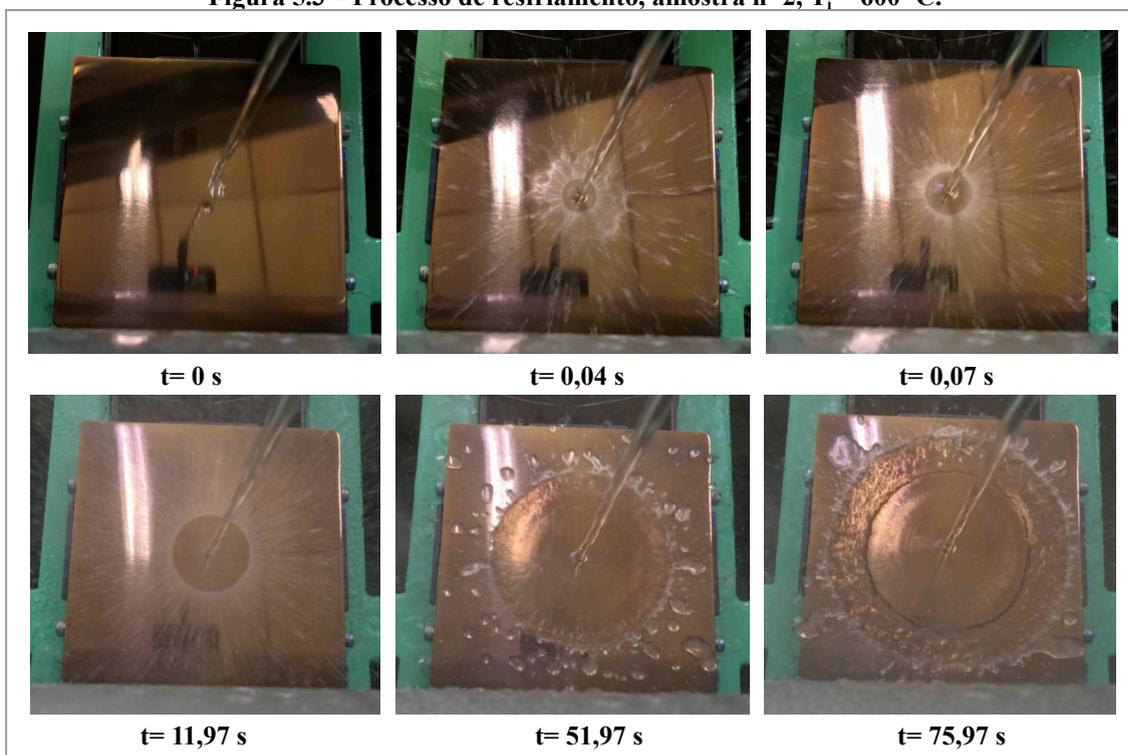


Fonte: Autor (2023).

A Figura 5.3 apresenta a amostra n° 2, com temperatura de resfriamento inicial de  $T_i=600\text{ }^\circ\text{C}$ , vazão de água de 1,55 L/min a  $27\text{ }^\circ\text{C}$ , velocidade do jato incidente em  $V_j= 2,37\text{ m/s}$ .

Para a  $T_i=600^\circ\text{C}$ , no instante  $t=0,04\text{ s}$  foi observado a formação de um círculo branco, em volta do jato incidente. Em seguida, o círculo se desfez e desenvolveu um círculo escuro, sendo acompanhado por um anel branco. Com o decorrer do processo, observa-se que a taxa de crescimento do círculo escuro diminui. Estas observações estão de acordo com Lee *et al.* (2004) e Leocádio (2008), concluindo que a zona escura indica que a água está em contato com a superfície da amostra. Com o distanciamento da zona de estagnação, a água é aquecida até sua temperatura de saturação, dando início à ebulição nucleada. O círculo branco surge com a formação da película de vapor.

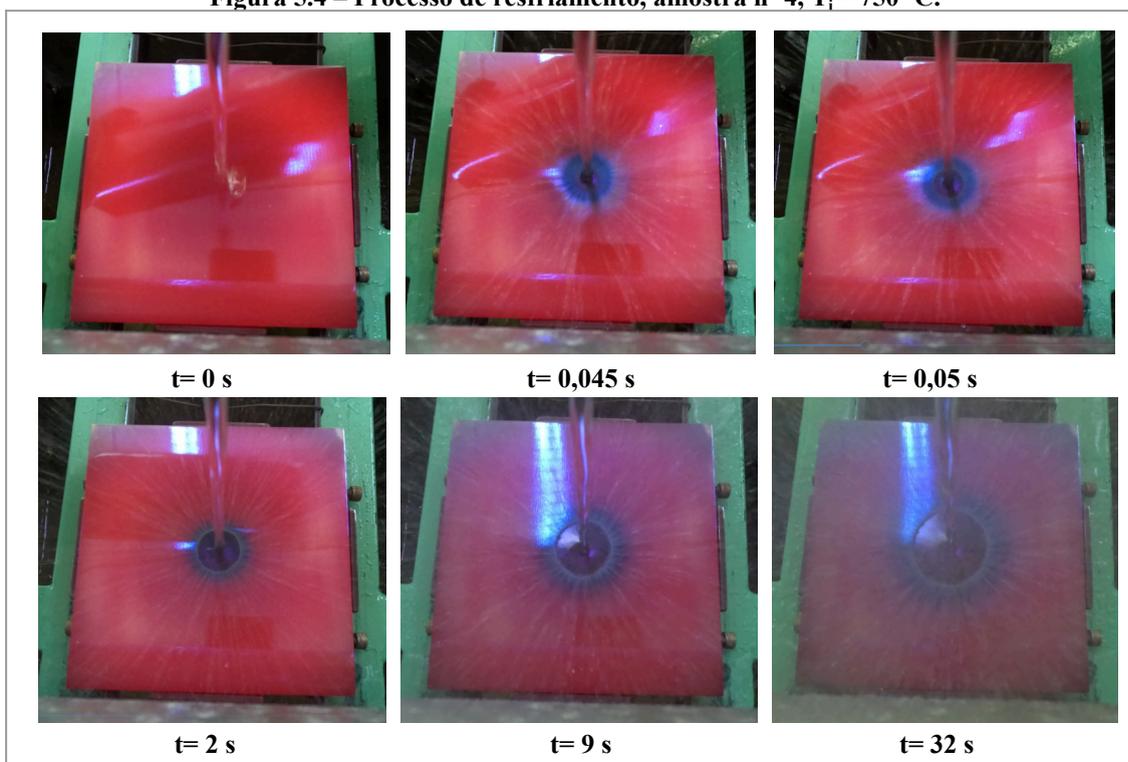
Figura 5.3 – Processo de resfriamento, amostra n° 2,  $T_i = 600\text{ }^\circ\text{C}$ .



Fonte: Autor (2023).

A Figura 5.4 apresenta a amostra n° 4, com temperatura de resfriamento inicial de  $T_i=750\text{ }^\circ\text{C}$ , vazão de água de 1,55 L/min a  $27,1\text{ }^\circ\text{C}$ , velocidade do jato incidente  $V_j=2,37\text{ m/s}$ .

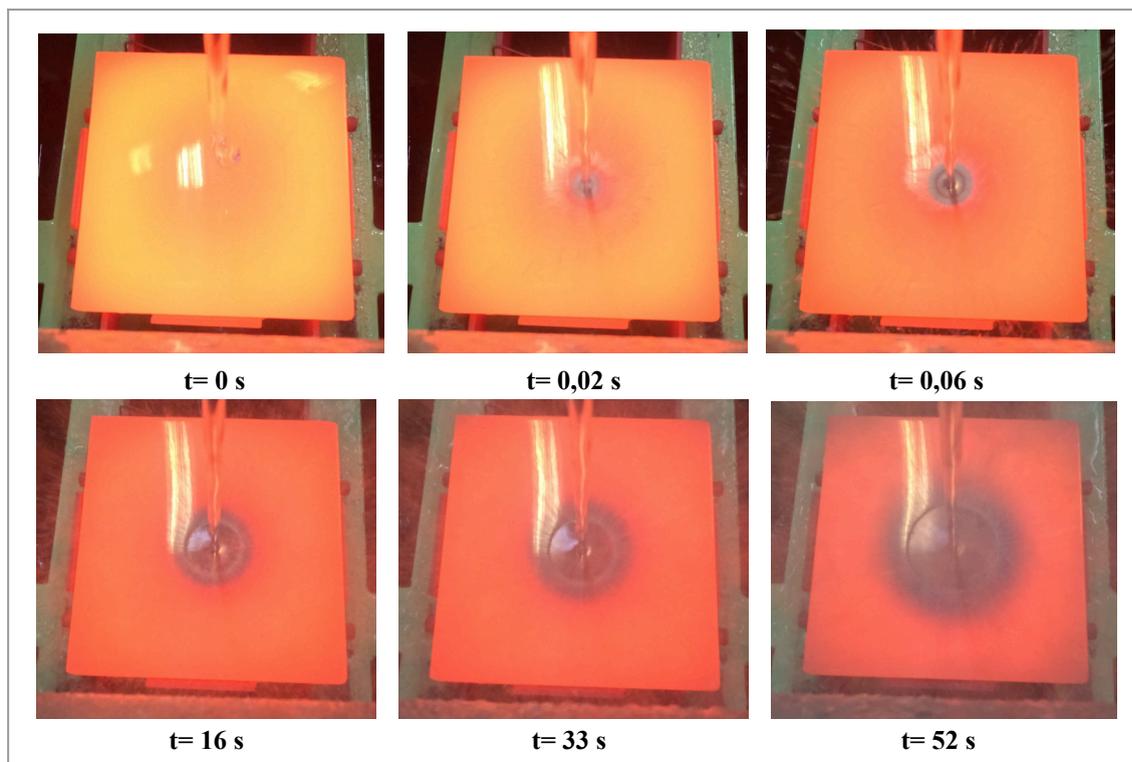
Figura 5.4 – Processo de resfriamento, amostra n° 4,  $T_i = 750\text{ }^\circ\text{C}$ .



Fonte: Autor (2023).

A Figura 5.5 apresenta a amostra nº 5, com temperatura de resfriamento inicial de  $T_i=900\text{ °C}$ , vazão de água de 1,55 L/min a 27,3 °C, velocidade do jato incidente  $V_j= 2,37\text{ m/s}$ .

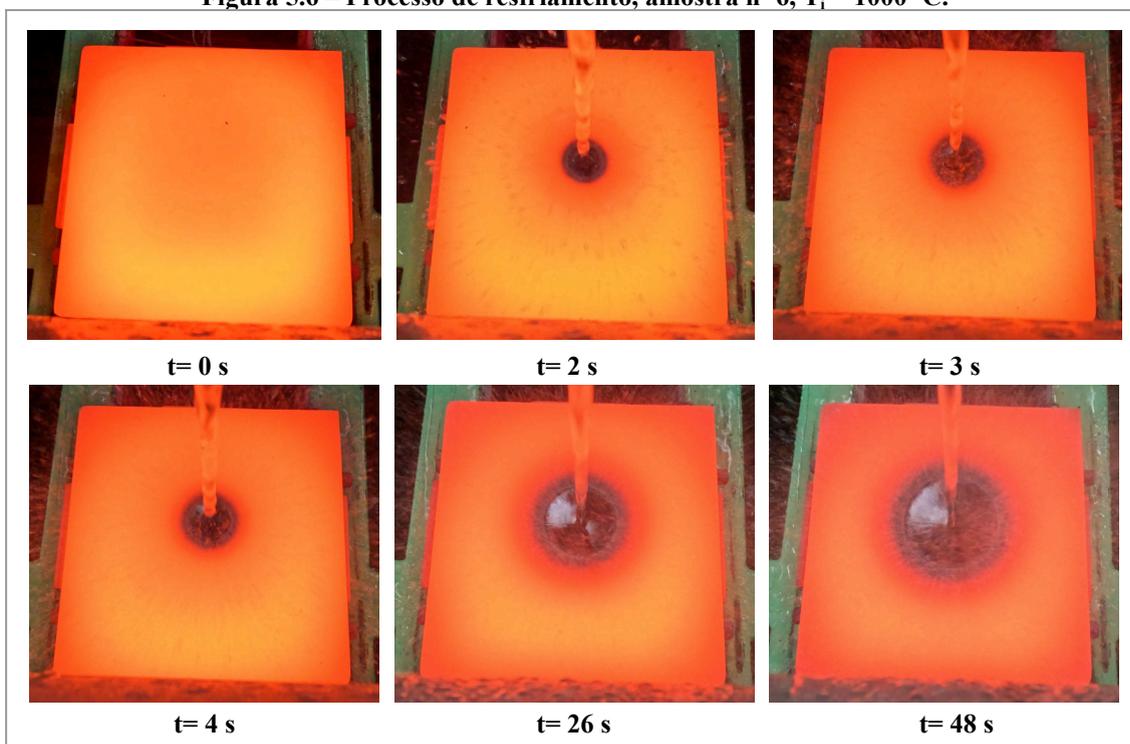
**Figura 5.5 – Processo de resfriamento, amostra nº 5,  $T_i = 900\text{ °C}$ .**



**Fonte: Autor (2023).**

A Figura 5.6 apresenta a amostra nº 6, com temperatura de resfriamento inicial de  $T_i=1000\text{ °C}$ , vazão de água de 1,55 L/min a 28,1 °C, velocidade do jato incidente  $V_j= 2,37\text{ m/s}$ .

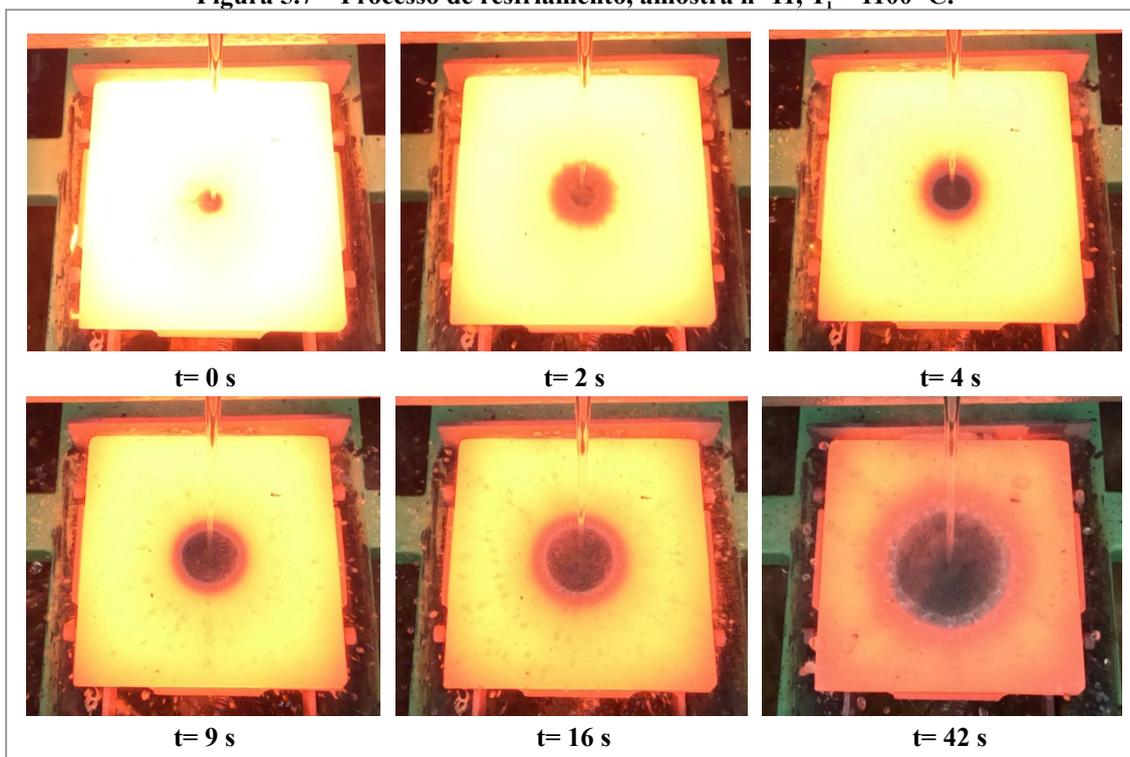
Figura 5.6 – Processo de resfriamento, amostra n° 6,  $T_i = 1000\text{ }^\circ\text{C}$ .



Fonte: Autor (2023).

A Figura 5.7 apresenta a amostra n° 11, com temperatura de resfriamento inicial de  $T_i=1100\text{ }^\circ\text{C}$ , vazão de água de  $0,857\text{ L/min}$  a  $28\text{ }^\circ\text{C}$ , velocidade do jato incidente  $V_j= 2,35\text{ m/s}$ .

Figura 5.7 – Processo de resfriamento, amostra n° 11,  $T_i = 1100\text{ }^\circ\text{C}$ .

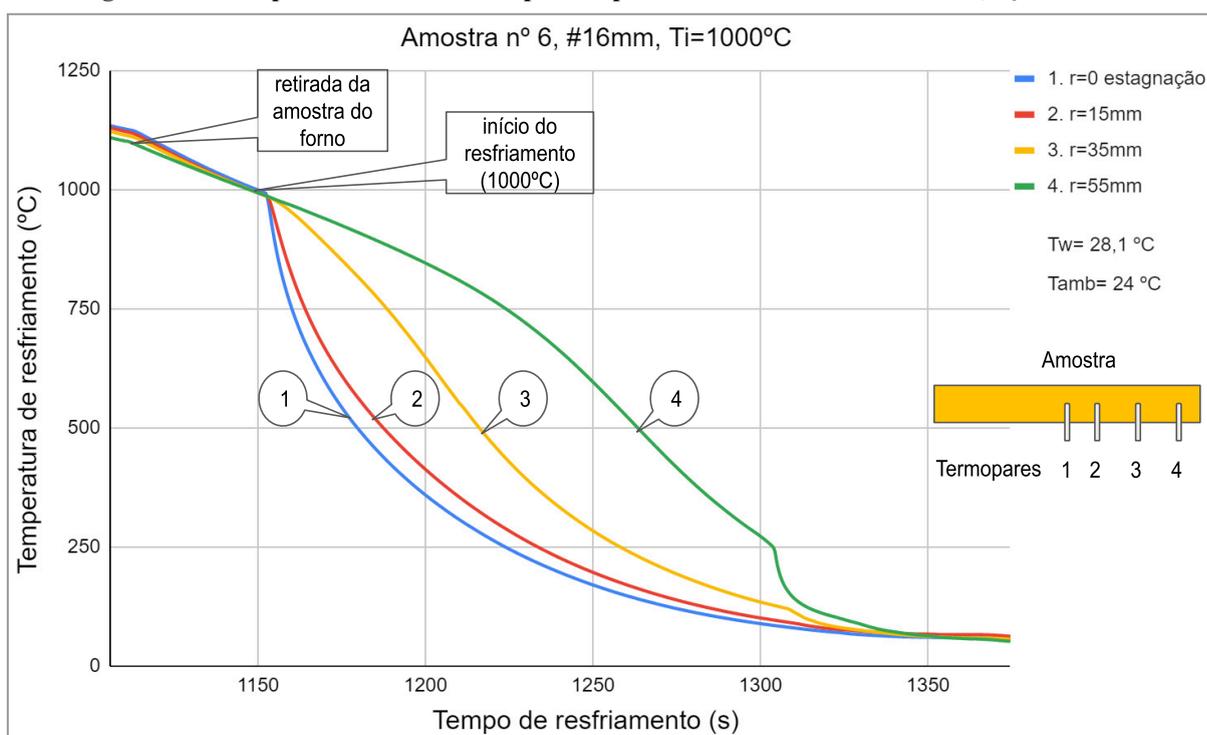


Fonte: Autor (2023).

## 5.2 Avaliação das curvas de resfriamento

A partir da retirada do forno, deu-se então o início do resfriamento lento ao ar, iniciando com 1109°C (instante 1112s). No instante 1149s, a amostra atingiu 1000°C de temperatura interna, dando início ao resfriamento forçado. Utilizou-se água a uma temperatura de 28,1°C, vazão de 1,55 L/min, velocidade do jato incidente em 2,373 m/s. A razão pela qual as curvas dos termopares 1 e 2 decrescem juntas é devido à pequena distância entre eles (15mm), bem próximos ao jato. Observou-se uma queda mais acentuada na curva 1 do que as restantes, indicando um resfriamento mais intenso na zona de estagnação em comparação com as demais regiões. O avanço radial da frente úmida foi observado com o crescimento da zona escura (ver Figura 5.6), sendo registrado uma maior queda de temperatura até todas se igualarem à temperatura de desligamento da água, em torno de 40°C, no instante de tempo 1406s, mostrado na Figura 5.8. As incertezas dos equipamentos utilizados para a produção das curvas de temperatura estão indicadas na Tabela 3.6.

**Figura 5.8 – Temperaturas dos 4 termopares a partir do centro da amostra nº 6,  $T_i = 1000^\circ\text{C}$ .**



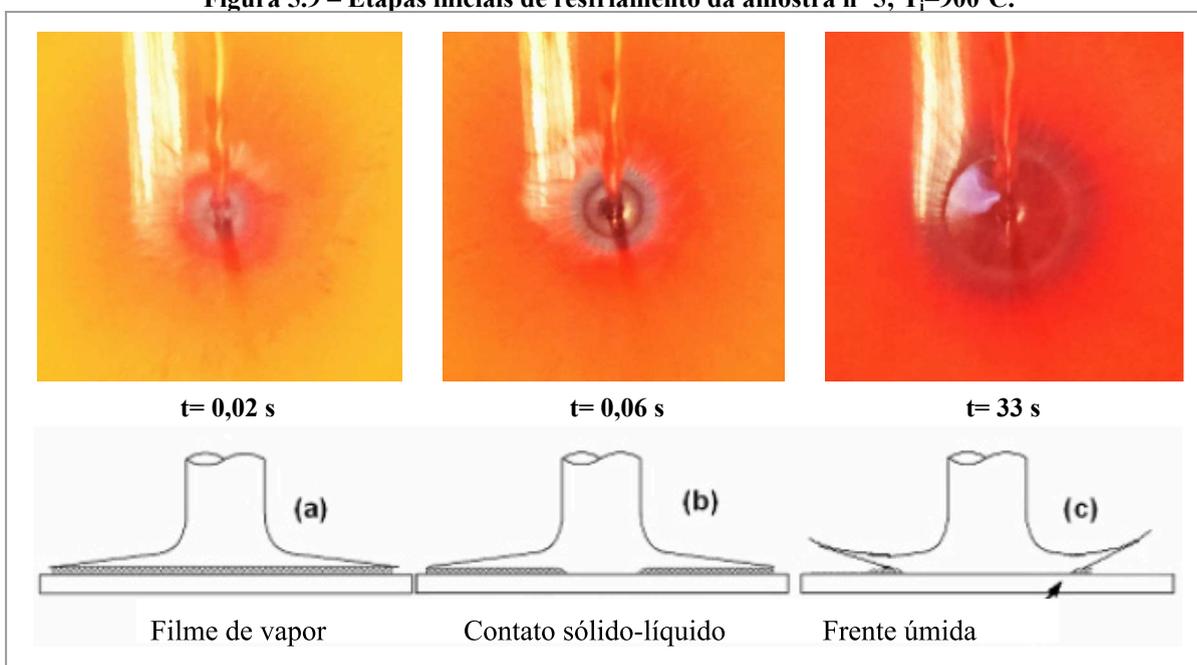
Fonte: Autor (2023).

Foi observada uma queda mais acentuada na curva 4 próximo ao instante 1305s, saindo de 250°C para 100°C em apenas 20s. Tal fato pode ser explicado devido ao resfriamento lateral e do fundo da amostra devido à água excedente da superfície atingir essas regiões. O mesmo fenômeno ocorreu em todas as amostras, com diferenças apenas nos tempos em que ocorreram.

O crescimento do diâmetro da zona escura rege toda a curva de resfriamento, podendo ser facilmente observado pelos dados das curvas 1 e 4. Enquanto que a curva 4 registrava 840°C, a curva 1 já registrava 345°C, no mesmo instante de tempo de 1200s.

A Figura 5.9 traz uma comparação dos esboços das etapas iniciais de resfriamento do experimento de Ochi *et al.* (1984) com as etapas iniciais da amostra nº 5 com  $T_i=900^\circ\text{C}$  do presente trabalho.

**Figura 5.9 – Etapas iniciais de resfriamento da amostra nº 5;  $T_i=900^\circ\text{C}$ .**



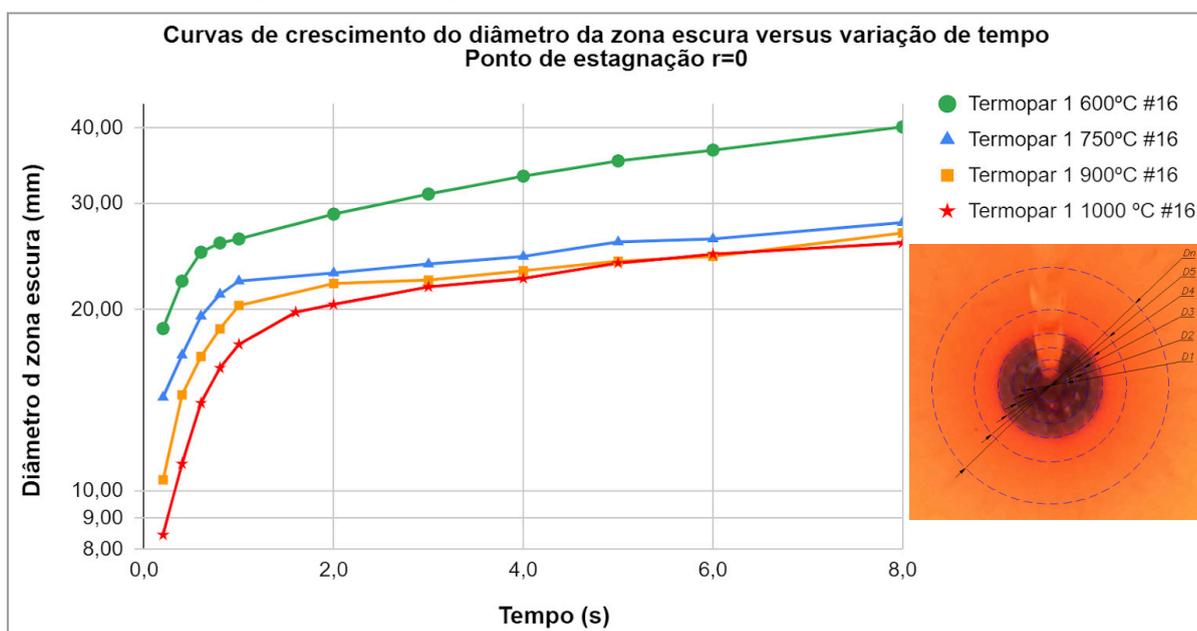
Fonte: adaptado de Ochi *et al.* (1984).

No primeiro esboço, indicado pela Figura 5.9a, observa-se que há a rápida formação de filme de vapor, dificultando o contato da água com a superfície. Nesse aspecto, a fotografia de Ochi *et al.* (1984) é coerente com o baixo fluxo de calor observado nessa região, no tempo de 0,02s. No esboço da Figura 5.9b, o filme de vapor é imediatamente rompido pelo jato de água, alcançando a superfície da amostra. Nesse instante, a temperatura se encontra acima do ponto de *Leidenfrost*. O avanço da frente úmida é mostrado pela Figura 5.9c, decorridos 33s. Pode ser observado nas fotografias do presente experimento a formação de um anel de vapor, circundando a zona escura.

A temperatura de subresfriamento deste trabalho variou de 71 a 75°C ( $\Delta T_{sub} = 71\sim 75^\circ\text{C}$ ). Conforme as observações de Kokado *et al.* (1984), Ochi *et al.* (1984), Ishigai apud Wolf *et al.* (1993) e Liu e Wang (2001), em subresfriamentos de  $\Delta T_{sub} > 60^\circ\text{C}$ , o molhamento ocorrerá assim que o jato d'água tocar a superfície da chapa, independentemente da temperatura de superfície, não formando a película de vapor.

Na Figura 5.10 é mostrada a variação do crescimento do diâmetro da zona escura com o incremento de tempo, em várias temperaturas iniciais. As medidas dos diâmetros foram conseguidas com auxílio da ferramenta AutoCAD® pela análise dos frames dos vídeos durante o resfriamento e utilizando como escala de referência a medida de largura de 150mm. O crescimento do círculo varia em função da temperatura, porém é notório que nos primeiros instantes, a frente úmida é pouco afetada pela temperatura inicial  $T_i$ . Após alguns segundos, a região logo abaixo do jato (estagnação) diminui sua temperatura superficial, obrigando o fluxo de água a atravessar todo o diâmetro até atingir a temperatura de saturação. Nesse aspecto, a temperatura superficial passa a ter forte influência sobre a frente de molhamento pois observa-se uma diminuição da velocidade de avanço da zona escura. Estas observações são similares ao experimento de Leocádio (2008).

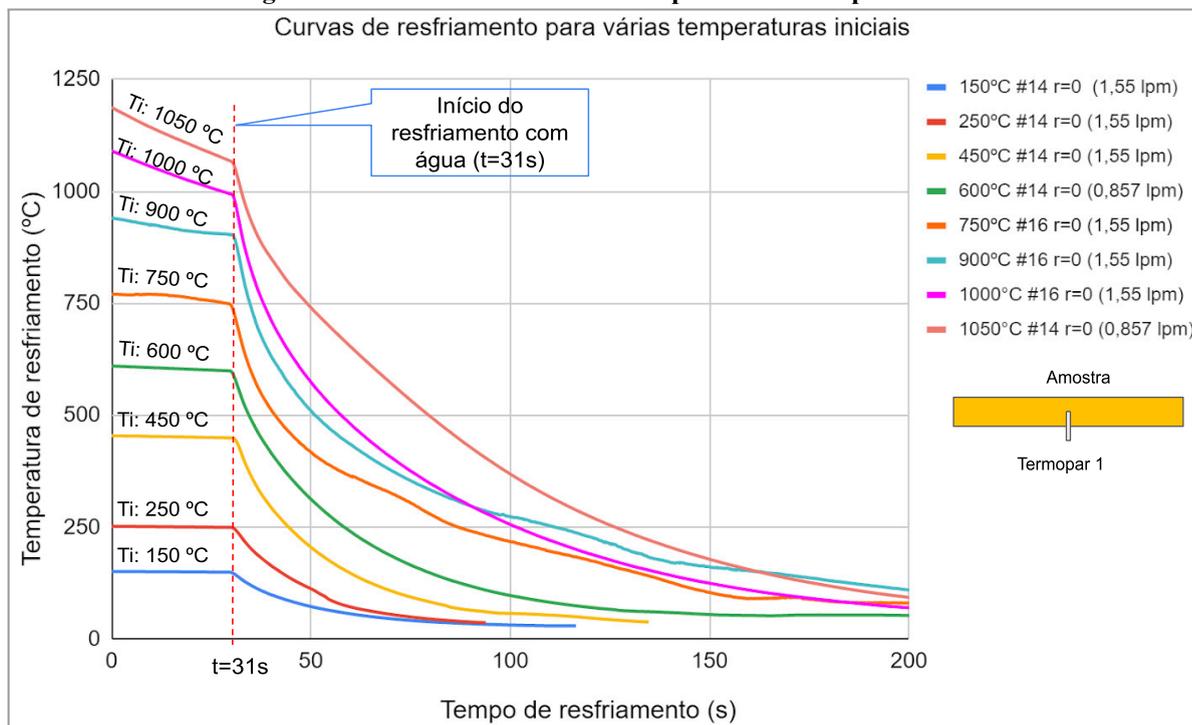
**Figura 5.10 – Variação do crescimento do diâmetro da zona escura.**



Fonte: Autor (2023).

As curvas mostradas na Figura 5.11 variam desde o resfriamento inicial à temperatura de 150°C até 1050°C, duas vazões de água (0,857 e 1,55 L/min), duas espessuras (14 e 16mm). Os dados se referem à zona de estagnação ( $r=0$ ). Nota-se uma perda mais acentuada nas amostras de maior temperatura antes de iniciar o resfriamento em  $t=31s$  pois a perda de calor por radiação é mais intensa em temperaturas superficiais mais altas. Os valores de tempo indicados no eixo são referenciais para indicar o comportamento de cada curva e uma melhor visualização do início do resfriamento. Avalia-se neste resultado a redução da temperatura de acordo com a sua condição de temperatura inicial. A amostra de 1100°C não foi mostrada devido a um problema na aquisição de dados, sendo descartada das análises.

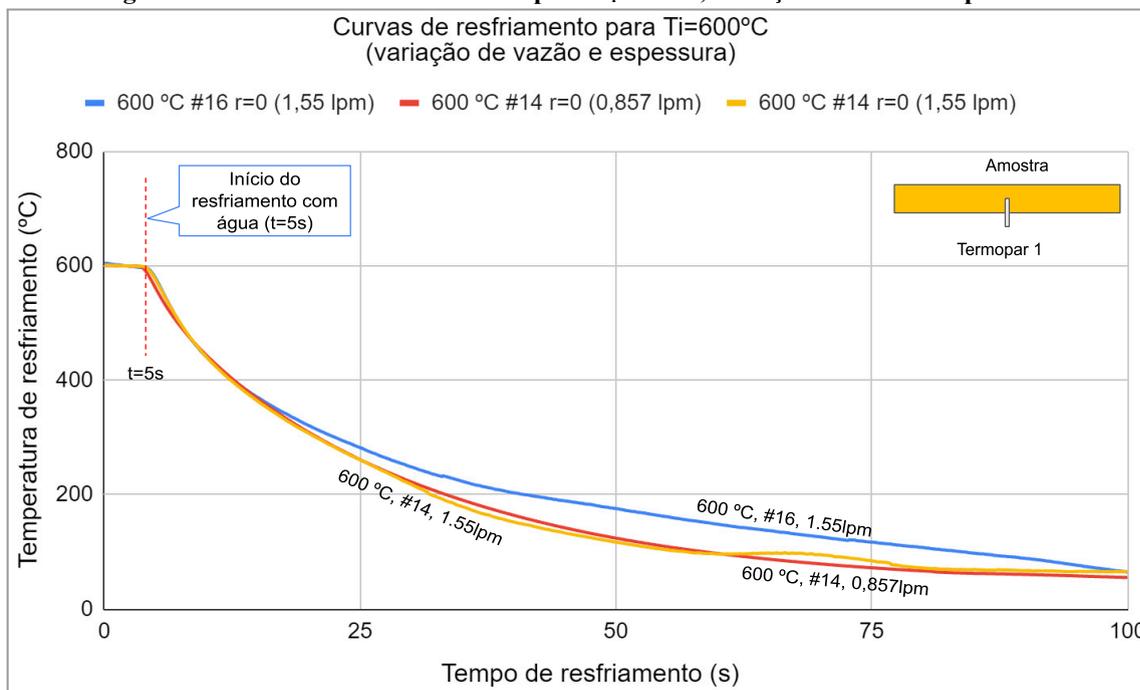
**Figura 5.11 – Curvas de resfriamento para várias temperaturas.**



As três curvas da Figura 5.12 são para uma mesma  $T_i=600^\circ\text{C}$ , com variação de vazão de água e espessura da amostra. Os primeiros 20s de resfriamento são praticamente iguais entre si nas 3 curvas. As amostras de #14mm, na  $T_i=600^\circ\text{C}$  com variação de vazão de 1,55 L/min e 0,857 L/min não apresentam diferenças expressivas entre si no resfriamento. Conclui-se que a variação de vazão adotada para esta temperatura inicial, embora seja quase o dobro, ainda não é suficiente para induzir resultados diferentes no tempo total da curva de resfriamento por se tratar de vazões consideradas baixas. Porém, observa-se diferenças para a amostra #16mm em relação às amostras de #14mm ao se aproximarem da temperatura em torno de  $350^\circ\text{C}$  e tempo próximo de 15s. Tal diferença pode ser explicada pela maior massa da amostra de #16mm, mesmo utilizando uma vazão de 1,55 L/min observa-se diferenças médias de temperatura em torno de  $50^\circ\text{C}$  se comparado às amostras de #14mm no tempo compreendido entre 40s e 70s.

Os dados se referem à zona de estagnação ( $r=0$ ).

**Figura 5.12 – Curvas de resfriamento para  $T_i=600^\circ\text{C}$ , variação de vazão e espessura.**



Fonte: Autor (2023).

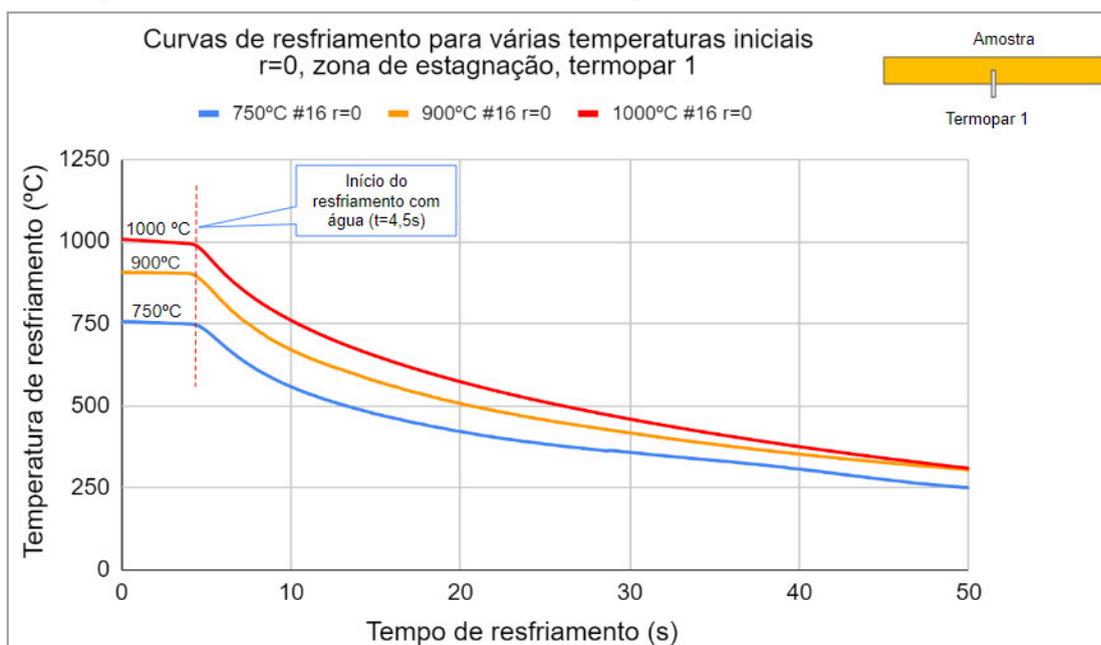
Embora a temperatura máxima do experimento tenha sido  $1100^\circ\text{C}$ , conforme indicado na Tabela 3.4, esse teste foi descartado para validação dos resultados, sendo utilizado apenas na avaliação quantitativa de imagens. O motivo do descarte dos dados foi devido à sua utilização anterior para as temperaturas iniciais de  $150^\circ\text{C}$  e  $250^\circ\text{C}$ . Esta reutilização impactou negativamente o comportamento do material ao ser aquecido várias vezes, com uma possível alteração das suas propriedades. Os detalhes podem ser consultados no Apêndice A.

### 5.2.1 Temperatura superficial definida por análise inversa

Para avaliação das temperaturas superficiais definidas pelo método de análise inversa de condução de calor, foram utilizadas as temperaturas de  $750$ ,  $900$  e  $1000^\circ\text{C}$ . As justificativas para o uso destas três amostras são baseadas nas características similares durante os testes. Os dados se referem à zona de estagnação ( $r=0$ ), logo abaixo do jato d'água. A vazão de água para estas amostras foi fixada em  $1,55\text{ L/min}$ , se mantendo sem variações. A espessura das chapas foi de  $16\text{mm}$ . Na Figura 5.13 são mostradas as curvas referentes a estas três temperaturas iniciais, demonstrando um comportamento suave do declínio das temperaturas, estando aptas para as avaliações posteriores de curvas de ebulição, método IHCP e validação da solução numérica.

As diferentes condições de teste permitiram análises detalhadas das curvas de resfriamento e extração das características térmicas.

**Figura 5.13 – Curvas de resfriamento escolhidas para validação da solução numérica.**



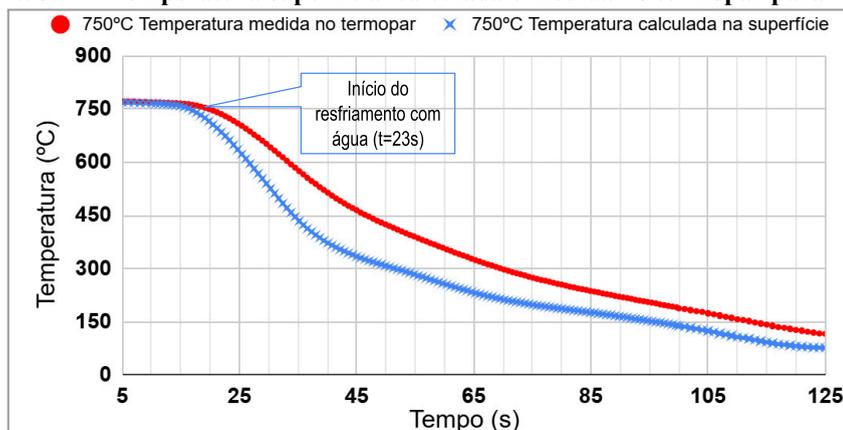
Fonte: Autor (2023).

As temperaturas da superfície ( $T_{superfície}$ ) da amostra foram calculadas a partir da medição de temperatura dos termopares ( $T_{termopar}$ ) instalados internamente e utilizando a solução numérica desenvolvida para resolver o problema inverso de condução de calor.

Nas figuras que seguem, são mostradas curvas de resfriamento de acordo com as temperaturas calculadas para a superfície da amostra ( $T_s$ ) de 750°C, 900°C e 1000°C.

O modelo matemático empregado na análise inversa permite perceber a queda acentuada da temperatura na superfície imediatamente após o contato com a água, revelando-se um perfil com tendência não-linear, observado em todos os testes. A Figura 5.14 mostra as temperaturas para a  $T_i=750^\circ\text{C}$ , espessura 16mm, termopar montado abaixo da superfície em 4,5mm, zona de estagnação ( $r=0$ ).

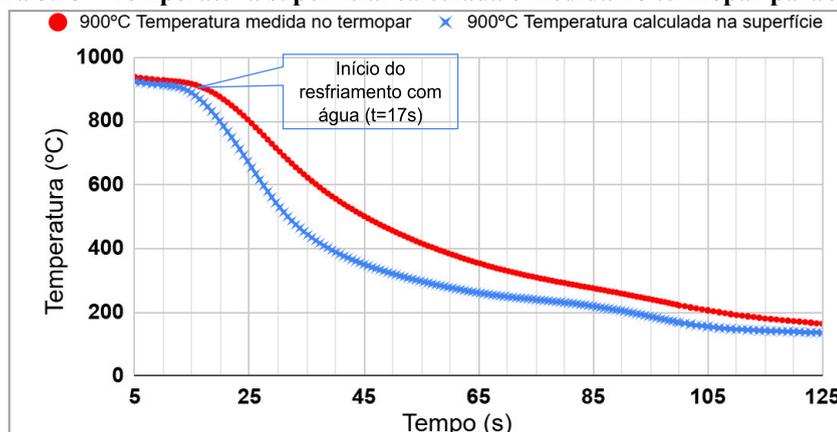
**Figura 5.14 – Temperatura superficial calculada e medida no termopar para 750°C.**



Fonte: Autor (2023).

A figura 5.15 mostra as temperaturas para a  $T_i=900^\circ\text{C}$ , espessura 16mm, termopar montado abaixo da superfície em 4,5mm, zona de estagnação ( $r=0$ ).

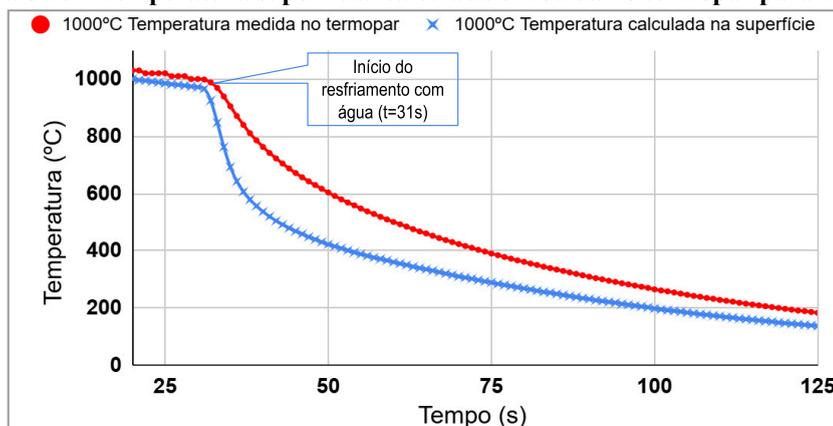
**Figura 5.15 – Temperatura superficial calculada e medida no termopar para  $900^\circ\text{C}$ .**



Fonte: Autor (2023).

A figura 5.16 mostra as temperaturas para a  $T_i=1000^\circ\text{C}$ , espessura 16mm, termopar montado abaixo da superfície em 4,5mm, zona de estagnação ( $r=0$ ).

**Figura 5.16 – Temperatura superficial calculada e medida no termopar para  $1000^\circ\text{C}$ .**



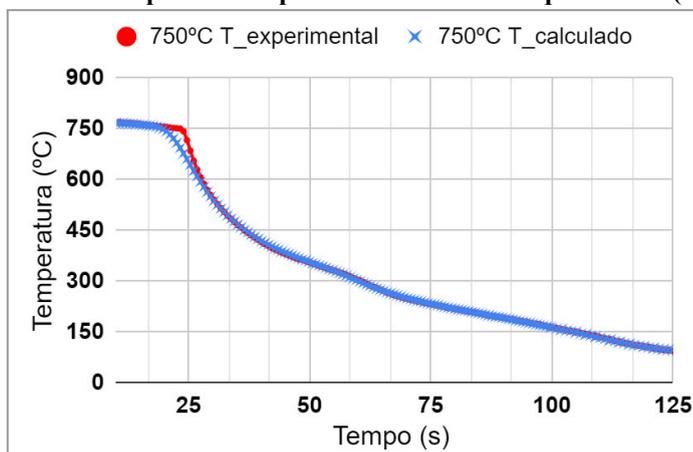
Fonte: Autor (2023).

Devido a exposição da amostra de teste ao ar ambiente do interior do laboratório, a superfície de cada chapa perdeu calor por radiação e convecção, revelando temperaturas superficiais calculadas menores do que as temperaturas medidas na parte interna antes do início do resfriamento com água, conforme esperado. Isso demonstra que o algoritmo desenvolvido possui sensibilidade para captar estas variações. Para as temperaturas de  $750^\circ\text{C}$ ,  $900^\circ\text{C}$  e  $1000^\circ\text{C}$ , a média das diferenças entre temperatura da superfície calculada e medida internamente foi de  $\Delta T=5^\circ\text{C}$ ,  $\Delta T=15^\circ\text{C}$  e  $\Delta T=38^\circ\text{C}$ , respectivamente. A razão pela qual há maior diferença de temperatura antes do início resfriamento da amostra com  $T_i=1000^\circ\text{C}$  é devido a maior intensidade de perda de calor por radiação se comparado às temperaturas menores. Estas observações estão de acordo com Leocádio (2008).

### 5.3 Curvas de ebulição definidas por análise inversa

As figuras seguintes (5.17, 5.18 e 5.19) mostram as curvas de temperatura “experimental *versus* calculada”, respectivamente, para as  $T_i = 750^\circ\text{C}$ ,  $900^\circ\text{C}$  e  $1000^\circ\text{C}$ , para zona de estagnação ( $r=0$ ). Os resultados mostram uma reprodução satisfatória do modelo matemático em relação ao experimento.

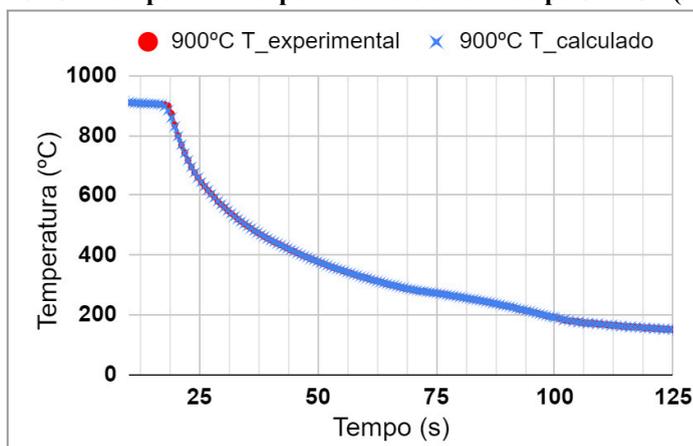
Figura 5.17 – Temperatura experimental e calculada pelo IHCP ( $750^\circ\text{C}$ ).



Fonte: Autor (2023).

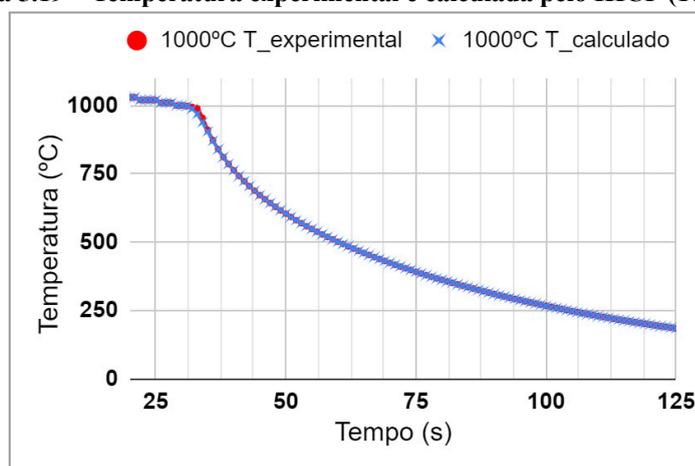
A diferença notada nos pontos iniciais na Figura 5.17 referente à temperatura de  $750^\circ\text{C}$  é devido ao fato de que a melhor regularização com o método dos passos futuros foi conseguida apenas na região imediatamente após o início do resfriamento. O “descolamento” inicial dos pontos em relação a curva da temperatura inicial não impactou os resultados.

Figura 5.18 – Temperatura experimental e calculada pelo IHCP ( $900^\circ\text{C}$ ).



Fonte: Autor (2023).

**Figura 5.19 – Temperatura experimental e calculada pelo IHCP (1000°C).**



Fonte: Autor (2023).

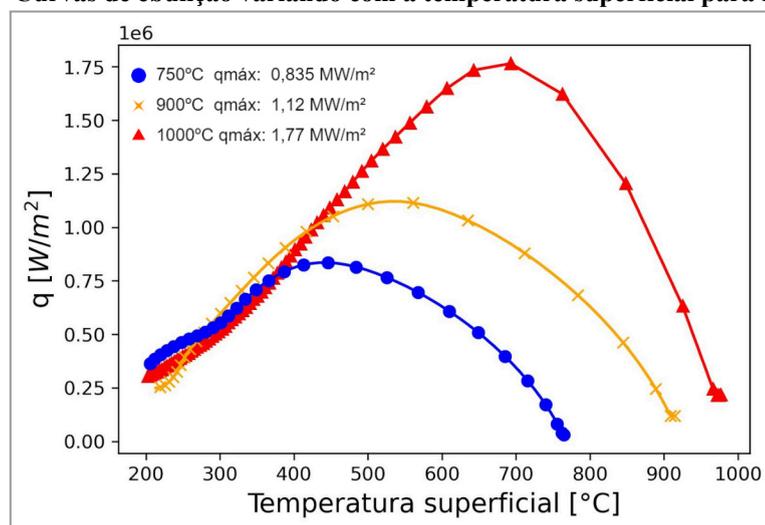
Foram realizadas comparações das temperaturas de resfriamento inicial de cada amostra, bem como o efeito da temperatura inicial sobre o coeficiente de transferência de calor na zona de estagnação ( $r=0$ ). As curvas dos fluxos de calor foram avaliadas de acordo com as medições dos termopares instalados abaixo da superfície.

Para as curvas de ebulição, avaliou-se os fluxos de calor e coeficientes de transferência térmica (HTC). As equações foram resolvidas utilizando solver transiente baseado em elementos finitos (com não-linearidade material), malha em 2D com elementos do tipo retangular linear.

Para minimização dos erros quadráticos, típicos de problemas de IHCP, foi utilizado o método de regularização *Passos Futuros* proposto por Beck *et al.* (2023) por ter se demonstrado mais ágil para o algoritmo desenvolvido. O método está incluso no minimizador adaptado para o Python 3.11.

A Figura 5.20 mostra as curvas de ebulição para os fluxos de calor calculadas pela resolução do problema inverso da condução de calor (IHCP), analisadas na zona de estagnação ( $r=0$ ), espessura da amostra 16mm, termopar montado abaixo da superfície em 4,5mm. As curvas apresentam variação com a temperatura superficial.

Figura 5.20 – Curvas de ebulição variando com a temperatura superficial para fluxo de calor.



Fonte: Autor (2023).

Os picos de fluxos de calor (*critical heat flux* - CHF) observados nas curvas se devem ao aparecimento da frente úmida (limite entre a zona úmida e seca), coerente com o experimento de Mozumder *et al.* (2006), e Leocádio (2008).

Os valores máximos do fluxo de calor CHF diminuem à medida que se distanciam do centro de incidência do jato d'água e ocorrem no instante do aparecimento da frente úmida (zona escura). Esse fenômeno se deve ao fato de que, no decorrer do tempo, o diâmetro da zona escura aumenta e, conseqüentemente, a lâmina de água percorre uma maior distância radial, aumentando sua temperatura, o que reduz a capacidade de resfriamento e o fluxo de calor.

A zona úmida tem seu crescimento reduzido após algum tempo, diminuindo também avanço do molhamento. Este fenômeno mostra o efeito da temperatura inicial  $T_i$  no avanço da frente úmida, confirmado pelas observações visuais (Figuras 5.4, 5.5 e 5.6), onde o aumento da temperatura inicial provocou o retardamento do avanço da frente úmida, conforme reportado por Leocádio (2008).

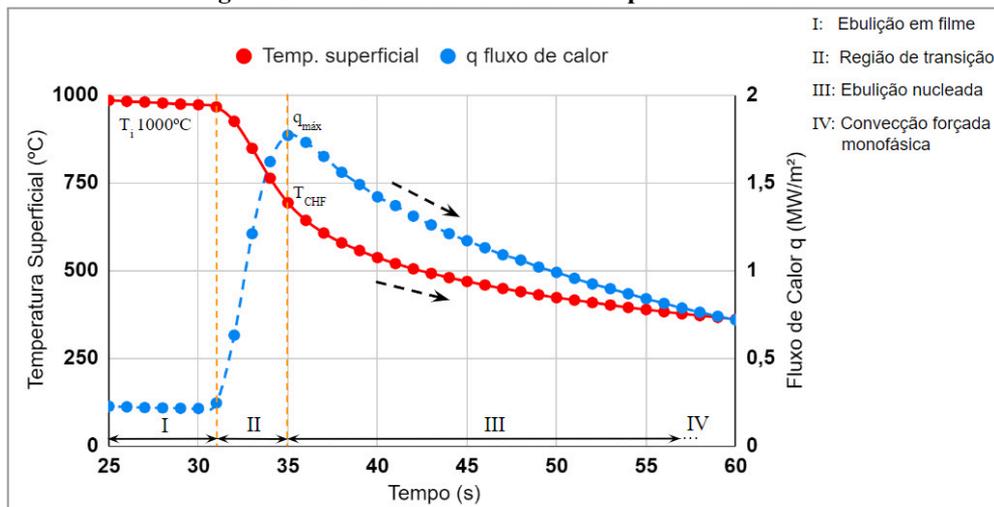
A amostra com temperatura inicial em 750°C atinge o valor máximo de 0,835 MW/m<sup>2</sup> para o fluxo de calor. Nesse instante, a temperatura da superfície é de 440°C. Os valores encontrados para a amostra com temperatura inicial em 900°C atingiram o valor máximo de 1,12 MW/m<sup>2</sup> para o fluxo de calor e temperatura da superfície de 537°C. Para a amostra com temperatura inicial em 1000°C foi observado valor de fluxo máximo de calor de 1,77 MW/m<sup>2</sup> e 693°C para temperatura de superfície no instante analisado. Comparando os valores máximos do fluxo de calor entre as temperaturas iniciais de 750°C e 1000°C, há uma diferença de +47%. Conclui-se que a  $T_i$  das amostras afeta consideravelmente o CHF.

O fluxo de calor, transferido à água, é mais intenso na zona de estagnação ( $r=0$ ) devido ao fato de que o jato incidente apresenta maior grau de subresfriamento e maior pressão de impacto. À medida que a água aumenta sua temperatura, o seu subresfriamento diminui, fazendo com que o CHF diminua.

Devido ao movimento radial da frente úmida, ou seja, naturalmente para fora da zona de impacto do jato d'água, cada região na superfície da chapa aquecida experimentará os diferentes modos de ebulição e convecção forçada monofásica, em instantes diferentes em função de sua posição radial.

A curva de fluxo de calor pode ser dividida em regiões: ebulição em filme, regime de transição, ebulição nucleada e convecção forçada monofásica. A Figura 5.21 apresenta a evolução da temperatura da superfície e do fluxo de calor sob condições de resfriamento transitório. Os dados da amostra são:  $T_i = 1000^\circ\text{C}$ ,  $V_j = 2,373 \text{ m/s}$  e  $T_w = 28^\circ\text{C}$ .

**Figura 5.21 – Curva de fluxo de calor para  $T_i=1000^\circ\text{C}$ .**

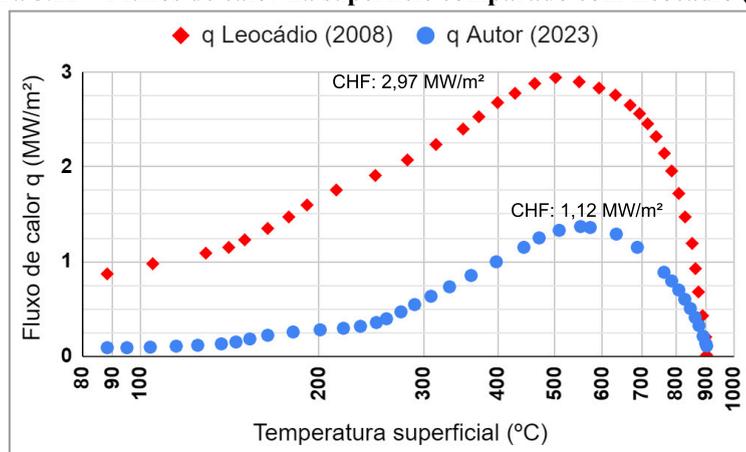


Fonte: Autor (2023).

O ponto do valor máximo do fluxo de calor define o limite entre os regimes de transição e de ebulição nucleada. A temperatura da superfície mostrou uma ligeira diminuição na região I, e exibiu uma diminuição acentuada nas regiões II e III; finalmente, manteve uma baixa taxa de resfriamento na região IV. O valor máximo para o fluxo de calor mostrou uma tendência de correlação com a temperatura da superfície, atingindo valor máximo ( $q_{\text{max}}$  ou CHF) no limite da região II e região III, onde ocorreu o decréscimo mais acentuado da temperatura da superfície. A região de convecção forçada monofásica (região IV) aparece logo após a ebulição nucleada, em temperaturas de superfícies mais baixas e estabilizadas sem grandes alterações. Tais observações estão de acordo com a Figura 2.17 de Wang (2016) e similares ao observado por Leocádio (2008).

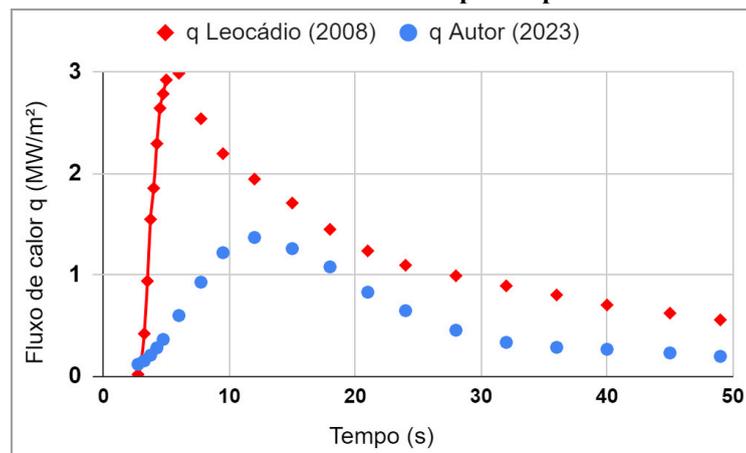
Nas Figuras 5.22 e 5.23 são comparados os resultados de Leocádio (2008) com o presente experimento, para a temperatura inicial de 900°C. Os dados do experimento de Leocádio (2008) mostram que os valores para  $D_j = 6,8\text{mm}$ ,  $V_j = 2,7\text{m/s}$ ,  $T_j = 22^\circ\text{C}$ ,  $Q_w = 6\text{ L/min}$  podem explicar a maior intensidade do fluxo de calor de  $2,97\text{ MW/m}^2$  na zona de estagnação. O comportamento da ascensão e decréscimo da curva de fluxo de calor é similar ao presente experimento em ambas figuras: com o aumento da temperatura da água sobre a amostra, o subsresfriamento diminui, com conseqüente redução do CHF.

**Figura 5.22 – Fluxos de calor na superfície comparado com Leocádio (2008).**



Fonte: Autor (2023).

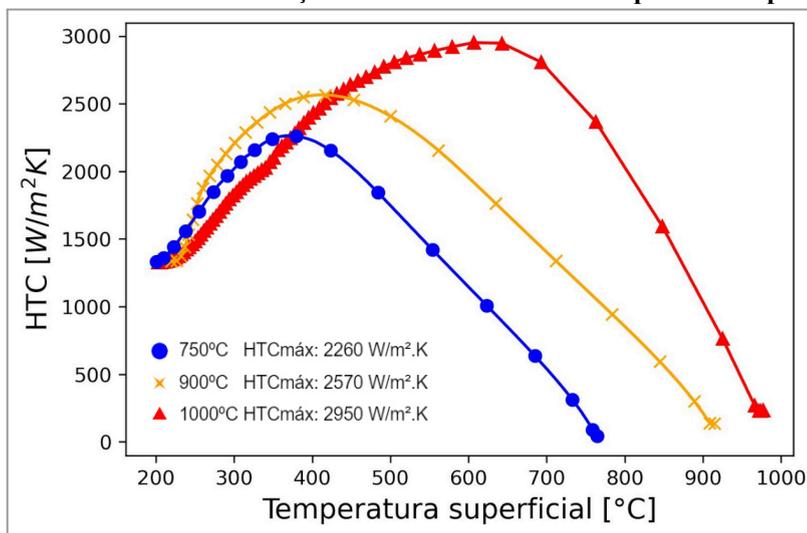
**Figura 5.23 – Fluxos de calor variando com o tempo comparado com Leocádio (2008).**



Fonte: Autor (2023).

A Figura 5.24 apresenta as curvas referentes aos coeficientes de transferência de calor HTC, em função da temperatura superficial, evidenciando o efeito da temperatura inicial ( $T_i$ ) no comportamento de cada curva.

Figura 5.24 – Curvas de ebulição variando HTC com a temperatura superficial.



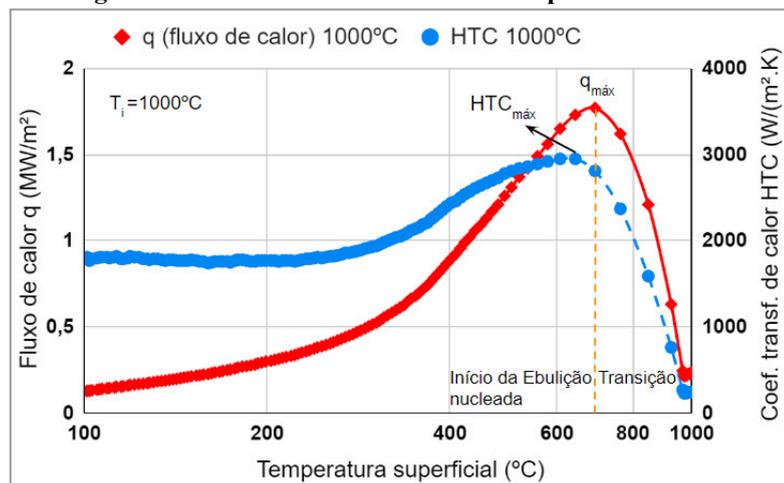
Fonte: Autor (2023).

O coeficiente de transferência de calor HTC aumentou desde a região de transição e regime de ebulição nucleada. Nestes regimes, o HTC aumentou proporcionalmente à diminuição da temperatura superficial. No fim do regime de ebulição nucleada e convecção forçada monofásica, apresentou queda brusca que coincide com o mesmo comportamento do fluxo de calor.

A amostra com temperatura inicial em 750°C atinge o valor máximo de 2260 W/m².K para o coeficiente de transferência de calor. Nesse instante, a temperatura da superfície é de 379°C. De igual modo, foi observado valor máximo de coeficiente de transferência de calor de 2570 W/m².K para a amostra com temperatura inicial em 900°C, com temperatura da superfície 409°C, no instante analisado. A amostra com temperatura inicial em 1000°C atingiu o valor máximo de 2950 W/m².K para o coeficiente de transferência de calor e 607°C na superfície.

Na Figura 5.25, é apresentada uma comparação da curva de fluxo de calor *versus* coeficiente de transferência de calor, para a temperatura inicial  $T_i = 1000^\circ\text{C}$ , do presente experimento.

**Figura 5.25 – Curva do HTC versus CHF para  $T_i=1000^\circ\text{C}$ .**

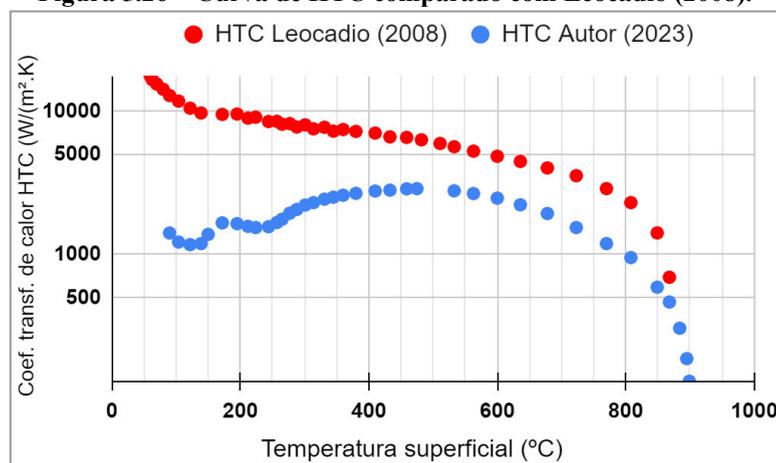


Fonte: Autor (2023).

Nota-se um comportamento similar entre as curvas ao se aproximar dos seus valores máximos, sendo o  $\text{HTC}_{\text{máx}}$  atingido em  $607^\circ\text{C}$  e o CHF em  $693^\circ\text{C}$ . O valor máximo para o coeficiente de transferência de calor é atingido dentro da região de ebulição nucleada e apresenta em seguida um declínio suave até se manter praticamente sem variações até o fim do experimento, em  $\sim 100^\circ\text{C}$ . Tal comportamento foi observado nas três amostras.

A Figura 5.26 apresenta os resultados encontrados por Leocádio (2008) para o coeficiente de transferência de calor, comparados com o presente experimento, para a temperatura inicial de  $900^\circ\text{C}$ . O valor máximo do HTC do presente experimento ocorre em  $409^\circ\text{C}$  enquanto que, a curva do autor comparado apresenta comportamento de ascensão afetada pela temperatura inicial  $T_i$ .

**Figura 5.26 – Curva de HTC comparado com Leocádio (2008).**



Fonte: Autor (2023).

Conclui-se que, na região de transição, o coeficiente de transferência de calor é fortemente afetado pela temperatura inicial  $T_i$ . Porém, o valor máximo do HTC é observado

dentro da região de ebulição nucleada, diferente do comportamento indicado por Leocádio (2008), onde o valor máximo do HTC é observado na região de convecção forçada monofásica, apresentando comportamento de ascensão contínua.

#### 5.4 Avaliação das incertezas

Incetezas de resultados de experimentos são estimadas com base nas incertezas primárias Holman (2012). Na Tabela 5.1 são mostradas as incertezas dos equipamentos de medição utilizados no experimento, de acordo com o catálogo do fornecedor.

**Tabela 5.1 – Incertezas dos equipamentos de medição.**

Equipamento	Incetezas
Termopares	$\pm 1,5^\circ\text{C}$
Termômetro de contato	$\pm 0,22^\circ\text{C}$
Medidor de vazão ultrassônico	$\pm 1\%$
Paquímetro digital	$\pm 0,02 \text{ mm}$
Registrador de temperatura ( <i>datalogger</i> )	$\pm 0,39^\circ\text{C}$
Rugosímetro	$\pm 0,166 \mu\text{m}$

Fonte: Autor (2023).

Para estimar as incertezas no resultado calculado, as equações 3.16 e 3.17 apresentam uma função dada para as variáveis independentes de entrada  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  e as incertezas dessas variáveis. Sendo assim:

$$R = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad [3.16]$$

$$\omega_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \omega_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \omega_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \omega_n\right)^2} \quad [3.17]$$

$\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$  são as incertezas das variáveis  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ , enquanto que  $\omega_R$  é a incerteza expandida de R. As incertezas expandidas foram obtidas pelo software EES (*Engineering Equation Solver*) utilizando a metodologia proposta por Holman (2012). As equações 3.16 e 3.17 estão contidas no banco de funções matemáticas do software. Para obter a incerteza de uma variável dependente  $y$ , é necessário definir as incertezas das variáveis independentes  $x$  em uma janela específica de entrada de dados do EES.

**Tabela 5.2 – Incertezas calculadas dos parâmetros hidrodinâmicos.**

Parâmetro	Incertezas
Velocidade do jato na saída do bocal [ $V_n$ ]	$\pm 0,014$ m/s
Velocidade de impacto do jato [ $V_j$ ]	$\pm 0,0021$ m/s
Diâmetro do jato incidente [ $D_j$ ]	$\pm 0,0184$ mm
Diâmetro de estagnação [ $D_{\text{estag}}$ ]	$\pm 0,037$ mm
Pressão do jato incidente [ $P_j$ ]	$\pm 4,86$ Pa
Espessura da camada livre incidente [ $\delta$ ]	$\pm 0,012$ mm

Fonte: Autor (2023).

## 6 CONCLUSÕES

O presente trabalho foi motivado a partir de dificuldades relacionadas ao resfriamento não homogêneo de chapas metálicas produzidas pela linha de laminação a quente da *Aperam South America*. A ocorrência de defeitos relacionados à forma do material gera transtornos e impactos econômicos, de forma que uma investigação aprofundada dos modos de transferência de calor envolvidos no processo de resfriamento após laminação possui grande relevância. O conhecimento e domínio dos valores de fluxos de calor e coeficientes de transferência de calor são cruciais para produzir materiais laminados a quente com qualidade em um mercado altamente exigente.

As temperaturas de teste foram escolhidas devido à proximidade com as temperaturas reais pós laminação e entrada no sistema de resfriamento. A utilização do parâmetro de regularização da solução numérica pelo método dos Passos Futuros (*Future time-step*) proposto por Beck *et al.* (2023) se baseou na maior agilidade demonstrada para resolver o problema se comparado à Regularização de Tikhonov (TR).

O algoritmo de otimização BOBYQA (*Bounded Optimization by Quadratic Approximations*) foi adequado para a convergência do problema e está disponível em biblioteca Python. As curvas geradas se referem à zona de estagnação, ou seja, dados colhidos por 1 termopar em  $r=0$ , ao centro da chapa. A escolha do algoritmo de otimização é baseado no número de sensores instalados na amostra. Outro minimizador, diferente do BOBYQA, pode funcionar melhor quando mais termopares estão envolvidos, conforme os trabalhos de Bohacek *et al.* (2021).

A solução obtida pela malha de 220 nós apresentou excelente compromisso entre resultados e esforço computacional. As variações das temperaturas foram inferiores a 0,22°C. As variações dos fluxos de calor foram inferiores a 10,7%.

Verificou-se o comportamento do resfriamento em amostras de aço e avaliou-se como a transferência de calor é afetada pela temperatura inicial do fluido de trabalho e pela temperatura inicial da amostra.

A avaliação qualitativa por imagem e as curvas de resfriamento disposta na seção 4.1 e 4.2 revelaram que o filme de vapor é imediatamente rompido pelo jato de água, alcançando a superfície da amostra de  $T_i=900^\circ\text{C}$  em um tempo capturado pela câmera de vídeo após decorridos  $\sim 0,06\text{s}$ , coerentes com as conclusões de Ochi *et al.* (1984). A película de vapor reduz a eficiência da transferência de calor, portanto, conclui-se que em sistemas de resfriamento de chapas laminadas a quente a temperatura da água deve ser um parâmetro a ser controlado, conforme argumentado por Liu e Wang (2001). O aparato experimental não

permitiu a percepção da formação de bolhas de vapor. O rápido avanço da frente úmida (caracterizado pela visualização da zona escura) é coerente com os altos valores de fluxo de calor observados nesse intervalo.

Concluiu-se que o coeficiente de transferência de calor é altamente influenciado pela temperatura inicial das amostras e características físicas do jato, apresentando valores máximos de 2260 W/m<sup>2</sup>.K, 2570 W/m<sup>2</sup>.K e 2950 W/m<sup>2</sup>.K para as temperaturas de 750°C, 900°C e 1000°C, respectivamente. O coeficiente de transferência de calor *HTC* foi avaliado no ponto de estagnação, apresentando comportamento similar entre as curvas ao se aproximar dos seus valores máximos, sendo o  $HTC_{\text{máx}}$  atingido dentro da região de ebulição nucleada e em seguida um declínio suave até se manter praticamente sem variações até o fim do experimento, em ~100°C. Tal comportamento foi observado nas três temperaturas avaliadas.

Os resultados obtidos para os coeficientes de transferência de calor revelam que há uma intensificação do resfriamento na região de estagnação ( $r=0$ ) quando comparado às outras regiões, podendo ser percebido pelo declínio de temperatura mais acentuado no centro da amostra.

O fluxo de calor máximo foi indicado com as variações de temperatura e alcançou valores máximos de 0,835 MW/m<sup>2</sup>, 1,12 MW/m<sup>2</sup> e 1,77 MW/m<sup>2</sup> para as temperaturas de 750°C, 900°C e 1000°C, respectivamente. Apresentou comportamento de decréscimo com a redução de temperatura, conforme experimentado e concluído por Wang (2016) e Lee (2017).

Na região de estagnação, foram observadas taxas de resfriamento de 22 °C/s, 28 °C/s e 43 °C/s para as temperaturas de 750°C, 900°C e 1000°C, respectivamente, 5s após o início do resfriamento. Em contrapartida, na região em  $r=55\text{mm}$ , ou seja, no sensor de temperatura mais distante do centro foram observadas taxas de 1,2 °C/s, 2,1 °C/s e 3,3 °C/s para as temperaturas de 750°C, 900°C e 1000°C, respectivamente, 5 s após o início do resfriamento.

A análise das curvas de ebulição para fluxo de calor e coeficientes de transferência de calor revelaram que seus valores máximos foram atingidos em temperaturas de superfície próximas.

A temperatura da superfície apresentou diminuição acentuada na região apresentada na literatura como sendo os regimes de transição e ebulição nucleada. A região conhecida como convecção forçada monofásica manteve uma baixa taxa de resfriamento. O valor máximo para o fluxo de calor mostrou uma tendência de correlação com a temperatura da superfície, no limite da região de transição e ebulição nucleada.

Os valores mais altos de fluxo de calor observados em experimentos similares apresentados na literatura podem ser explicados pelos maiores valores de diâmetro do jato, velocidade e vazão e menores valores de temperatura do fluido de resfriamento adotados.

O valor máximo para o coeficiente de transferência de calor é atingido dentro da região de ebulição nucleada e apresenta em seguida um declínio suave até se manter praticamente sem variações até o fim do experimento, em  $\sim 100^{\circ}\text{C}$ . Tal comportamento foi observado nas três amostras. O coeficiente de transferência de calor aumentou proporcionalmente à diminuição da temperatura superficial desde a região de transição e regime de ebulição nucleada. No fim do regime de ebulição nucleada apresentou queda brusca que coincide com o mesmo comportamento do fluxo de calor.

As curvas de ebulição geradas auxiliaram na visualização das regiões que separam os regimes de transição, ebulição nucleada e convecção forçada monofásica. Os valores máximos de fluxos de calor e coeficiente de transferência de calor *versus* decréscimo de temperatura superficial foram apresentados nas figuras da seção 5.3. Desta forma, é possível afirmar que, durante o processo de resfriamento de chapas laminadas a quente, ocorrem os regimes de transição e ebulição nucleada na região de impacto do jato d'água. O valor máximo para o fluxo de calor ocorre no regime de transição, coerente com os resultados de Leocadio (2008) e o valor máximo para o coeficiente de transferência de calor ocorre no regime de ebulição nucleada.

A compreensão desses fenômenos é importante para a previsão da taxa de resfriamento através dos modelos matemáticos embarcados nos equipamentos de resfriamento de chapas metálicas, contribuindo para projeto de sistemas de resfriamento eficientes e econômicos.

## 6.1 Recomendações para trabalhos futuros

Para trabalhos futuros, são recomendados os seguintes estudos:

- Adequação da solução numérica em elementos finitos para resolver o IHCP utilizando os 4 termopares.
- Utilização de outro minimizador, diferente do BOBYQA, como algoritmo de otimização no caso de mais de um termopar envolvido na solução numérica.
- Variação expressiva da temperatura da água de resfriamento.
- Variação expressiva da vazão da água de resfriamento.
- Adequação da bancada experimental para a utilização de dois jatos de água simultâneos.

- Adoção de outras geometrias de jato de água (exemplo: jato planar tipo cortina, citado na introdução deste trabalho).
- Avaliação da espessura da camada limite térmica e sua influência na variação dos valores do coeficiente de transferência nos diferentes regimes de ebulição.

## 7 REFERÊNCIAS

- AAMIR, M. *et al.* **Study on ultra fast cooling behaviors of water spray cooled stainless steel plates.** *Experimental Heat Transfer*, v. 29, n. 1-0, p. 1-10, 2015. DOI: 10.1080/08916152.2014.976722.
- ALBERTAZZI, A. G. Jr.; SOUZA, A. R. de. **Fundamentos da metrologia científica e industrial.** Barueri, SP: Editora Manole, 2013. 408 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 4287:** Rugosidade - método do perfil, termos, definições e parâmetros de rugosidade. Rio de Janeiro, ABNT, 2002, p. 18.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 12771:** Termopares - tabelas de referência. Rio de Janeiro, ABNT, 1999. 64 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 13770:** Termopar – calibração por comparação com instrumento-padrão. Rio de Janeiro: ABNT, 2013. 13 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14097:** Termopar isolamento mineral. Rio de Janeiro, ABNT, 1998. 6 p.
- BARCELOS, G. B. **Previsão de temperatura de bobinamento de aços laminados a quente utilizando redes neurais artificiais.** 2013. 102 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2013.
- BARROS, C. J.; LUNA, H. P.; MENEZES, B. R., **Estudo de modelos aplicados ao controle de resfriamento de tiras a quente.** 1995. 98 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica). - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 1995.
- BECK, J. V.; MONTE, F. de; NAJAFI, H.; WOODBURY, K. A. **Inverse heat conduction: Ill-posed problems.** New Jersey, USA: John Wiley and Sons, Inc., 2023.
- CARTIS, Coralia; Roberts, Lindon; Oliver, Sheridan-Methven. **Escaping local minima with local derivative-free methods: a numerical investigation.** *Optimization*. v. 71, n. 8, 2022, p. 2343-2373. DOI: 10.1080/02331934.2021.1883015.
- CARVALHO, Djalma Francisco. **Instalações elevatórias de bombas.** 5. ed. Rio de Janeiro: Editora PUC, 1977. 353 p.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática.** 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012. v. 1, 928 p.
- DANIELI. **Technological packages, flat products, hot rolling mills.** q-flow advanced laminar cooling system for hot strip mills. 2023. Disponível em: [https://www.danieli.com/en/products/technological-packages/q-flow\\_29\\_66.htm](https://www.danieli.com/en/products/technological-packages/q-flow_29_66.htm). Acesso em: 23 jun. 2023.
- EES: **Engineering Equation Solver** (versão Pro 10.561). F-Chart Software, [S.d.]. Disponível em: <http://fchartsoftware.com/ees/>. Acesso em: 17 abr. 2023.
- GUO, R. M. **Heat transfer of laminar flow cooling during strip acceleration on hot strip mill runout tables.** *Ironmaking and Steelmaking*, [S.l.], v. 20, n. 1, p. 49–59, 1993.

HALL, D. E.; INCROPERA, F. P.; VISKANTA, R. **Jet impingement boiling from a circular free-surface jet during quenching: Part 1—single-phase jet.** *Journal Heat Transfer*, v. 123, 2001, p. 901–910.

HAMMAD, J.; MITSUTAKE, Y.; MONDE, M. **Movement of maximum heat flux and wetting front during quenching of hot cylindrical block.** *International Journal of Thermal Sciences*, v. 43, 2004, p. 743–752.

HATTA, N.; KOKADO, J.; HANASAKI, H. **Numerical analysis of cooling characteristics for water bar.** *Transactions of the Iron and Steel Institute of Japan - ISIJ*, v. 23, p. 555-564, 1983.

HOLMAN, J. P. **Experimental methods for engineers.** 8. ed. New York: McGraw Hill Companies, 2012. 761 p.

HORSKÝ, J.; RAUDENSKÝ, M.; POHANKA, M. **Optimal cooling of rolls in hot rolling.** *Journal of Materials Processing Technology*, Brno, 2002, p. 700-705. DOI: 10.1016/s0924-0136(02)00310-2.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.** 7. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2014.

ISHIGAI, S., S. Nakanishi, T. Ochi, **Boiling heat transfer for plane water jet impinging on a hot surface**, in: *Proceedings of the Sixth International Heat Transfer Conference*, Toronto, Ont., Canada, August 1978.

ISHIGAI, S.; NAKANISHI, S.; OCHI, T. **Boiling heat transfer for plane water jet impinging on a hot surface.** In: *International Heat Transfer Conference*, 6., 1978, Toronto, Ontario, Canada: [Editora], 1978.

KARWA, N.; GAMBARYAN-ROISMAN, T.; STEPHAN, P.; TROPEA, C. **Experimental investigation of circular free-surface jet impingement quenching: Transient hydrodynamics and heat transfer.** *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 35, 2011, p. 1435–1443. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2011.05.011.

KOHRING, F. C., WATERWALL - **Water cooling systems**, *Iron and Steel Engineer*, v. 62, p. 30-36, 1985.

LEE, S. G. *et al.* **Quasi-steady front in quench subcooled-jet impingement boiling: Experiment and analysis.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 113, 2017, p. 622-634.

LEE, P.; CHOI, H.; LEE, S. **The effect of nozzle height on cooling heat transfer from a hot steel plate by an impinging liquid jet.** *Iron and Steel Institute of Japan International*, v. 44, n. 4, 2004, p. 704-709.

LEOCADIO, H. **Resfriamento de uma placa de aço a alta temperatura por meio de um jato de água circular.** 2008. 119 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 2008.

LEOCADIO, H.; CABRAL, R. M.; GONÇALVES, M. M. F. **Resfriamento acelerado piloto.** In: *Seminário de Laminação*, 49., 2012, Rio de Janeiro. p. 713-724. ISSN: 2594-5297. DOI: 10.5151/2594-5297-22649.

LIENHARD V, J. H. **Liquid jet impingement**. In: Annual review of heat transfer. Begel House, Inc, 1995. v. 6, cap. 4, p. 199–270.

LIENHARD, V. J. H. **Heat transfer by impingement of circular free surface liquid jets**. In: National and Ishmt-asme Heat and Mass Transfer Conference, 18., Proceedings of the 18th National & 7th ISHMT-ASME HMTc. IIT Guwahati, India: [Editora], 2006. p. 1–16.

LIU, Z.; WANG, J. **Study on film boiling heat transfer for water jet impinging on high temperature flat plate**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, v. 44, p. 2475-2481.

LIU, Z.; FRASER, D.; SAMARASEKERA, I. V. **Experimental study and calculation of boiling heat transfer on steel plates during run out table operation**. Canadian Metallurgical Quarterly, 2002, v. 41, n. 1, p. 63-74.

MALINOWSKI, Z.; TELEJKO, T.; HADALA, B.; CEBO-RUDNICKA, A. **Implementation of the axially symmetrical and three dimensional finite element models to the determination of the heat transfer coefficient distribution on the hot plate surface cooled by the water spray nozzle**. Key Engineering Materials, p. 1055-1060, 2012. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.504-506.1055.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional: fundamentos e coordenadas generalizadas**. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 1995. 424 p.

MOZUMDER, A. K.; MONDE, M.; WOODFIELD, P. L.; ISLAM, M. A. **Maximum heat flux in relation to quenching of a high temperature surface with liquid jet impingement**. International Journal Heat Mass Transfer, v. 49, 2006, p. 2877–2888.

PAIVA, F. M. da S. **Influência das variáveis do resfriamento acelerado na microestrutura e na planicidade de chapas grossas de aço da classe API**. 2019. 106 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Metalúrgica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2019.

PAULA, S. G. **Simulação numérica das distorções e tensões residuais em chapas grossas submetidas ao resfriamento acelerado em função das contrações térmicas**. 2017. 100 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Metalúrgica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2017.

REDDY, J. N.; GARTLING, D. K. **The finite element method in heat transfer and fluid dynamics**. 3. ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2010. ISBN 978-1-4200-8598-3.

SANTOS, A. A. dos; GIACOMIN, C. N. **Simulação do processo de resfriamento acelerado de chapas grossas**. In: Seminário de Laminação, 50., 2013, São Paulo. 2013. p. 181-190. ISSN: 2594-5297. DOI: 10.5151/2594-5297-23945.

SMS GROUP SIEMAG AG. **Hot strip mills - Exit-end equipment laminar cooling system**. 2023. Disponível em: [https://live.cdn.cms.sms-group.com/SMS\\_group\\_website/DataStorage/02\\_Downloads/2022/2022\\_Q2/W4-305E\\_Warmland\\_Einrichtungen.\\_pages\\_24\\_25.pdf](https://live.cdn.cms.sms-group.com/SMS_group_website/DataStorage/02_Downloads/2022/2022_Q2/W4-305E_Warmland_Einrichtungen._pages_24_25.pdf). Acesso em: 23 jun. 2023.

SOLIMANI, Marcio Rodrigo. **Estudo da transferência de calor e obtenção de dados de referência para simulação numérica do sistema de resfriamento de cilindros de trabalho**

**da laminação a quente.** 2011. 98 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Metalúrgica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2011.

STEVENS, J.; WEBB, B. W. **Measurements of the free surface flow structure under an impinging free liquid jet.** Journal of Heat Transfer, v. 114, p. 79-83, 1992.

SUMAN, S.; BISWAS, P.; SRIDHAR, P. **Numerical prediction of welding distortion in submerged arc welded butt and fillet joints.** In: Proceedings of the International Conference on Design and Manufacturing, Chennai, India, 16–17 Dec. 2016.

TOGHRAIE, D. **Numerical thermal analysis of water's boiling heat transfer based on a turbulent jet impingement on heated surface.** Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures, v. 84, p. 454-465, 2016. DOI: 10.1016/j.physe.2016.07.017.

WANG, B.; LIN, D.; XIE, Q.; WANG, Z.; WANG, G. **Heat transfer characteristics during jet impingement on a high-temperature plate surface.** Applied Thermal Engineering, v. 100, p. 902-910, 2016. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.054.

WOLF, D. H.; INCROPERA, F. P.; VISKANTA, R. **Jet impingement boiling.** Advances in Heat Transfer, v. 23, p. 1-132, 1993.

WOLF, D. H.; INCROPERA, F. P.; VISKANTA, R. **Local jet impingement boiling heat transfer.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 39, n. 7, p. 1395-1406, 1996. DOI: 10.1016/0017-9310(95)00216-2.

XU, F.; GADALA, M. S. **Heat transfer behavior in the impingement zone under circular water jet.** International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 49, n. 21-22, p. 3785-3799, 2006. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.03.034>.

XU, F.; GADALA, M. S. **An Effective Approach for the Simulation of the Cooling Process of Steel Strips on Run-out Tables.** Steel Research International, v. 78, n. 1, p. 71-81, 2007. DOI: <https://doi.org/10.1002/SRIN.200705862>.

## 8 APÊNDICES

### APÊNDICE A – Considerações sobre o experimento

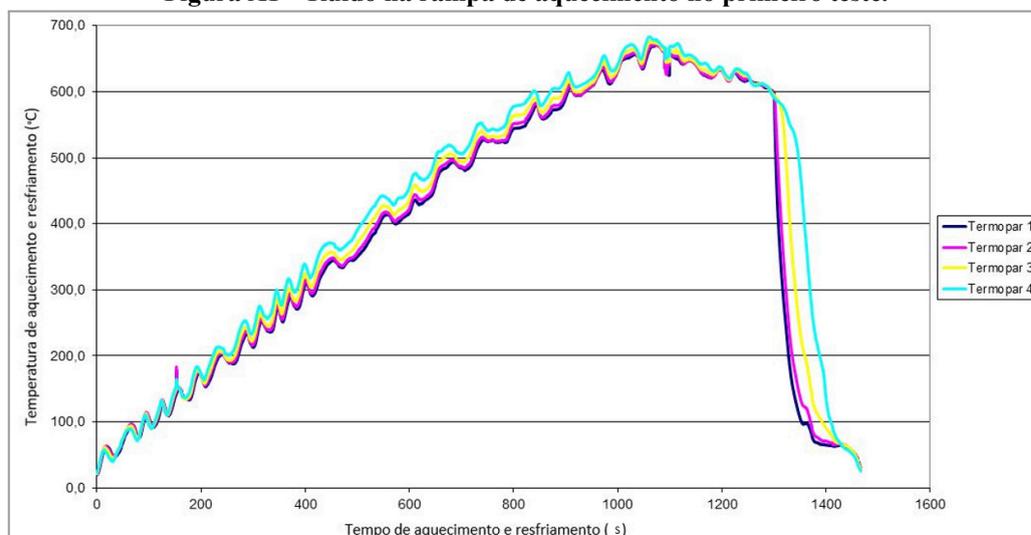
Dedica-se este apêndice à apresentação das principais observações, dificuldades e problemas encontrados durante a realização do experimento.

Diferente dos relatos de Leocádio (2008) e Hatta *et al.* (1983), no presente experimento não se observou empenamentos das amostras nem formação de carepa superficial que interferisse negativamente na aquisição de dados. Isso se deve ao fato de que as amostras possuem espessuras maiores (14 e 16mm) do que a maioria dos experimentos à altas temperaturas da literatura que utilizaram espessuras de 10mm. A atmosfera do forno utilizando Nitrogênio contribuiu positivamente para a não formação de carepa superficial. Outro cuidado observado foi a limitação de temperatura de aquecimento da amostra para as duas espessuras adotadas. Para a espessura de 14mm, a temperatura máxima foi de 600°C (com exceção da amostra de teste e do teste nº 12 mostrado na Tabela 3.4).

Os problemas detectados desde a preparação da primeira amostra serviram de base para aperfeiçoamento dos testes seguintes. Dentre as principais dificuldades encontradas, cita-se:

- Problema de gravação dos dados da amostra de teste, não foi possível verificar os dados de temperatura *versus* tempo devido a um defeito no *datalogger*. Ressalta-se a importância de verificar a gravação dos dados com teste na temperatura ambiente antes de aquecer.
- Ruído visual da curva durante a rampa de aquecimento da amostra nº 4, identificado após a plotagem da curva. A amostra foi aquecida até a temperatura de 670°C, iniciando resfriamento em 600°C, com desligamento em 40°C observados pela tela do *datalogger*. O ruído não foi mais observado após a substituição do *datalogger* por modelo similar. Figura A1:

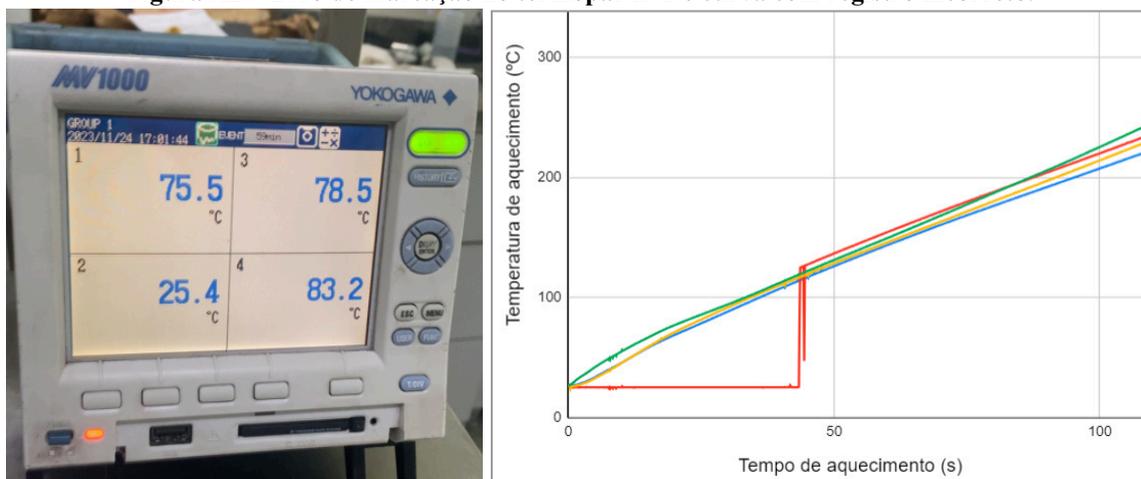
**Figura A1 – Ruído na rampa de aquecimento no primeiro teste.**



Fonte: Autor (2023).

- Mal contato do termopar no plugue de entrada posição nº 2 do datalogger durante o teste nº 6 para temperatura de resfriamento de 1100°C. Foi realizado um reaperto da conexão com o aquecimento em andamento e logo em seguida houve normalização da medição. O reaperto durou menos de 50s e a temperatura ainda estava abaixo de 150 °C, portanto foi decidido pela continuidade do teste. Devido a esse acontecimento detectado no início do enformamento, a temperatura de resfriamento foi reduzida para 1000°C para não comprometer o restante dos termopares. Figura A2:

**Figura A2 – Erro de marcação no termopar nº 2 e curva com registro incorreto.**



Fonte: Autor (2023).

- Dano no termopar nº 1 antes do teste com amostra nº 12 a 1100°C. Houve a quebra da ponta da parte bimetálica do termopar, obrigando a sua substituição. Figura A3:

**Figura A3 – Dano no termopar nº 1 da amostra 12.**

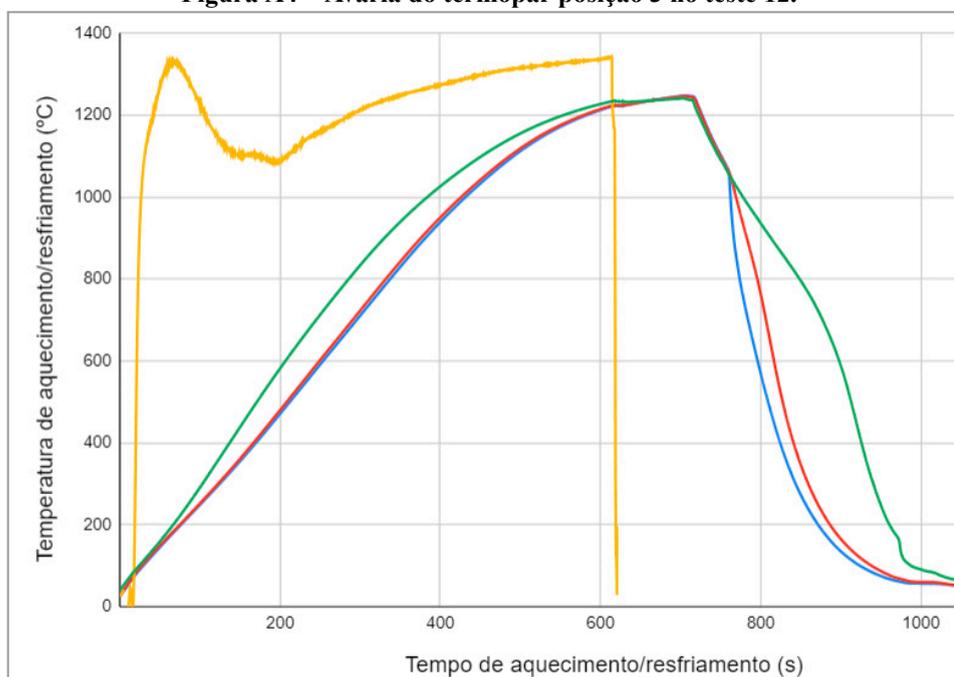


Fonte: Autor (2023).

- Avaria do termopar posição 3 no teste 12 para temperatura de resfriamento de 1100 °C.

Como se tratava da última amostra, foi aceito o teste com apenas 3 termopares. Figura A4:

**Figura A4 – Avaria do termopar posição 3 no teste 12.**



**Fonte: Autor (2023).**

- As temperaturas de teste acima de 900°C deterioraram bastante o suporte da amostra, resultando em empenos e dificuldades de alinhamento com os parafusos. Os testes para as temperaturas acima de 900 °C indicadas na Tabela 3.4 exigiram aquecimento no forno a 1250°C, gerando alguma instabilidade por estar próximo ao limite de medição do termopar. As amostras utilizadas para temperaturas acima de 900°C não puderam ser reaproveitadas devido ao alto grau de degradação na superfície, conforme mostrado na Figura A5.

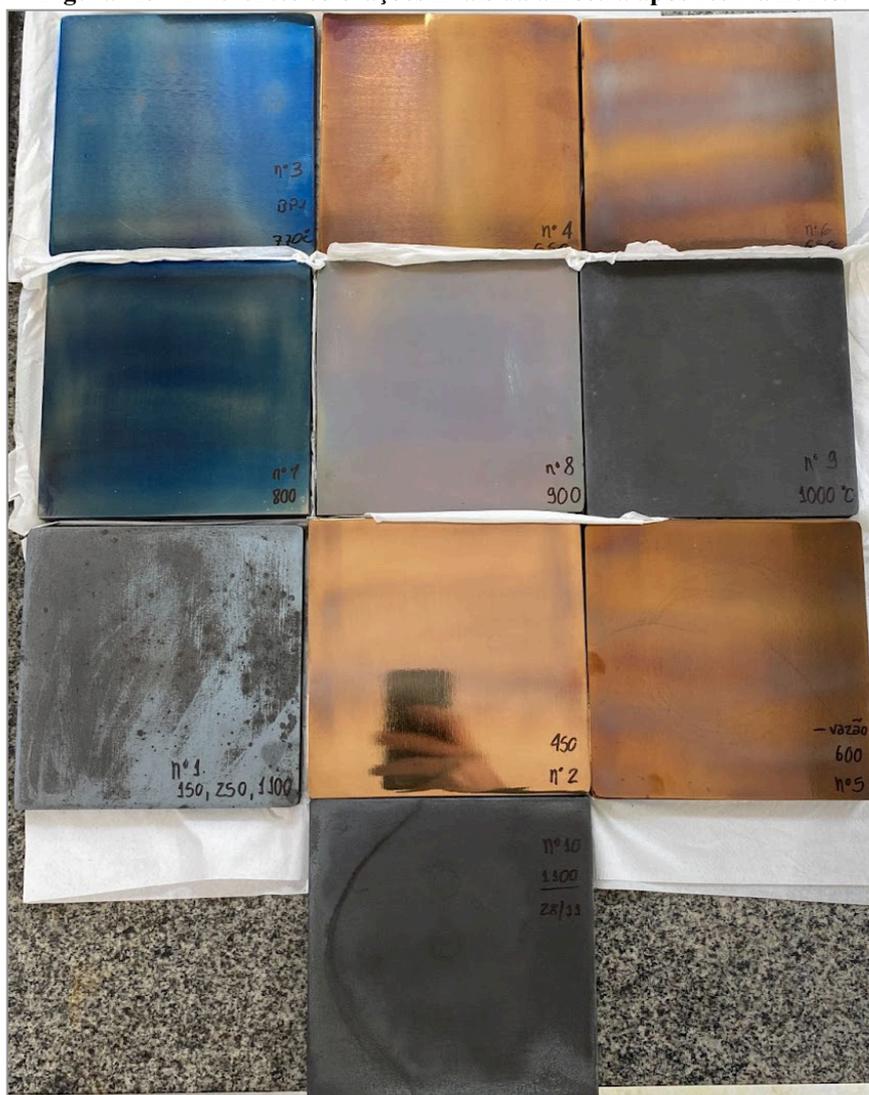
**Figura A5 – Degradação superficial da amostra após resfriamento a 1100°C.**



**Fonte: Autor (2023).**

Para cada temperatura de início de resfriamento, as amostras apresentaram aspectos de coloração diferentes, mostrado na Figura A6. Isso se deve ao fato da camada de oxidação atuar em diferentes profundidades da amostra, produzindo distintas colorações.

**Figura A6 – Diferentes colorações finais da amostra após resfriamento.**



Fonte: Autor (2023).

Conforme pode ser observado na amostra identificada como nº1 (150, 250, 1100°C), o teste foi realizado 3 vezes com variação da temperatura inicial de resfriamento. A amostra aquecida para teste da temperatura inicial de 150°C não apresentou problema para a repetição do teste para temperatura inicial de 250°C. Em contrapartida, para o teste na temperatura inicial de 1100°C os dados foram contaminados e não puderam ser aproveitados. A temperatura máxima alcançada no forno para esta amostra foi de 1212°C, sendo esta uma temperatura muito próxima ao limite do termopar. A amostra de 1100°C não foi utilizada na avaliação das curvas de ebulição e validação da solução numérica devido a estes problemas.

## APÊNDICE B – Equacionamento no EES para análise de incertezas

$$Q_n = \frac{1,55}{1000 \cdot 60} \quad \text{vazão de água, em m}^3/\text{s}$$

$$D_n = \frac{10}{1000} \quad \text{diâmetro do jato na saída do tubo, em m}$$

$$V_n = 4 \cdot \frac{Q_n}{\pi \cdot D_n^2} \quad \text{velocidade do jato na saída do tubo, em m/s}$$

$$H_j = \frac{280}{1000} \quad \text{altura do jato desde a saída do tubo até a superfície, em m}$$

$$g = 9,806 \quad \text{aceleração da gravidade, em m/s}^2$$

$$V_j = (V_n^2 + 2 \cdot g \cdot H_j)^{(1/2)} \quad \text{velocidade do jato incidente, em m/s}$$

$$D_j = D_n \cdot \left[ \frac{V_n}{V_j} \right]^{(1/2)} \quad \text{diâmetro do jato incidente na superfície, em m}$$

$$\rho_j = 997 \quad \text{massa específica da água, em kg/m}^3$$

$$A_{\text{local}} = 262,2 \quad \text{altitude em metros, para cidade de Timóteo/MG}$$

$$P_{\text{atm}} = \rho_j \cdot (10 - 0,0012 \cdot A_{\text{local}}) \cdot g \quad \text{correlação de Carvalho para pressão atmosférica local, em Pa}$$

$$P_j = P_{\text{atm}} + 0,5 \cdot \rho_j \cdot V_j^2 \quad \text{pressão no ponto de estagnação, em Pa}$$

$$r = \frac{D_j}{2} \quad \text{raio do jato incidente, em m}$$

$$V_r = 0,303 + 0,625 \cdot \frac{r}{D_j} - 0,125 \cdot \left[ \frac{r}{D_j} \right]^2 \quad \text{correlação auxiliar para cálculo de } d_{\text{espessura}}$$

$$d_{\text{espessura}} = \frac{1}{5,3} \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{1}{V_r} \cdot D_j \quad \text{espessura da camada livre incidente, em m}$$

$$D_{\text{estag}} = 2 \cdot D_j \quad \text{diâmetro de estagnação em m, para } r=0, \text{ abaixo do jato, correlação de Kohring, 1985}$$

$$A_{\text{local}} = 262,2 \quad [\text{m}]$$

$$d_{\text{espessura}} = 0,002408 \quad [\text{m}]$$

$$D_{\text{estag}} = 0,007457 \quad [\text{m}]$$

$$D_j = 0,003728 \quad [\text{m}]$$

$$D_n = 0,01 \quad [\text{m}]$$

$$g = 9,806 \quad [\text{m/s}^2]$$

$$H_j = 0,28 \quad [\text{m}]$$

$$P_{\text{atm}} = 94690 \quad [\text{Pa}]$$

$$P_j = 97481 \quad [\text{Pa}]$$

$$Q_n = 0,00002583 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$r = 0,001864 \quad [\text{m}]$$

$$\rho_j = 997 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$V_j = 2,366 \quad [\text{m/s}]$$

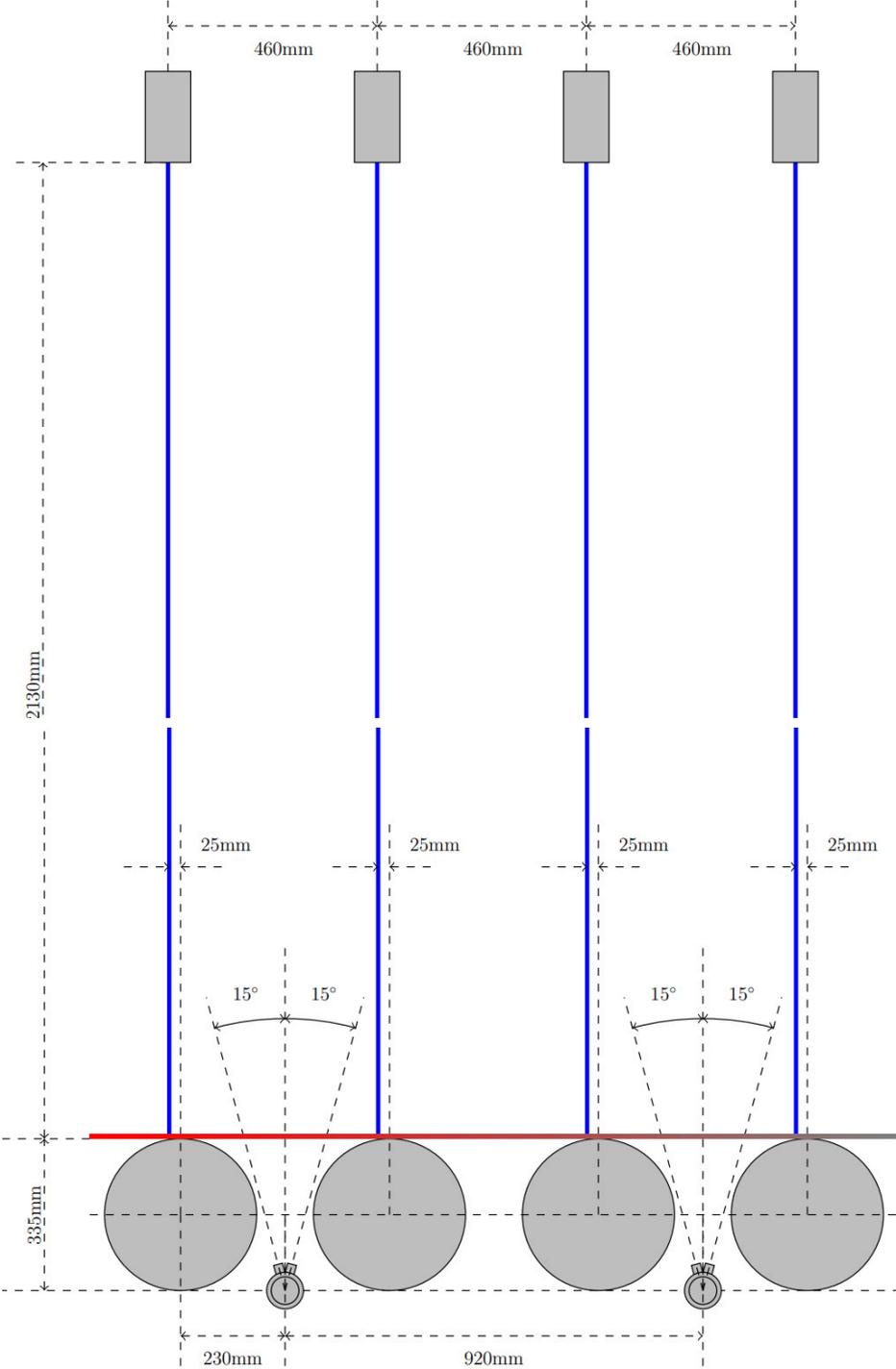
$$V_n = 0,3289 \quad [\text{m/s}]$$

$$V_r = 0,5843 \quad [\dots]$$

Uncertainty Results		Solution
<b>Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg</b>		
<b>Variable±Uncertainty</b>	<b>Partial derivative</b>	<b>% of uncertainty</b>
<u><math>d_{\text{espessura}} = 0,002408 \pm 0,00001185</math> [m]</u>		
$D_n = 0,01 \pm 0,0002$ [m]	$\partial d_{\text{espessura}} / \partial D_n = 0,004653$	0,62 %
$H_j = 0,28 \pm 0,0002$ [m]	$\partial d_{\text{espessura}} / \partial H_j = -0,002108$	0,13 %
$Q_n = 0,00002583 \pm 2,583E-07$ [m <sup>3</sup> /s]	$\partial d_{\text{espessura}} / \partial Q_n = 45,71$	99,26 %
<u><math>D_{\text{estag}} = 0,007457 \pm 0,0000367</math> [m]</u>		
$D_n = 0,01 \pm 0,0002$ [m]	$\partial D_{\text{estag}} / \partial D_n = 0,01441$	0,62 %
$H_j = 0,28 \pm 0,0002$ [m]	$\partial D_{\text{estag}} / \partial H_j = -0,006529$	0,13 %
$Q_n = 0,00002583 \pm 2,583E-07$ [m <sup>3</sup> /s]	$\partial D_{\text{estag}} / \partial Q_n = 141,5$	99,26 %
<u><math>D_i = 0,003728 \pm 0,00001835</math> [m]</u>		
$D_n = 0,01 \pm 0,0002$ [m]	$\partial D_i / \partial D_n = 0,007203$	0,62 %
$H_j = 0,28 \pm 0,0002$ [m]	$\partial D_i / \partial H_j = -0,003264$	0,13 %
$Q_n = 0,00002583 \pm 2,583E-07$ [m <sup>3</sup> /s]	$\partial D_i / \partial Q_n = 70,77$	99,26 %
<u><math>P_{\text{atm}} = 94690 \pm 0</math> [Pa]</u>		
$D_n = 0,01 \pm 0,0002$ [m]	$\partial P_{\text{atm}} / \partial D_n = 0$	0,00 %
$H_j = 0,28 \pm 0,0002$ [m]	$\partial P_{\text{atm}} / \partial H_j = 0$	0,00 %
$Q_n = 0,00002583 \pm 2,583E-07$ [m <sup>3</sup> /s]	$\partial P_{\text{atm}} / \partial Q_n = 0$	0,00 %
<u><math>P_j = 97481 \pm 4,858</math> [Pa]</u>		
$D_n = 0,01 \pm 0,0002$ [m]	$\partial P_j / \partial D_n = -21573$	78,87 %
$H_j = 0,28 \pm 0,0002$ [m]	$\partial P_j / \partial H_j = 9777$	16,20 %
$Q_n = 0,00002583 \pm 2,583E-07$ [m <sup>3</sup> /s]	$\partial P_j / \partial Q_n = 4,175E+06$	4,93 %
<u><math>V_j = 2,366 \pm 0,002059</math> [m/s]</u>		
$D_n = 0,01 \pm 0,0002$ [m]	$\partial V_j / \partial D_n = -9,144$	78,87 %
$H_j = 0,28 \pm 0,0002$ [m]	$\partial V_j / \partial H_j = 4,144$	16,20 %
$Q_n = 0,00002583 \pm 2,583E-07$ [m <sup>3</sup> /s]	$\partial V_j / \partial Q_n = 1770$	4,93 %
<u><math>V_n = 0,3289 \pm 0,01356</math> [m/s]</u>		
$D_n = 0,01 \pm 0,0002$ [m]	$\partial V_n / \partial D_n = -65,78$	94,12 %
$H_j = 0,28 \pm 0,0002$ [m]	$\partial V_n / \partial H_j = 0$	0,00 %
$Q_n = 0,00002583 \pm 2,583E-07$ [m <sup>3</sup> /s]	$\partial V_n / \partial Q_n = 12732$	5,88 %

ANEXOS

ANEXO A – Esquema de montagem dos *headers* de resfriamento



ANEXO B – Medidas finais de fabricação das amostras

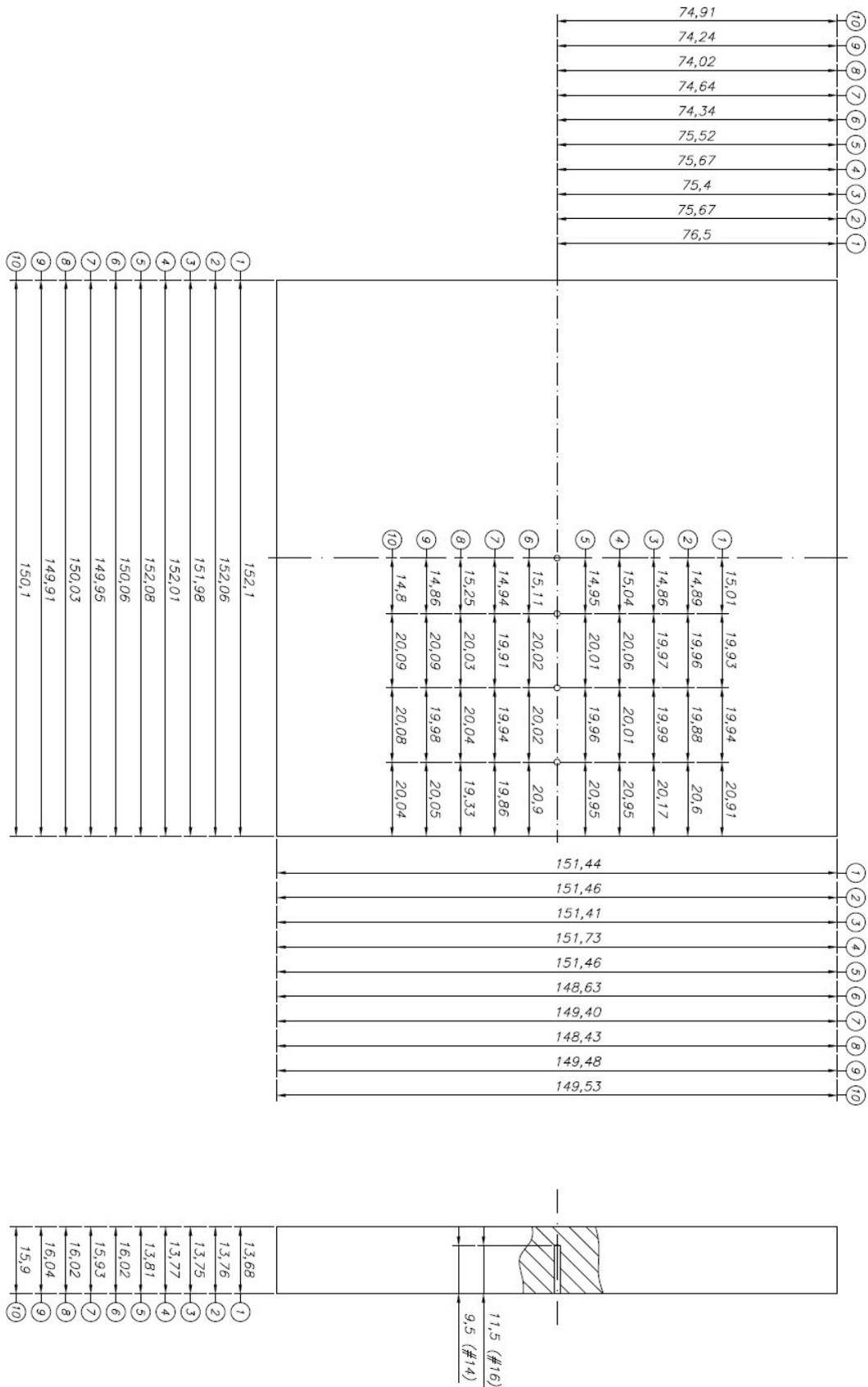


Figura B.1 do Anexo B.

## ANEXO C – Certificado de calibração de instrumentos

Certificado de calibração dos termopares emitido por laboratório aprovado pela Rede Brasileira de Calibração.

Aperam Inox América do Sul S/A



CCM - Centro de Confirmação Metroológica

**Certificado de Calibração N°: T0563/23**

Identificação: S10410  
Instrumento: Termopar Tipo K  
Fabricante: Ecil  
Modelo: Isol. Mineral  
Cliente: ITEM

Número de Série: --  
Temperatura: (23+/-5)°C  
Umidade relativa do ar: (60+/-15)%  
Data de emissão: 27/07/2023

### 1. Procedimento

Documento	Revisão	Descrição
PPA15-0112	11	Calibrar Sensor / Medidor de Temperatura

### 2. Lista de rastreabilidade dos instrumentos padrões utilizados

Instrumento	Nº Certificado	Validade	Rastreabilidade	
E16902	Multímetro Digital Agilent / HP 34970	2023/15-1415	01/06/2024	CCM – Lab. De Temperatura
E16755	Termopar	2022/15-2690	05/01/2024	CCM – Lab. De Temperatura

### 3. Resultado e declaração de Incertezas

#### Definições

EIME: Valor medido (média aritmética de "n" medições indicada pelo instrumento em calibração) ou valor nominal do item sob calibração;

VR: Valor de Referência ou Valor Convencional (um valor ou média aritmética de "n" medições obtidas no padrão);

Erro: Diferença entre EIME e o VR;

k: Fator de abrangência;

U: Incerteza expandida da medição;

UT: Incerteza expandida + valor absoluto do erro.

Leituras Finais - Faixa: 0..1372 °C (Tipo K)

EIME (°C)	VR (°C)	Erro (°C)	U (°C)	UT (°C)	k
614,9	619,1	-4,2	± 1,5	± 5,7	2,00
813,8	815,8	-1,9	± 1,5	± 3,4	2,00
1008,8	1009,4	-0,5	± 1,4	± 2,0	2,00

#### 4. Observações:

- A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência k, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.
- A calibração das escalas de termopares foram realizadas com a junta de referência externa ajustada para zero (0) Graus Celsius.
- Os valores das condições ambientais são referentes ao Termohigrômetro E13496.

-----X-----X-----X-----X-----

Centro de Confirmação Metroológica – Metrologia  
Telefones: (31) 3849-7382 - (31) 3849-7406 - E-mail: roberto.luppi@aperam.com

Executante	Responsável Técnico	Data da Calibração	Folha
Renan de Oliveira Souza	Fillipe Carvalho Silva	27/07/2023 13:57:40	1/1

**Aperam South America**  
Praça 1º de Maio, nº 9. Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG.  
[www.aperam.com](http://www.aperam.com)

Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes. A reprodução deste certificado só poderá ser total e depende da autorização do laboratório emissor.



**CERTIFICADO DE QUALIDADE** N.º 4006/23

Cliente: APERAM INOX AMERICA DO SUL S.A.  
Produto: MS15/K-S-00/304-15-S-5000/CR-B0/00/S CONECTOR MACHO (2099210)  
Processo Interno/Item: 350018/1 Identificação: 30498 Qtde: 10 PC  
Pedido do Cliente: 4501473732  
Data Elaboração: 24/06/2023 Data Impressão: 24/06/2023

**CERTIFICAMOS QUE O PRODUTO ACIMA:**

1. Foi fabricado e testado de acordo com o "Padrão ECIL de Qualidade" e atende as especificações de materiais e dimensões do contrato de fornecimento.
2. Está em conformidade com a Norma ASTM-E-230 (no caso de Termopares) ou com a Norma IEC-60751 (no caso de Termoresistências).

**TESTES REALIZADOS:**

Pressão Pneumática: 450 psi	Isolação: OK
Visual e Dimensional: OK	Continuidade: OK
Pressão Hidrostática: NA	Polaridade: OK

Observações:

**Murilo Corrêa**  
Encarregado Gestão da Qualidade

**ECIL PRODUTOS E SISTEMAS DE MEDIÇÃO E CONTROLE LTDA**  
Rodovia Raimundo Antunes Soares, 1315 - Paulas e Mendes  
Piedade - SP - 18170-000  
Fone.: (15) 3244-8000  
www.ecil.com.br ecil@ecil.com.br

Figura C.2 do Anexo C: Complemento do certificado de calibração dos termopares fornecido pelo fabricante ECIL

Certificado de calibração Módulo condicionador de sinal (*datalogger*) modelo MV1000 do fabricante Yokogawa.

Aperam Inox América do Sul S/A



**CENTRO DE CONFIRMAÇÃO METROLÓGICA**  
**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 2023/15-1134**

Página 1/3

**Cliente:** IPD-5

Praça 1º de Maio, nº 09 - Centro Norte - Timóteo - MG

**1. Instrumento Calibrado: Registrador de Temperatura**

Fabricante: Yokogawa

Identificação do Cliente: I15133

Data da Calibração: 03/05/2023

Modelo: MV1000

Número de série: S5KC05923

Data de Emissão: 03/05/2023

**2. Padrões de Referência:**

- Calibrador de Temperatura Ecil Cappo Plus

Certificado de Calibração Nº. 2023/15-0184 - CCM - Lab. Elétrica

Identificação: E15113

Validade: 31/01/2024

**3. Procedimento de Calibração:**

Procedimento Interno do Laboratório

PPA15-0129 v6: Calibrar Registrador

**4. Local da Calibração e Condições Ambientais:**

Metrologia - Laboratório de Temperatura

Temperatura ambiente:  $(23 \pm 5) ^\circ\text{C}$

Umidade relativa do ar:  $(60 \pm 15) \%$

**Renan de Oliveira Souza**  
**Executante**

**Fillipe Carvalho Silva**  
**Responsável Técnico**

A reprodução deste certificado só terá validade se for integral.

Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes.

Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia  
 Telefones: (31) 3849-7382 - (31) 3849-7406 - E-mail: roberto.luppi@aperam.com

Aperam South America  
 Praça 1º de Maio, nº 9. Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG.  
 www.aperam.com

Aperam Inox América do Sul S/A



**CENTRO DE CONFIRMAÇÃO METROLÓGICA**  
**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 2023/15-1134**

Página 2/3

Cliente: IPD-5

Instrumento Calibrado: Registrador de Temperatura

Identificação do Cliente: I15133

Data da Calibração: 03/05/2023

Número de série: S5KC05923

## 5. Resultado da Medição:

**Faixa:-200..1370 °C - Canal 1 (TCK)**

EIME °C	VR °C	Erro °C	U °C	k
49.8	49.94	-0.14	± 0.27	2.00
199.8	199.93	-0.17	± 0.28	2.00
499.7	499.90	-0.20	± 0.29	2.00
799.6	799.90	-0.30	± 0.32	2.00
1199.6	1199.96	-0.36	± 0.38	2.00

**Faixa:-200..1370 °C - Canal 2 (TCK)**

EIME °C	VR °C	Erro °C	U °C	k
49.6	49.94	-0.38	± 0.30	2.05
199.6	199.93	-0.33	± 0.27	2.00
499.5	499.90	-0.40	± 0.29	2.00
799.5	799.90	-0.40	± 0.32	2.00
1199.4	1199.96	-0.53	± 0.39	2.00

**Faixa:-200..1370 °C - Canal 3 (TCK)**

EIME °C	VR °C	Erro °C	U °C	k
49.5	49.94	-0.44	± 0.27	2.00
199.5	199.93	-0.43	± 0.27	2.00
499.5	499.90	-0.40	± 0.29	2.00
799.6	799.90	-0.30	± 0.32	2.00
1199.6	1199.96	-0.33	± 0.39	2.00

**Faixa:-200..1370 °C - Canal 4 (TCK)**

EIME °C	VR °C	Erro °C	U °C	k
50.0	49.94	0.06	± 0.27	2.00
199.9	199.93	-0.03	± 0.27	2.00
499.7	499.90	-0.20	± 0.29	2.00
799.7	799.90	-0.16	± 0.33	2.00
1199.8	1199.96	-0.20	± 0.39	2.00

- EIME: Valor medido (média aritmética de "n" medições indicada pelo instrumento em calibração) ou valor nominal do item sob calibração;
- VR: Valor de Referência ou Valor Convencional (um valor ou média aritmética de "n" medições obtidas no padrão);
- Erro: Diferença entre EIME e o VR;
- U: Incerteza de medição.
- k: Fator de abrangência para o nível de confiança declarado.

A reprodução deste certificado só terá validade se for integral.

Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes.

Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia  
 Telefones: (31) 3849-7382 - (31) 3849-7406 - E-mail: roberto.luppi@aperam.com

Aperam South America  
 Praça 1º de Maio, nº 9. Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG.  
 www.aperam.com

Aperam Inox América do Sul S/A



**CENTRO DE CONFIRMAÇÃO METROLÓGICA**  
**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 2023/15-1134**

Página 3/3

**6. Incerteza de Medição:**

A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência  $k$ , para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

**7. Observações:**

- Os valores das condições ambientais são referentes ao Termohigrômetro E13496.

-----X-----X-----X-----X-----

A reprodução deste certificado só terá validade se for integral.

Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes.

---

Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia  
Telefones: (31) 3849-7382 - (31) 3849-7406 - E-mail: [roberto.luppi@aperam.com](mailto:roberto.luppi@aperam.com)  
Aperam South America  
Praça 1º de Maio, nº 9. Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG.  
[www.aperam.com](http://www.aperam.com)

Certificado de calibração Rugosímetro Tester T1000, fabricante Hommel-Etamic.

Aperam Inox América do Sul S/A



**CENTRO DE CONFIRMAÇÃO METROLÓGICA**  
**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 2022/15-2210**

Página 1/2

**Cliente:** IPD-3

Praça 1º de Maio, nº 09 - Centro Norte - Timóteo - MG

**1. Instrumento Calibrado: Rugosímetro**

Fabricante: Hommel-Werke

Identificação do Cliente: 112471

Data da Calibração: 24/08/2022

Modelo: T1000 BASIC

Número de série: 69010

Data de Emissão: 24/08/2022

**2. Padrões de Referência:**

- Padrão de Rugosidade Não Consta 5,81um

Certificado de Calibração Nº. 3780/18 - RBC - Fundação CERTI

- Padrão de Rugosidade Mitutoyo 0,42 .. 2,93

Certificado de Calibração Nº. 2877/21 - RBC - Fundação CERTI

- Termohigrômetro Testo 175-H2

Certificado de Calibração Nº. LV00036-07010-22-R0 - RBC - Visomes

Identificação: E16165

Validade: 01/10/2023

Identificação: E17878

Validade: 17/09/2026

Identificação: E14787

Validade: 21/03/2024

**3. Procedimento de Calibração:**

Procedimento Interno do Laboratório

PPA15-0022 v11: Calibrar Rugosímetro

**4. Local da Calibração e Condições Ambientais:**

Metrologia - Laboratório Dimensional

Temperatura ambiente:  $(20 \pm 2) ^\circ\text{C}$

Umidade relativa do ar:  $(55 \pm 15) \%$

**Wagner Soares Ferreira**  
**Executante**

**Roberto Rosa Luppi**  
**Responsável Técnico**

A reprodução deste certificado só terá validade se for integral.  
Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes.

Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia  
Telefones: (31) 3849-7382 - (31) 3849-7406 - E-mail: roberto.luppi@aperam.com  
Aperam South America  
Praça 1º de Maio, nº 9. Centro, CEP 35180-018. Timóteo, MG.  
www.aperam.com

Aperam Inox América do Sul S/A



**CENTRO DE CONFIRMAÇÃO METROLÓGICA**  
**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 2022/15-2210**

Página 2/2

Cliente: IPD-3

**Instrumento Calibrado:** Rugosímetro

Identificação do Cliente: I12471

Data da Calibração: 24/08/2022

Número de série: 69010

**5. Resultado da Medição:**Faixa: Ra (0,001 $\mu$ m)

<b>EIME</b> <b><math>\mu</math>m</b>	<b>VR</b> <b><math>\mu</math>m</b>	<b>Erro</b> <b><math>\mu</math>m</b>	<b>U</b> <b><math>\mu</math>m</b>	<b>k</b>
0,402	0,403	-0,001	$\pm 0,021$	2,00
5,836	5,730	0,106	$\pm 0,166$	2,00

- EIME: Valor medido (média aritmética de "n" medições indicada pelo instrumento em calibração) ou valor nominal do item sob calibração;
- VR: Valor de Referência ou Valor Convencional (um valor ou média aritmética de "n" medições obtidas no padrão);
- Erro: Diferença entre EIME e o VR;
- U: Incerteza de medição.
- k: Fator de abrangência para o nível de confiança declarado.

**6. Incerteza de Medição:**

A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência k, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

**7. Observações:**

Rugosímetro calibrado com o sensor nº série 240000.

-----X-----X-----X-----X-----

A reprodução deste certificado só terá validade se for integral.

Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes.

Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia  
 Telefones: (31) 3849-7382 - (31) 3849-7406 - E-mail: roberto.luppi@aperam.com

Aperam South America  
 Praça 1º de Maio, nº 9. Centro, CEP 35180-018. Timóteo, MG.  
 www.aperam.com

Certificado de calibração do termômetro de contato Sppencer L0039S emitido por laboratório aprovado pela Rede Brasileira de Calibração.

**Aperam Inox América do Sul S/A**



**CENTRO DE CONFIRMAÇÃO METROLÓGICA**  
**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 2023/15-0105**

Página 1/2

**Cliente:** IPD-3

Praça 1º de Maio, nº 09 - Centro Norte - Timóteo - MG

**1. Instrumento Calibrado: Termômetro**

Fabricante: Sppencer

Modelo: L0039S

Identificação do Cliente: I11283

Número de série: --

Data da Calibração: 16/01/2023

Data de Emissão: 16/01/2023

**2. Padrões de Referência:**

- *Multímetro Digital Fluke 8810 A (5 ½ dígitos)* Identificação: E01260
- Certificado de Calibração Nº. 2022/15-0402 - CCM - Lab. Elétrica Validade: 16/02/2023
- *Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 4 Fios* Identificação: E19978
- Certificado de Calibração Nº. 5047/21 - RBC - Ecil Validade: 12/05/2023

**3. Procedimento de Calibração:**

Procedimento Interno do Laboratório

PPA15-0112 v11: Calibrar Sensor / Medidor de Temperatura

**4. Local da Calibração e Condições Ambientais:**

Metrologia - Laboratório de Temperatura

Temperatura ambiente: (23 ± 5) °C

Umidade relativa do ar: (60 ± 15) %

**Renan de Oliveira Souza**  
**Executante**

**Fillipe Carvalho Silva**  
**Responsável Técnico**

A reprodução deste certificado só terá validade se for integral.  
Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes.

Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia  
Telefones: (31) 3849-7382 - (31) 3849-7406 - E-mail: roberto.luppi@aperam.com

Aperam South America  
Praça 1º de Maio, nº 9. Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG.  
www.aperam.com

Aperam Inox América do Sul S/A



**CENTRO DE CONFIRMAÇÃO METROLÓGICA**  
**CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 2023/15-0105**

Página 2/2

Cliente: IPD-3

Instrumento Calibrado: Termômetro

Identificação do Cliente: I11283

Data da Calibração: 16/01/2023

Número de série: --

**5. Resultado da Medição:**

Faixa: -50..200 °C

EIME °C	VR °C	Erro °C	U °C	k
19,0	19,12	-0,12	± 0,21	2,00
61,3	60,56	0,74	± 0,21	2,00
95,2	93,85	1,35	± 0,22	2,00

- EIME: Valor medido (média aritmética de "n" medições indicada pelo instrumento em calibração) ou valor nominal do item sob calibração;
- VR: Valor de Referência ou Valor Convencional (um valor ou média aritmética de "n" medições obtidas no padrão);
- Erro: Diferença entre EIME e o VR;
- U: Incerteza de medição.
- k: Fator de abrangência para o nível de confiança declarado.

**6. Incerteza de Medição:**

A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência k, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

**7. Observações:**

- Os valores das condições ambientais são referentes ao Termohigrômetro E13496.

-----X-----X-----X-----X-----

A reprodução deste certificado só terá validade se for integral.

Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes.

Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia  
 Telefones: (31) 3849-7382 - (31) 3849-7406 - E-mail: roberto.luppi@aperam.com

Aperam South America  
 Praça 1º de Maio, nº 9. Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG.  
 www.aperam.com



**Laboratório de Corrosão e Superfície**  
**Gerência de Pesquisa**

**Resultado de Ensaios e Testes**

**Ensaio:** Rugosidade

**Material:** Inox 304 - 16mm - Com acabamento superficial

**Solicitação:** 03-2023/183 **Apoio:** Al.287

**Solicitante:** Engenharia de Equipamentos

Am	Rugosidade - $Ra$ $\mu m$
1	0,172
2	0,319
3	0,337
4	0,253
5	0,289
6	0,319
7	0,266
8	0,191
9	0,308
10	0,229

Figura C.6 do Anexo C.

## Rugosidade parcial e Rugosidade média

Rugosidade média,  $R_z$ , corresponde à média aritmética dos cinco valores de rugosidade parcial. A rugosidade parcial ( $Z_i$ ) é a soma dos valores absolutos das ordenadas dos pontos de maior afastamento, acima e abaixo da linha média, existentes no comprimento de amostragem (*cut off*). Na representação gráfica do perfil, esse valor corresponde à altura entre os pontos máximo e mínimo do perfil, no comprimento de amostragem ( $l_e$ ). Ver Figura C4. O parâmetro  $R_z$  informa a distribuição média da superfície vertical, em perfis periódicos, define muito bem a superfície (NBR 4287, 2002), conforme Figura C.7.

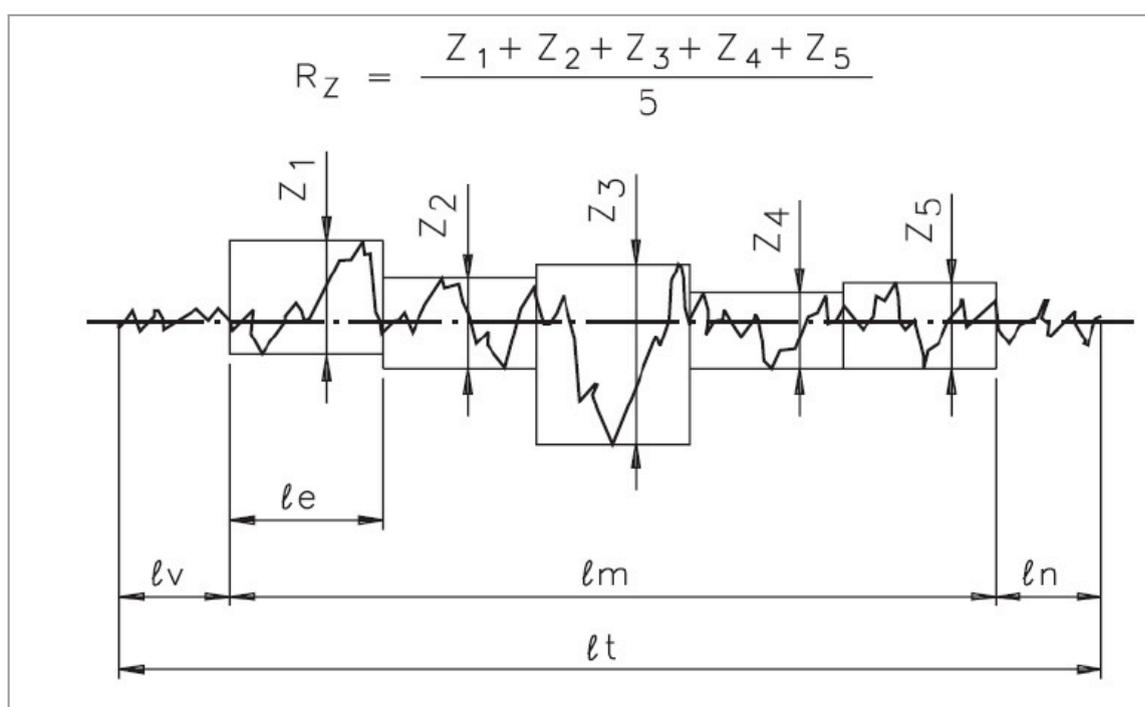


Figura C.7 do Anexo C.: Rugosidade parcial  $Z_i$  e rugosidade média,  $R_z$ .

## ANEXO D – Especificação dos instrumentos

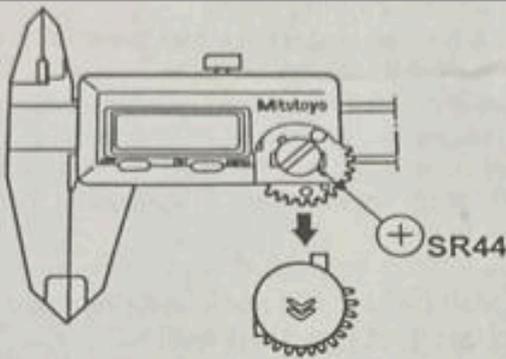
Medidor de vazão ultrassônico portátil UltraFlow 2000P, para tubulações Ø 1/2” a 28”.  
Fabricante: Techmeter. Especificações completas:

1.8 ESPECIFICAÇÕES	
Linearidade	0.5%
Repetitividade	0.2%
Precisão	±1% da leitura em velocidades >0.6 pés/s. ±0.5% com calibração no local
Tempo de Resposta	0-999 segundos, configurável pelo usuário
Velocidade	±0.03 - ±105 pés/s (±0.01 - ±30 m/s), bidirecional
Tamanho do Tubo	0.5" - 240" (15 - 6.000mm)
Unidades de Vazão	Metro, Pé, Metro Cúbico, Litro, Pé Cúbico, Galão Americano, Galão Imperial, Barri de Petróleo, Barril Americano Líquido, Barril Imperial Líquido, Milhão de Galões Americanos. Configurável pelo usuário
Totalizador	Totais de 7 dígitos para vazão líquida, positiva e negativa
Tipos de Líquidos	Virtualmente todos os líquidos
Segurança	Bloqueio de configuração Necessário código de acesso para desbloquear
Display	4x16 Caracteres
Interface de comunicação	RS-232C, taxa de bauds: de 75 a 115.200 bps. Protocolo elaborado pelo fabricante. Sob consulta, podem ser feitos protocolos do usuário.
Transdutores	Modelo M1 para a versão padrão, outros 3 modelos para versões opcionais
Cabo do Transdutor	Padrão 2x30' (10 m), opcional 2x1,500' (500 m)
Alimentação de Energia	3 baterias AAA Ni-H incorporadas Estando totalmente carregadas duram mais de 10 horas de operação. 100V-240 V CA para o carregador
Registrador de Dados	O registrador de dados incorporado pode armazenar mais de 2.000 linhas de dados
Totalizador Manual	Totalizador de 7 dígitos acionado por teclas para calibração
Material do Invólucro	ABS. Caixa protetora de liga de alumínio
Tamanho da Caixa	3.9"x2.6"x0.8" (100x66x20 mm)
Peso do Aparelho de Mão	1,2 lbs (514g) com baterias

Figura D.1 do Anexo D.

Paquímetro Mitutoyo - Digimatic Caliper, resolução 0,01mm.

Especificações completas:



**[3] Indicación de Error y Correcciones**

- 1) "B" indicado en el display : El voltaje de la batería está bajo. Sustituyala por una batería nueva inmediatamente.
- 2) "E--o5" indicado en el display: El Cursor fué desplazado con velocidad superior a la especificada o la superficie de la escala está contaminada. Limpie la superficie de la escala eliminando la contaminación, efectue el cerado del instrumento con el botón ON/ZERO y proceda a realizar la medición nuevamente.

**[4] Especificaciones**

- Nuevos pedidos solicítelos por el código N.º 500-144/500-147
- Resolución del instrumento : 0,01 mm/0.0005in
- Capacidad nominal de Medición : 500-144: 150mm/6in  
500-147: 200mm/8in
- Exactitud del instrumento :  $\pm 0,02$  mm/  $\pm 0.001$ in
- Repetibilidad del instrumento : 0,01 mm/0.0005in
- Funciones : Botón de cerado (Zero-set)
- Batería : SR 44 (1 pieza)
- Vida útil de la batería : Aproximadamente 2 años bajo condiciones normales de uso, y aproximadamente 1 año en uso continuado.
- Máxima velocidad de respuesta : = 1600 mm/s
- Mensajes de Error e Alarma : "B" (p/ reposición de la batería) y "E--o5" (error de conteo)
- Temperatura de utilización : 0 a 40 ° C (em Operación)  
-10 a 60°C (Almacenamiento)

Figura D.2 do Anexo D.