

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

RESFRIAMENTO DE UMA PLACA DE AÇO À ALTA TEMPERATURA POR MEIO DE  
UM JATO D'ÁGUA CIRCULAR

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

HORMANDO LEOCÁDIO JÚNIOR

Florianópolis, Julho de 2008.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

RESFRIAMENTO DE UMA PLACA DE AÇO À ALTA TEMPERATURA POR MEIO DE UM  
JATO D'ÁGUA CIRCULAR

HORMANDO LEOCÁDIO JÚNIOR

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

---

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng. - Orientador

---

Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr. Eng. - Co-orientador

---

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Carlos Augusto Silva de Oliveira, D. Sc.

---

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

---

Eng. Antônio Adel dos Santos, Dr.

---

Prof. Márcia Mantelli, Ph. D.

“Toda a nossa ciência, comparada com a realidade, é primitiva e infantil.  
No entanto, é a coisa mais preciosa que temos “

Albert Einstein (1879-1955)

## AGRADECIMENTOS

O autor agradece a todos aqueles que, direta ou indiretamente, colaboraram na preparação deste trabalho e, em particular:

- Aos Professores Júlio César Passos, Antônio Fábio Carvalho da Silva pela dedicada orientação e sugestões apresentadas;

- Aos engenheiros Leonardo C. dos Reis, Tony C. Blair, Luciano Silva, Robson de S. Lima e Marcelo Furst pelo apoio oferecido na fase de testes e coleta de dados;

- Ao projetista Ronaldo da Silveira Alves por sua dedicação e sugestões durante o desenvolvimento do projeto, montagem e operação do aparato experimental;

- Aos bibliotecários Luciana Silva e Edson Torres pela aquisição dos artigos e livros;

- Ao meu gerente Expedito Alves Batista por acreditar e apoiar este projeto;

- Aos meus pais, familiares e amigos que sempre me incentivaram a completar este trabalho;

- À USIMINAS, através do Centro de Pesquisa e Desenvolvimento, Superintendência de Projetos, Instrumentação e Automação, e à UFSC, por parte do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelo apoio à realização deste trabalho;



## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO .....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	7
2.1 Mecanismos da ebulição.....	7
2.2 Transferência de calor em jato d'água livre incidente.....	11
2.2.1 Zona de estagnação.....	12
2.2.2 Ebulição nucleada completamente desenvolvida .....	15
2.2.3 Ebulição de transição.....	16
2.3 Transferência de calor durante o resfriamento de tiras laminadas a quente.....	23
2.4 Considerações gerais .....	26
3. MATERIAIS E MÉTODOS .....	29
3.1 Aparato experimental .....	29
3.2 Aquisição de dados.....	31
3.3 Placas de teste.....	32
3.3.1 Placa de aço inoxidável .....	32
3.3.2 Rugosidade superficial da placa de teste .....	35
3.4 Termopares .....	37
3.5 Medição da vazão d'água .....	39
3.6 Forno elétrico.....	40
3.7 Procedimento experimental .....	40
3.7.1 Parâmetros hidrodinâmicos .....	41

	vi
3.7.2 Zona de estagnação.....	43
3.7.3 Nivelamento e centralização da placa de teste .....	45
3.7.4 Limpeza superficial .....	46
3.7.5 Dificuldades, ajustes e considerações.....	47
3.7.6 Operação.....	50
3.8 Análise inversa de condução de calor transiente .....	52
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	56
4.1 Análise visual .....	56
4.2 Curvas de resfriamento.....	61
4.3 Validação do modelo.....	67
4.4 Curvas de ebulição .....	70
4.5 Efeito da temperatura inicial no fluxo de calor .....	77
4.6 Comparação dos dados experimentais com os da literatura .....	79
4.7 Transferência de calor em processamento de aço laminado a quente .....	81
5. CONCLUSÕES .....	84
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	87
ANEXO I.....	92
ANEXO II.....	93
ANEXO III .....	98
ANEXO IV .....	99

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Exemplo de um diagrama CCT ( <i>Continuous Cooling Transformation</i> ).....	1
Figura 1.2 Sistemas de resfriamento da tira laminada a quente por fluxo laminar d'água: (a) Tubo-U (jato circular), instalado na usina de Cherepovezt, Rússia, em 2003, e (b) Cortina d'água (jato planar), instalado na USIMINAS, Brasil, em 1990.....	2
Figura 1.3 Esboço de distribuidores tipo: (a) Tubo-U (jato circular) e (b) Cortina d'água (jato planar).....	2
Figura 1.4 Ruptura da cortina d'água durante o resfriamento da tira, na Usiminas.....	3
Figura 1.5 Sistema de resfriamento controlado por jatos d'água à baixa pressão, na mesa de saída do laminador (adaptado de Barros et al., 1995). ....	3
Figura 1.6 Perfis de resfriamento (Barros et al., 1995) .....	4
Figura 1.7 Variação do calor específico de alguns aços carbono em função da temperatura (Prieto e Menendez, 2001). ....	5
Figura 2.1 Curva típica de ebulição em vaso para água saturada a 1 atm (Incropera e De Witt, 2003).....	8
Figura 2.2 Efeito do subresfriamento sobre a curva de ebulição (Carey, 1992). ....	10
Figura 2.3 Efeito da convecção forçada sobre a curva de ebulição para o fluxo de calor imposto (Carey, 1992). ....	10
Figura 2.4 Jatos líquido livres incidindo sobre uma superfície sólida aquecida: a) jato circular; b) jato planar (sem escala). Adaptado de Viskanta e Bergman (1998). ....	12
Figura 2.5 Os efeitos do (a) subresfriamento e da (b) velocidade sobre as curvas de ebulição para um jato d'água planar livre incidente sobre uma superfície de aço inoxidável pré-aquecida a 1000°C (Ishigai apud Wolf et al., 1993). ....	17
Figura 2.6 Os efeitos do subresfriamento sobre as curvas de ebulição para um jato d'água circular incidente sobre uma superfície de aço inoxidável pré-aquecida a 1000°C, $V_j = 2,1$ m/s (Liu e Wang, 2001). ....	18
Figura 2.7 Relação entre as temperaturas de molhamento e do jato incidente. A temperatura de molhamento foi convertida numericamente a partir da temperatura medida internamente na placa (Kokado et al., 1984). ....	19

Figura 2.8 Fotografias do resfriamento de uma placa estacionária, com temperatura inicial de 750°C, por um jato circular 3ℓ/min a 30°C, nos instantes: (a) t = 0 s; (b) t = 5 s; (c) t = 10 s (Lee et al., 2004).....	19
Figura 2.9 Domínio numérico para a análise do fluxo de calor (Lee et al., 2004).....	20
Figura 2.10 Comparação do efeito da altura H sobre os fluxos de calor na superfície da placa, durante o teste de resfriamento ( Lee et al., 2004). .....	20
Figura 2.11 Regimes de transferência de calor na região e adjacências de incidência do jato d'água planar, durante o processamento de uma tira (Zumbrunnen et al., 1990).24	
Figura 2.12 Variação do coeficiente de transferência de calor, h, em função do resfriamento superficial de uma tira. Curva levantada a partir da correlação (2.22) (Evans et al., 1983).....	25
Figura 2.13 Coeficiente de transferência de calor em função da temperatura superficial da tira de aço (Auzinger e Parzer, 1996). .....	26
Figura 3.1 Desenho esquemático do aparato experimental. ....	29
Figura 3.2 Desenho tridimensional do aparato experimental.....	31
Figura 3.3 Equipamento de aquisição de dados utilizado para as medições. Modelo Omega OMB-Multiscan-1200. ....	32
Figura 3.4 Sistema completo de aquisição de dados: Laptop e Omega OMB-Multiscan-1200. ....	32
Figura 3.5 Desenho detalhado para fabricação da placa 06 com dimensões de 150 mm de largura por 14 mm de espessura. O detalhe “C” mostra o diâmetro e profundidade dos furos. ....	34
Figura 3.6 Aferição dimensional da placa 05, com cinco furos para a fixação dos termopares. ....	35
Figura 3.7 Resultado da aferição dimensional da placa 05, mostrando as dimensões reais após a fabricação.....	35
Figura 3.8 Rugosímetro modelo SURFTEST SV-400, fabricante Mitutoyo, verificando a rugosidade superficial da placa de teste. ....	36
Figura 3.9 Registro de medição da rugosidade superficial da placa de teste mostrando rugosidade superficial média , Rz, igual a 1,2µm. ....	36
Figura 3.10 Fotografia dos cinco termopares instalados na placa 05.....	37

Figura 3.11 Desenho de fixação dos termopares através de puncionamento, no detalhe “G”. O detalhe “F” mostra as superfícies de contato do termopar com a superfície interna do furo. ....	38
Figura 3.12 Detalhe “F” da Figura 3.11 mostrando os pontos e cotas do contato entre as superfícies do termopar e do fundo do furo.....	38
Figura 3.13 Medidor eletromagnético de vazão utilizado nos experimentos.....	40
Figura 3.14 Forno Elétrico, com temperatura máxima de aquecimento de 1300°C e potência de 75 kW.....	40
Figura 3.15 Parâmetros hidrodinâmicos do jato incidente na placa de teste: $D_n$ é diâmetro interno do bocal, $D_j$ é o diâmetro do jato incidente e H a distância vertical entre a placa e o bocal. ....	41
Figura 3.16 Fotografia do jato d’água incidindo com a vazão de 6 ℓ/min sobre a superfície plana, mostrando a redução à medida que se aproxima da superfície de incidência, sendo $D_j$ o menor diâmetro. ....	43
Figura 3.17 Fotografia do jato incidente de mostrando a abertura do cone inferior. ....	44
Figura 3.18 Determinação dos parâmetro da zona de estagnação baseada na análise da fotografia do jato d’água, da Figura 3.17. ....	44
Figura 3.19 Alinhamento do bocal com o centro da placa de teste.....	45
Figura 3.20 Suporte da placa com quatro parafusos para nivelamento no berço de resfriamento.....	45
Figura 3.21 Verificação com nivelador de precisão de 0,02 mm/m, marca MITUTOYO.....	46
Figura 3.22 Nivelamento do distribuidor. ....	46
Figura 3.23 Limpeza superficial com lixa mesh 600 (a) e depois a aplicação da acetona (b).47	47
Figura 3.24 Mal formação do círculo durante o processo de resfriamento. ....	47
Figura 3.25 Mal formação do círculo e surgimento de carepa superficial. ....	47
Figura 3.26 Empeno de 13 mm na placa de 150 mm de largura por 14 mm de espessura após o segundo resfriamento com vazão de 6 ℓ/min e temperatura de teste de 900°C....	48
Figura 3.27 Rompimento do fundo do suporte da placa durante o resfriamento da placa de 200 X 200 X 10 mm <sup>3</sup> com temperatura de teste de 900°C. A placa perdeu o nivelamento. ....	48

Figura 3.28 Empeno na parte inferior do suporte da placa de teste.....	48
Figura 3.29 Presença de ruído acentuado nas curvas de resfriamento medidas internamente na placa de teste, pelos cinco termopares.....	49
Figura 3.30 Desprendimento dos termopares durante a experiência, ocasionando o registro errado da temperatura de resfriamento.....	50
Figura 3.31 Retirada da placa de teste aquecida do forno elétrico, com o extrator, e seu posicionamento sobre o berço de teste.....	51
Figura 3.32 Tampa isolante para uniformizar o resfriamento da placa no berço até atingir a temperatura de teste.....	51
Figura 3.33 Modelo 2D axissimétrico com 4200 elementos quadráticos, para as placas 01 a 04, mostrando as quatro regiões de fluxo de calor na superfície da placa e a representação nodal dos termopares.....	52
Figura 3.34 Efeito do parâmetro de regularização sobre a estimativa de fluxo de calor (Trujillo e Busby, 2003).....	54
Figura 3.35 Gráfico FLUX DATA versus ERRO DATA (Trujillo e Busby, 2003).....	54
Figura 4.1 Fotografias do processo de resfriamento, placa 09, $T_i = 600^\circ\text{C}$ .....	56
Figura 4.2 Fotografias do processo de resfriamento, placa 09 e $T_i = 750^\circ\text{C}$ .....	57
Figura 4.3 Fotografias do processo de resfriamento, placa 09 e $T_i = 900^\circ\text{C}$ .....	58
Figura 4.4 Curvas de crescimento do diâmetro da zona escura em função do tempo, para placa 09, $T_i = 600, 750$ e $900^\circ\text{C}$ .....	59
Figura 4.5 Curvas de crescimento do diâmetro da zona escura medida e calculada, para placa 09, $T_i = 750^\circ\text{C}$ .....	59
Figura 4.6 Comparação entre as fotografias das etapas dos primeiros instantes do resfriamento da placa 09, com $T_i = 900^\circ\text{C}$ (Figura 4.3) com os esboços adaptados de Ochi et al. (1984).....	60
Figura 4.7 Histórico das temperaturas internas medidas pelos cinco termopares nas posições radiais $r$ distantes do centro da placa 09 (Figura 4.3), com temperatura inicial de resfriamento de $900^\circ\text{C}$ .....	62
Figura 4.8 Temperaturas internas medidas pelos cinco termopares na placa 09, com temperatura inicial de resfriamento de $900^\circ\text{C}$ , no intervalo entre 140 e 180 s. ...	63

Figura 4.9 Comparação entre a temperatura superficial calculada e a interna medida, na placa 06, na zona de estagnação, $T_j = 22^\circ\text{C}$ , $T_i = 600^\circ\text{C}$ .....	64
Figura 4.10 Comparação entre as temperaturas superficial calculada e a interna medida, na placa 06, em $r = 0$ e $y = 10$ mm, $T_i = 900^\circ\text{C}$ .....	65
Figura 4.11 Isotermas em $t = 15$ s, $T_i = 600^\circ\text{C}$ , placa 06. ....	66
Figura 4.12 Isotermas em $t = 20$ s, $T_i = 900^\circ\text{C}$ , placa 06. ....	67
Figura 4.13 Temperaturas internas medidas pelos cinco termopares nas posições radiais $r$ distantes do centro da placa 05, com temperatura inicial de resfriamento de $600^\circ\text{C}$ .....	68
Figura 4.14 Comparação entre o histórico de temperatura medida pelo termopar 5 na posição (-15;6) com a temperatura calculada. ....	69
Figura 4.15 Modelo numérico da placa 06, $T_i = 500^\circ\text{C}$ , introduzido no ANSYS 11.0.....	69
Figura 4.16 Fluxos de calor na superfície da placa 06, com $T_i = 500^\circ\text{C}$ , com parâmetro de regularização $10^{-11}$ , simulado no INTEMP. ....	70
Figura 4.17 Gráfico da Curva-L para escolha do parâmetro de regularização.....	70
Figura 4.18 Fluxos de calor na superfície em função do tempo. Placa 06, $T_i = 600^\circ\text{C}$ .....	71
Figura 4.19 Propagação da frente úmida juntamente com o pico de fluxo (CHF), transcorridos 4,8 s do início do resfriamento por um jato d'água a $50^\circ\text{C}$ , $V_j = 3,0$ m/s, na parte inferior de uma superfície de aço aquecida a $T_i = 400^\circ\text{C}$ (Mozumder et al., 2007). ....	72
Figura 4.20 Fluxos de calor na superfície em função do tempo. Placa 06, $T_i = 900^\circ\text{C}$ , $T_j = 22^\circ\text{C}$ e $V_j = 2,7$ m/s.....	73
Figura 4.21 Fluxo de calor na superfície em função da temperatura superficial da placa 06, $T_i = 900^\circ\text{C}$ , na zona de estagnação. ....	74
Figura 4.22 Fluxo de calor e coeficiente de transferência de calor na superfície da placa 06, $T_i = 900^\circ\text{C}$ , na zona de estagnação. ....	76
Figura 4.23 Espessuras calculadas da camada limite térmica na zona de estagnação e em $r = 15$ mm, em função da temperatura superficial, no regime de convecção forçada monofásica, (Figura 4.22).....	77
Figura 4.24 Comparação entre as curvas de fluxo de calor em função da temperatura superficial ( $T_s$ ) para as temperaturas iniciais de teste $T_i = 600, 750$ e $900^\circ\text{C}$ , placa 06. ....	78

Figura 4.25 Efeito da temperatura inicial ( $T_i$ ) no coeficiente de transferência de calor ( $h$ ), na zona de estagnação, placa 06, Figura 4.24.....	79
Figura 4.26 Comparação do Nusselt medido com valores da literatura, convecção monofásica forçada, zona de estagnação, $D_j = 6,8$ mm, $V_j = 2,7$ m/s e $T_j = 21^\circ\text{C}$ . ....	80
Figura 4.27 Comparação do Nusselt medido com valores da literatura, convecção monofásica forçada, zona de estagnação, $D_j = 6,8$ mm, $V_j = 2,7$ m/s e $T_j = 21^\circ\text{C}$ . ....	81
Figura 4.28 Fotografia de um jato d'água planar (cortina d'água), $V_j = 6,5$ m/s, incidindo sobre uma tira de aço, a velocidade de $10$ m/s e $T_s \approx 900^\circ\text{C}$ , mostrando a zona escura na região de impacto do jato. ....	83
Figura I.1 Vista 3D do posicionamento da placa de teste no leito de resfriamento. ....	92
Figura I.2 Vista lateral do aparato experimental .....	92
Figura II.1 placa 01.....	93
Figura II.2 Placa 02 .....	93
Figura II.3 placa 03.....	94
Figura II.4 Placa 04 .....	94
Figura II.5 Placa 05 .....	95
Figura II.6 placa 06.....	95
Figura II.7 placa 07.....	96
Figura II.8 placa 08.....	96
Figura II.9 placa 09.....	97
Figura III.1 Rugosidade parcial, $Z_i$ , para definir a rugosidade média, $R_z$ .....	98
Figura IV.1 Calibração de termopares realizada nos laboratórios da USIMINAS, página 1/2. ....	99
Figura IV.2 Calibração de termopares realizada nos laboratórios da USIMINAS, página 2/2. ....	100
Figura IV.3 Complemento do certificado de calibração dos termopares fornecido pelo fabricante ECIL .....	101



**LISTA DE TABELAS**

Tabela 3.1 Propriedades Termofísicas do Aço AISI 304 (Incropera e De Witt, 2003).....	33
Tabela 3.2 Valores medidos da rugosidade média superficial (Rz) nas placas de teste.....	37
Tabela 3.3 Parâmetros hidrodinâmicos na zona de estagnação.....	43
Tabela 3.4 Condições experimentais de testes da bateria 04.....	51

## SIMBOLOGIA

**Alfabeto latino**

CHF	Fluxo de calor crítico ou fluxo máximo de calor	$W/m^2$
$c_p$	Calor específico	$J/kg\ ^\circ C$
$D_{est}$	Diâmetro na zona de estagnação	mm
$D_j$	Diâmetro do jato d'água circular incidente	mm
$D_n$	Diâmetro interno do bocal circular	mm
$D_z$	Diâmetro da zona escura (zona úmida)	mm
$g$	Gravidade	$m/s^2$
H	Distância entre o bocal e a superfície de incidência do jato	mm
h	Coefficiente de transferência de calor	$W/m^2\ ^\circ C$
$h_d$	Coefficiente de transferência de calor na zona de estagnação	$W/m^2\ ^\circ C$
$h_{lv}$	Calor latente de vaporização	$J/kg$
$h_{film}$	Coefficiente de transferência de calor em película de vapor	$W/m^2\ ^\circ C$
k	Condutividade térmica	$W/m.\ ^\circ C$
$k_j$	Condutividade térmica baseada no jato d'água	$W/m.\ ^\circ C$
$Nu_d$	Número de Nusselt na zona de estagnação	-
$\overline{Nu}_L$	Número de Nusselt médio na camada limite mista	-
$Nu_r$	Número de Nusselt local	-
$\overline{Nu}_r$	Número de Nusselt médio	-
$P_{atm}$	Pressão atmosférica	Pa
$P_j$	Pressão total na zona de estagnação	Pa
Pr	Número de Prandtl avaliado na temperatura de filme, $T_f$	-

$q''$	Fluxo de calor	$W/m^2$
$q''_{FNB}$	Fluxo de calor na ebulição nucleada completamente desenvolvida	$W/m^2$
$q''_{max}$	Fluxo de calor máximo	$W/m^2$
$q''_{min}$	Fluxo de calor mínimo	$W/m^2$
$Q_n$	Vazão d'água na saída do bocal	$m^3/s$
$r$	Posição radial	$m$
$r_c$	Raio característico de crescimento da cavidade	$m$
$r_z$	Posição radial da frente úmida	$mm$
$Re_{crit}$	Número de Reynolds crítico	-
$Re_d$	Número de Reynolds na zona de estagnação	-
$Re_L$	Número de Reynolds de transição laminar-turbulenta em escoamento paralelo sobre placa plana aquecida	-
$Re_r$	Número de Reynolds local radial	-
$Re_R$	Número de Reynolds médio na posição $r = R$	-
$Rz$	Rugosidade média superficial	$\mu m$
$t$	Tempo	$s$
$T$	Temperatura	$^{\circ}C$
$T_f$	Temperatura de filme; $T_f = (T_j + T_s)/2$	$^{\circ}C$
$T_i$	Temperatura de teste	$^{\circ}C$
$T_{int}$	Temperatura interna medida	$^{\circ}C$
$T_j$	Temperatura do jato d'água	$^{\circ}C$
$T_s$	Temperatura da superfície	$^{\circ}C$
$T_{sat}$	Temperatura de saturação d'água	$^{\circ}C$
$T_w$	Temperatura d'água	$^{\circ}C$

$T_{\text{wet}}$	Temperatura de molhamento	$^{\circ}\text{C}$
$u_z$	Velocidade de avanço radial da frente úmida	m m/s
$V_r$	velocidade de avanço radial da frente úmida	m m/s
$V_j$	Velocidade média do jato incidente	m/s
$V_n$	Velocidade média na saída do bocal	m/s
$V_r$	Velocidade média radial	m/s
$W_j$	Espessura do fluxo d'água planar	m/s
$W_n$	Largura interna do bocal planar	mm

### **Alfabeto grego**

$\Delta T$	Diferença de temperatura	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta T_{\text{sat}}$	Grau de superaquecimento da água; $\Delta T_{\text{sat}} = T_s - T_{\text{sat}}$	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta T_{\text{sub}}$	Grau de subresfriamento da água; $\Delta T_{\text{sub}} = T_{\text{sat}} - T_j$	$^{\circ}\text{C}$
$\delta$	Espessura da camada livre incidente	mm
$\delta_r$	Espessura da camada limite térmica na zona de fluxo radial	mm
$\delta_{t,d}$	Espessura da camada limite térmica na zona de estagnação	mm
$\rho$	Massa específica	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\rho_j$	Massa específica do jato d'água	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\rho_v$	Massa específica do vapor	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\sigma$	Tensão superficial	$\text{J}/\text{m}^2$
$\nu_f$	Viscosidade cinemática avaliada na temperatura de filme, $T_f$	$\text{m}^2/\text{s}$
$\nu_j$	Viscosidade cinemática avaliada na temperatura do jato d'água, $T_j$	$\text{m}^2/\text{s}$

## RESUMO

Jatos d'água circulares são utilizados como um eficiente meio de controle de resfriamento de tiras laminadas a quente, devido ao elevado fluxo de calor extraído com o uso de equipamentos relativamente simples.

A microestrutura e as propriedades mecânicas da tira de aço dependem do controle da taxa de resfriamento na mesa de saída do laminador. Portanto, determinar os coeficientes e os regimes de transferência de calor, que ocorrem durante a incidência de jato d'água sobre a superfície de aço à alta temperatura, são fundamentais para o sistema de controle de resfriamento.

Este trabalho apresenta um estudo experimental e numérico dos efeitos do resfriamento por um jato d'água circular subresfriado em uma placa de aço a elevadas temperaturas (600 a 900°C). As características térmicas foram examinadas por meio de curvas de resfriamento, em função das diferentes condições de teste. Foi realizada uma análise numérica, usando o método inverso da condução de calor transiente, que calcula os fluxos de calor e o histórico de temperaturas na superfície de impacto do jato d'água, a partir das temperaturas medidas por termopares inseridos em placas quadradas de aço inoxidável. Os fluxos e coeficientes de transferência de calor são comparados com os resultados e as correlações existentes na literatura.

Os resultados experimentais mostraram que, na zona de incidência do jato, não há formação da película de vapor apesar da temperatura da superfície exceder, em muito, a temperatura de saturação e o regime de transferência de calor não ser monofásico. Os resultados obtidos contribuíram para um melhor entendimento dos modos de transferência de calor envolvidos durante o resfriamento de uma placa aquecida a elevadas temperaturas, e para melhorar os modelagem e o dimensionamento de sistemas de resfriamento em laminadores de tiras a quente.

**Palavras-chave:** Resfriamento por jato d'água, Placa de aço aquecida, Condução inversa de calor, Transferência de calor, Efeito do resfriamento.

## ABSTRACT

Impingement circular water jets have been used as an efficient cooling process for hot strip mill, because of the high heat flux extracted using relatively simple equipment.

The microstructure and mechanical properties of the steel depend on cooling control system on the runout table. Therefore, the determination of the accurate heat transfer coefficient and the understanding of the thermal phenomenon during the incidence of the water jet on hot steel surface at high temperature are essential for the cooling control system.

This dissertation presents the experimental, analytical and numerical study of the cooling effects of hot steel plate at high temperatures (600 to 900°C) cooled by an impinging circular water jet. The thermal characteristics were examined by means of the cooling curves as a function of different test conditions. The inverse heat conduction was used to calculate the heat flux on the impinging surface from the measured temperatures by four thermocouples inserted in square stainless steel plates. The heat fluxes are compared with the results and correlations existing in the literature

The experimental results had showed that, in the impingement zone, the water will be in direct contact with the heated surface, even the surface temperature exceeds, very much, the saturation temperature and the heat transfer regime is also not monophasic. The results will contribute to the optimization and sizing of cooling systems for hot strip mill and to a better understanding of the heat transfer regimes during a hot steel plate cooling at high temperatures.

**Keywords:** Cooling water jet, Hot steel plate, Inverse heat conduction, Heat transfer, Cooling effect.

## CAPÍTULO I

### 1. INTRODUÇÃO

Jatos líquidos incidindo em superfícies aquecidas são usados em diversas aplicações industriais como uma técnica de extrair altas taxas de calor usando equipamentos relativamente simples. Em geral, os jatos d'água circulares incidentes são usados em sistema de controle de resfriamento de aços planos laminados a quente (Lee et al., 2004).

O controle do resfriamento dos aços laminados a quente é um dos processos mais críticos para se obter as propriedades mecânicas desejadas (Cox et al., 2001; Devadas e Samarasekera, 1986). As propriedades mecânicas são determinadas pela microestrutura das tiras laminadas, a qual depende da composição química do aço e do tratamento térmico após a última etapa de laminação. Assim, dependendo do tipo de aço e das propriedades mecânicas desejadas, deve-se impor uma maior ou menor taxa de resfriamento (Guo, 1993; Zumbrennen et al., 1990). A relação entre condições de resfriamento e microestrutura é estabelecida no diagrama CCT (*Continuous Cooling Transformation*) ou TRC (Transformação no Resfriamento Contínuo), mostrado na Figura 1.1.

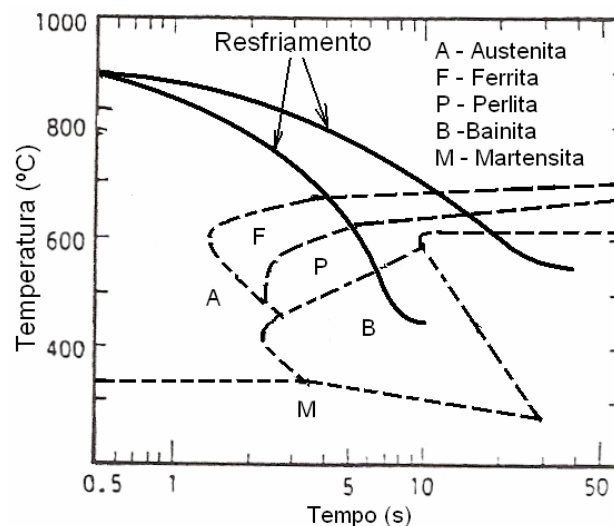


Figura 1.1 Exemplo de um diagrama CCT (*Continuous Cooling Transformation*).

Dentre os processos de resfriamento de tira a quente, na saída da mesa de rolos do laminador contínuo, os que utilizam água como refrigerante são os mais difundidos (Barros et al., 1995; Brochado e Liguori, 1982). Os sistemas por fluxo laminar consistem em incidir jatos d'água à baixa pressão (0,4 ~ 0,7 mca), com queda quase que puramente por gravidade sobre a superfície da tira. O jato d'água pode ser circular ou planar, conforme mostrado nas

fotografias da Figura 1.2 e no esboço da Figura 1.3.

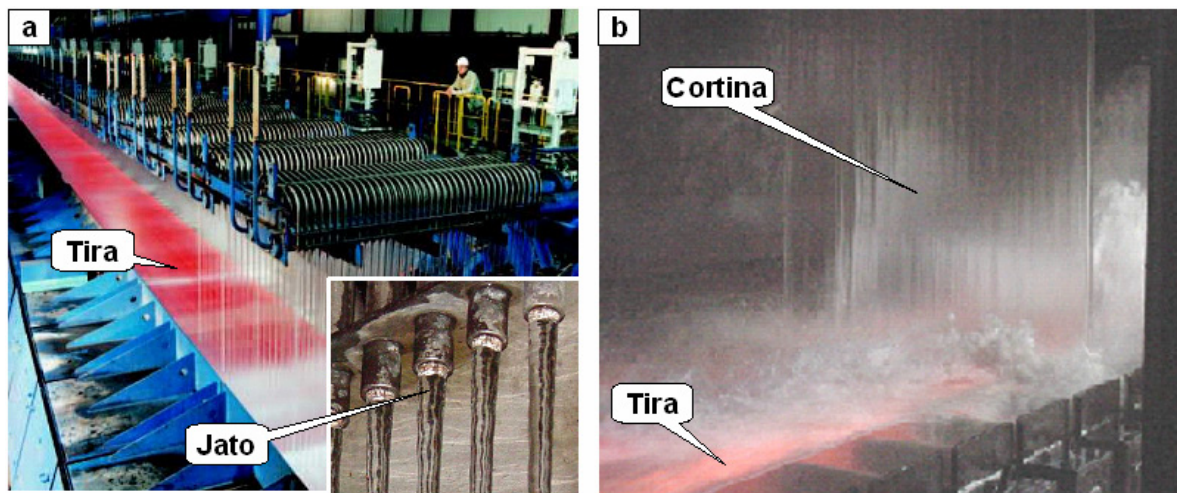


Figura 1.2 Sistemas de resfriamento da tira laminada a quente por fluxo laminar d'água: (a) Tubo-U (jato circular), instalado na usina de Cherepovezt, Rússia, em 2003, e (b) Cortina d'água (jato planar), instalado na USIMINAS, Brasil, em 1990.

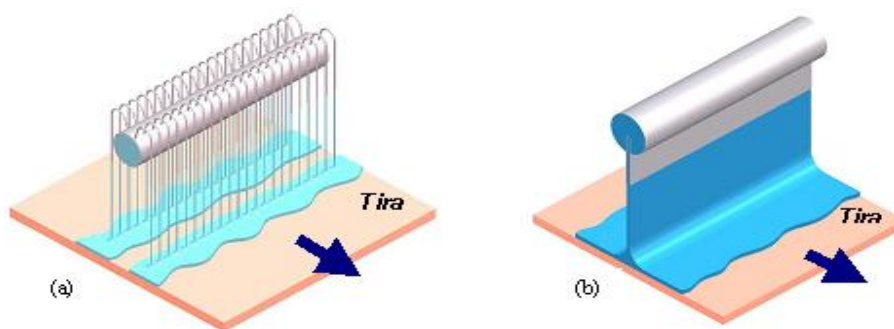


Figura 1.3 Esboço de distribuidores tipo: (a) Tubo-U (jato circular) e (b) Cortina d'água (jato planar).

Os sistemas que utilizam jato d'água circular apresentam uma maior flexibilidade e economia de água no controle da temperatura em relação ao planar. O jato planar (cortina d'água) oferece uma maior eficiência na retirada de calor, resfriamento uniforme ao longo da largura da tira e menores instalações em relação ao circular. Porém, a cortina d'água apresenta o inconveniente de, às vezes, romper-se (“rasgar”) durante o processo e comprometer a qualidade da tira resfriada, conforme mostra a Figura 1.4. Hoje, há uma tendência a se usar um sistema misto, onde a primeira parte do resfriamento é realizada por jato planar e o final por jato circular, em plantas concebidas originalmente com cortina d'água. Como exemplo desta tendência, citam-se as Siderúrgicas Rukki, na Finlândia, Arcelor Mittal, na Espanha, e a Usiminas, no Brasil.





Figura 1.4 Ruptura da cortina d'água durante o resfriamento da tira, na Usiminas.

A Figura 1.5 ilustra esquematicamente um sistema de resfriamento controlado na mesa de saída do laminador, onde são consideradas três zonas distintas de mecanismos de perda de calor que são percorridas seqüencialmente por cada elemento da tira.

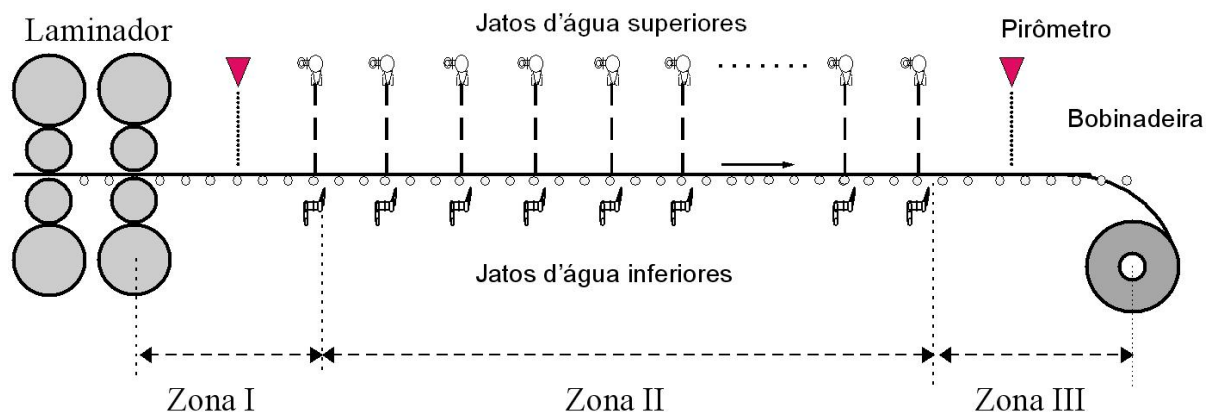


Figura 1.5 Sistema de resfriamento controlado por jatos d'água à baixa pressão, na mesa de saída do laminador (adaptado de Barros et al., 1995).

Na Zona I, após sair da última cadeira do laminador e antes do primeiro banco de resfriamento, o elemento da tira perde calor principalmente por radiação e, em segundo lugar, por condução para a mesa de rolos. Na Zona II (resfriamento úmido), entre o primeiro e o último banco de resfriamento, o elemento da tira é submetido a um ciclo de resfriamento pela ação de impacto da cortina d'água intercalado com períodos de recuperação da temperatura superficial entre as cortinas. O processo de recuperação de temperatura consiste na condução transiente de calor através da espessura da tira, do interior para a superfície resfriada. Um resfriamento secundário ocorre entre as cortinas por radiação, através de perdas por condução para a mesa de rolos e pela água acumulada na superfície superior da tira. Na Zona III, entre a última cortina e a bobinadeira, o mecanismo de perda de calor é o mesmo da Zona I. Durante

o processo de resfriamento controlado, as temperaturas na saída do laminador e antes do bobinamento são monitoradas por pirômetros que alimentam o sistema de resfriamento para a correção do processo. São, também, monitoradas a vazão, a temperatura da água de resfriamento, a espessura e a velocidade da tira.

Normalmente, no processo de resfriamento de tiras laminadas a quente, a tira trafega a velocidades entre 7 e 12 m/s, possui comprimento próximo a 1.000 m, espessura de 1,5 a 18 mm e largura de 1450 a 1850 mm. Este processo requer que a tira seja resfriada de uma temperatura de acabamento entre 800 e 950°C para uma temperatura de bobinamento entre 510 e 750°C, em um tempo menor que 10s. Ou seja, taxas médias da ordem de 35°C/s são obtidas. Atualmente estes sistemas de resfriamento produzem tiras com incerteza de até  $\pm 30^\circ\text{C}$  na temperatura de bobinamento, sendo desejável incerteza de  $\pm 15^\circ\text{C}$ . Para alguns tipos de aço as propriedades metalúrgicas são afetadas pela taxa de resfriamento e também pelo local na mesa de saída onde é feito o resfriamento (Barros et al., 1995), sendo, portanto, desejável que o sistema de resfriamento seja flexível o bastante para a obtenção de diferentes perfis de resfriamento, conforme mostra a Figura 1.6. Além de diversas estratégias, o sistema de resfriamento tem que ser capaz de obter um resfriamento diferenciado nas extremidades da tira, pelo fato de as extremidades perderem calor mais rapidamente do que o corpo da bobina.

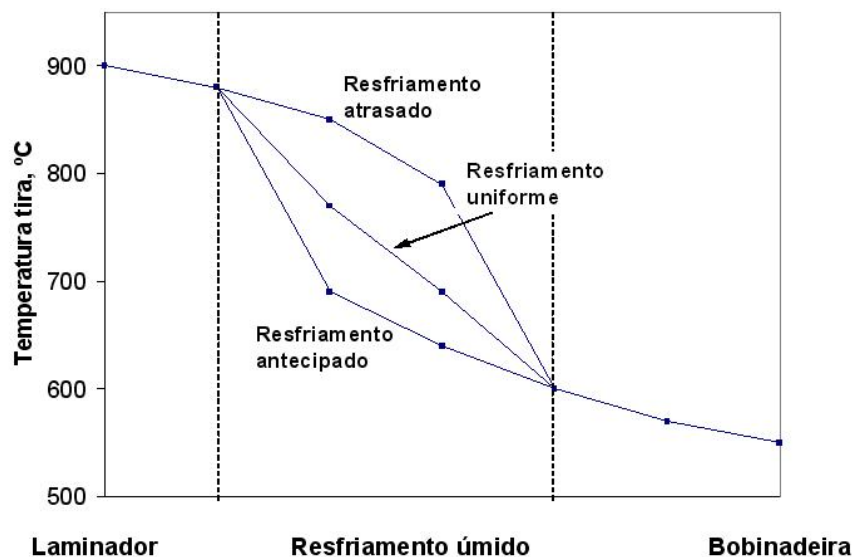


Figura 1.6 Perfis de resfriamento (Barros et al., 1995)

Portanto, o sistema de resfriamento deve ser capaz de promover um resfriamento uniforme e simétrico, entre as superfícies superior e inferior da tira, e possuir flexibilidade para ajustar a taxa de resfriamento durante o processamento da tira. Entretanto, a transferência

de calor e os fenômenos metalúrgicos, associados ao processo de resfriamento, são complexos, o que dificulta o acerto 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). A determinação dos coeficientes de transferência de calor é fundamental para o controle eficaz da temperatura da tira e dimensionamento de um sistema de resfriamento. Diversas análises experimentais, analíticas e numéricas foram realizadas para investigar o resfriamento por jato d'água e determinar esses coeficientes. Mesmo com as importantes contribuições de trabalhos sobre os mecanismos de transferência de calor através de jato d'água durante o resfriamento da tira na mesa de saída, esses mecanismos ainda não são completamente compreendidos. Resultados 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, bem como qual o regime de transferência que ocorre durante o resfriamento da tira laminada a quente (Lee et al., 2004; Auzinger e Parzer, 1996; Zumbrennen et al., 1990; Ochi et al., 1984; Hatta et al., 1984; Evans et al., 1993). A variação não linear do calor específico do aço carbono, também, dificulta o controle do resfriamento da tira, conforme mostrado na Figura 1.7. Esta variação está relacionada com a transformação de fase. Este fenômeno ocorre a uma temperatura que depende basicamente da composição química e da velocidade de resfriamento do aço. A temperatura de início de transformação de fase é chamada de  $Ar_3$  e a de fim de transformação de fase de  $Ar_1$ . O pico do calor específico ocorre na temperatura  $Ar_3$ , próxima de  $727^\circ\text{C}$  (1000K), conforme mostra o gráfico da Figura 1.7.

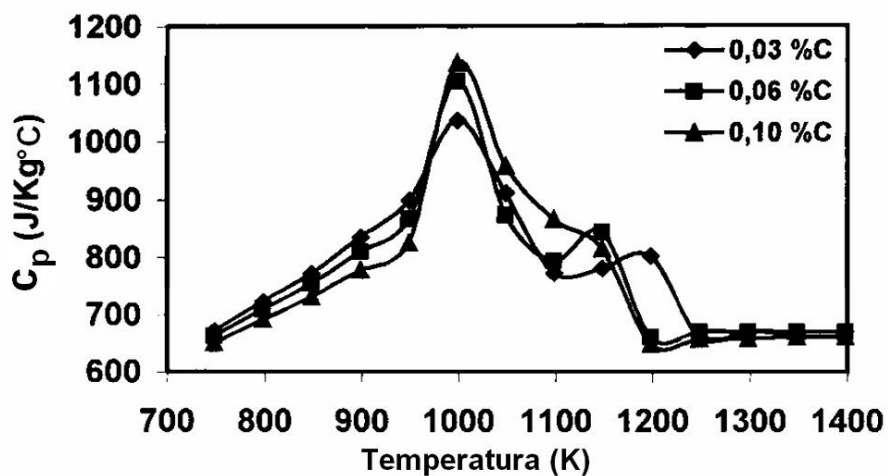


Figura 1.7 Variação do calor específico de alguns aços carbono em função da temperatura (Prieto e Menendez, 2001).

Desta forma, os objetivos deste trabalho se constituem em:

- Identificar e analisar os regimes de transferência de calor existentes na superfície de uma placa estacionária, aquecida a elevadas temperaturas (600 ~ 900°C), durante o seu resfriamento por um jato d'água circular incidente;
- Avaliar o regime de convecção forçada monofásica na zona de estagnação (região de impacto do jato d'água);
- Comparar os coeficientes de transferência de calor e as temperaturas de molhamento, obtidos experimentalmente na zona de estagnação, com as correlações e valores existentes na literatura;
- Avaliar a influência da temperatura superficial de teste sobre a curva de ebulição;
- Prever o regime de transferência de calor que ocorre durante o resfriamento controlado de tira de aço laminada a quente.

Os resultados obtidos contribuirão para otimizar modelos matemáticos e dimensionamento em sistemas de resfriamento de tiras a quente, elevando o acerto da temperatura final de bobinamento, e um melhor entendimento do fenômeno da transferência calor envolvido durante o resfriamento de uma placa aquecida a elevadas temperaturas.

A seguir, são apresentados, de forma resumida, os conteúdos dos capítulos deste trabalho. No Capítulo 2, é apresentada uma síntese da revisão bibliográfica realizada, descrevendo os mecanismos de ebulição da água em vaso, o efeito do subresfriamento da água e da convecção forçada na curva de ebulição da água, os modos de transferência de calor de um jato d'água livre incidente em uma superfície sólida aquecida e as correlações da literatura. O Capítulo 3 descreve o aparato experimental, os procedimentos na execução dos testes, o modelo numérico e análise inversa de condução de calor transiente realizada a fim de calcular o histórico de temperatura no modelo e os fluxos de calor na superfície resfriada a partir das temperaturas medidas internamente na placa. A análise foi realizada usando o programa INTEMP. Este é um programa para a solução geral do problema inverso de condução de calor usando a programação dinâmica. O Capítulo 4 mostra os resultados experimentais e as análises comparativas das correlações, a visualização do jato d'água incidindo na superfície aquecida, a validação do modelo numérico e as curvas de resfriamento e fluxos de calor na superfície da placa. As conclusões e as recomendações para trabalhos futuros são apresentadas no Capítulo 5.

## CAPÍTULO II

### 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os mecanismos de ebulição da água saturada em vaso, os efeitos do subresfriamento da água e da convecção forçada sobre a curva de ebulição, os modos de transferência de calor de um jato d'água livre incidente em uma superfície metálica aquecida e as correlações, da literatura, para o cálculo do número de Nusselt, no regime monofásico, do fluxo de calor, nos regimes de ebulição nucleada completamente desenvolvida e na transição, e da temperatura de molhamento. É discutido o uso de correlações aplicadas no cálculo do número de Nusselt em escoamento paralelo sobre placa plana, no regime monofásico, em superfícies a 900°C. Também são apresentados os modos de transferência de calor durante o resfriamento controlado na laminação de tiras a quente.

#### 2.1 Mecanismos da ebulição

Dos modos de transferência de calor em líquidos, a ebulição é o que oferece maiores taxas. O fenômeno de criação de uma bolha de vapor sobre uma superfície sólida é chamado de nucleação heterogênea, diferentemente da nucleação homogênea, que se caracteriza pela formação de uma bolha de vapor no interior de um líquido puro. São necessárias duas condições para a formação inicial das bolhas de vapor, conhecida como o início da ebulição nucleada. A primeira condição é que a temperatura da superfície em contato com o líquido exceda a temperatura de saturação do líquido. Assim, ocorrerá o superaquecimento da superfície. O mínimo superaquecimento do fluido, necessário para que ocorra a ebulição, é obtido através da correlação (Carey,1992):

$$\Delta T = \frac{2\sigma T_{\text{sat}}}{r_c \rho_v h_{\text{lv}}} \quad (2.1)$$

onde  $\sigma$ ,  $T_{\text{sat}}$ ,  $\rho_v$ ,  $h_{\text{lv}}$  e  $r_c$  representam a tensão superficial, em N/m, a temperatura de saturação, em K, a massa específica do vapor, kg/m<sup>3</sup>, o calor latente de vaporização, em J/kg, e o raio da cavidade, em m, respectivamente. A segunda condição para a ocorrência da nucleação heterogênea é a pré-existência de vapor ou gás nas cavidades da superfície em contato com o fluido de resfriamento.

O coeficiente de transferência de calor,  $h$ , é definido como a razão entre o fluxo de calor ( $q$ ) e a diferença de temperatura da superfície ( $T_s$ ) e da água ( $T_w$ )

$$h = \frac{q''}{(T_s - T_w)} \quad (2.2)$$

A curva típica de ebulição em vaso, para água saturada à pressão de 1 atm, é mostrada na Figura 2.1. Até  $\Delta T_{\text{sat}} \approx 5^\circ\text{C}$ , a transferência de calor ocorre por convecção livre. O regime de convecção livre é caracterizado pelo movimento do fluido devido aos efeitos do empuxo. No caso de uma superfície horizontal voltada para cima e aquecida, o fluido que está próximo a esta superfície se expande, torna-se mais leve e se desloca para cima e neste deslocamento transporta calor para as regiões mais frias. O fluido mais frio, por ser mais pesado, desloca-se para baixo e retira calor da superfície aquecida. Portanto, na convecção natural, é observada a seqüência de processos de aquecimento, expansão, resfriamento e compressão do fluido.

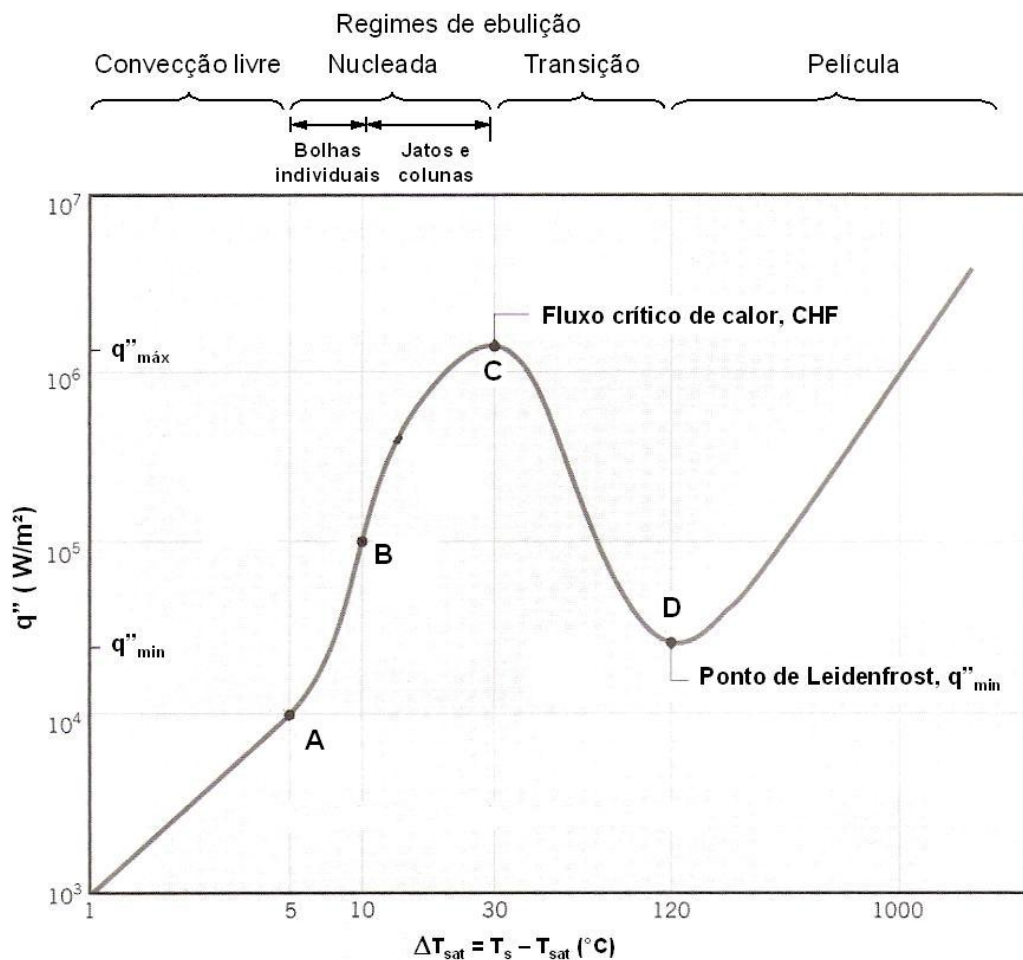


Figura 2.1 Curva típica de ebulição em vaso para água saturada a 1 atm (Incropera e De Witt, 2003).

Quando o fluxo de calor é crescente, aumenta-se a diferença de temperatura entre a superfície e o líquido e esta alcança o superaquecimento necessário para iniciar o crescimento de bolhas de vapor sobre a superfície aquecida. Logo após este estágio, tem-se o início da ebulição nucleada, ponto A. Um aumento do fluxo de calor leva à ativação de mais sítios de nucleação, causando o aumento da frequência de saída de bolhas, constituindo o regime de ebulição nucleada (trecho A-B-C). A ebulição nucleada existe no intervalo  $5^{\circ}\text{C} \leq \Delta T_{\text{sat}} \leq 30^{\circ}\text{C}$ . No trecho A-B, bolhas isoladas se formam nos sítios de nucleação e se separam da superfície. Esta separação induz ao aumento do  $h$  e do  $q$  próximo da superfície. Colunas e bolsões de vapor correspondem ao trecho B-C. Mais próximo ao ponto C aparecem os “cogumelos” de vapor. O limite superior do fluxo de calor, ponto C, é chamado de fluxo de calor crítico (CHF) onde as bolhas de vapor coalescidas tornam-se obstáculo à chegada do líquido à superfície aquecida, reduzindo fortemente o resfriamento nesta região até a vaporização do líquido local. A região de transição (trecho C-D) é caracterizada por uma camada intermitente de vapor instável sobre a superfície e por bolhas de vapor e líquido. À medida que  $\Delta T_{\text{sat}}$  aumenta, o fluxo de calor diminui. Dependendo do modo como a superfície está sendo aquecida, por fluxo de calor imposto ou por temperatura imposta, o regime de transição pode ser estabilizado ou não (Carey, 1992). A ebulição em película é caracterizada por uma película ondulada contínua de vapor sobre a superfície, que surge a partir do ponto D ( $\Delta T_{\text{sat}} \approx 120^{\circ}\text{C}$ ). Neste ponto, o fluxo de calor é mínimo ( $q_{\text{min}}''$ ) e referido como ponto de Leidenfrost.

Na ebulição com convecção forçada, o movimento do fluido é induzido por meios externos. Na ebulição subresfriada, a temperatura do líquido está abaixo de sua temperatura de saturação e as bolhas formadas na superfície aquecida podem se condensar no líquido, ao contrário da ebulição saturada, onde a temperatura do líquido encontra-se à temperatura de saturação. As bolhas formadas na superfície aquecida são impelidas para o volume do líquido, pelas forças de empuxo (Incropera e De Witt, 2003).

As Figuras 2.2 e 2.3 mostram a influência, individualmente, do subresfriamento do líquido e da convecção forçada nas curvas de ebulição. O subresfriamento e a convecção forçada exercem pouco efeito sobre o regime de ebulição nucleada, mas possuem um significativo efeito sobre os regimes convecção monofásica, CHF e ebulição de transição. O subresfriamento e a convecção forçada elevam os valores de fluxo de calor, para todos os regimes, e desloca o CHF e o regime de transição para a direita.

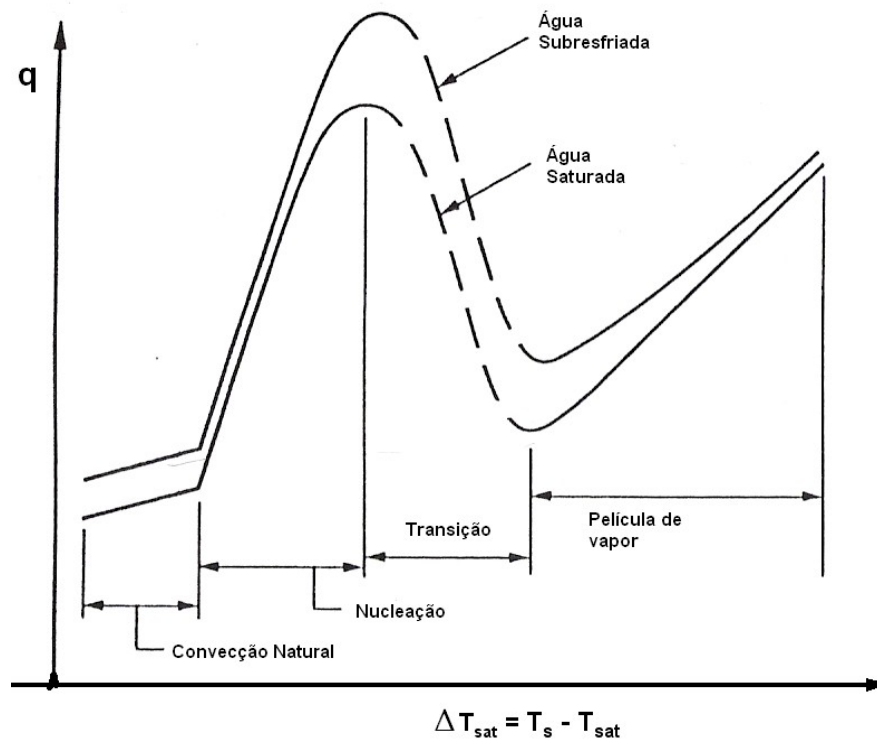


Figura 2.2 Efeito do subresfriamento sobre a curva de ebulição (Carey, 1992).

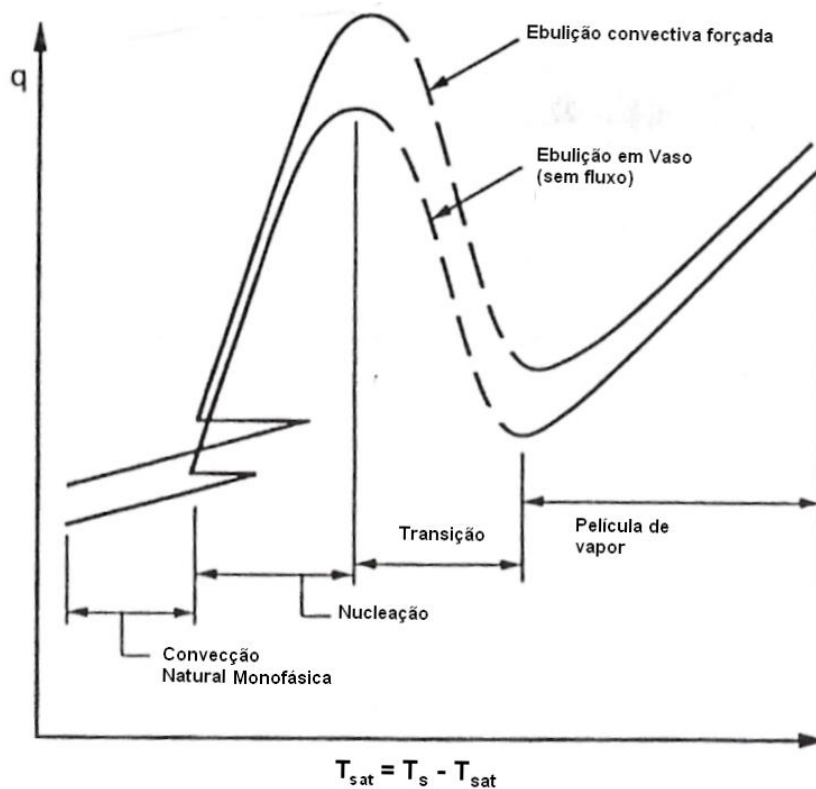


Figura 2.3 Efeito da convecção forçada sobre a curva de ebulição para o fluxo de calor imposto (Carey, 1992).

Observa-se que o fluxo de calor é mais intenso no regime de ebulição do que no



regime monofásico, tanto para água saturada, subresfriada ou convecção forçada, conforme mostrado nas Figuras 2.1 a 2.3. Para a água saturada, Figura 2.1, à pressão atmosférica, os superaquecimentos de parede de 5 e 30°C apresentam fluxos de calor da ordem de  $10^4$  e  $10^6$  W/m<sup>2</sup>, respectivamente, uma efetividade térmica 100 vezes maior para o superaquecimento de 30°C.

## 2.2 Transferência de calor em jato d'água livre incidente

Jato líquido livre incidente tem demonstrado ser um meio eficaz para se extrair elevadas taxas de calor em processos industriais usando equipamentos relativamente simples (Lee et al., 2004). Tal jato circular ou planar é caracterizado por uma superfície líquida livre. A propagação deste jato é praticamente livre em um ambiente de fluido imiscível de densidade e viscosidade substancialmente inferior, como por exemplo, o ar, e a dinâmica do jato líquido, na saída do bocal, atinge a superfície sólida e é redirecionada. Prever a taxa de calor transferido, em tais jatos incidentes requer uma análise do campo do fluxo e a forma do jato na superfície livre, que é regida por um equilíbrio de forças de gravidade, pressão e tensão superficial agindo na superfície deste jato (Webb e Ma, 1995).

Os regimes de fluxo líquido e transferência de calor diferem substancialmente entre jato incidente circular (axissimétrico) e planar, conforme ilustrado na Figura 2.4. A superfície livre do jato se forma imediatamente na saída do bocal. Na Figura 2.4-a, o jato é formado na saída do bocal e possui velocidade  $V_n$  e diâmetro  $D_n$ . Mais abaixo, na zona de estagnação, o jato circular incidente terá um diâmetro  $D_j$ , menor do que  $D_n$ , com velocidade maior,  $V_j$ . Ao colidir com a superfície sólida forma um fluxo radial onde a espessura da camada livre incidente,  $\delta$ , diminui com o aumento da distância radial,  $r$ , do ponto de impacto do jato. A camada limite térmica apresenta espessura constante na zona de estagnação, em ambos os casos, e aumenta à medida que se distância da zona de estagnação. Na Figura 2.4-b, o jato planar de espessura  $W_j$ , com velocidade  $V_j$ , se divide na linha de estagnação. A zona de fluxo paralelo possui espessura igual à metade do jato  $W_j$ . A zona de estagnação compreende a região onde as forças resultantes da pressão e da velocidade vertical atuam. Fora da zona de estagnação, aparecem as zonas de fluxo radial, para jato circular, e fluxo paralelo, para jato planar. Nos fluxos radial e paralelo a pressão é atmosférica e a velocidade é  $V_j$ .

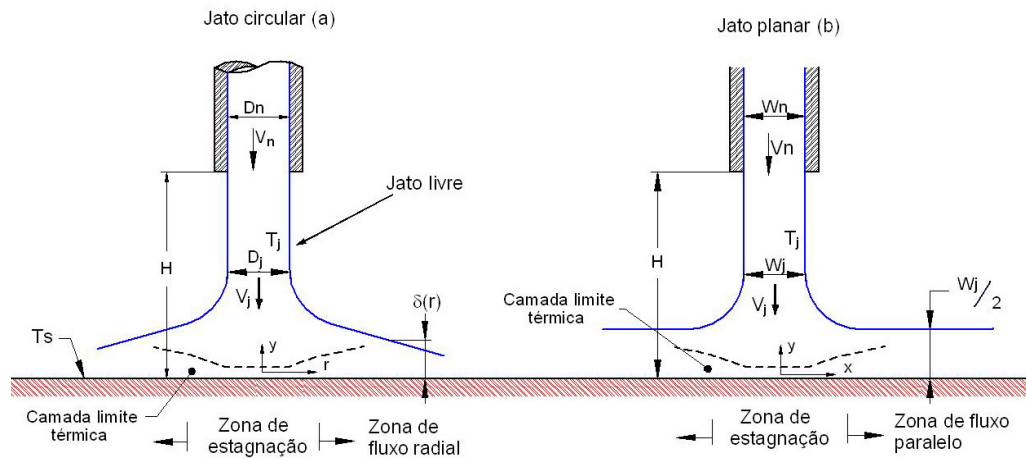


Figura 2.4 Jatos líquido livres incidindo sobre uma superfície sólida aquecida: a) jato circular; b) jato planar (sem escala). Adaptado de Viskanta e Bergman (1998).

Adiante, o estudo será limitado aos regimes de transferência de calor na região de incidência do jato d'água circular (zona de estagnação) sobre uma superfície metálica aquecida.

### 2.2.1 Zona de estagnação

Um jato de fluxo d'água completamente desenvolvido saindo de um bocal de um tubo será também turbulento para  $Re_d > 2300$ , onde  $Re_d$  é o número de Reynolds baseado na velocidade média na saída do bocal,  $V_n$ , e no diâmetro interno do tubo,  $D_n$ . O distribuidor e o sistema de tubulação que alimentam os bocais são freqüentemente turbulentos e, a menos que o bocal tenha uma relação muito grande de contração, esta turbulência será transportada para o jato formado. A transferência de calor na zona de estagnação para jatos líquidos turbulentos é afetada pelo perfil da velocidade na saída do bocal e a distância entre o bocal e o ponto de impacto do jato (Viskanta e Bergman, 1998).

A definição do diâmetro da zona de estagnação é um parâmetro importante para se calcular o fluxo de calor. Os resultados das medições de Ochi et al. (1984), para um jato incidente com  $V_j = 3$  m/s e bocal  $D_n = 10$  mm, mostraram que a zona de estagnação existe para valores de  $r / D_j \leq 1,28$ . Dentro desta região, a velocidade radial,  $V_r$ , é proporcional a distância do ponto de estagnação, onde a pressão e a velocidade vertical,  $V_j$ , atuam. Fora da zona de estagnação, aparece a zona de fluxo radial, onde  $V_j = 0$ . Xu e Gadala (2007) estimaram que o raio da zona de estagnação e o diâmetro do jato incidente se correlacionam, na forma  $r / D_j = 1$ . Liu et al. (2002) estimam que o limite da zona de estagnação está compreendido entre valores que variam de  $0,84 < r / D_j < 1,1$ . Segundo Webb e Ma (1995) e

Liu et al. (1991), a zona de estagnação localiza-se em  $r / D_j \leq 0,787$ . Para Yonehara e Ito apud Webb e Ma (1995) a zona de estagnação limita-se a  $r / D_n < 1$ .

Nas observações visuais de Kohring (1985), durante o resfriamento de uma tira de aço, o diâmetro da zona escura (onde a água está em contato com a superfície da tira) é da ordem de duas vezes o diâmetro do jato d'água incidente, ou seja,  $r / D_j \approx 1$ .

Na zona de estagnação a espessura da camada limite térmica é independente da posição radial,  $r$ , (ver Figura 2.4) e da ordem de décimos de micrometros (Webb e Ma, 1995; Liu et al., 1991; Gabour e Lienhard, 1994). Conseqüentemente, altos coeficientes de transferência de calor existirão nesta região. Nesta zona, a espessura da camada limite térmica pode ser determinada, para uma superfície lisa, através da correlação de Gabour e Lienhard (1994):

$$\delta_{t,d} = \frac{3,6D_j}{\text{Re}_d^{0,633} \text{Pr}^{0,33}} \quad (2.3)$$

onde o número de Reynolds na zona de estagnação é calculado conforme equação:

$$\text{Re}_d = \frac{V_j D_j}{\nu_j} \quad (2.4)$$

com  $\text{Pr}$  avaliado na temperatura de filme,  $T_f$ , e  $\nu_j$  avaliada na temperatura do jato d'água,  $T_j$ .

Na zona de fluxo radial, fora da estagnação, a espessura da camada limite térmica,  $\delta_r$ , pode ser determinada pela correlação de Holman (1983), sugerida por Hatta et al. (1984):

$$\delta_r = \frac{5.r}{1,026 . \text{Re}_r^{0,5} . \text{Pr}^{0,33}} \quad (2.5)$$

onde

$$\text{Re}_r = \frac{V_r . r}{\nu_f} \quad (2.6)$$

com  $\text{Pr}$  e  $\nu_f$  avaliados na temperatura de filme,  $T_f$ .

A espessura da camada livre incidente,  $\delta$ , ( ver Figura 2.4-a) pode ser calculada pela correlação de Stevens e Webb (1992):

$$\frac{\delta}{D_j} = \left( \frac{1}{5,3} \right) \left( \frac{1}{r/D_j} \right) \left( \frac{1}{V_r/V_j} \right) \quad (2.7)$$

onde

$$\frac{V_r}{V_j} = 0,303 + 0,625 \left( \frac{r}{D_j} \right) - 0,125 \left( \frac{r}{D_j} \right)^2 \quad (2.8)$$

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

O número de Nusselt local, na zona de estagnação, é, aproximadamente, independente da posição radial,  $r$ , uma vez que a camada limite térmica é uniforme nesta região, como mostra a equação (2.3). Deste modo, o número de Nusselt na zona de estagnação,  $Nu_d$ , típico do regime de convecção forçada monofásica, pode ser expresso como (Webb e Ma, 1995; Gabour et al., 1994):

$$Nu_d = \frac{h_d D_j}{k_j} = C Re_d^m Pr^n \quad (2.9)$$

onde  $h_d$  é o coeficiente de transferência de calor na zona de estagnação e  $k_j$  é avaliado na temperatura do jato d'água,  $T_j$ . Adiante são apresentadas as correlações da literatura para o cálculo do número de Nusselt na estagnação.

Para jatos totalmente turbulentos saindo do bocal de tubo,  $4000 < Re_d < 52000$  e  $0,5 < Pr < 50$  Stevens e Webb (1991) recomendam a seguinte correlação para o cálculo número de Nusselt na zona de estagnação:

$$Nu_d = 0,717 Re_d^{0,5} Pr^{0,37} \quad (2.10)$$

onde  $V_j$  e  $D_j$  são utilizados em  $Re_d$ .

Para  $20000 < Re_d < 84000$  Gabour e Lienhard (1994) encontraram a seguinte

correlação:

$$\text{Nu}_d = 0,278 \text{Re}_d^{0,633} \text{Pr}^{1/3} \quad (2.11)$$

Os experimentos foram realizados com diâmetros de bocais de tubo de 4,4, 6,0 e 9,0 mm, altura entre o bocal e a superfície de incidência,  $H/D_n$ , de 10,8 e temperatura d'água entre 12 e 16°C.

Baseado na solução integral, Liu et al. (1991) resumiram os resultados teóricos do número de Nusselt para a zona de estagnação

$$\text{Nu}_d = 0,715 \text{Re}_d^{0,5} \text{Pr}^{0,4} \quad (2.12)$$

para valores de Prandtl  $0,15 < \text{Pr} < 3$ , e

$$\text{Nu}_d = 0,797 \text{Re}_d^{0,5} \text{Pr}^{0,33} \quad (2.13)$$

para  $\text{Pr} > 3$ . Os experimentos foram conduzidos sob condições uniformes de fluxo de calor e temperatura de superfície.

## 2.2.2 Ebulição nucleada completamente desenvolvida

Um levantamento sobre ebulição nucleada completamente desenvolvida feito por Wolf et al.(1993) revelou que este regime não é afetado por parâmetros como a velocidade do jato, diâmetro do bocal, ângulo incidente e, possivelmente, subresfriamento. No entanto, as condições dependem fortemente do fluido utilizado.

Para o regime de ebulição nucleada completamente desenvolvida na água, os dados podem ser correlacionados através da seguinte correlação empírica:

$$q''_{\text{FNB}} = C \Delta T_{\text{sat}}^{2,7} \quad (2.14)$$

onde  $q''_{\text{FNB}}$  e  $\Delta T_{\text{sat}}$  possuem unidades de  $\text{W}/\text{m}^2$  e  $^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. O coeficiente “C”, encontrado por Katto e Kunihiro apud Viskanta e Bergman (1998), é 340, para valores de  $\Delta T_{\text{sat}}$  entre 18 e 38°C. Monde apud Viskanta e Bergman (1998) sugere o valor de  $C = 450$ ,

para  $\Delta T_{\text{sat}}$  entre 18 e 46°C, para água saturada.

Copeland apud Wolf et al. (1993) em seus experimentos encontrou que o fluxo de calor é independente da velocidade do jato incidente (0,79 - 6,4 m/s) e dependente somente do superaquecimento da parede. Eles obtiveram a seguinte correlação para ebulição nucleada completamente desenvolvida

$$q_{\text{FNB}}'' = 740\Delta T_{\text{sat}}^{2,3} \quad (2.15)$$

sendo válida para superaquecimentos entre 8 e 31°C. O efeito do subresfriamento sobre a ebulição nucleada completamente desenvolvida, também, foi investigado por Copeland apud Wolf et al. (1993), onde não pôde detectar diferenças significativas nas curvas de ebulição para subresfriamentos da água entre 4 e 78°C.

### 2.2.3 Ebulição de transição

As informações relativas ao regime de transição em jatos circulares incidentes são escassas e estão limitada a fundamentos básicos, tais como quantidade mínima de fluxo de calor e a temperatura da superfície (Wolf et al. 1993).

Ishigai apud Wolf et al. (1993) levantaram curvas de ebulição a partir de um jato d'água planar incidindo sobre uma superfície pré-aquecida a 1000°C, na zona de estagnação. Na região de ebulição de transição (trecho C-D, Figura 2.1), mostrado na Figura 2.5, o fluxo de calor aumenta com a velocidade e com o subresfriamento do jato incidente. Na Figura 2.5-a, a curva de ebulição se desloca para cima com o aumento do subresfriamento. As características da região de transição, entre os fluxos máximo e mínimo, são fortemente afetadas pelo subresfriamento. Em baixos subresfriamentos,  $\Delta T_{\text{sub}} = 5$  e 15°C, o fluxo de calor diminui após o início do resfriamento e início de ebulição em película, atingindo um mínimo até começar a molhar a superfície,  $\Delta T_{\text{sat}} \approx 210$  e 290°C, respectivamente, e aumenta gradativamente até o fluxo máximo de calor. Em maiores subresfriamentos,  $\Delta T_{\text{sub}} = 25$  e 35°C, o fluxo de calor diminui novamente no início do resfriamento e atinge um nível mínimo, mas o aumento subsequente não é gradual. No maior subresfriamento ( $\Delta T_{\text{sub}} = 55^\circ\text{C}$ ) os dados revelaram que não ocorre a ebulição em película na zona de estagnação, apesar da temperatura de superfície estar a 1000°C, e não se identifica o fluxo de calor mínimo e, portanto, o ponto de Leidenfrost. A Figura 2.5-b mostra que a velocidade do jato,  $V_j$ , possui pouco efeito sobre o regime ebulição de transição, mas os fluxos mínimos

aumentam com o aumento da velocidade do jato. O aumento da velocidade apresenta pouca influência sobre a temperatura de molhamento. No subresfriamento de  $\Delta T_{\text{sat}} = 15^\circ\text{C}$ , com  $V_j = 1,0$  a  $3,17$  m/s, a temperatura de molhamento permaneceu próxima a  $\Delta T_{\text{sat}} = 300^\circ\text{C}$ . Os experimentos de Robidou et al. (2002) mostraram que o aumento do subresfriamento eleva, consideravelmente, o fluxo de calor na zona de estagnação, para regimes de transição, ebulição em película de vapor e o CHF, confirmando, também, os resultados apresentados na Figura 2.5-a.

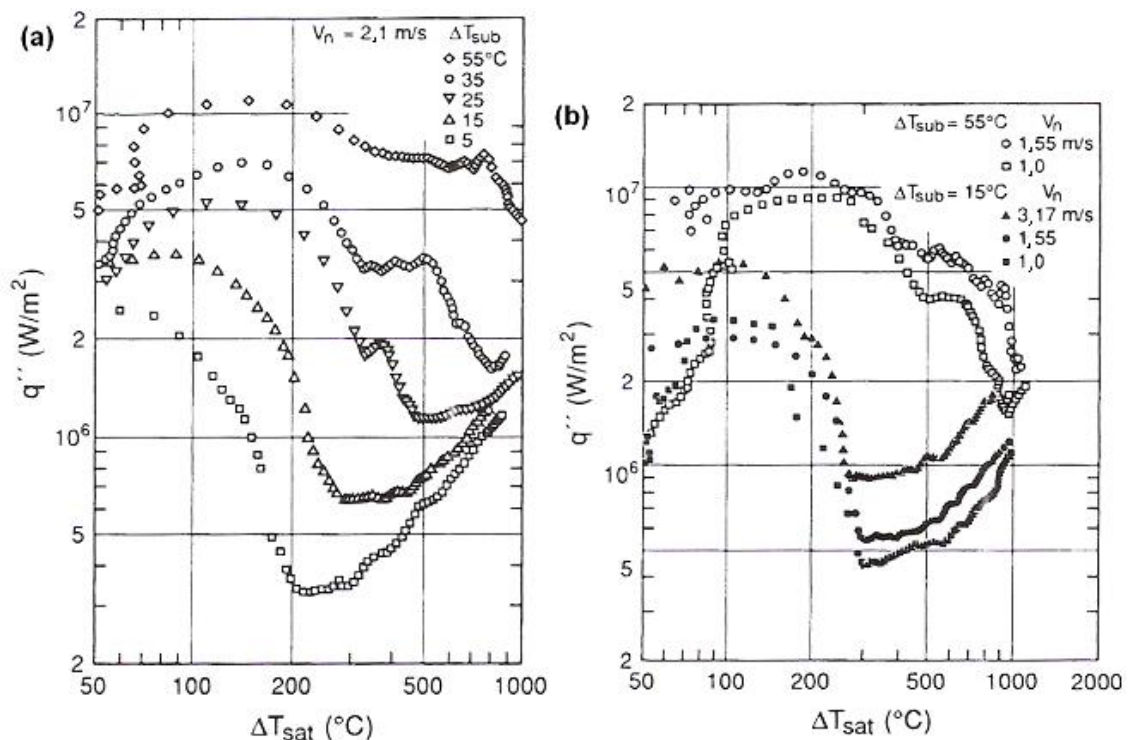


Figura 2.5 Os efeitos do (a) subresfriamento e da (b) velocidade sobre as curvas de ebulição para um jato d'água planar livre incidente sobre uma superfície de aço inoxidável pré-aquecida a  $1000^\circ\text{C}$  (Ishigai apud Wolf et al., 1993).

Liu e Wang (2001) realizaram experimentos similares aos de Ishigai apud Wolf et al. (1993), porém, utilizando jato circular. Eles obtiveram as características da transferência de calor na ebulição para um jato d'água circular, com  $V_j = 2,1$  m/s,  $D_n = 10$  mm, incidindo sobre uma superfície de aço inoxidável pré-aquecida a  $1000^\circ\text{C}$ , na zona de estagnação. As curvas de ebulição, Figura 2.6, mostram os efeitos do subresfriamento sobre as curvas de ebulição na transição. Através do gráfico da Figura 2.6 verifica-se que, em baixos subresfriamentos,  $\Delta T_{\text{sub}} = 5$  e  $15^\circ\text{C}$ , o fluxo de calor diminui após o início do resfriamento e início da ebulição em película, atingindo um mínimo até começar a molhar a superfície,  $\Delta T_{\text{sat}} \approx 190$  e  $290^\circ\text{C}$ , respectivamente. À medida que o subresfriamento aumenta o fluxo de calor

mínimo se eleva, similarmente ao experimento de Ishigai apud Wolf et al. (1993) e mostrados na Figura 2.5-a.

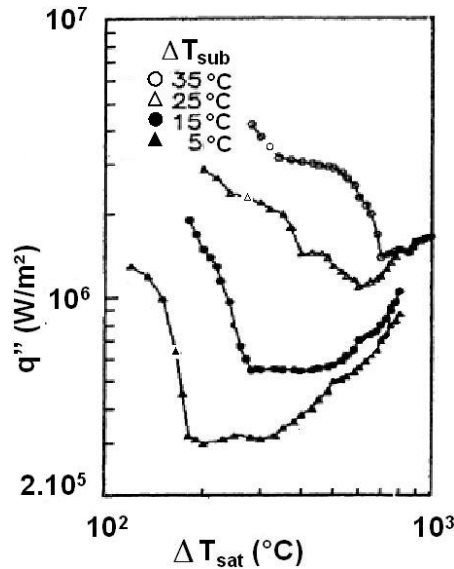


Figura 2.6 Os efeitos do subresfriamento sobre as curvas de ebulição para um jato d'água circular incidente sobre uma superfície de aço inoxidável pré-aquecida a 1000°C,  $V_j = 2,1$  m/s (Liu e Wang, 2001).

Ochi et al. (1984) também realizaram experimentos com jato circular, com  $D_n = 5, 10$  e 20 mm,  $V_j = 3,0$  m/s, incidindo sobre uma superfície de aço inoxidável pré-aquecida a 1000°C, onde compararam as curvas de ebulição na zona de estagnação para vários subresfriamentos da água. Concluíram que para subresfriamentos  $\Delta T_{sub} > 60^\circ\text{C}$  não ocorre a formação da película de vapor, quando o jato toca a superfície aquecida.

A correlação empírica que define a temperatura de molhamento ( $T_{wet}$ ), na região de incidência do jato d'água que separa as zonas molhada e seca, foi estabelecida por Kokado et al. (1984)

$$T_{wet} = 1150 - 8T_j \quad (2.16)$$

A correlação foi desenvolvida a partir dos dados da Figura 2.7, onde os resultados de medições internas na placa foram convertidos numericamente (método inverso de condução de calor) para a superfície de incidência do jato, sendo restrita às condições do referido teste. No experimento de Kokado et al. (1984), foi utilizada uma placa de aço inoxidável aquecida a 900°C e  $V_j$  de 2,5 m/s. A correlação (2.16) é válida para  $T_j \geq 68^\circ\text{C}$ . Para valores de  $T_j < 68^\circ\text{C}$  ( $\Delta T_{sub} > 32^\circ\text{C}$ ), o fenômeno de molhamento ocorrerá assim que o jato d'água tocar a



superfície da placa, independentemente da temperatura de superfície, conforme mostra a Figura 2.7.

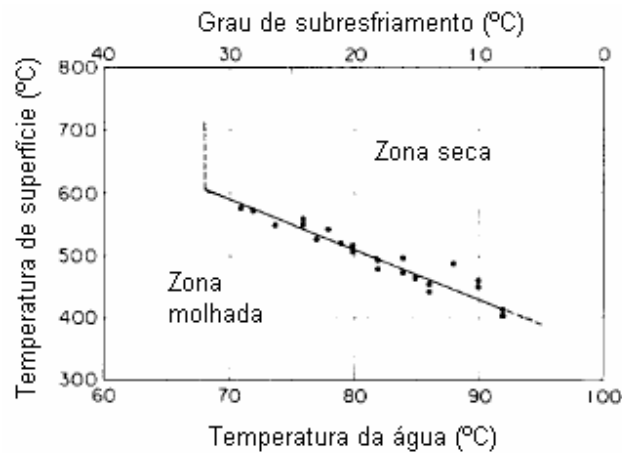


Figura 2.7 Relação entre as temperaturas de molhamento e do jato incidente. A temperatura de molhamento foi convertida numericamente a partir da temperatura medida internamente na placa (Kokado et al., 1984).

Lee et al. (2004) realizaram experimentos com uma placa de aço inoxidável AISI 304, aquecida a 750°C e resfriada por um jato d'água circular de 3ℓ/min a 30°C, em alturas,  $H$ , de 45 e 450 mm. O objetivo foi verificar a influência da altura,  $H$ , sobre o fluxo de calor na superfície da placa resfriada. Em seu experimento, cuja a visualização é mostrada na Figura 2.8, identificou-se que, imediatamente depois de iniciado o processo resfriamento por uma película de vapor d'água, semelhante a um círculo branco, aparece em torno do centro do impacto do jato d'água a formação da zona molhada (Figura 2.8-a). Enquanto este círculo branco desaparece com o tempo (Figura 2.8-b e c), a zona molhada aumenta.

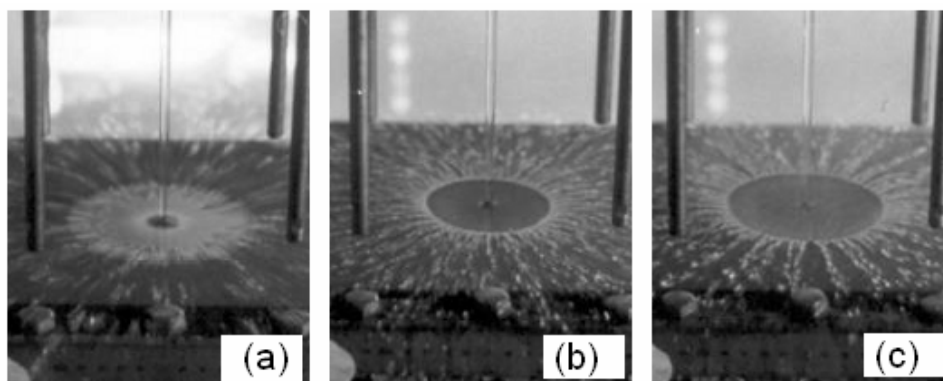


Figura 2.8 Fotografias do resfriamento de uma placa estacionária, com temperatura inicial de 750°C, por um jato circular 3ℓ/min a 30°C, nos instantes: (a)  $t = 0$  s; (b)  $t = 5$  s; (c)  $t = 10$  s (Lee et al., 2004).

Os valores de fluxo de calor na superfície da placa resfriada foram obtidos através da análise inversa de condução de calor transiente, com um modelo bidimensional axissimétrico. O domínio numérico, utilizado para a análise do fluxo de calor na superfície, é mostrado na Figura 2.9, onde a superfície foi dividida em quatro regiões de fluxos de calor,  $q_1$  a  $q_4$ .

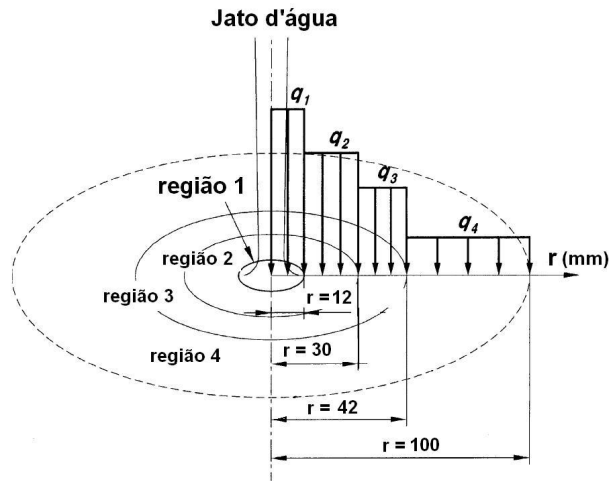


Figura 2.9 Domínio numérico para a análise do fluxo de calor (Lee et al., 2004)

Os valores de fluxos de calor encontrados na região de incidência do jato d'água (região 1) foram muito superiores aos das demais regiões distantes do centro de impacto do jato, conforme mostrado na Figura 2.10.

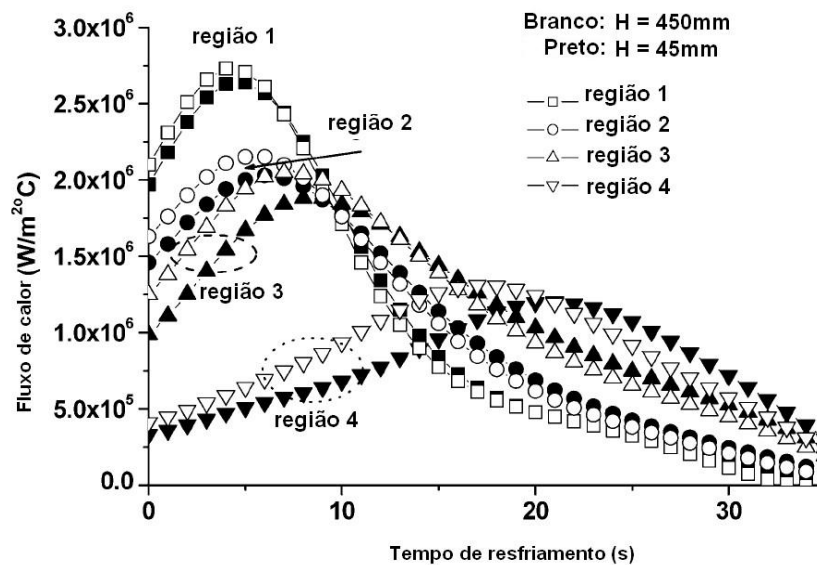


Figura 2.10 Comparação do efeito da altura  $H$  sobre os fluxos de calor na superfície da placa, durante o teste de resfriamento ( Lee et al., 2004).

Mesmo com o aumento da altura  $H = 45$  ( $V_j = 0,9$  m/s) para 450 mm ( $V_j = 3,0$  m/s) resultar em um pequeno aumento no fluxo de calor, dentro de uma mesma região, é importante lembrar que, em sistemas de resfriamento de tiras a quente, o bocal se encontra a alturas  $H$  de até 1800 mm, com velocidades  $V_j$  de até 6,0 m/s, que aumentam o fluxo de calor na região de impacto, devido ao aumento do  $Re_d$  e da força de impacto do jato na superfície.

Vários experimentos têm mostrado que a temperatura de molhamento,  $T_{wet}$ , encontra-se muito acima da temperatura de saturação,  $T_{sat}$ . Através dos experimentos dos autores Kokado et al. (1984), Ochi et al. (1984), Ishigai apud Wolf et al. (1993) e Liu e Wang (2001), conclui-se que em altos subresfriamentos,  $\Delta T_{sub} > 55^\circ\text{C}$ , o molhamento ocorrerá assim que o jato d'água tocar a superfície da placa, independentemente da temperatura de superfície. Segundo Viskanta e Bergman (1998), a velocidade e o alto subresfriamento suprimem totalmente o filme de vapor. Portanto, não haveria a possibilidade de ocorrer o regime de convecção forçada monofásica e, deste modo, deveria existir a presença de bolhas na região de impacto do jato. Porém, tais bolhas não foram observadas, conforme mostram as fotografias da Figura 2.8. A ausência das bolhas, na região de impacto, é explicada pelo fato de a água estar subresfriada. As bolhas, formadas na superfície superaquecida, se condensam na água subresfriada (Incropera e De Witt, 2003), diferentemente da típica ebulição em vaso, onde a água está na temperatura de saturação e bolhas são observadas e atingem a superfície da água. Ti mm et al. (2003), em seu estudo sobre a ebulição de um jato incidente sobre uma superfície aquecida, informaram que as altas taxas de fluxo de calor, maiores que  $10 \text{ MW/m}^2$ , observadas na zona de impacto de um jato d'água sobre uma placa de aço a elevadas temperaturas, são associadas à ebulição em película. Entretanto, o alto grau de subresfriamento e a velocidade do jato d'água evitam a formação do filme de vapor. Segundo Ti mm et al. (2003), o crescimento e o colapso das bolhas, na camada livre incidente,  $\delta$ , apresentam um raio médio e um tempo de vida próximos de  $10^{-4}$  m e  $10^{-4}$  s, respectivamente.

Mozumder et al. (2006) mostraram em seus experimentos que o fluxo crítico de calor, a temperatura de molhamento ( $T_{wet}$ ) e a ebulição de transição são afetadas pelas propriedades do material. Eles utilizaram cobre, latão e aço carbono em seus experimentos, com temperatura inicial de resfriamento de  $400^\circ\text{C}$ , velocidade do jato de 5 m/s e subresfriamento de  $50^\circ\text{C}$ , aplicado na parte inferior dos blocos metálicos. Para temperaturas de teste de 300 e  $400^\circ\text{C}$ , concluíram que a temperatura inicial tem pouco efeito sobre o fluxo crítico de calor (CHF). Seus resultados se referem, somente, à zona de fluxo radial, não sendo apresentado nenhum resultado para a zona de estagnação.

O motivo pelo qual o fluxo de calor é afetado pelas propriedades do material deve-se à

propriedade termodinâmica chamada difusividade térmica ( $\alpha$ ), que determina a taxa que a frente de temperatura se move no material. Materiais com elevado  $\alpha$  responderão mais rapidamente às mudanças térmicas do que os de menor valor. O aço inoxidável, o aço carbono e o cobre apresentam valores de  $\alpha = 4.10^{-6}$ ,  $18.10^{-6}$  e  $117.10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s, respectivamente, onde o cobre possui uma difusividade vinte e nove vezes superior ao aço inoxidável

Kokado et al. (1984) sugerem a seguinte correlação para determinação do coeficiente de transferência de calor, no regime de ebulição em película de vapor:

$$h_{\text{film}} = 200 \frac{2420 - 21,7.T_j}{(T_s - T_{\text{sat}})^{0,8}} \quad (2.17)$$

onde  $T_j$ ,  $T_s$ ,  $T_{\text{sat}}$  são as temperaturas do jato, superfície aquecida e saturação da água em °C, respectivamente. O coeficiente de transferência de calor  $h_{\text{film}}$  é dado em W/m<sup>2</sup>.°C.

Ochi et al. (1984) examinaram o regime de ebulição de transição para um jato d'água circular incidindo em uma superfície de aço inoxidável a 1000°C. Estes autores constataram que com o aumento do diâmetro do jato,  $D_j$ , o fluxo de calor diminuía, para velocidades, subresfriamentos e diâmetros dentro da faixa de  $2 \leq V_j < 7$  m/s,  $5 \leq \Delta T_{\text{sub}} \leq 45$ °C e  $5 \leq D_j \leq 20$  mm, respectivamente. Seus dados podem ser correlacionados através da correlação:

$$q''_{\text{min}} = 0,318 \times 10^6 \left( \frac{V_j}{D_j} \right)^{0,828} (1 + 0,383 \Delta T_{\text{sub}}) \quad (2.18)$$

onde  $q''_{\text{min}}$ ,  $V_j$ ,  $D_j$ , e  $\Delta T_{\text{sub}}$  possuem as unidades de W/m<sup>2</sup>, m/s, mm e °C, respectivamente. O fluxo de calor na transição é influenciado pelas propriedades do material resfriado e pela temperatura superficial. Porém, na equação (2.18) não há dependências das propriedades termofísicas do tipo de material resfriado nem da temperatura superficial. Assim, esta correlação é específica para o material e temperatura do experimento de Ochi et al. (1984). Baseando-se nos dados experimentais de Ochi et al. (1984) e na correlação (2.18), para jato d'água circular incidindo sobre uma superfície estacionária a elevadas temperaturas, Filipovic et al. (1994) desenvolveram a seguinte correlação, aplicável em resfriamento de aço carbono:

$$q''_{\text{min}} = C \cdot \frac{V_j^{0,5}}{D_j^{0,608}} \cdot \Delta T_{\text{sat}}^{0,14} \quad (2.19)$$

onde  $q''_{\min}$ ,  $V_j$ ,  $D_j$ , e  $\Delta T_{\text{sat}}$  possuem as unidades de  $\text{W/m}^2$ ,  $\text{m/s}$ ,  $\text{mm}$  e  $^\circ\text{C}$ , respectivamente, e o valor de  $C$  é dado para os subresfriamentos da água de  $C(\Delta T_{\text{sub}} = 65^\circ\text{C}) = 0,81 \cdot 10^7$  e  $C(\Delta T_{\text{sub}} = 80^\circ\text{C}) = 1,30 \cdot 10^7$ .

### 2.3 Transferência de calor durante o resfriamento de tiras laminadas a quente

São conhecidos três modos distintos de transmissão de calor: condução, radiação e convecção, este último podendo ser com ou sem mudança de fase. Durante o resfriamento de tiras laminadas a quente, o calor é transmitido por uma combinação dos três modos, em um processo transiente de transferência de calor, no qual a temperatura interna da tira varia com o tempo (Barros et al., 1995 e Zumbrennen et al., 1990). Os mecanismos de transferência de calor, envolvidos durante o processo de resfriamento da tira a quente a fluxo de jato d'água laminar, não são completamente entendidos, visto que envolvem convecção forçada monofásica, mudança de fase, ebulição em película, radiação e convecção para o ambiente numa mesma região de resfriamento (Cox et al., 2001). Assim, determinar um coeficiente de transferência de calor nesta região é uma tarefa complexa (Guo, 1993).

De modo a entender os regimes que ocorrem durante o resfriamento de uma tira de aço, Zumbrennen et al., (1990) descreveram, na Figura 2.11, suas observações visuais durante o processamento de tiras laminadas a quente. Na zona I, onde ocorre o impacto do jato d'água, a transferência de calor ocorre por convecção forçada monofásica, cuja eficiência de resfriamento é superior às demais zonas, e a temperatura de superfície está muito baixa para ocorrer a ebulição. Fora da região de impacto do jato d'água, a temperatura da água é mais elevada e a eficiência do resfriamento decai. A temperatura da superfície é alta o suficiente para permitir o início da ebulição. Na zona II tem-se o regime de ebulição nucleada, em uma faixa estreita. Na zona III, ocorre ebulição em película em escoamento forçado, e caracteriza-se por estar a tira coberta por uma película de vapor. Uma vez formada a película de vapor, observa-se em seguida um estado desordenado sobre a superfície quente da placa, mostrado na zona IV. Segundo Guo (1993), 90% do calor transferido no processo de resfriamento de tiras a quente sobre a mesa de rolos acontece nas zonas I, II e III.

Durante o resfriamento controlado de tira laminada a quente, a temperatura superficial,  $T_s$ , encontra-se entre  $550$  e  $950^\circ\text{C}$  com uma velocidade de até  $10 \text{ m/s}$ . Esta temperatura está muito acima da temperatura de saturação da água (ver Figura 2.1). Estes níveis de temperatura indicam que durante o processamento deste material é improvável que o resfriamento ocorra em regime de convecção forçada monofásica, conforme mostrado na Figura 2.11 e comentado

anteriormente. Alguns autores (Hatta et al., 1983; Hatta et al., 1984; Prieto e Menendez, 2001; Evans et al., 1993) consideraram que na zona de impacto a transferência de calor ocorre em regime de convecção forçada monofásica em escoamento paralelo sobre placa plana, sendo que nesta região os vetores de velocidade são verticais e não paralelos à superfície. Tampouco, explicaram como as propriedades de  $Pr$ ,  $v_f$  e  $k_f$  podem ser avaliadas em temperatura  $T_f$  muito acima da temperatura saturação da água,  $T_{sat}$ .

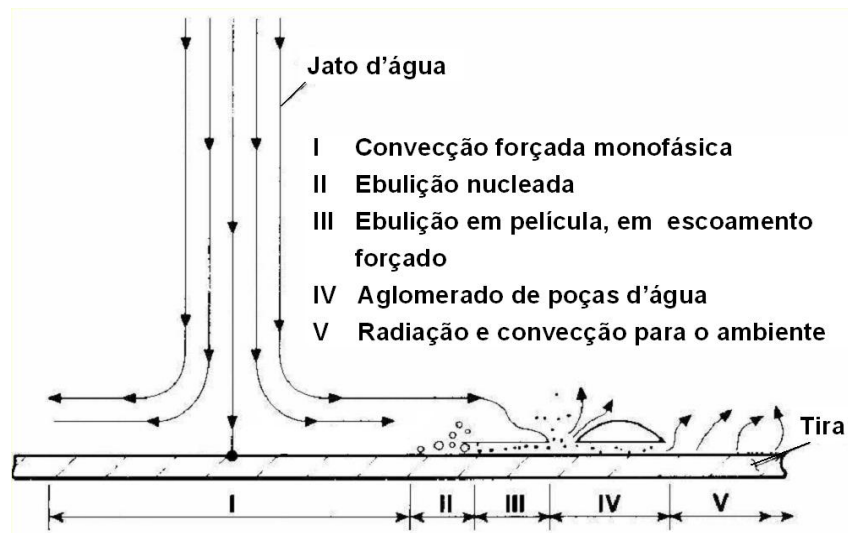


Figura 2.11 Regimes de transferência de calor na região e adjacências de incidência do jato d'água planar, durante o processamento de uma tira (Zumbrunnen et al., 1990).

A seguir, serão apresentadas as correlações sugeridas por estes autores para o cálculo do número de Nusselt local na região de impacto do jato, em modelamento matemático de sistemas de resfriamento de tiras a quente.

Hatta et al. (1984), a partir do levantamento de curvas de resfriamento de uma placa de aço estacionária, aquecida a  $900^{\circ}\text{C}$ , utilizando um jato circular d'água, encontrou a seguinte correlação empírica para as zonas de estagnação e fluxo radial:

$$\text{Nu}_r = 0,063 \text{Re}_r^{0,8} \text{Pr}^{0,33} \quad (2.20)$$

Nesta correlação, Hatta et al. (1984), consideraram que, na zona de impacto do jato e adjacências, o regime de transferência de calor é monofásico forçado (mesmo que a temperatura superficial esteja muito acima do ponto de Leidenfrost e  $T_{sat}$ ; ver Figura 2.1). Os números de Nusselt ( $\text{Nu}_r$ ) e de Reynolds ( $\text{Re}_r$ ) dependem da posição radial,  $r$ , e as propriedades da água são avaliadas na  $T_f$ . Integrando a equação (2.20) ao longo do raio,  $r$ , encontra-se o número Nusselt médio na zona de impacto do jato d'água:

$$\overline{Nu}_R = 0,079 Re_R^{0,8} Pr^{0,33} \quad (2.21)$$

No modelamento de um sistema de resfriamento de tira laminada a quente, Prieto e Menendez (2001) e Evans et al. (1993) consideram que a transferência média de calor, na zona de impacto do jato, se dá na camada limite laminar-turbulenta, e o número de Nusselt médio na camada limite mista, para um dado comprimento, foi calculado pela correlação desenvolvida por Holman (1983):

$$\overline{Nu}_L = (0,037 Re_L^{0,8} - 850) Pr^{0,33} \quad (2.22)$$

para valores de  $5 \cdot 10^5 < Re_L < 10^7$ . Esta correlação é o resultado da integração do número de Nusselt local sobre a região laminar e turbulenta e foi desenvolvida para escoamento paralelo sobre uma placa plana. A correlação (2.22) apresenta um erro de integração e o valor de 850 deve ser substituído por 871, conforme demonstrado por Incropera e De Witt (2003).

Prieto e Menendez (2001) e Evans et al. (1993) informaram que a correlação (2.22) pode ser utilizada para jato planar e circular, na zona de estagnação, em regime monofásico e temperatura de superfície  $550^\circ\text{C} < T_s < 950^\circ\text{C}$ , a qual, também, está muito acima da temperatura de saturação. Não é explicado como as propriedades termofísicas da água líquida, à pressão atmosférica, são avaliadas a temperaturas que excedem, em muito, a temperatura de saturação, conforme comentado anteriormente. O gráfico apresentado na Figura 2.12 mostra a variação do coeficiente de transferência de calor em função da temperatura superficial da tira. Evans et al. (1993) levantaram esta curva a partir da correlação (2.22), onde o coeficiente de transferência de calor,  $h$ , atinge seu valor máximo próximo à temperatura  $T_s = 380^\circ\text{C}$ .

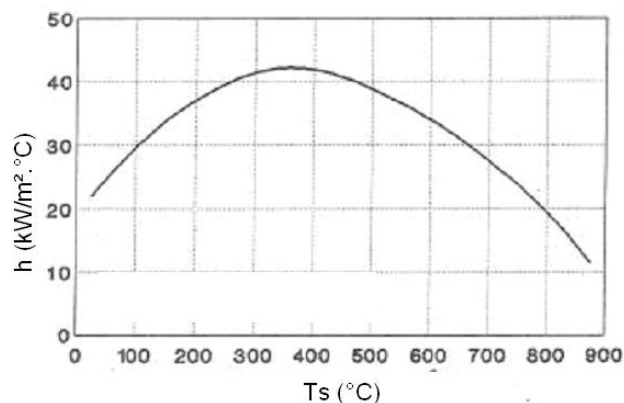


Figura 2.12 Variação do coeficiente de transferência de calor,  $h$ , em função da temperatura superficial de uma tira. Curva levantada a partir da correlação (2.22) (Evans et al., 1983).

Auzinger e Parzer (1996) consideram que, durante o resfriamento de uma tira de aço aquecida por jato d'água circular, existem três regimes de transferência de calor: ebulição nucleada, ebulição de transição e ebulição em película de vapor estável, conforme mostra o gráfico da Figura 2.13. O coeficiente de transferência de calor,  $h$ , está em função da temperatura superficial,  $T_s$ , da tira de aço, onde o  $h$  máximo coincide com o CHF (ver Figura 2.1).

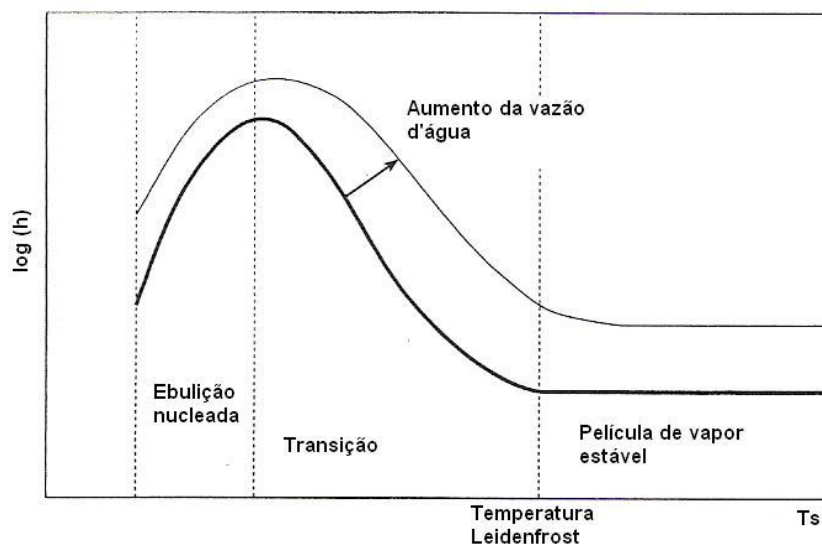


Figura 2.13 Coeficiente de transferência de calor em função da temperatura superficial da tira de aço (Auzinger e Parzer, 1996).

O gráfico da Figura 2.13 mostra que o regime monofásico não participa do processo de resfriamento em linhas de tiras a quente, como sugerido pelo gráfico da Figura 2.12, onde o regime é monofásico. Não foram apresentados valores de  $h$  nem de  $T_s$ , tampouco a origem do gráfico.

## 2.4 Considerações gerais

Neste capítulo foram apresentados os mecanismos da ebulição em vaso para água saturada e os efeitos da convecção forçada e do subresfriamento sobre a curva de ebulição. Tanto a convecção forçada quanto o subresfriamento elevam os valores do fluxo de calor no regime monofásico, CHF e ebulição de transição, mas apresentam pouca influência sobre o regime de ebulição nucleada. Concluiu-se que o fluxo de calor é mais intenso no regime de ebulição do que no regime monofásico, para água saturada, subresfriada ou convecção forçada. Para a água saturada à pressão de 1atm, os superaquecimentos de parede de  $5^{\circ}\text{C}$  e  $30^{\circ}\text{C}$  apresentam fluxos de calor da ordem de  $10^4$  e  $10^6$   $\text{W/m}^2$  (CHF), uma efetividade cem



vezes maior para o superaquecimento de 30°C. O fluxo de calor mínimo ( $q''_{\min}$ ) é referido como ponto de Leidenfrost.

Jato líquido livre incidente fornece elevadas taxas de transferência de calor em processamento de metais. Os regimes de fluxo líquido e transferência de calor diferem substancialmente entre jato incidente circular e planar. O jato d'água livre circular, na zona de estagnação, foi discutido mais detalhadamente porque é o enfoque deste trabalho.

Dentro da zona de estagnação atuam a pressão e a velocidade vertical,  $V_j$ . Fora desta zona aparece a zona de fluxo radial, onde  $V_j = 0$ . Os autores divergem quanto à definição do diâmetro da zona de estagnação, mas os resultados convergem para um valor próximo a  $r / D_j \approx 1,0$ .

Os autores da literatura concordam que a espessura da camada limite térmica na zona de estagnação é uniforme e da ordem de micrometros, o que garante altos valores de coeficientes de transferência de calor nesta região, superiores aos valores na região de fluxo radial, fora da zona de estagnação.

O número de Nusselt local na zona de estagnação ( $Nu_d$ ) é, aproximadamente, independente da posição radial,  $r$ , pois a espessura da camada limite térmica é considerada uniforme nesta região. São apresentadas várias correlações para o cálculo do número de Nusselt na zona de estagnação para o regime monofásico. Estas correlações serão comparadas adiante, onde poderá ser visto o grau de divergência entre elas.

Os resultados experimentais de vários autores confirmaram que em maiores subresfriamentos ( $\Delta T_{\text{sub}} > 55^\circ\text{C}$ ) não há formação de película de vapor, entre o jato d'água e a superfície aquecida, mesmo que a temperatura superficial seja da ordem de 1000°C e esteja muito acima do ponto de Leidenfrost, mostrando claramente que a velocidade e o subresfriamento podem suprimir totalmente o filme de vapor. Observações visuais mostram a formação de uma zona escura (zona úmida) imediatamente após o jato d'água tocar a superfície da tira a altas temperaturas. O fato de não se observar bolhas típicas do regime de ebulição nesta região não significa que o regime seja de convecção forçada monofásica. A aparente ausência das bolhas, na região de impacto, é explicada pelo o alto grau de subresfriamento e pela velocidade do jato d'água. As bolhas, formadas na superfície superaquecida, se condensam rapidamente na água subresfriada (Incropera e De Witt, 2003; Ti mm et al., 2003), diferentemente da típica ebulição em vaso, onde a água está na temperatura de saturação e bolhas são observadas e atingem a superfície da água.

Alguns autores, no cálculo do número de Nusselt na zona de estagnação, utilizaram a correlação desenvolvida para escoamento monofásico paralelo sobre uma placa plana aquecida, mesmo com temperatura de superfície excedendo o ponto de Leidenfrost. Não explicaram como as propriedades,  $Pr$ ,  $\nu_f$  e  $k_f$ , podem ser avaliadas em temperaturas  $T_f$  muito acima da temperatura saturação da água,  $T_{sat}$ , e como o regime monofásico, na zona de estagnação, pode apresentar fluxo de calor superior ao regime de ebulição, ao contrário do que é mostrado nos gráficos das Figuras 2.1 a 2.3.

## CAPÍTULO III

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo descreve do aparato experimental, o sistema de aquisição de dados, as características dimensionais e termofísicas das placas de teste, os procedimentos utilizados durante os testes de resfriamento das placas aquecidas, os parâmetros hidrodinâmicos considerados, o modelamento numérico da análise inversa de condução de calor transiente e as dificuldades encontradas para a realização dos testes.

#### 3.1 Aparato experimental

A fim de realizar o estudo experimental foi construído um aparato experimental para a investigar os efeitos do resfriamento de um jato d'água circular incidente sobre uma placa de aço aquecida. O aparato, cujo esquema é mostrado na Figura 3.1, foi montado no Laboratório de Laminação a Quente do Centro de Pesquisa e Desenvolvimento, e o projeto desenvolvido na Divisão de Projetos, ambos na planta industrial da Usiminas, localizada na cidade de Ipatinga, Minas Gerais.

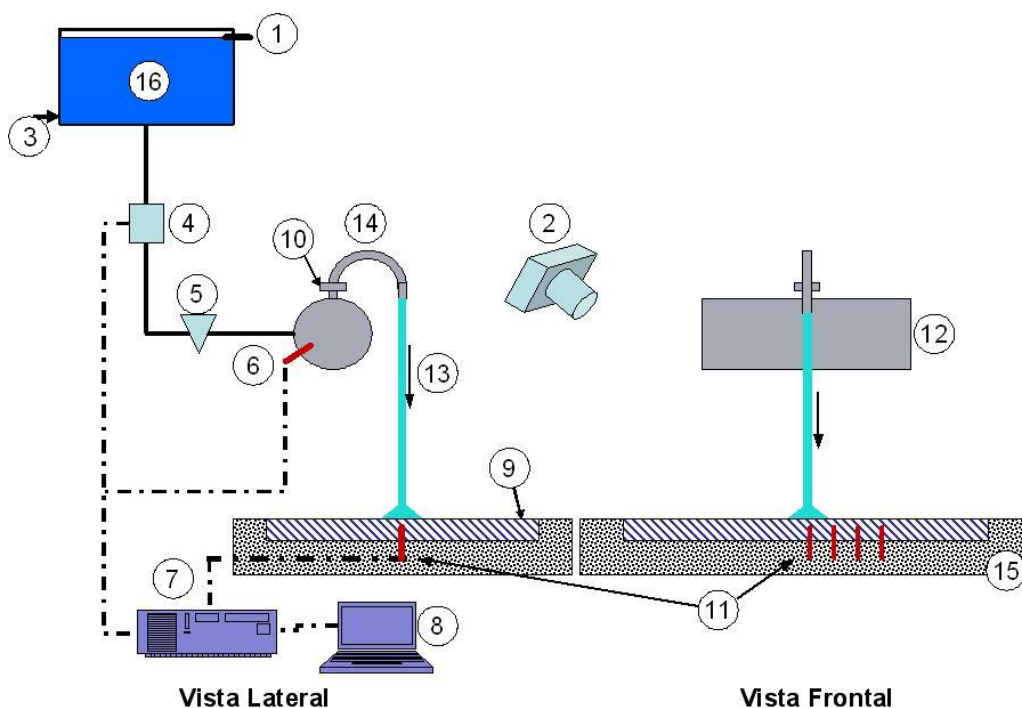


Figura 3.1 Desenho esquemático do aparato experimental.

A bancada possui os seguintes itens:

1. Extravasor: com a função de manter o nível constante da caixa d'água, a fim de ter-se uma pressão constante no sistema;
2. Câmaras fotográficas digitais: a) Modelo EOS REBEL XT, marca CANON, com duas lentes intercambiáveis de EF 28-80 mm e 75-300 mm, modelo ULTRASONIC Ø 58 mm e b) SONY cyber shot, utilizadas para fotografar e filmar o processo de resfriamento da placa pelo jato d'água, respectivamente;
3. Alimentação d'água na parte inferior da caixa d'água, a fim de evitar turbulência na superfície;
4. Medidor de vazão eletromagnético, marca Emerson, modelo 570TM, faixa de vazão 0,0 a 15,0 l/min, incerteza  $\pm 0,25\%$  da vazão, no fundo de escala;
5. Válvula agulha, Ø 1/4", para fixar o valor de vazão, fabricante Cinval";
6. Termopar cromel-alumel (tipo K), para medição da temperatura da água, sendo o local escolhido por ser o mais próximo da saída do jato d'água;
7. Sistema de aquisição de dados OMEGA, modelo Multiscan 1200;
8. Computador tipo LAPTOP, fabricante HP, 3GHz, Pentium 4.
9. Placa quadrada de aço inoxidável AISI 304.
10. Tubo distribuidor com duas saídas para instalação de tubo-U (14), com regulagem da posição vertical, horizontal e circunferencial, através de uma junta rotativa;
11. Termopares cromel-alumel, tipo K, fixados no interior da placa de aço, para medição da temperatura durante o resfriamento pelo jato d'água;
12. Distribuidor de Ø 100 mm para equalização da pressão e redução da turbulência;
13. Jato d'água circular, com distância fixa entre o bocal e a superfície da placa igual a 300 mm;
14. Bocal curvo (Tubo-U), diâmetro interno de 10 mm e externo de 12 mm e raio de curvatura de 70 mm, em aço inoxidável, usinado internamente;
15. Isolante térmico em placa rígida de fibras de sílica e alumina aglomeradas a vácuo, com condutividade térmica de 0,17 W/m<sup>2</sup>.°C, a 1090°C, e 0,078 W/m<sup>2</sup>.°C, a 540°C, marca Kaowool, fabricante Morganite;
16. Caixa d'água de 500 l instalada a 4m de altura em relação ao piso;

A Figura 3.2 mostra a imagem, em 3D, do projeto de montagem do aparato experimental, onde é visto o forno elétrico de aquecimento da placa de teste, o extrator para a retirada da placa de teste do forno, o arranjo da tubulação e a caixa d'água elevada.

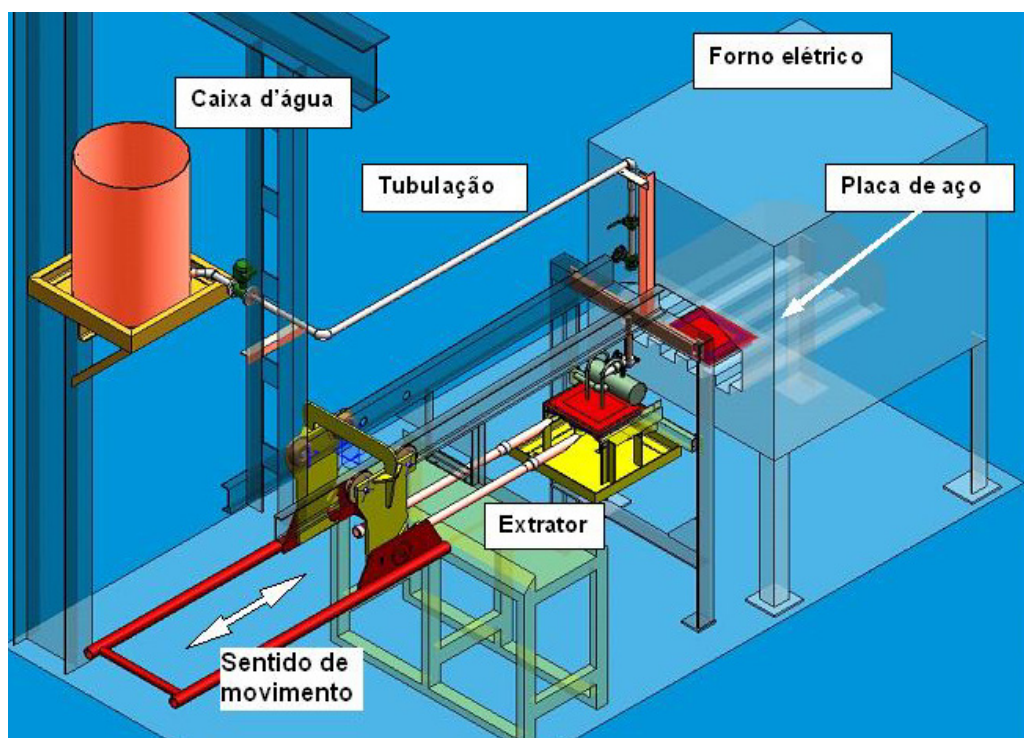


Figura 3.2 Desenho tridimensional do aparato experimental

O líquido refrigerante é água comum a qual alimenta a caixa d'água (16), com uma vazão superior a 30  $\ell/\text{min}$ . O extravasor (1) garante um nível constante na caixa d'água e, conseqüentemente, uma pressão constante no arranjo da tubulação e no tubo-U, permitindo um jato (13) uniforme e constante na saída do tubo-U (14), possuindo raio de curvatura de 70 mm, com diâmetro interno de 10 mm. O motivo para o uso do tubo-U é que a água na saída do bocal estará estável, livre de ar, e para ser compatível com os tubos-U empregados em sistema de resfriamento de tiras a quente na mesa de saída do laminador.

### 3.2 Aquisição de dados

Para a aquisição dos dados foi utilizado um módulo condicionador de sinal, modelo Omega OMB-Multiscan-1200, com 24 entradas para termopares tipo J, K, T, E, R, S e N, ou entradas de tensão. Esse equipamento é apresentado na Figura 3.3.



Figura 3.3 Equipamento de aquisição de dados utilizado para as medições. Modelo Omega OMB-Multiscan-1200.

Os sinais obtidos pelo Omega são transferidos a um *laptop*, fabricante HP, através da comunicação RS-232. A Figura 3.4 apresenta o sistema completo de aquisição de dados utilizado em todos os testes.



Figura 3.4 Sistema completo de aquisição de dados: Laptop e Omega OMB-Multiscan-1200.

### 3.3 Placas de teste

Foram fabricadas nove placas quadradas de aço inoxidável, sendo sete placas com dimensões de 150 mm por 14 mm e duas com 200 mm por 10 mm, largura e espessura, respectivamente.

#### 3.3.1 Placa de aço inoxidável

A Tabela 3.1 mostra as propriedades termofísicas do aço AISI 304 entre as temperaturas de 27 e 927°C. Para evitar o efeito da variação brusca do calor específico

devido à transformação de fase, conforme mostra a Figura 1.7, o material escolhido para teste foi o aço inoxidável AISI 304. Este aço ainda possui a propriedade de prevenir a oxidação superficial durante o processo de resfriamento. Os valores das propriedades termodinâmicas do AISI 304 apresentaram uma pequena variação, entre os autores pesquisados (Peckner e Bernstein, 1977; Incropera e De Witt, 2003; Melo et al., 2005).

Tabela 3.1 Propriedades Termofísicas do Aço AISI 304 (Incropera e De Witt, 2003).

$T(^{\circ}\text{C})$	$c_p(\text{J/kg}^{\circ}\text{C})$	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$k(\text{W/m}^{\circ}\text{C})$
27	447	7900	15,2
127	515	7859	16,6
327	557	7774	19,8
527	582	7685	22,6
727	611	7582	25,4
927	640	7521	28,0

Foram projetados e desenhados quatro modelos de placas quadradas de aço inoxidável para serem utilizados durante os testes, com as seguintes dimensões e características:

a) Quatro placas quadradas de 150 mm de largura por 14 mm de espessura, com 4 furos de 1,6 mm de diâmetro por 5 mm de profundidade, a partir do fundo da placa, para a fixação dos termopares, marcadas com os números de 01 a 04;

b) Duas placas quadradas de 150 mm de largura por 14 mm de espessura, com 4 furos de 1,6 mm de diâmetro por 9 mm de profundidade para a fixação dos termopares, marcadas com os números de 06 a 07;

c) Uma placa quadrada de 150 mm de largura por 14 mm de espessura com 5 furos, sendo 04 furos com 1,6 mm de diâmetro por 9 mm de profundidade e um quinto furo de 1,6 mm de diâmetro por 5 mm de profundidade. Esta placa foi utilizada para fazer a validação do modelo numérico, usando o quinto furo para comparação da temperatura medida com a temperatura calculada, marcada com o número 05;

d) Duas placas quadradas de 200 mm de largura por 10 mm de espessura, com 5 furos

de 1,6 mm de diâmetro por 5 mm de profundidade para fixação dos termopares, marcadas com os números de 08 e 09;

A Figura 3.5 mostra o desenho detalhado da placa de teste 06 e suas tolerâncias de fabricação, com dimensões de 150 mm de largura por 14 mm de espessura, quatro furos para fixação de termopares, planicidade de 0,1 mm entre as faces de incidência do jato e de inserção dos termopares.

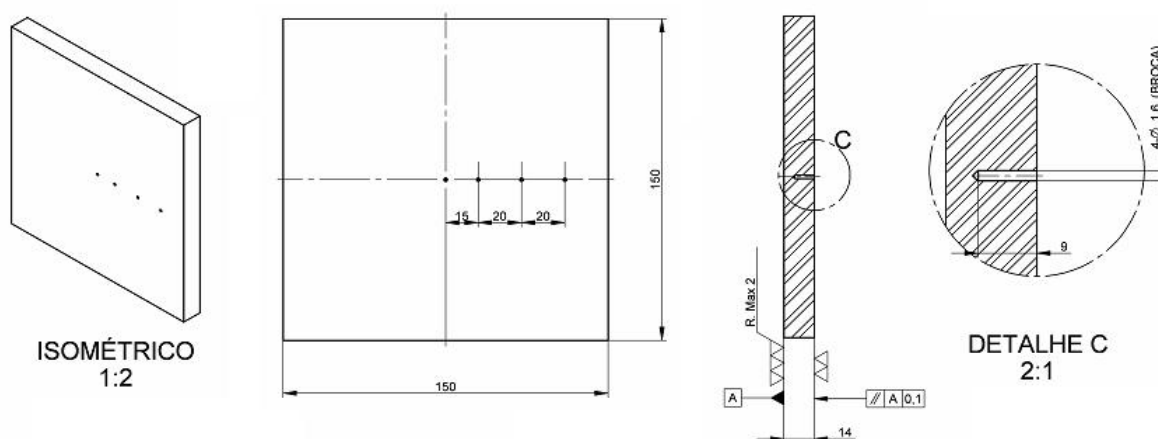


Figura 3.5 Desenho detalhado para fabricação da placa 06 com dimensões de 150 mm de largura por 14 mm de espessura. O detalhe “C” mostra o diâmetro e profundidade dos furos.

A fim de verificar os desvios entre o desenho e a fabricação, todas as dimensões das placas de teste foram aferidas. A Figura 3.6 mostra a aferição da placa de teste 05 com a utilização de um paquímetro digital. Para a aferição utilizou-se o paquímetro DIGITAL MITUTOYO, modelo DIGIMATIC CALIPER, com incerteza de  $\pm 0,01$  mm.

O visor do paquímetro digital (Figura 3.6) mostra o valor de 150,01 mm da largura da placa de teste. Também, foram aferidas as dimensões dos furos para fixação dos termopares e espessuras da placa. A Figura 3.7 mostra o resultado do levantamento da placa 05, de 150 mm de largura e 14 mm de espessura, mostrando os desvios encontrados. Portanto, foram considerados os valores medidos para o modelamento numérico, o qual será mostrado adiante. O Anexo II apresenta as demais aferições realizadas nas placas.



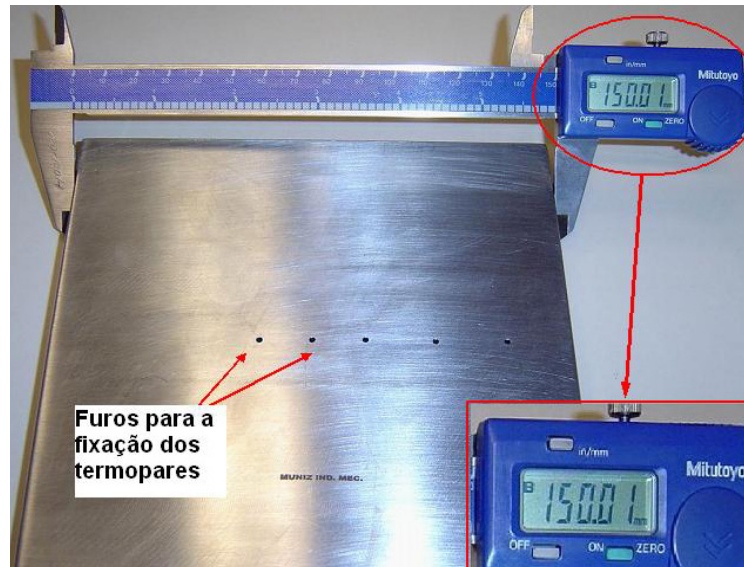


Figura 3.6 Aferição dimensional da placa 05, com cinco furos para a fixação dos termopares.

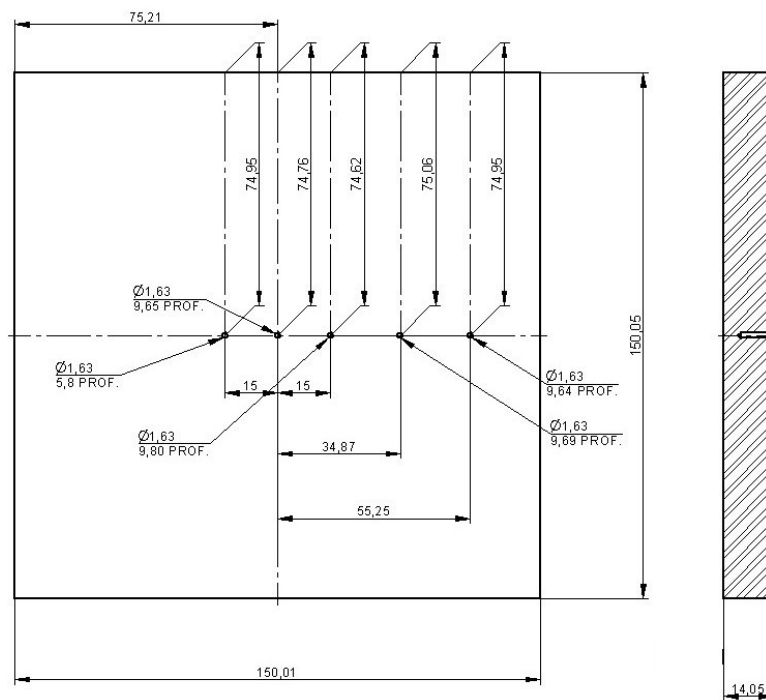


Figura 3.7 Resultado da aferição dimensional da placa 05, mostrando as dimensões reais após a fabricação.

### 3.3.2 Rugosidade superficial da placa de teste

A rugosidade superficial máxima de  $2 \mu\text{m}$  na superfície de incidência do jato d'água para todas as placas de teste, como indicado na Figura 3.5, tinha a finalidade minimizar os efeitos da rugosidade no fluxo d'água e na transferência de calor, bem como uniformizar os

experimentos. Os experimentos de Gabour e Lienhard (1994) mostraram que a transferência de calor, na zona de estagnação, é significativamente aumentada pela presença da rugosidade superficial acima de  $4,7 \mu\text{m}$ . Este aumento na transferência de calor ocorre pelo rompimento da fina camada limite térmica (ver Figura 2.4). Eles trabalharam com rugosidades superficiais que variaram de  $0,3$  a  $28,2 \mu\text{m}$ . Portanto, aqui, considera-se uma rugosidade superficial média igual ou inferior a  $2 \mu\text{m}$  como superfície lisa.

Após serem fabricadas, as placas foram submetidas à verificação de sua rugosidade superficial através do uso do rugosímetro modelo SURFTEST SV-400, fabricante Mitutoyo. Antes da aferição da rugosidade superficial, as placas foram polidas com lixa T223, fabricante Norton, com mesh 600. As Figuras 3.8 e 3.9 mostram a montagem para a medição da rugosidade superficial da placa e o registro dos resultados, respectivamente. As definições sobre rugosidade são mostradas no Anexo III.



Figura 3.8 Rugosímetro modelo SURFTEST SV-400, fabricante Mitutoyo, verificando a rugosidade superficial da placa de teste.

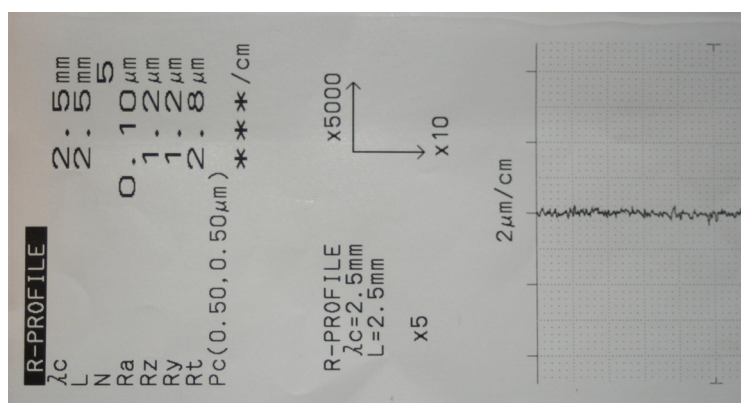


Figura 3.9 Registro de medição da rugosidade superficial da placa de teste mostrando rugosidade superficial média, Rz, igual a  $1,2 \mu\text{m}$ .

A Tabela 3.2 apresenta os valores medidos da rugosidade superficial nas placas de teste.

Tabela 3.2 Valores medidos da rugosidade média superficial ( $R_z$ ) nas placas de teste.

<i>Placa</i>	<i>Rugosidade (<math>\mu\text{m}</math>)</i>	<i>Placa</i>	<i>Rugosidade (<math>\mu\text{m}</math>)</i>
1	1,4	6	1,3
2	1,3	7	1,1
3	1,3	8	1,3
4	1,4	9	1,2
5	1,1	-	-

### 3.4 Termopares

Para registrar os históricos de temperatura interna nas placas de teste, durante o processo de resfriamento por jato d'água circular, foram fixados termopares cromel-alumel, tipo K, fabricante ECIL, conforme Figura 3.10. Os termopares possuíam cabo de isolamento mineral, atendendo as normas ASTM-E-230 e ANSI MC 96, diâmetro de 1,5 mm e material da bainha de aço AISI 304L, com faixa de temperatura recomendada para utilização destes termopares de 0 a 1260°C e incerteza de  $\pm 1,1^\circ\text{C}$ . Os certificados de calibração encontram-se no Anexo IV.

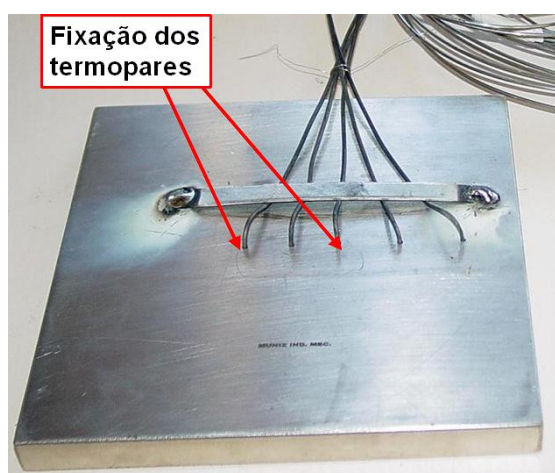


Figura 3.10 Fotografia dos cinco termopares instalados na placa 05.

Na Figura 3.11 é apresentado o sistema de fixação dos termopares. Os furos para fixação dos termopares foram limpos com etanol e algodão, a fim de retirar óleos e graxas. Os

termopares, após introduzidos, foram fixados através de puncionamento (ver detalhe “G”, da Figura 3.11). O detalhe “F”, da Figura 3.11, é ampliado na Figura 3.12, onde é mostrado o contato do termopar com a superfície interna do furo.

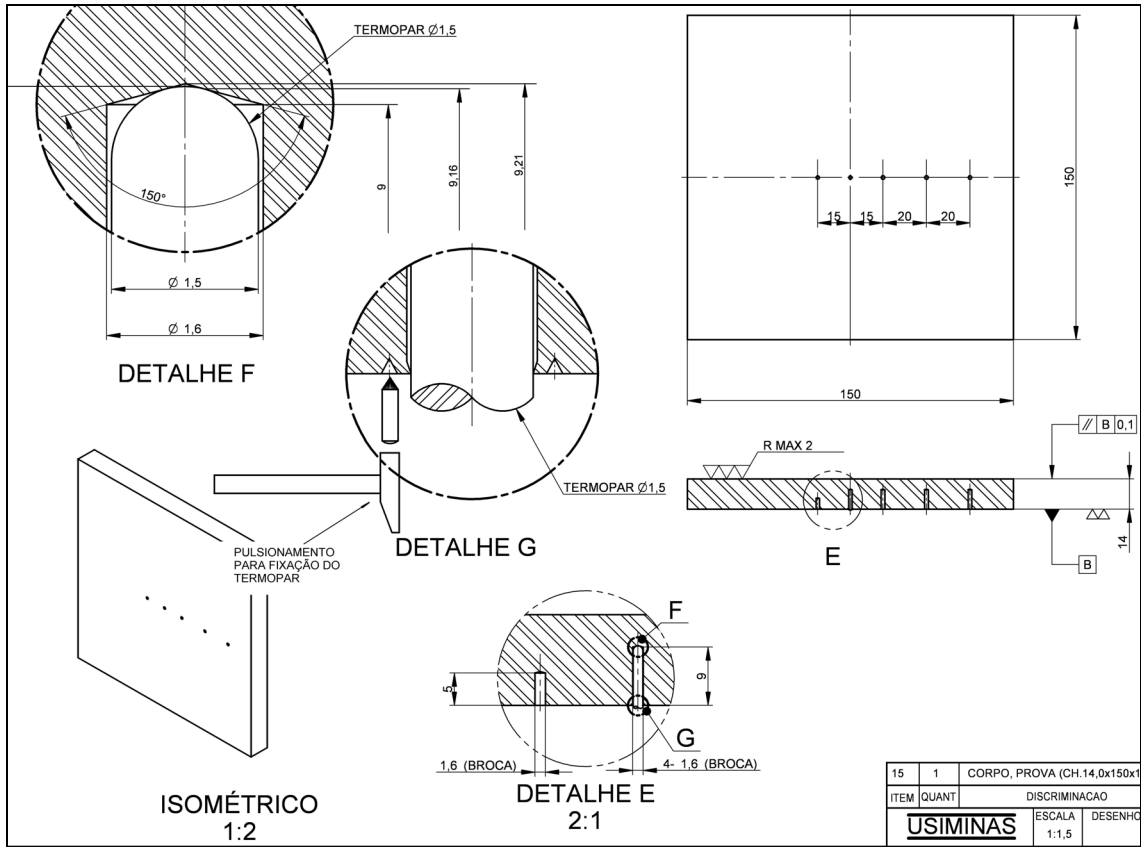


Figura 3.11 Desenho de fixação dos termopares através de puncionamento, no detalhe “G”. O detalhe “F” mostra as superfícies de contato do termopar com a superfície interna do furo.

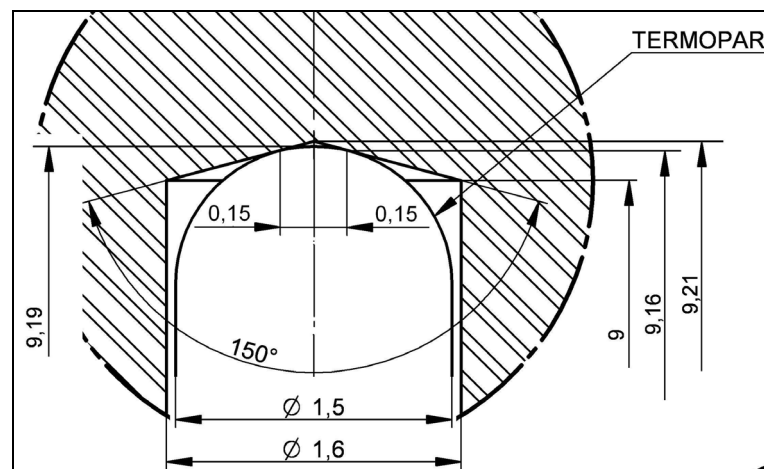


Figura 3.12 Detalhe “F” da Figura 3.11 mostrando os pontos e cotas do contato entre as superfícies do termopar e do fundo do furo.

Os termopares foram assim montados na placa:

a) Quatro placas quadradas de 150 mm de largura por 14 mm de espessura, com quatro furos de 1,6 mm de diâmetro por 5 mm de profundidade para fixação dos termopares, marcadas com os números de 01 a 04. Os termopares foram montados alinhados em distâncias  $r$  de 0, 15, 35 e 55 mm do ponto central e a uma altura  $z$  de 5 mm, a partir do fundo da placa;

b) Duas placas quadradas de 150 mm de largura por 14 mm de espessura, com quatro furos de 1,6 mm de diâmetro por 9 mm de profundidade para fixação dos termopares, marcadas com os números de 06 a 07. Os termopares foram montados alinhados em distâncias  $r$  de 0, 15, 35 e 55 mm do ponto central e a uma altura  $z$  de 9 mm, a partir do fundo da placa;

c) Uma placa quadrada de 150 mm de largura por 14 mm de espessura com cinco furos. Sendo quatro furos com 1,6 mm de diâmetro por 9 mm de profundidade e um quinto furo de 1,6 mm de diâmetro por 5 mm de profundidade, marcada com o número 05. Os termopares foram montados alinhados em distâncias  $r$  de 0, 15, 35 e 55 mm do ponto central e a uma altura  $z$  de 5 mm, a partir do fundo da placa. O quinto termopar foi instalado a distância  $r$  de 15 mm do centro da placa, simétrico ao segundo furo, na altura  $z$  de 5 mm;

d) Duas placas quadradas de 200 mm de largura por 10 mm de espessura, com cinco furos de 1,6 mm de diâmetro por 5 mm de profundidade para a fixação dos termopares, marcadas com os números de 08 e 09. Os termopares tipo K com diâmetro de 1,5 mm foram montados alinhados em distâncias  $r$  de 0, 15, 35, 55 e 75 mm do ponto central e a uma altura  $z$  de 5 mm, a partir do fundo da placa;

### **3.5 Medição da vazão d'água**

A Figura 3.13 mostra o medidor eletromagnético de vazão utilizado nos experimentos, para a medição da vazão d'água a 6  $\ell/\text{min}$ . O medidor de vazão eletromagnético modelo 570TM, com conversor integral, marca Emerson, diâmetro nominal de 8 mm, possui uma faixa de vazão de 0 a 15  $\ell/\text{min}$  e incerteza  $\pm 0,25\%$  da vazão, no fundo de escala, e repetibilidade de  $\pm 0,1\%$ .



Figura 3.13 Medidor eletromagnético de vazão utilizado nos experimentos.

### 3.6 Forno elétrico

A Figura 3.4 mostra o forno existente no Centro de Pesquisa e Desenvolvimento da Usiminas, no local da instalação do aparato experimental, utilizado para o aquecimento das placas de teste. O Forno elétrico opera com temperatura máxima de 1.300°C, possui dimensões internas de 800 mm de largura, 1000 mm de profundidade e 600 mm de altura, e potência de 75 kW.



Figura 3.14 Forno Elétrico, com temperatura máxima de aquecimento de 1300°C e potência de 75 kW.

### 3.7 Procedimento experimental

A altura,  $H$ , entre a saída do jato d'água e a placa de teste foi ajustada em 300 mm. Essa distância foi estabelecida de modo que o jato d'água na saída do tubo se mantivesse contínuo e laminar. No caso de uma pequena vazão de água, a distância  $H$  não poderia ser



largamente estendida, porque o jato d'água se interromperia em gotas antes de alcançar a superfície da placa. Hatta et al. (1983) e Lee et al. (2004) mostraram que o efeito da altura do bocal, variando de 40 a 450 mm, possui uma fraca influência na curva de resfriamento no ponto de estagnação, quando mantido um jato constante.

### 3.7.1 Parâmetros hidrodinâmicos

A fim analisar o comportamento de transferência de calor, é necessário conhecer alguns parâmetros hidrodinâmicos: velocidade da água na saída do bocal ( $V_n$ ), velocidade do jato incidente ( $V_j$ ), diâmetro do jato incidente ( $D_j$ ), conforme mostra a Figura 3.15, além da temperatura de saturação da água no ponto de estagnação ( $T_{sat}$ ).

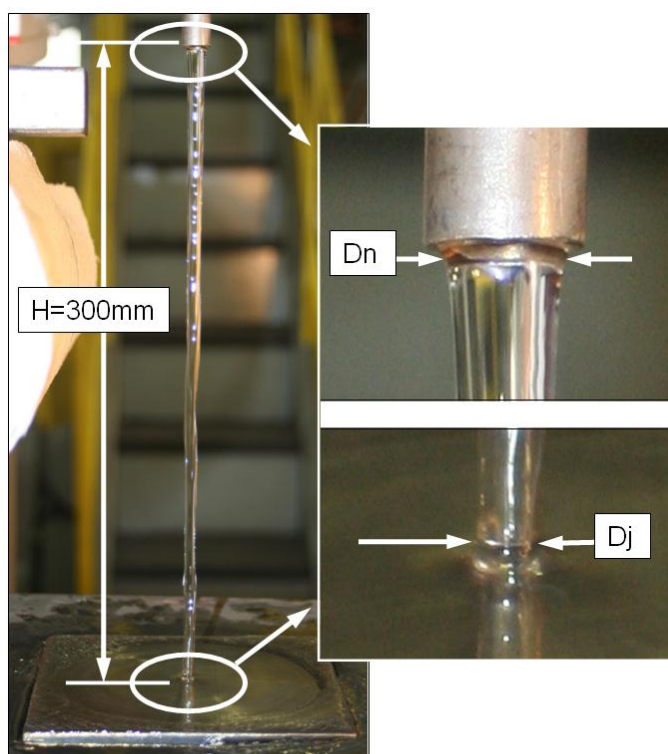


Figura 3.15 Parâmetros hidrodinâmicos do jato incidente na placa de teste:  $D_n$  é diâmetro interno do bocal,  $D_j$  é o diâmetro do jato incidente e  $H$  a distância vertical entre a placa e o bocal.

A velocidade do jato d'água na saída do bocal,  $V_n$ , é dada pela expressão:

$$V_n = \frac{4Q_n}{\pi D_n^2} \quad (3.1)$$

onde  $Q_n$  é a vazão no bocal e  $D_n$  é o diâmetro interno do bocal. A velocidade do jato

incidente,  $V_j$ , com a qual a água atinge verticalmente a placa, é calculada pela equação de Bernoulli, admitindo que a interface líquido-ar seja lisa, e aproximando as pressões no núcleo do jato igual à pressão atmosférica:

$$V_j = \sqrt{V_n^2 + 2gH} \quad (3.2)$$

onde  $V_j$  e  $V_n$  possuem unidades em m/s. A aceleração da gravidade,  $g$ , é dada em  $m/s^2$  e  $H$  é a distância vertical da saída do bocal à superfície da placa, em m.

O diâmetro do jato d'água circular incidente,  $D_j$ , é calculado pela equação da continuidade:

$$D_j = D_n \sqrt{\frac{V_n}{V_j}} \quad (3.3)$$

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

$$P_j = P_{atm} + \frac{1}{2} \rho_j V_j^2 \quad (3.4)$$

onde  $P_{atm}$  é a pressão atmosférica, em Pa, e  $\rho$  é a massa específica da água, em  $kg/m^3$ . A temperatura de saturação,  $T_{sat}$ , em  $^{\circ}C$ , para a água pode ser obtida da tabela de saturação da água de acordo com a pressão. A pressão atmosférica é calculada pela correlação (Carvalho, 1977):

$$P_{atm} = \rho_j (10 - 0,0012A)g \quad (3.5)$$

onde a altitude local é dada por  $A$ , em m. Sendo a altitude da cidade de Ipatinga 234 m, obtém-se a  $T_{sat} = 98,2^{\circ}C$ , para pressão atmosférica de 95.154 Pa.

A Tabela 3.3 apresenta os parâmetros hidrodinâmicos na zona de estagnação para uma vazão d'água de 6,0  $\ell/min$ ,  $H = 300$  mm, conforme mostrado na Figura 3.15.



Tabela 3.3 Parâmetros hidrodinâmicos na zona de estagnação

$Q_n$ (ℓ/min)	$D_n$ (mm)	$V_n$ (m/s)	$D_j$ (mm)	$V_j$ (m/s)	$P_j$ (Pa)	$T_{sat}$ (°C)
6,0	10	1,27	6,8	2,7	98.792	99,3

### 3.7.2 Zona de estagnação

O diâmetro do jato incidente,  $D_j$ , é menor que o do jato na saída do bocal,  $D_n$ , conforme mostra a fotografia do jato d'água na Figura 3.16. O diâmetro do jato d'água diminui à medida que se aproxima da superfície de incidência, para um jato d'água com vazão de 6 ℓ/min, saindo de um bocal  $D_n = 10$  mm e  $H = 300$  mm.

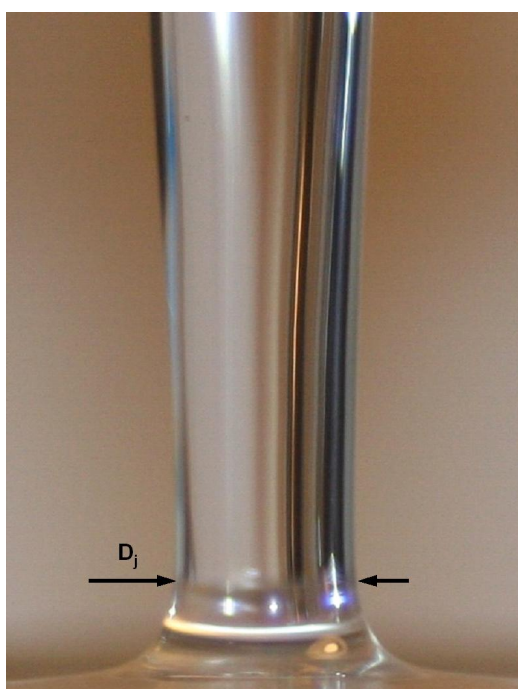


Figura 3.16 Fotografia do jato d'água incidindo com a vazão de 6 ℓ/min sobre a superfície plana, mostrando a redução à medida que se aproxima da superfície de incidência, sendo  $D_j$  o menor diâmetro.

O diâmetro  $D_j$ , que se localiza acima da superfície de impacto do jato, é mostrado na Figura 3.17. A área que está sob a influência da pressão de impacto do jato, zona de estagnação, não corresponde ao valor de  $D_j$ , conforme mostrado nas seções 2.2.1 e 2.4, onde os resultados dos autores convergiram para um valor próximo a  $r / D_j \approx 1,0$ . Portanto, será considerado que o diâmetro da zona de estagnação,  $D_{est}$ , e do jato incidente,  $D_j$ , se correlacionam da seguinte forma

$$D_{est} = 2D_j \quad (3.6)$$

onde  $D_{est}$  é o limite entre a zona de estagnação e o início da zona de fluxo radial.



Figura 3.17 Fotografia do jato incidente de mostrando a abertura do cone inferior.

Com o auxílio do programa CAD (*computer aided design*) SOLID EDGE, foram avaliadas as dimensões da zona de estagnação, tomando-se como referência a fotografia mostrada na Figura 3.17, conforme indicadas na Figura 3.18. Desta forma, considerou-se que a área sob o cone é a área da zona de estagnação, pois, nesta região há vetores de velocidade verticais, ou seja, o fluxo d'água ainda não está totalmente paralelo à superfície da placa, conforme citado na seção 2.4.

Através da correlação proposta por Stevens e Webb (1992), equação (2.7), determina-se a espessura da camada livre incidente,  $\delta$ , em função da posição radial,  $r$ . Deste modo, para  $D_j = 6,8$  mm, tem-se  $r = 3,4$  mm, e encontra-se o valor de  $\delta = 4,4$  mm. Este valor está bem próximo do valor de  $\delta = 5$  mm, em  $r = 3,4$  mm, mostrado na Figura 3.18 e obtido com o auxílio do CAD.

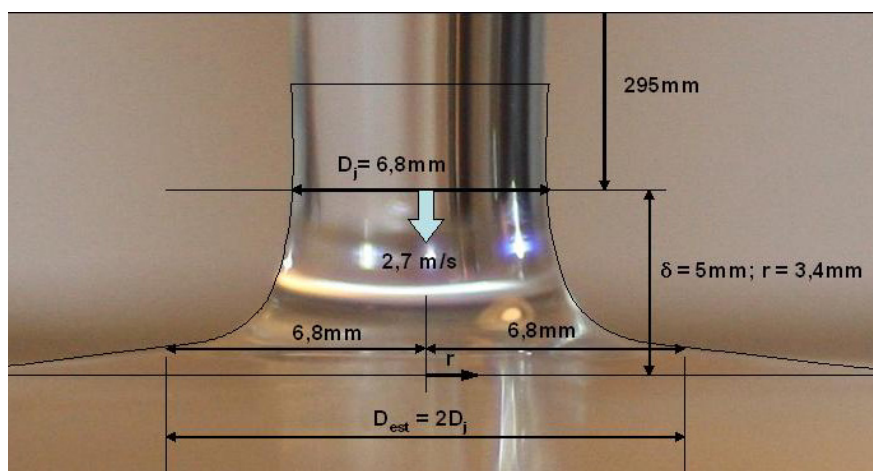


Figura 3.18 Determinação dos parâmetro da zona de estagnação baseada na análise da fotografia do jato d'água, da Figura 3.17.

### 3.7.3 Nivelamento e centralização da placa de teste

Antes dos testes serem realizados, executava-se o alinhamento entre o bocal e o centro da placa de teste e o nivelamento da placa, a fim de garantir que o jato incidisse no centro da placa e que fosse perpendicular à superfície de impacto. A Figura 3.19 mostra o alinhamento do bocal com o centro da placa. Depois de realizado o alinhamento mecânico, o jato d'água era acionado e verificava-se a concentricidade.

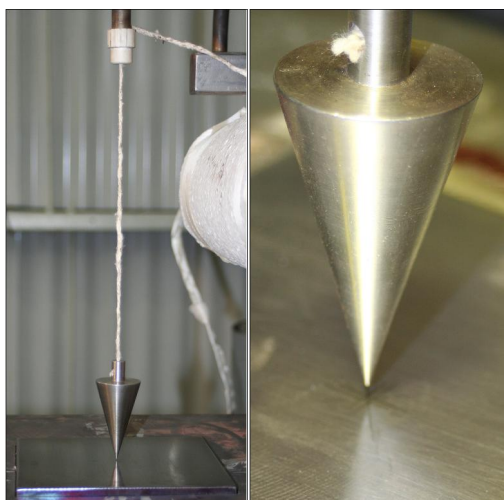


Figura 3.19 Alinhamento do bocal com o centro da placa de teste

As Figuras 3.20 a 3.22 mostram como o processo de nivelamento foi realizado com o uso de parafusos e um nivelador com precisão de 0,02 mm/m, marca MITUTOYO. Foram instalados quatro parafusos no suporte.



Figura 3.20 Suporte da placa com quatro parafusos para nivelamento no berço de resfriamento.



Figura 3.21 Verificação com nivelador de precisão de 0,02 mm/m, marca MITUTOYO.

O distribuidor também era nivelado, conforme é mostrado na Figura 3.22, para se garantir um alinhamento entre o bocal e o jato d'água, utilizando-se o mesmo instrumento da Figura 3.21.



Figura 3.22 Nivelamento do distribuidor.

#### 3.7.4 Limpeza superficial

Após o nivelamento e centralização, a placa de teste era polida com o uso de lixa T223, fabricante Norton, com mesh 600, no intuito de retirar alguma carepa formada durante o resfriamento ou alguma partícula aderida à superfície. Depois fazia-se o uso da acetona, conforme mostram as fotografias nas Figuras 3.23-a e b. O motivo do uso da lixa e da acetona foi para garantir a remoção de resíduo superficial e, assim, evitar a mal formação do disco e a formação de carepa durante o processo de resfriamento, conforme mostrado nas Figuras 3.24 e 3.25.



Figura 3.23 Limpeza superficial com lixa mesh 600 (a) e depois a aplicação da acetona (b).

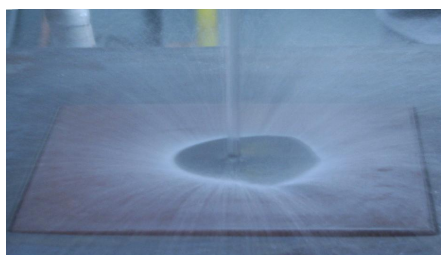


Figura 3.24 Mal formação do círculo durante o processo de resfriamento.

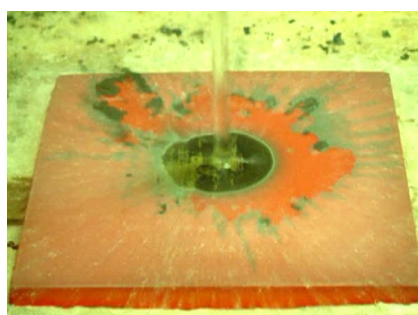


Figura 3.25 Mal formação do círculo e surgimento de carepa superficial.

### 3.7.5 Dificuldades, ajustes e considerações

Foram realizadas quatro baterias de testes. Foram descartadas as baterias de 01 a 03 e aproveitada a 04. As falhas de projeto e procedimentos verificadas nas primeiras baterias serviram de referência para as correções na quarta bateria.

Na primeira bateria verificou-se que as placas com lado de 200 mm e espessura de 10 mm apresentavam um empeno acentuado, voltado para cima, notado após o teste, onde ocorria a incidência do jato d'água. Portanto, decidiu-se substituir o tamanho da placa de 200 X 200 X 10 mm<sup>3</sup> por placa de 150 X 150 X 14 mm<sup>3</sup> para reduzir o empeno. Mesmo com estas



novas dimensões, a placa de 150 X 150 X 14 mm<sup>3</sup> apresentava empeno de 13 mm no centro, após o segundo resfriamento com vazão de 6 l/min e temperatura de teste de 900°C, conforme mostrado na Figura 3.26. Estes empenos também foram relatados por Hatta et al. (1983) em seus experimentos, porém não foram informadas as contramedidas.

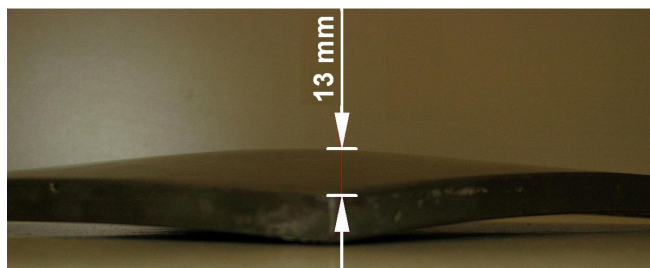


Figura 3.26 Empeno de 13 mm na placa de 150 mm de largura por 14 mm de espessura após o segundo resfriamento com vazão de 6 l/min e temperatura de teste de 900°C.

A caixa suporte de aço inoxidável projetada para receber a isolamento térmica, a placa de teste e o sistema de nivelamento, nas duas primeiras baterias, não suportaram as altas temperaturas, conforme mostram as Figuras 3.27 e 3.28. Estes suportes foram modificados e apresentaram melhor desempenho nas duas últimas baterias, 03 e 04.

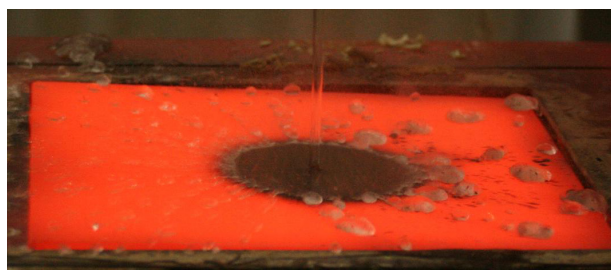


Figura 3.27 Rompimento do fundo do suporte da placa durante o resfriamento da placa de 200 X 200 X 10 mm<sup>3</sup> com temperatura de teste de 900°C. A placa perdeu o nivelamento.



Figura 3.28 Empeno na parte inferior do suporte da placa de teste.

Também, nas duas primeiras baterias, surgiram problemas de formação de carepa e

mal formação do disco de resfriamento. Este problema foi resolvido através do uso de polimento manual com lixa mesh 600 e o uso de acetona na superfície da placa, antes do seu enformamento, conforme já comentado no item 3.7.4.

Na terceira bateria de testes, foram usadas as quatro placas quadradas de 150 mm de largura por 14 mm de espessura, com 4 furos de 1,6 mm de diâmetro por 5 mm de profundidade para fixação dos termopares, marcadas com os números de 01 a 04. Esta profundidade mostrou-se inadequada à análise numérica realizada aplicando-se o método inverso de condução de calor transiente. Os resultados dos cálculos para os fluxos de calor e temperaturas na superfície não representaram a realidade, apresentando erros da ordem de 30%. Porém, os valores serviram para comparações qualitativas.

O objetivo da terceira bateria de testes era verificar os efeitos da variação da vazão e a temperatura da água no resfriamento da placa aquecida à temperatura inicial de 740°C. A escolha desta temperatura de teste teve como objetivo aumentar a vida útil das placas de teste. Outro problema foi a presença de ruído acentuado nos sinais dos termopares nos testes e problemas de fixação dos termopares. Algumas curvas de resfriamento apresentavam muita oscilação, sendo que os dados não podiam ser usados na análise numérica. A Figura 3.29 é um exemplo de ruído na curva de resfriamento, e a Figura 3.30 de problemas com a leitura de temperatura por desprendimento do termopar.

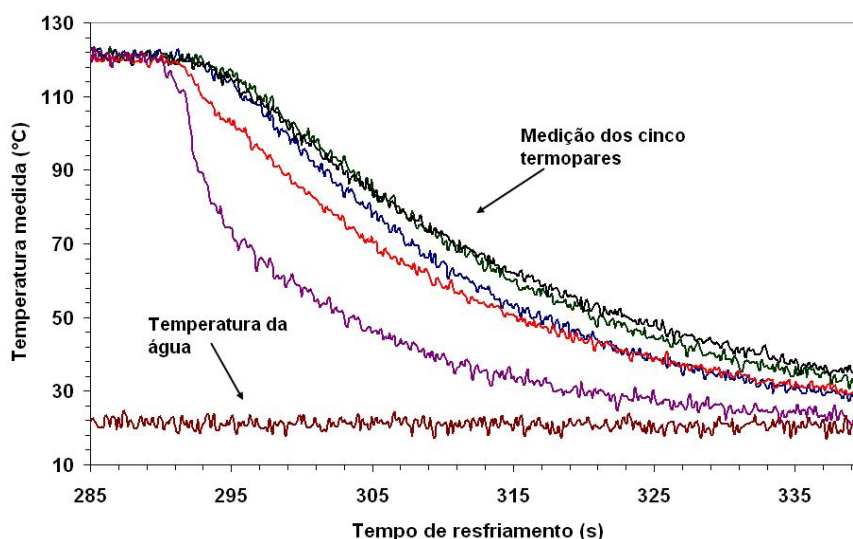


Figura 3.29 Presença de ruído acentuado nas curvas de resfriamento medidas internamente na placa de teste, pelos cinco termopares.

Na quarta bateria de testes foi fixada a vazão d'água em 6 l/min e o objetivo foi verificar a influência da temperatura inicial da placa no comportamento do fluxo de calor e na variação da temperatura superficial em vários modos de transferência de calor.

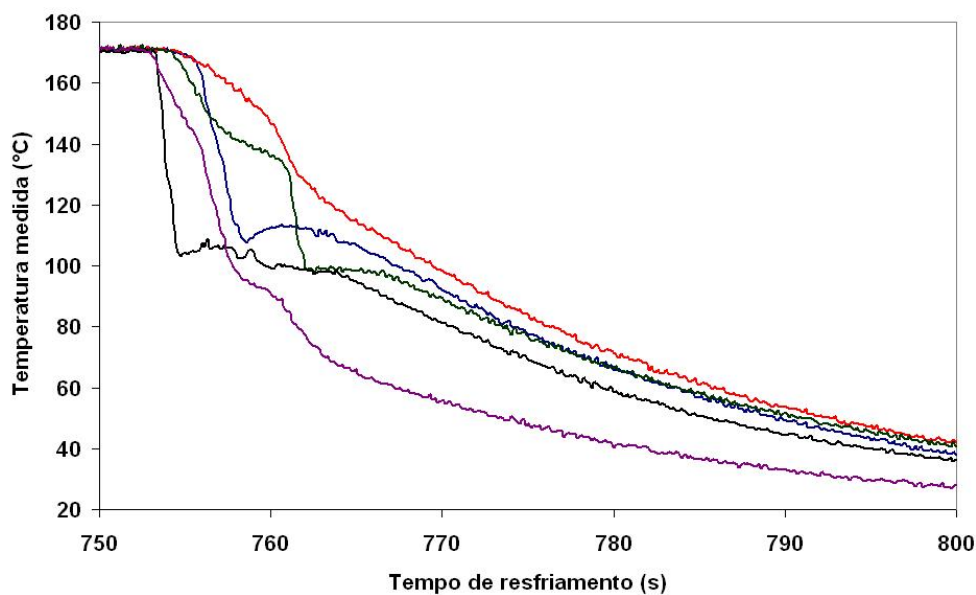


Figura 3.30 Desprendimento dos termopares durante a experiência, ocasionando o registro errado da temperatura de resfriamento.

### 3.7.6 Operação

Serão apresentados os procedimentos referentes à bateria 04, para testes de resfriamento com as temperaturas iniciais de 120°C, 600°C, 750°C e 900°C. As demais baterias foram descartadas pelos motivos apresentados anteriormente.

A placa de aço inoxidável, montada na caixa-suporte com isolamento térmico e seus termopares devidamente instalados no seu interior, foi introduzida no forno elétrico para ser aquecida, após sua superfície ser polida com lixa e limpa com etanol. Atingida a temperatura de teste, a placa era mantida dentro do forno até atingir a temperatura de 100°C acima da temperatura de teste e transferida à posição de teste. A razão para se aquecer a placa 100°C acima da temperatura de teste foi para se ter tempo hábil de se retirar a placa do forno elétrico e posicioná-la sobre o leito de resfriamento antes de atingir a temperatura de teste. A Figura 3.31 mostra o desenformamento da placa de teste após atingir a temperatura desejada e seu posicionamento no berço de teste. A redução de temperatura da placa, até atingir a temperatura de início de resfriamento por jato d'água, se dava através da perda de calor por convecção natural e radiação. Foi usada uma tampa isolante portátil a fim de uniformizar o resfriamento até a temperatura de teste, conforme mostra a Figura 3.32.

A Tabela 3.4 mostra as condições nas quais os testes foram realizados na bateria 04, informando o teste, a placa utilizada, a temperatura inicial de teste, quantidade de jatos d'água utilizados no resfriamento e vazão da água.



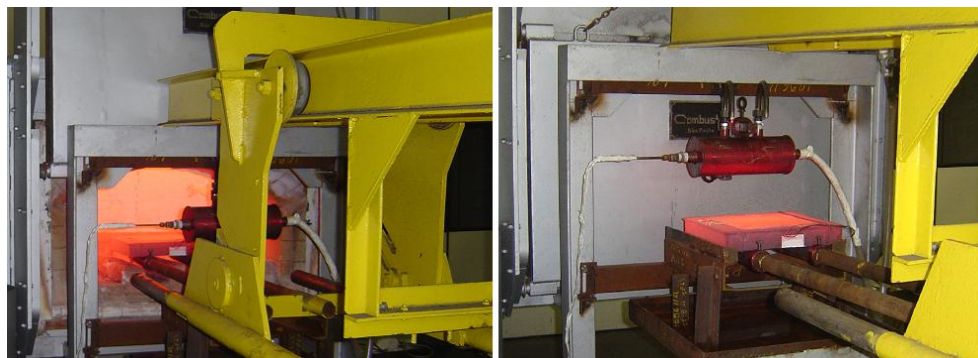


Figura 3.31 Retirada da placa de teste aquecida do forno elétrico, com o extrator, e seu posicionamento sobre o berço de teste.

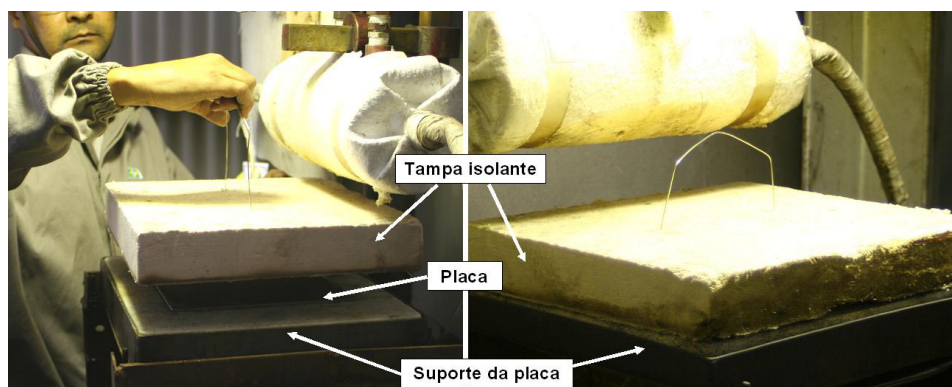


Figura 3.32 Tampa isolante para uniformizar o resfriamento da placa no berço até atingir a temperatura de teste.

Tabela 3.4 Condições experimentais de testes da bateria 04

Bateria 04				
Teste	Placa	Temperatura (°C)	Jatos	Vazão (l/min)
1	5	120	1	6
2	5	120	1	6
3	5	120	1	6
4	5	120	1	6
5	5	170	1	6
6	5	250	1	6
7	5	600	1	6
8	5	600	1	6
9	6	620	1	6
10	6	600	1	6
11	6	750	1	6
12	6	896	1	6
13	7	900	1	6
14	7	900	1	6
15	7	900	1	6
16	8	900	1	6
17	9	600	1	6
18	9	750	1	6
19	9	900	1	6

### 3.8 Análise inversa de condução de calor transiente

Uma análise inversa de condução de calor transiente foi realizada a fim de se calcular o histórico de temperaturas e os fluxos de calor na superfície da placa a partir das temperaturas medidas internamente na placa. A análise foi realizada usando o programa INTEMP, versão 4.1, fabricante TRUCOMP CO., Califórnia, Estados Unidos. Este é um programa para a solução geral do problema inverso de condução de calor usando a programação dinâmica. O INTEMP combina as temperaturas medidas para estimar os melhores fluxos de calor aplicados na superfície. Os modelos térmicos podem ser unidimensionais (1D) ou bidimensionais (2D), planar ou axissimétrico, com elementos triangulares ou quadráticos. Os dados de entrada são o histórico de temperaturas medidas nos nós escolhidos e as propriedades termofísicas do material da Tabela 3.1, sendo que as propriedades são interpoladas quando necessário. As propriedades do material variam de acordo com a temperatura de cada elemento. O INTEMP encontra o histórico de fluxos de calor desconhecido em qualquer número de locais especificados na superfície e calcula todas as temperaturas no modelo (Trujillo e Busby, 2003).

Para a análise inversa de condução de calor transiente foram utilizados modelos de elementos finitos 2D axissimétrico, com elementos quadráticos de 0,5 mm com quatro nós, para simular o comportamento da transferência de calor nas placas de teste durante o resfriamento. Para a definição do domínio e posições de fixação dos termopares foram utilizados os valores levantados após a fabricação das placas, conforme descrito na seção 3.3.1 e no Anexo II.

Para as placas quadradas 01 a 04, de dimensões de 150 mm por 14 mm, com posição de fixação dos termopares em  $y = 6$  mm, adotou-se um domínio numérico com raio de 75 mm, espessura de 14 mm e 4200 elementos quadráticos, conforme mostra a Figura 3.33.

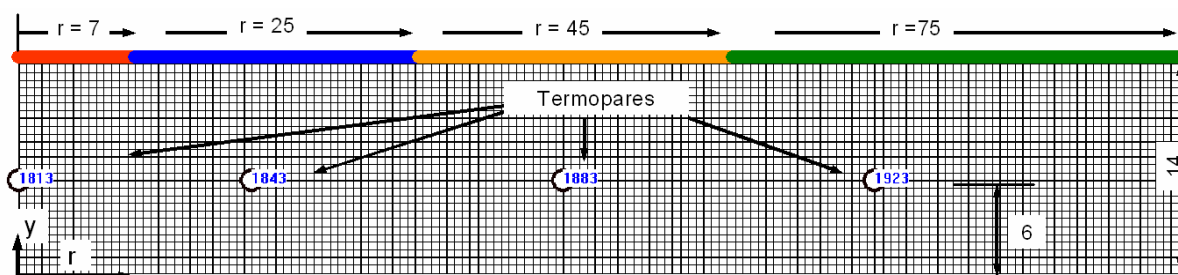


Figura 3.33 Modelo 2D axissimétrico com 4200 elementos quadráticos, para as placas 01 a 04, mostrando as quatro regiões de fluxo de calor na superfície da placa e a representação nodal dos termopares.

A superfície superior foi dividida em quatro regiões de monitoramento dos fluxos de calor. Estas regiões foram divididas de acordo com o posicionamento dos termopares: Região 01 com raio ( $r$ ) de 0 a 7 mm; Região 02 com raio ( $r$ ) de 7 a 25 mm; Região 03 com raio ( $r$ ) de 25 a 45 mm; Região 04 com raio ( $r$ ) de 45 a 75 mm, conforme mostrado na parte superior da Figura 3.33. Os termopares foram representados nos nós 1813(0; 6), 1843 (15; 6), 1883 (35; 6) e 1923 (55; 6).

Para as placas quadradas 06 e 07, de dimensões de 150 mm por 14 mm, com profundidade de fixação dos termopares  $y = 10$  mm, adotou-se o mesmo domínio das placas 01 a 04. Os termopares foram representados pelos nós 3021(0; 10), 3051(15; 10), 3091(35; 10) e 3131(55; 10).

Para as placas quadradas 08 e 09, de dimensões de 200 mm por 10 mm, com fixação dos termopares em  $y = 6$  mm, adotou-se um domínio com raio de 100 mm, espessura de 10 mm e com 4000 elementos. A superfície superior foi dividida em cinco regiões para monitorar os fluxos de calor por região. Estas regiões foram divididas de acordo com o posicionamento dos termopares: Região 01 com raio ( $r$ ) de 0 a 7 mm; Região 02 com raio ( $r$ ) de 7 a 25 mm; Região 03 com raio ( $r$ ) de 25 a 45 mm; Região 04 com raio ( $r$ ) de 45 a 75 mm; Região 05 com raio ( $r$ ) de 75 a 100 mm. Os termopares foram representados pelos nós 2413(0; 6), 2443(15; 6), 2483(35; 6), 2523(55; 6) e 2563(75; 6).

Para a placa 05, de dimensões de 150 mm por 14 mm, usada para validação do modelo numérico, com fixação dos quatro termopares em  $y = 10$  mm e um quinto termopar fixado em  $y = 6$  mm, cujos valores de temperatura medidos foram utilizados para comparar com os valores de temperatura calculada, adotou-se o mesmo domínio numérico das placas de 01 a 04. Os termopares foram representados pelos nós 3021(0; 10), 3051(15; 10), 3091(35; 10) 3131(55;10) e o quinto instalado na posição (-15; 6).

Como condições de contorno adotou-se regime adiabático nas superfícies sem incidência do jato d'água, uma vez que as quantidades de radiação e convecção para o ambiente nessas superfícies são muito menores do que na superfície de incidência do jato.

O INTEMP encontra os fluxos de calor, que minimiza o erro geral pelo método dos mínimos quadrados com a adição do parâmetro de regularização. Basicamente este parâmetro controla a magnitude e a suavidade dos fluxos de calor estimados no programa. Um pequeno valor de regularização produz um fluxo com mais oscilações e mais próximo dos valores medidos. Um grande valor para a regularização produz menos oscilação e valores mais distantes dos medidos. Este é um problema típico da natureza do problema inverso, onde os

valores medidos apresentam oscilações (ruído). O efeito da escolha do parâmetro sobre a estimativa de fluxo de calor é mostrado na Figura 3.34. O menor valor ( $B = 10^2$ ), Figura 3.34 (a), produz uma estimativa de fluxo com mais ruído do que o parâmetro  $B = 10^5$  e um maior valor ( $B = 10^7$ ), Figura 3.34 (b), produz menos ruído do que quando comparado com  $B = 10^5$ .

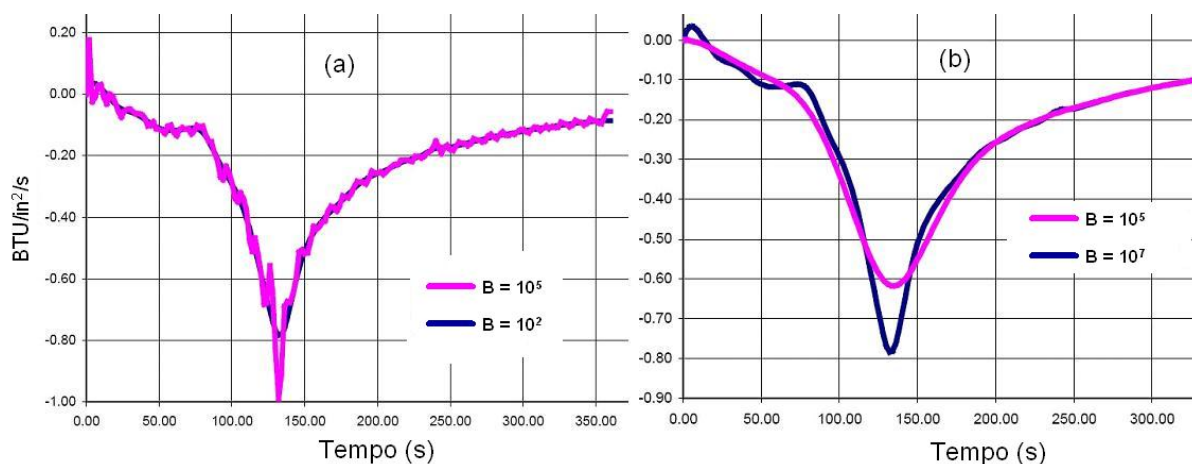


Figura 3.34 Efeito do parâmetro de regularização sobre a estimativa de fluxo de calor (Trujillo e Busby, 2003).

A escolha do valor ótimo do parâmetro de regularização é feita com a ajuda do método da curva-L (Trujillo e Busby, 2003). Um exemplo da curva-L é mostrado na Figura 3.35.

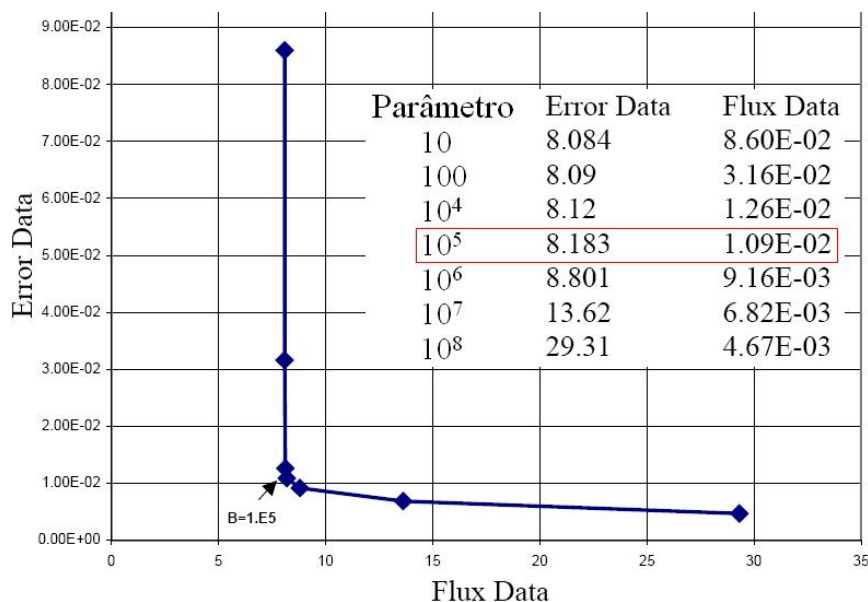


Figura 3.35 Gráfico FLUX DATA versus ERRO DATA (Trujillo e Busby, 2003).

A curva-L é construída pela execução do programa INTEMP várias vezes com alguns valores do parâmetro de regularização. Esses dados são traçados em um gráfico FLUX DATA

(eixo y) versus ERRO DATA (eixo x). Os dados traçados formam uma curva em “L” e o valor ótimo do parâmetro é o valor mais próximo ao vértice.

Para o presente trabalho o termo de regularização escolhido foi  $10^{-11}$ . Adiante, na seção 4.3, Validação do modelo, Figura 4.17, será mostrada a curva-L.

## CAPÍTULO IV

### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, serão apresentadas as fotografias dos sucessivos estágios do resfriamento das placas nas temperaturas de teste de 600, 750 e 900°C, comparação entre a temperatura superficial calculada e a interna medida, validação do modelo numérico, curvas dos fluxos de calor na superfície da placa, o efeito da temperatura superficial sobre o coeficiente de transferência de calor na zona de estagnação, comparação entre os dados experimentais e os da literatura e a transferência de calor no controle de resfriamento de tiras laminadas a quente.

#### 4.1 Análise visual

Foram feitas fotografias de todos os testes, com taxa de aquisição de 12,5 fotos por segundo (intervalo de 0,08 s), dos sucessivos estágios do processo de resfriamento das placas de teste, com vazão de 6 l/min a 22°C, velocidade do jato incidente ( $V_j$ ) de 2,7 m/s e diâmetro do jato ( $D_j$ ) de 6,8 mm. A Figura 4.1 mostra as fotografias do processo de resfriamento da placa 09 com  $T_i = 600^\circ\text{C}$ . Abaixo de cada fotografia é indicado o instante no qual ocorreu a captura da imagem e entre parênteses o instante relativo, considerando a primeira fotografia como  $t = 0,0$  s.

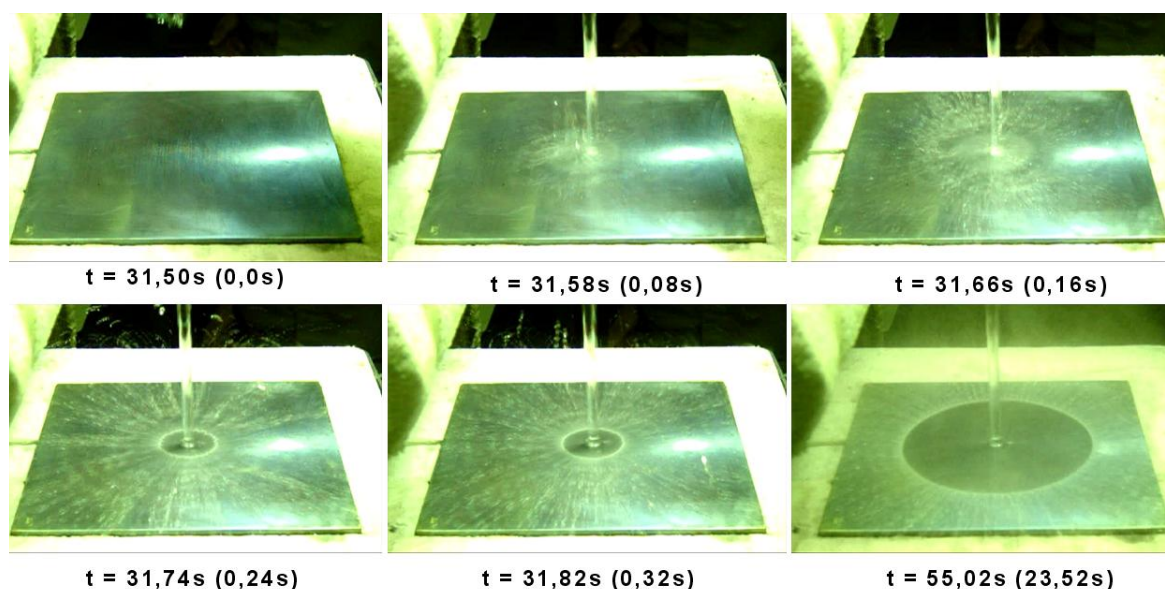


Figura 4.1 Fotografias do processo de resfriamento, placa 09,  $T_i = 600^\circ\text{C}$ .



Após o início do processo de resfriamento houve a formação de um pequeno círculo branco em volta do jato incidente, no instante  $t = 0,08$  s. Transcorrido menos de  $0,16$  s, observou-se que o círculo branco desapareceu e uma zona circular escura desenvolveu-se e, em volta dela, ocorreu a formação de um anel branco. Com o decorrer do tempo, observou-se que a taxa de crescimento da zona escura diminuiu. A zona escura indica, visualmente, que a água está em contato com a superfície da placa. À medida que se distancia da zona de estagnação, a água aquece e atinge a temperatura de saturação, inicia-se a ebulição nucleada e, posteriormente, a formação da película de vapor, onde surge o círculo branco. Estas análises estão coerentes com os mecanismos de transferência de calor mostrados nas Figuras 2.8 e 2.11.

A Figura 4.2 mostra as fotografias do processo de resfriamento da placa 09, com  $T_i = 750^\circ\text{C}$ , por um jato d'água com vazão de  $6$  l/min. As observações são similares às apresentadas para a Figura 4.1, mas o crescimento do diâmetro da zona escura se deu mais lentamente do que para o experimento da Figura 4.1.

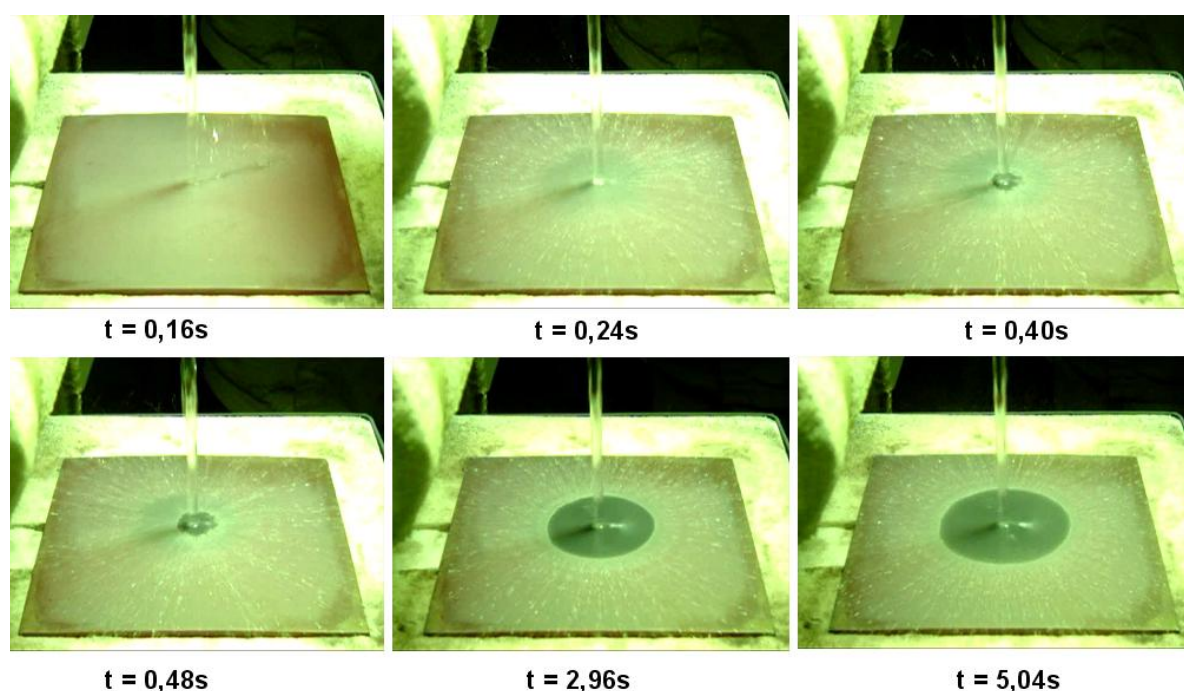


Figura 4.2 Fotografias do processo de resfriamento, placa 09 e  $T_i = 750^\circ\text{C}$ .

A Figura 4.3 mostra as fotografias do processo de resfriamento da placa 09, com  $T_i = 900^\circ\text{C}$  e  $T_j = 22^\circ\text{C}$ . As observações são similares às apresentadas anteriormente e o crescimento do diâmetro da zona escura foi o mais lento. O diâmetro da zona escura, no instante  $t = 10$  s, é menor do que o diâmetro apresentado na Figura 4.2, no instante  $t = 5,04$  s, mostrando a influência da temperatura superficial no avanço da frente de molhamento.

Porém, entre os instantes  $t = 0,16$  s e  $0,40$  s a formação do círculo branco e do diâmetro inicial da zona escura, mostrado nas Figuras 4.1 a 4.3, não sofrem influência da temperatura inicial de teste.

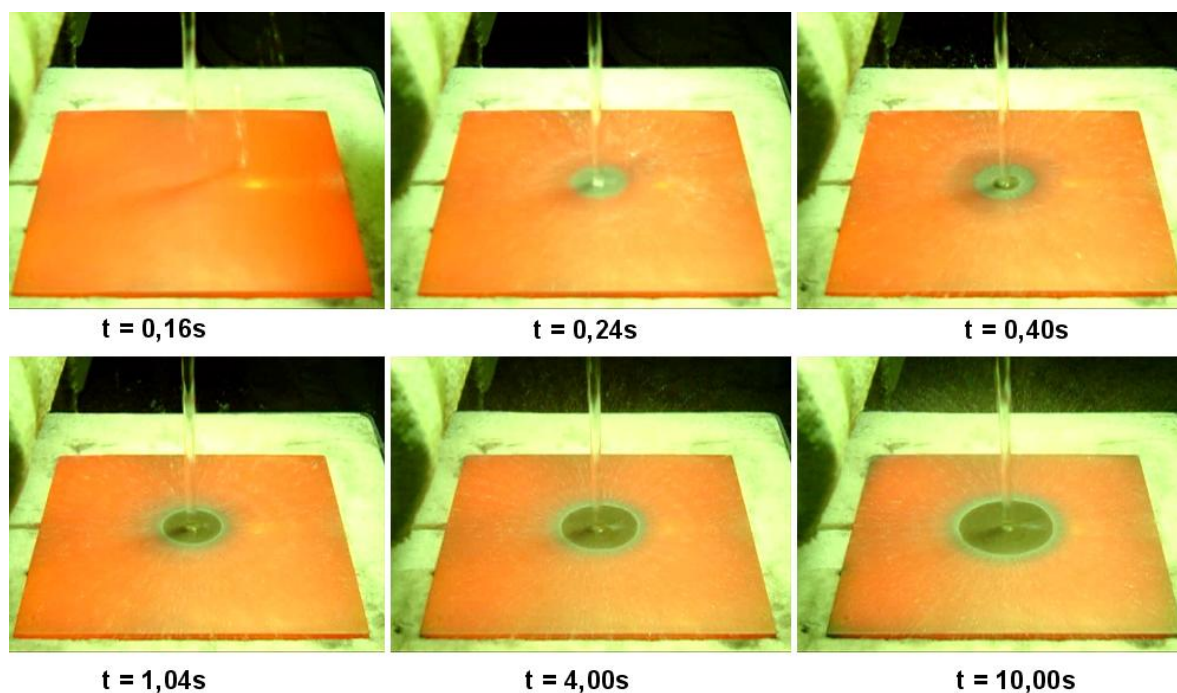


Figura 4.3 Fotografias do processo de resfriamento, placa 09 e  $T_i = 900^\circ\text{C}$ .

A Figura 4.4 mostra, graficamente, o crescimento do diâmetro da zona escura em função do tempo para a placa 09, com temperaturas iniciais de teste ( $T_i$ ) de  $600$ ,  $750$  e  $900^\circ\text{C}$ , Figuras 4.1 a 4.3, a partir dos diâmetros da zona escura levantados das fotografias, com o auxílio do CAD. O gráfico confirma que nos primeiros instantes,  $t < 0,8$  s, o molhamento sofre pouca influência da temperatura inicial de teste. Para  $t > 1,0$  s, a temperatura superficial possui grande influência sobre o molhamento, retardando o crescimento da zona escura. Com o transcorrer do tempo, a região próxima ao impacto do jato tem sua temperatura superficial reduzida, o que leva o fluxo d'água a percorrer uma maior distância radial para atingir a temperatura de saturação, dentro da camada limite térmica.



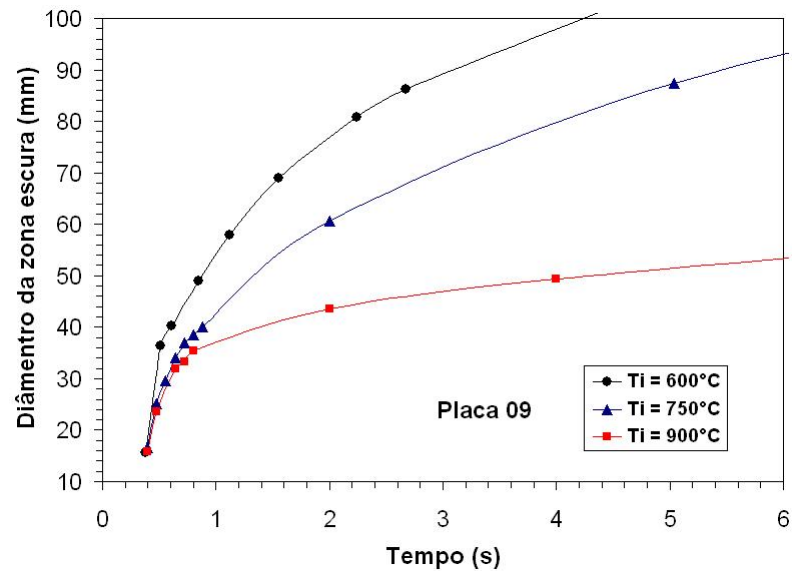


Figura 4.4 Curvas de crescimento do diâmetro da zona escura em função do tempo, para placa 09,  $T_i = 600, 750$  e  $900^\circ\text{C}$ .

A partir dos diâmetros levantados na zona escura para  $T_i = 750^\circ\text{C}$ , apresentados na Figura 4.4, fez-se uma correlação empírica que estima a posição radial da frente úmida,  $r_z$ , em função do tempo

$$r_z = 14,1 \cdot \ln(t) + 22,3 \quad (4.1)$$

para a  $T_i = 750^\circ\text{C}$ ,  $V_j = 2,7$  m/s,  $T_j = 22^\circ\text{C}$ . A Figura 4.5 mostra as curvas do crescimento do diâmetro,  $D_z = 2r_z$ , da zona escura calculada e medida, a partir da correlação (4.1) e Figura 4.4, respectivamente.

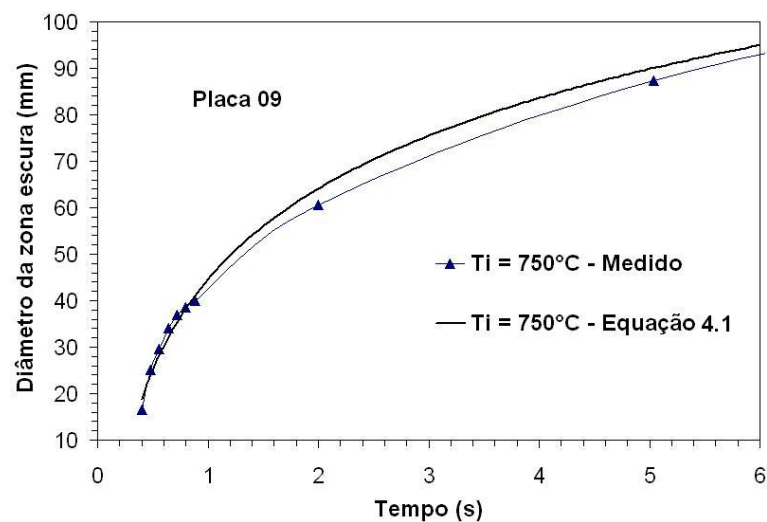


Figura 4.5 Curvas de crescimento do diâmetro da zona escura medida e calculada, para placa 09,  $T_i = 750^\circ\text{C}$ .

Derivando a equação (4.1) encontrou-se uma correlação empírica que estima velocidade de avanço radial da frente úmida,  $u_z$ , para o experimento da placa 09,  $T_i = 750^\circ\text{C}$ ,  $T_j = 22^\circ\text{C}$  e  $V_j = 2,7 \text{ m/s}$

$$u_z = \frac{14}{t} \quad (4.2)$$

onde  $u_z$  e  $t$  são dados em m/s e s, respectivamente.

A Figura 4.6 compara os esboços das etapas dos primeiros instantes do resfriamento de uma placa aquecida (adaptado de Ochi et al., 1984) com as etapas fotografadas da placa 09, com  $T_i = 900^\circ\text{C}$ , mostradas na Figura 4.3.

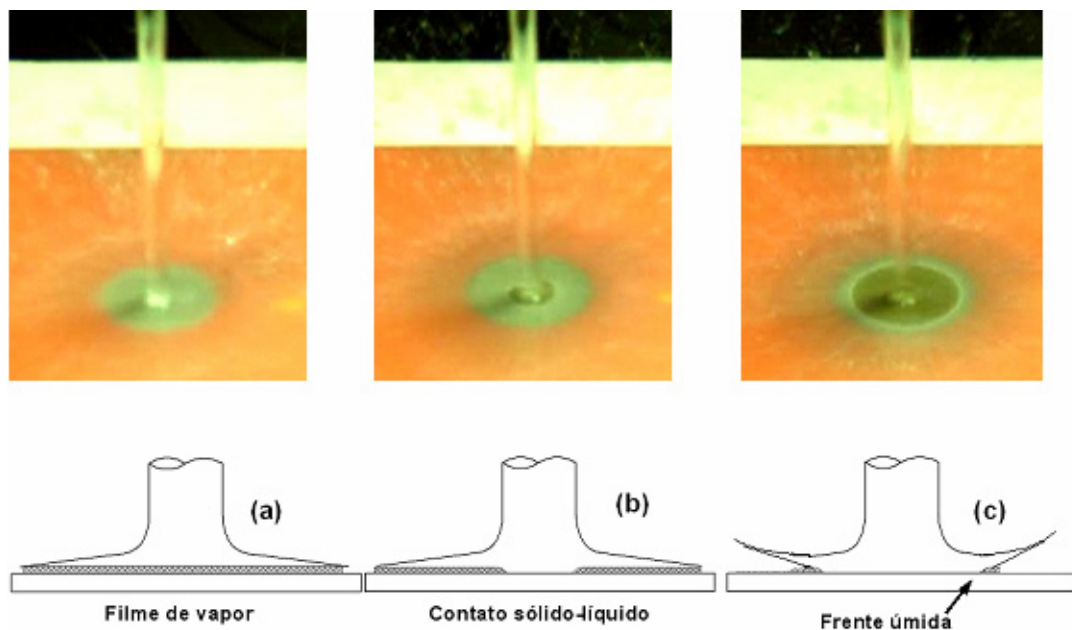


Figura 4.6 Comparação entre as fotografias das etapas dos primeiros instantes do resfriamento da placa 09, com  $T_i = 900^\circ\text{C}$  (Figura 4.3) com os esboços adaptados de Ochi et al. (1984).

No primeiro esboço, Figura 4.6-a, a água não toca a superfície da placa e há um filme de vapor separando o líquido do sólido, onde haverá um baixo fluxo de calor devido ao filme de vapor, coerente com a fotografia apresentada, acima da Figura 4.6-a, do instante  $t = 0,24 \text{ s}$ . No esboço seguinte, Figura 4.6-b, instante  $t = 0,40 \text{ s}$ , o jato d'água rompe o filme de vapor e toca a superfície da placa, onde a temperatura encontra-se acima do ponto de Leidenfrost (Ochi et al., 1984). O esboço da Figura 4.6-c representa o avanço da frente úmida que aumenta com o tempo. A fotografia que o representa é do instante  $t = 0,72 \text{ s}$ , não mostrada na

Figura 4.3. Durante o avanço da frente úmida foi observado um fino anel de película de vapor em volta da zona escura, conforme pode ser observado nas fotografias.

As observações visuais revelaram que não existe película de vapor entre a superfície quente do metal e o jato d'água incidente, na zona de estagnação, após os primeiros instantes do início do resfriamento, em  $t > 0,24$  s, mas isto não significa a ausência de ebulição nesta zona. A água subresfriada está em contato direto com a superfície, mesmo que a temperatura de superfície tenha excedido, em muito, a temperatura de saturação da água, e não se observa presença de bolhas na zona escura. Isto é devido à penetração do jato na camada de vapor e ao subresfriamento da água. Na ebulição subresfriada, a temperatura do líquido está abaixo de sua temperatura de saturação e as bolhas formadas na superfície aquecida condensam-se no líquido. Em subresfriamentos de  $\Delta T_{\text{sub}} > 60^{\circ}\text{C}$ , o molhamento ocorrerá assim que o jato d'água tocar a superfície da placa, independentemente da temperatura de superfície, não formando a película de vapor. Estas observações estão de acordo com os comentários de Kokado et al. (1984), Ochi et al. (1984), Ishigai apud Wolf et al. (1993) e Liu e Wang (2001), Viskanta e Bergman (1998) e Ti mm et al. (2003).

## 4.2 Curvas de resfriamento

A Figura 4.7 mostra as curvas de resfriamento internas obtidas com os termopares 1 a 5, localizados em  $r = 0, 15, 35, 55$  e  $75$  mm, respectivamente, na profundidade  $y = 10$  mm, instalados na placa 09, com taxa de aquisição de  $0,1375$  s por ponto adquirido. O registro de temperaturas iniciou-se quando a placa 09 ainda encontrava-se em aquecimento, dentro do forno. Nos primeiros 40 segundos do gráfico, mostrado na Figura 4.7, havia a presença de ruído, onde a medição de temperatura foi afetada pela corrente elétrica do forno. O forno, então, foi desligado, o ruído foi reduzido e ainda ocorreu o aumento de temperatura da placa até  $1010^{\circ}\text{C}$ , quando a porta do mesmo foi aberta e a placa retirada no instante  $t = 75$  s. Com a placa fora do forno, a temperatura começou a cair devido às perdas para o ambiente, por radiação e convecção natural. A fim de reduzir a taxa de resfriamento e uniformizar a temperatura da placa, foi colocada uma tampa (Figura 3.32) com a função de isolamento térmico, cujos instantes de colocação e retirada são indicados na Figura 4.7. Após a colocação da tampa a curva de resfriamento reduz sua inclinação.

O motivo para o termopar 05 ter apresentado uma temperatura um pouco mais elevada do que o termopar 01, durante a fase de aquecimento no forno, deve-se ao fato de o termopar 05 estar mais próximo da borda da placa. Como as resistências elétricas encontram-se nas

laterais do forno, a borda da placa recebe maior radiação do que o seu centro.

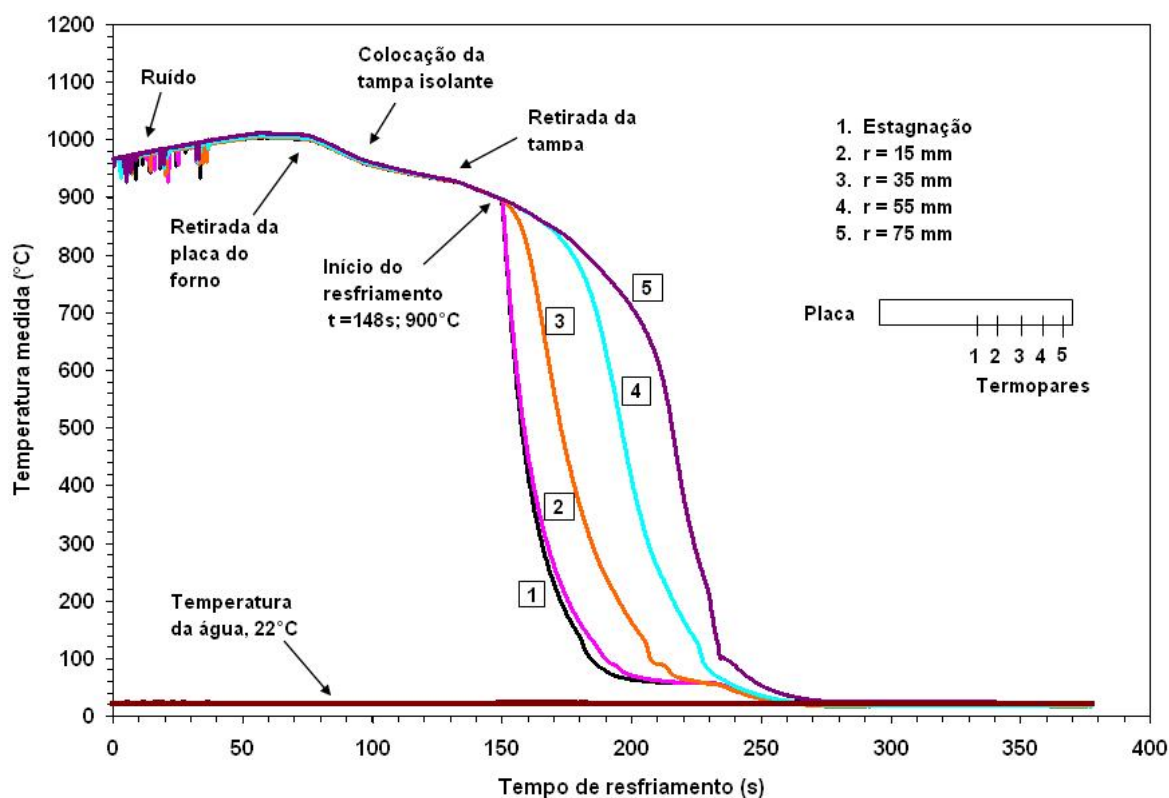


Figura 4.7 Histórico das temperaturas internas medidas pelos cinco termopares nas posições radiais  $r$  distantes do centro da placa 09 (Figura 4.3), com temperatura inicial de resfriamento de  $900^{\circ}\text{C}$ .

No instante  $t = 134$  s, a temperatura na placa estava uniformizada e próxima a  $900^{\circ}\text{C}$ , quando foi retirada a tampa de isolamento térmico. No instante  $t = 148$  s e temperatura interna de  $900^{\circ}\text{C}$  iniciou-se o processo de resfriamento da placa, com vazão fixa de  $6$   $\ell/\text{min}$ , velocidade do jato incidente,  $V_j$ , de  $2,7$  m/s e temperatura da água de  $21^{\circ}\text{C}$ . Inicialmente as curvas 1 e 2 seguem juntas com uma ligeira defasagem. Isso é devido à distância do termopar 2 ser de apenas  $15$  mm do centro e  $7$  mm do final da zona de estagnação (ver Figura 3.18), enquanto os demais estão além de  $35$  mm de distância do centro onde ocorre a incidência do jato d'água. Após o início do resfriamento, a queda de temperatura é mais acentuada para curva 1 do que para as demais curvas, o que indica que o resfriamento na zona de estagnação é bem mais intenso do que para as demais zonas. Com o crescimento da zona escura, que representa o avanço radial da frente úmida de resfriamento, todos os termopares começam a registrar uma maior queda de temperatura até que todas as curvas se encontraram à temperatura da água de  $22^{\circ}\text{C}$ , próximo ao instante  $t = 270$  s. À medida que o diâmetro da zona escura aumenta, a curva de resfriamento fica ligeiramente mais acentuada intensificando o processo de resfriamento. Nota-se que o termopar 4 (curva 4) mantém uma inclinação

pequena até o instante  $t = 172$  s, quando a sua curva é afetada pelo aumento da zona escura, iniciando um processo com alta taxa de resfriamento. O mesmo se dá para a curva 5, a qual foi afetada próximo ao instante  $t = 209$ s. Em todos os experimentos verificou-se uma variação abrupta nas curvas ao final do resfriamento. Neste caso, Figura 4.7, isto ocorreu próximo à temperatura de  $128^{\circ}\text{C}$ . O mais provável foi que a água excedente da superfície da placa entrou pela lacuna existente entre a borda da placa e a isolamento térmica, atingindo, assim, o fundo da placa e intensificando o resfriamento nas laterais e no fundo da mesma. Em função deste inconveniente, os dados do histórico de temperatura, usados neste estudo, foi limitado entre o instante antes do início do resfriamento até o instante onde se inicia a variação abrupta da temperatura, conforme mostra a Figura 4.8.

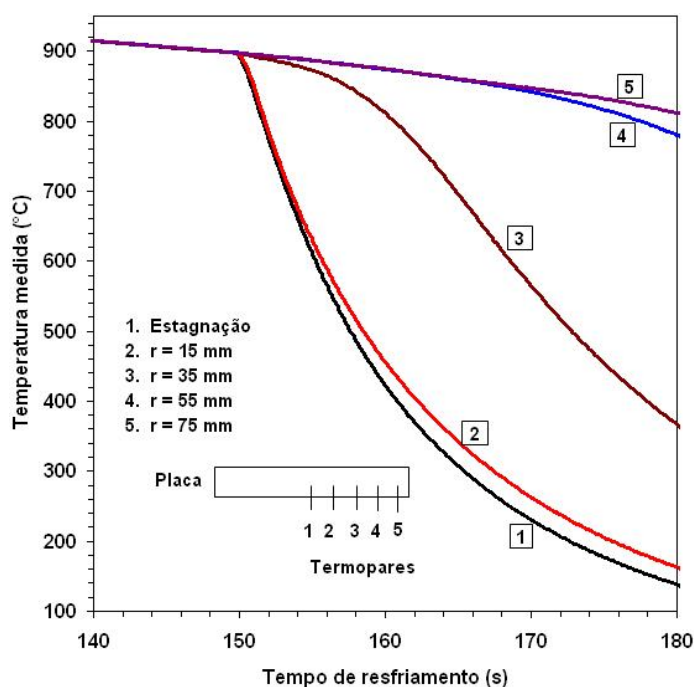


Figura 4.8 Temperaturas internas medidas pelos cinco termopares na placa 09, com temperatura inicial de resfriamento de  $900^{\circ}\text{C}$ , no intervalo entre 140 e 180 s.

Um gráfico parcial, similar ao mostrado na Figura 4.8, foi apresentado por Hatta et al. (1983), Hatta et al. (1984) e Lee et al. (2004), indicando que tiveram, possivelmente, os mesmos problemas na aquisição de dados. Assim, as curvas das temperaturas internas medidas em todos os testes, no presente estudo, teriam sido similares às medidas pelos três autores, acima citados.

Utilizando-se a análise inversa de condução de calor transiente, mostrada no item 3.8, calcularam-se as temperaturas superficiais a partir das temperaturas medidas internamente nas placas de teste. Nas Figuras 4.9 e 4.10 são mostradas as curvas de resfriamento para as

temperaturas de superfície calculadas,  $T_s$ , e as temperaturas internas medidas,  $T_{int}$ , para a placa 06, na zona de estagnação ( $r = 0$ ) com temperaturas de teste de 600 e 900°C, respectivamente. Observa-se que a temperatura de superfície cai muito mais rapidamente do que a temperatura interna nos primeiros segundos do início do resfriamento, indicando um perfil de temperatura no interior da placa, durante este período, altamente não-linear. Essas tendências foram observadas em todos os testes. No início do resfriamento, pode-se observar que a temperatura superficial calculada é ligeiramente menor do que a temperatura interna medida. Isto é devido à superfície da placa estar perdendo calor por radiação e convecção natural e a parte interna da placa ainda não acusou tal resfriamento superficial. Este resultado indica que o modelo numérico foi capaz que captar este resultado.

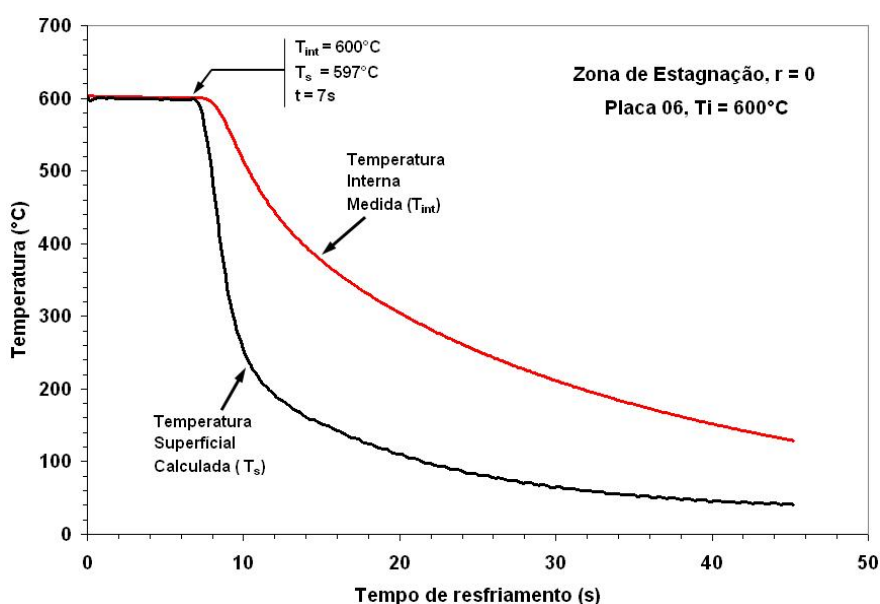


Figura 4.9 Comparação entre a temperatura superficial calculada e a interna medida, na placa 06, na zona de estagnação,  $T_j = 22^\circ\text{C}$ ,  $T_i = 600^\circ\text{C}$ .

Na Figura 4.9, a temperatura interna medida ( $T_{int}$ ) é  $600^\circ\text{C}$ , no instante  $t = 7$  s, enquanto a temperatura superficial inicial calculada é  $597^\circ\text{C}$ , uma diferença de  $3^\circ\text{C}$  entre a superfície e o ponto de medição imerso na placa à 4 mm abaixo da superfície. Na Figura 4.10, a temperatura interna medida ( $T_{int}$ ) é  $900^\circ\text{C}$  e a temperatura superficial inicial é  $893^\circ\text{C}$ , no instante 3,2 s, indicando uma diferença de  $7^\circ\text{C}$  entre a superfície e a parte interna a 4 mm abaixo da superfície.

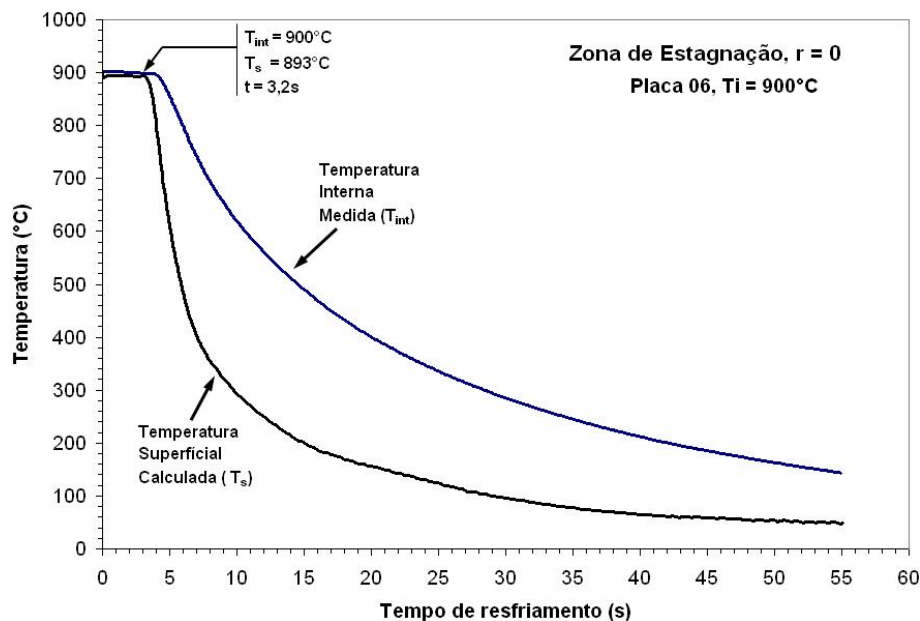


Figura 4.10 Comparação entre as temperaturas superficial calculada e a interna medida, na placa 06, em  $r = 0$  e  $y = 10$  mm,  $T_i = 900^\circ\text{C}$ .

A diferença de  $3^\circ\text{C}$  (Figura 4.9) para  $7^\circ\text{C}$  (Figura 4.10) entre as temperaturas da superfície e do interior da placa, deve-se, principalmente, à temperatura inicial da placa a  $900^\circ\text{C}$  perder calor por radiação mais intensamente do que quando a temperatura inicial é  $600^\circ\text{C}$ .

Conforme comentado anteriormente na seção 4.1, as observações visuais revelaram que a água subresfriada pode estar em contato direto com a superfície, mesmo quando a temperatura exceda a saturação da água. Este contato se dá imediatamente após o jato incidente atingir a superfície. Nas observações visuais das Figuras 4.1 a 4.3, nota-se claramente que o tempo decorrido entre o início do resfriamento até o surgimento da zona escura, na região de impacto do jato, é sempre menor que  $\Delta t = 0,24$  s. Analisando os gráficos da Figura 4.9 ( $T_i = 600^\circ\text{C}$ ) e Figura 4.10 ( $T_i = 900^\circ\text{C}$ ), transcorrido o intervalo de tempo de  $\Delta t = 0,3$  s, de início de resfriamento das placas, as temperaturas calculadas na superfície são  $T_s = 586$  e  $877^\circ\text{C}$ , respectivamente. Para  $\Delta t = 2,3$  e  $6,6$  s, as temperaturas calculadas na superfície são  $T_s = 302$  e  $300^\circ\text{C}$ , respectivamente. Estes resultados estão coerentes com conclusões de Kokado et al. (1984), Ishigai apud Wolf et al. (1993) e Ochi et al. (1984) que afirmam que em altos subresfriamentos o fenômeno de molhamento (superfície úmida) ocorrerá assim que o jato d'água tocar a superfície da placa, independentemente da sua temperatura superficial, conforme mostrado nas Figuras 2.5, 2.7 e 2.8.

Como as temperaturas de superfície,  $T_s = 302$  e  $586^\circ\text{C}$  ( $T_i = 600^\circ\text{C}$ ) e  $T_s = 300$  e  $877^\circ\text{C}$  ( $T_i = 900^\circ\text{C}$ ), excedem em muito a temperatura de saturação ( $T_{\text{sat}}$ ), e o jato d'água está



em contato com a superfície, era de se esperar a presença de bolhas na região de impacto do jato (zona escura). Porém, tais bolhas não foram observadas. Isto é, devido ao fato de as bolhas de vapor, eventualmente formadas na superfície superaquecida, se condensarem na água subresfriada ( $T_j = 22^\circ\text{C}$ ). Esta análise é confirmada pelo estudo de Ti mm et al. (2003), onde é reportado que o alto grau de subresfriamento e a velocidade do jato d'água,  $V_j$ , evitam a formação da película e provocam o colapso das bolhas de vapor, apesar das altas taxas de fluxo de calor, na zona de impacto de um jato d'água. Segundo eles, o crescimento e o colapso das bolhas, na camada livre incidente,  $\delta$ , apresentam um raio médio e um tempo de vida próximo a  $10^{-4}\text{m}$  e  $10^{-4}\text{s}$ , respectivamente. Portanto, conclui-se que na região de impacto do jato d'água o regime não é de convecção forçada monofásica, mesmo a água estando em contato com a superfície superaquecida, com  $T_s \gg T_{\text{sat}}$ , e não se observar a presença de bolhas de vapor.

A curva de temperatura de superfície calculada ( $T_s$ ), na Figura 4.9, foi levantada a partir dos resultados feitos com a análise inversa de condução de calor, utilizando-se o programa INTEMP (Trujillo e Busby, 2003). A Figura 4.11 mostra as isotermas no instante igual a 15 s ( $\Delta t = 8$  s do início do resfriamento), placa 06,  $T_i = 600^\circ\text{C}$ ,  $T_j = 22^\circ\text{C}$ , mostrando a não-linearidade no resfriamento interno da placa.

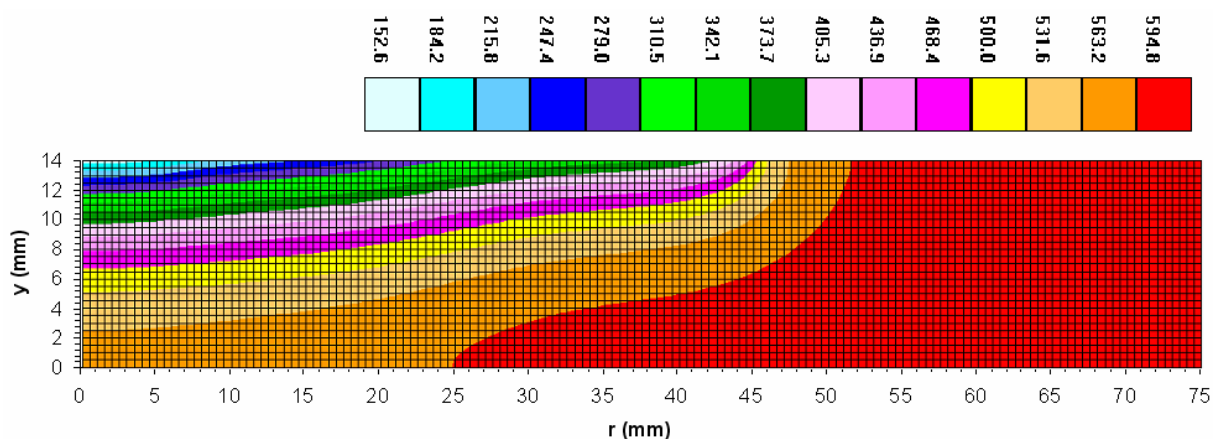


Figura 4.11 Isotermas em  $t = 15$  s,  $T_i = 600^\circ\text{C}$ , placa 06.

A curva de temperatura de superfície calculada ( $T_s$ ), na Figura 4.10, também foi levantada a partir dos resultados feitos com a análise inversa de condução de calor. A Figura 4.12 mostra as isotermas no instante igual a 20 s ( $\Delta t = 16,8$  s do início do resfriamento), placa 06,  $T_i = 900^\circ\text{C}$  e  $T_j = 22^\circ\text{C}$ . Pela observação dos gráficos mostrados nas Figuras anteriores, próximo às coordenadas  $r = 45$  mm e  $y = 14$  mm, observa-se que a frente úmida (limite entre a zona molhada e seca) na Figura 4.11 ( $T_i = 600^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t = 8$  s) chegou, a esta posição, mas



rapidamente do que na Figura 4.12 ( $T_i = 900^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t = 16,8$  s). Estas observações gráficas estão coerentes com as conclusões da seção 4.1, indicando que em temperaturas de testes mais elevadas a frente úmida se desloca mais lentamente.

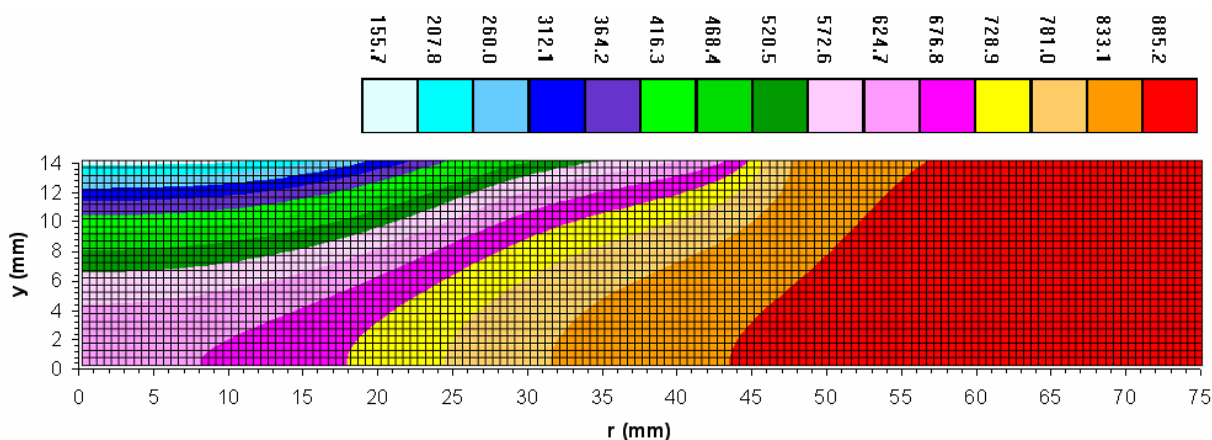


Figura 4.12 Isotermas em  $t = 20$  s,  $T_i = 900^\circ\text{C}$ , placa 06.

### 4.3 Validação do modelo

Para a validação do modelo numérico 2D de elementos finitos utilizou-se a placa 05, Figura II.5, com profundidade de fixação dos quatro termopares em  $y = 10$  mm, conforme mostra a Figura 4.13. Adotou-se um domínio com raio de 75 mm, espessura de 14 mm e com 4200 elementos quadráticos de 0,5 mm. A junção de medição do quinto termopar foi fixada à profundidade de  $y = 6$  mm, o qual foi usado para comparar os valores de temperatura medida com a calculada. Os termopares de medição foram representados nos nós 3021(0;10), 3051(15;10), 3091(35;10), 3131(55;10) e a temperatura calculada foi do nó 1843(15; 6). Este último nó representa o espelho do nó de medição de temperatura do termopar 5, na posição (15; 6), conforme mostrado na Figura 4.13.

A Figura 4.13 mostra o histórico das temperaturas registradas pelos cinco termopares instalados internamente na placa 05, com temperatura inicial de resfriamento de  $600^\circ\text{C}$ . Deve-se observar que os termopares 2 e 5 encontram-se equidistantes do centro da placa a 4 e 8 mm da superfície da placa, respectivamente. Como previsto, os efeitos do resfriamento são primeiramente sentidos pelo termopar 2, por estar mais próximo à superfície do que o termopar 5.

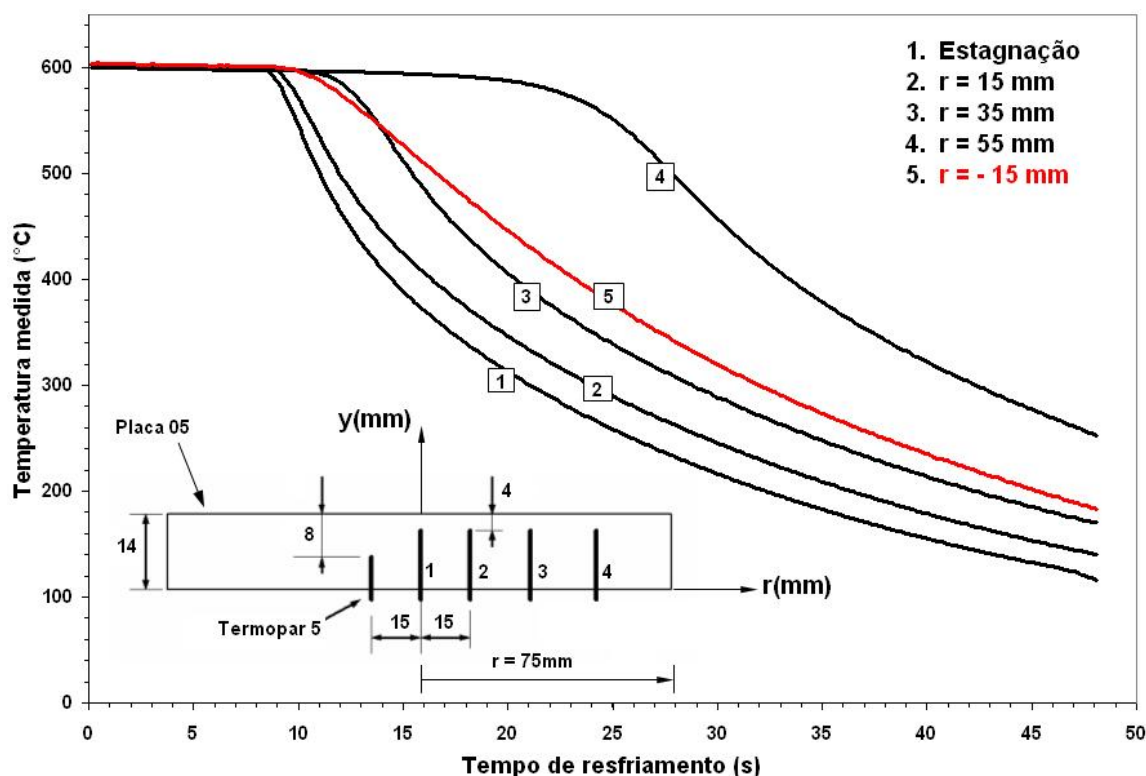


Figura 4.13 Temperaturas internas medidas pelos cinco termopares nas posições radiais  $r$  distantes do centro da placa 05, com temperatura inicial de resfriamento de  $600^{\circ}\text{C}$ .

Na Figura 4.14, são comparados os valores de temperatura medidos na posição  $(-15;6)$ , termopar 5, com os valores calculados na posição  $1843(15;6)$ . O gráfico mostra que as duas curvas são praticamente iguais. O parâmetro de regularização utilizado no processamento do programa foi  $10^{-11}$ .

Um outro teste foi realizado a fim de se verificar a confiabilidade do modelo e a utilização do parâmetro  $10^{-11}$ . O modelo numérico 2D de elementos finitos da placa 06 foi introduzido no programa de elementos finitos ANSYS 11.0, onde simulou-se o resfriamento da placa 06, com temperatura inicial de  $T_i = 500^{\circ}\text{C}$ , por um período de  $t = 60$  s, através de fluxos de calor constantes impostos na superfície das zonas 1 a 4 com valores de 0,5, 0,3, 0,2 e  $0,1 \text{ MW/m}^2$ , respectivamente, conforme mostrado na Figura 4.15.

Uma vez processado o modelo no ANSYS 11.0, levantou-se o histórico de temperaturas calculadas nos nós 3021, 3051, 3091 e 3131, mostrados na Figura 4.15, com simulação de 1200 medições por ponto com intervalo de  $\Delta t = 0,05$  s entre as medições. Este histórico de temperaturas foi introduzido no INTEMP, a fim de se determinar os fluxos de calor na superfície da placa 06, com  $T_i = 500^{\circ}\text{C}$ , com parâmetro de regularização  $10^{-11}$ . Após o processamento do modelo na INTEMP, os resultados dos fluxos de calor calculados são mostrados na Figura 4.16. Os fluxos de calor apresentados no gráfico estão constantes e iguais

aos valores impostos no modelo aplicado no ANSYS 11.0, validando assim o modelo utilizado na análise inversa de condução de calor transiente escolhido, 2D axissimétrico, com elementos quadráticos de 0,5 mm com quatro nós e parâmetro de regularização  $10^{-11}$ , para simular o comportamento da transferência de calor nas placas de teste durante o resfriamento.

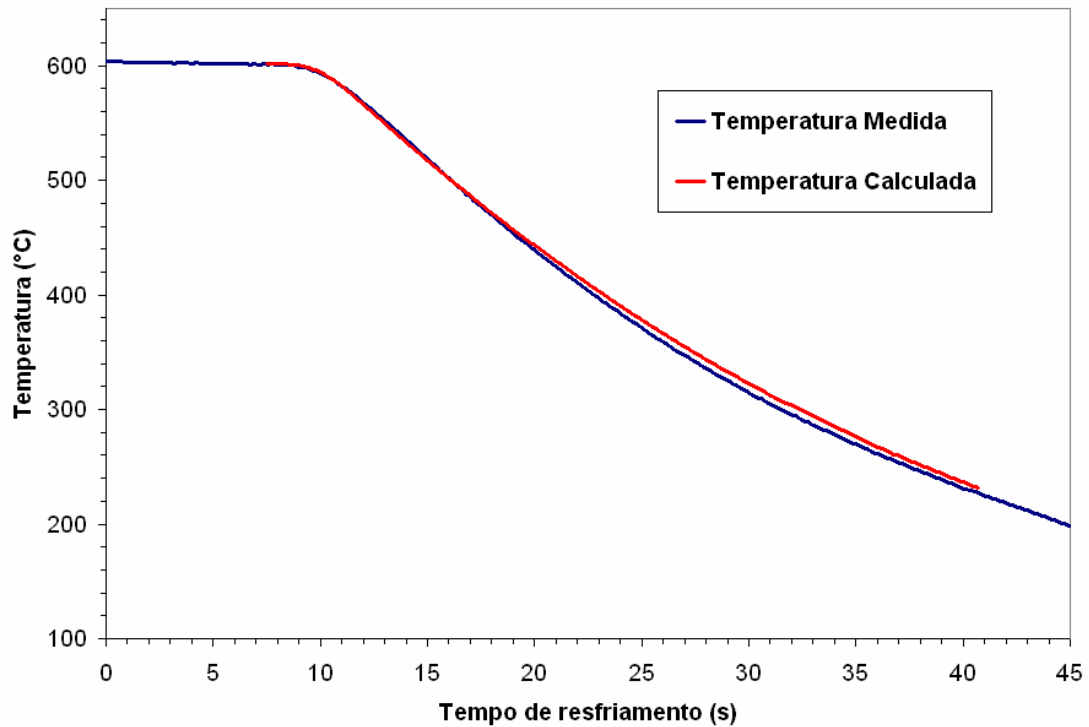


Figura 4.14 Comparação entre o histórico de temperatura medida pelo termopar 5 na posição (-15; 6) com a temperatura calculada.

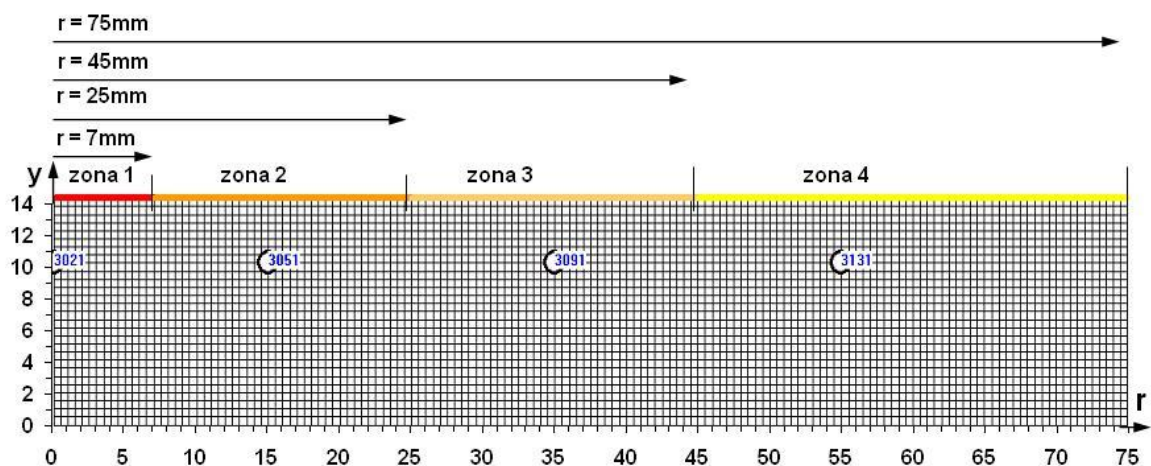


Figura 4.15 Modelo numérico da placa 06,  $T_i = 500^\circ\text{C}$ , introduzido no ANSYS 11.0

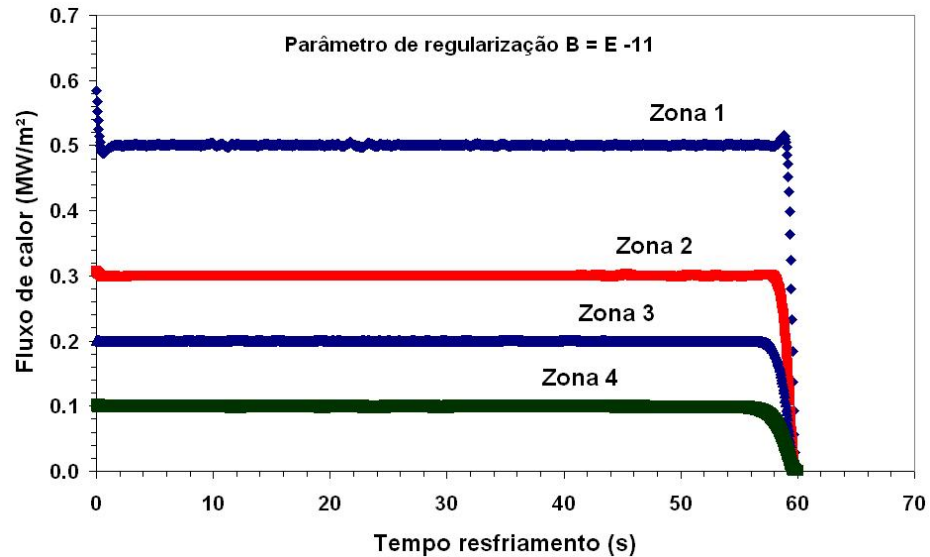


Figura 4.16 Fluxos de calor na superfície da placa 06, com  $T_i = 500^\circ\text{C}$ , com parâmetro de regularização  $10^{-11}$ , simulado no INTEMP.

Conforme explicado na seção 3.8, o critério utilizado para se escolher o parâmetro de regularização é através da curva-L. Para a simulação apresentada na Figura 4.16 foram realizadas cinco simulações utilizando-se parâmetros com valores de  $10^{-9}$ ,  $10^{-11}$ ,  $10^{-12}$ ,  $10^{-13}$  e  $10^{-15}$ , onde os dados FLUX DATA e ERRO DATA foram traçados em um gráfico e escolheu-se o parâmetro próximo ao vértice da curva, conforme mostrado na Figura 4.17.

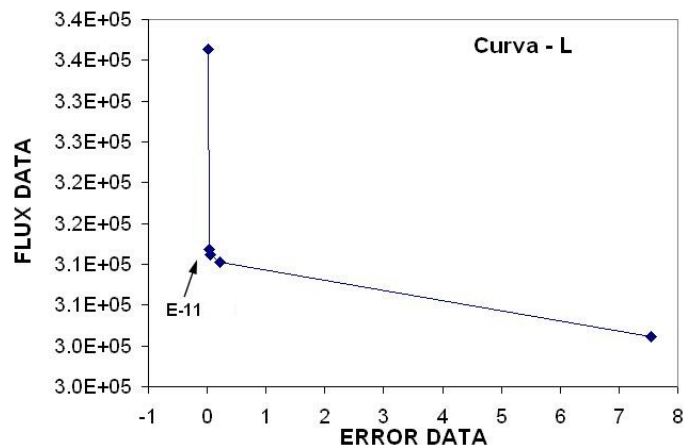


Figura 4.17 Gráfico da Curva-L para escolha do parâmetro de regularização.

#### 4.4 Curvas de ebulição

Nas Figuras 4.18 e 4.20 são apresentados os fluxos de calor instantâneos calculados na superfície refrigerada das quatro zonas da placa 06 em função do tempo, para temperaturas iniciais de teste  $T_i = 600$  e  $900^\circ\text{C}$ . A zona de estagnação está compreendida entre os raios  $r =$

0 e 7 mm, a zona 2 entre  $r = 7$  a 25 mm, a zona 3 entre  $r = 25$  a 45 mm e a zona 4 entre  $r = 45$  a 75 mm.

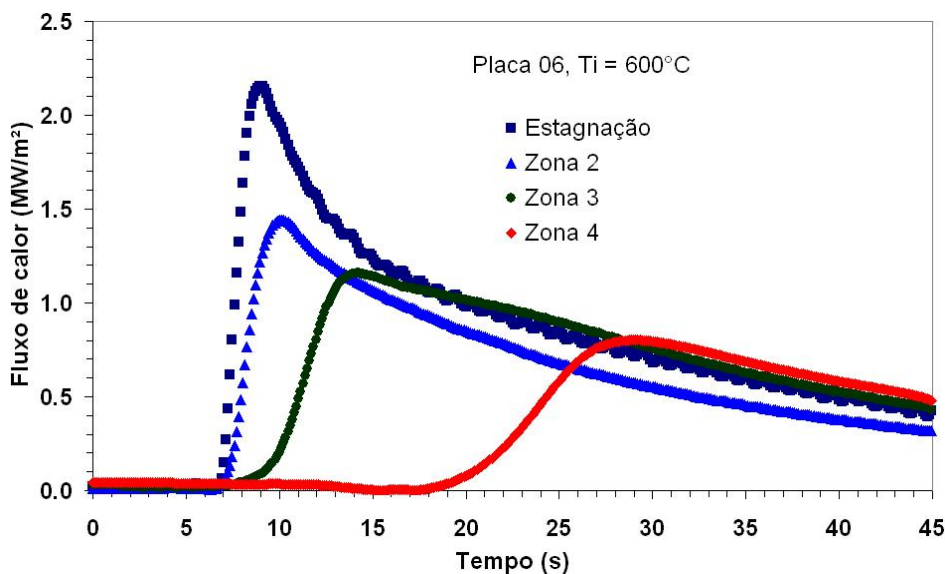


Figura 4.18 Fluxos de calor na superfície em função do tempo. Placa 06,  $T_i = 600^\circ\text{C}$ .

Na Figura 4.18, o fluxo de calor crítico (CHF) na zona de estagnação atinge o valor de  $2,15 \text{ MW/m}^2$ , no instante 9,09 s. Na zona 2 o CHF atinge o valor de  $1,44 \text{ MW/m}^2$ , no instante 9,89s. Na zona 3 o CHF é  $1,16 \text{ MW/m}^2$ , no instante 14,1 s. Na zona 4 o CHF é  $0,80 \text{ MW/m}^2$ , no instante 28,9 s. Os intervalos de tempo entre os picos de CHF aumentam entre as zonas. Entre a estagnação e a zona 2 o atraso é de 0,80s. Entre as zonas 2 e 3 é de 4,21 s. Entre a zona 3 e 4 é de 14,8s. Os picos de fluxos (CHF) observados nas curvas se devem à chegada da frente úmida (limite entre a zona úmida e seca), coerente com o experimento de Mozumder et al. (2007), mostrado na Figura 4.19, onde observa-se o deslocamento das frente úmida juntamente com o pico de fluxo (CHF), no instante  $t = 4,8$  s do início do resfriamento por um jato d'água a  $50^\circ\text{C}$ ,  $V_j = 3,0$  m/s, incidindo na superfície inferior da placa de aço carbono pré-aquecida a  $T_i = 400^\circ\text{C}$ . Com o decorrer do tempo, a zona úmida (zona escura) tem seu crescimento reduzido, aumentando o intervalo entre os picos de CHF, conforme mostrado na Figura 4.4, confirmando a influência da temperatura superficial no avanço do molhamento, conforme concluído na seção 4.1 e nos experimentos de Mozumder et al. (2007).

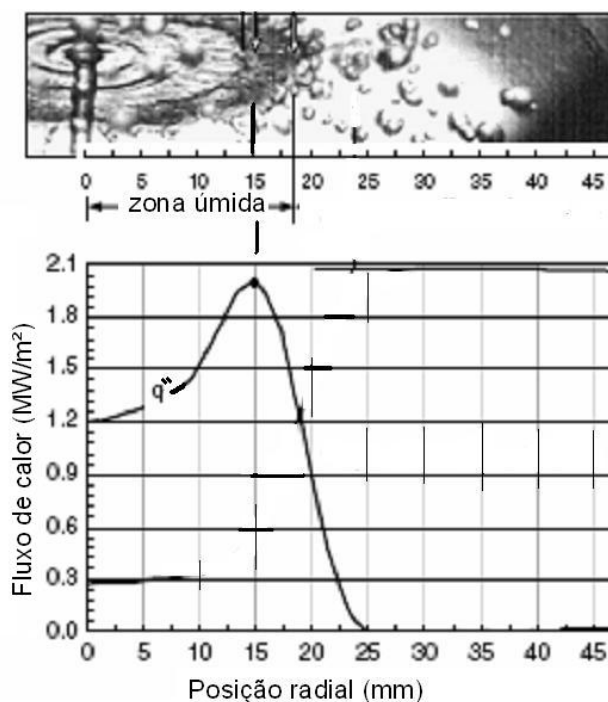


Figura 4.19 Propagação da frente úmida juntamente com o pico de fluxo (CHF), transcorridos 4,8 s do início do resfriamento por um jato d'água a 50°C,  $V_j = 3,0$  m/s, na parte inferior de uma superfície de aço aquecida a  $T_i = 400^\circ\text{C}$  (Mozumder et al., 2007).

O CHF na zona de estagnação foi 49% maior do que na zona 2 e 168% maior do que na zona 4, mostrando que o efeito do resfriamento na zona de estagnação é significativamente mais elevado do que nas demais. A mesma tendência foi relatada por Hauksson et al. (2004), Mozumder et al. (2007) e Lee et al. (2004), conforme mostra a Figura 2.10. Os picos de CHF diminuem à medida que se distanciam do centro de incidência do jato d'água e ocorrem no instante da chegada da frente úmida (zona escura). Isto se deve ao fato de que, no decorrer do tempo, o diâmetro da zona escura aumenta e, conseqüentemente, o fluxo d'água percorre uma maior distância radial, aumentando sua temperatura e reduzindo o subresfriamento. Com menor subresfriamento, o CHF será menor, como mostrado na Figura 2.5-a. A diminuição dos picos de CHF, também, foi observada nos experimentos de Mozumder et al. (2006), onde foi usado cobre, latão e aço carbono à temperatura inicial de 400°C,  $V_j = 5$  m/s e subresfriamento de 50°C, aplicado na parte inferior dos blocos metálicos. Apesar de seu experimento fazer incidir um jato d'água circular em uma superfície aquecida, todos os resultados, obtidos pela análise inversa de condução de calor, não se referem à zona de estagnação, mas somente à zona de fluxo radial.

Na Figura 4.20, o fluxo de calor crítico (CHF) na zona de estagnação atinge o valor de 2,97 MW/m<sup>2</sup>, no instante 5,93 s. Na zona 2, o CHF atinge o valor de 2,18 MW/m<sup>2</sup>, no instante 6,04 s. Na zona 3, o CHF é 1,66 MW/m<sup>2</sup>, no instante 21,32 s. Na zona 4, o CHF é 1,01

MW/m<sup>2</sup>, no instante 50,96 s. Similarmente ao fenômeno ocorrido na Figura 4.18, os intervalos de tempo entre os picos de CHF aumentam entre as zonas. Porém, aqui, os intervalos são maiores do que aqueles observados na Figura 4.18, exceto para o intervalo entre a estagnação e a zona 2, que foi de 0,11s. Entre as zonas 2 e 3 é de 15,28 s, bem maior do que o registrado no experimento da Figura 4.18, que foi de 4,21s. Entre as zonas 3 e 4 foi de 29,64 s, que representa o dobro da Figura 4.18, que foi de 14,8 s. Este fenômeno mostra o efeito da temperatura inicial,  $T_i$ , no avanço da frente úmida, confirmado pelas observações visuais, onde o aumento da temperatura inicial de resfriamento ( $T_i$ ) provocou o retardamento do avanço da frente úmida, conforme reportado por Mozumder et al. (2007) e mostrado no gráfico da Figura 4.4.

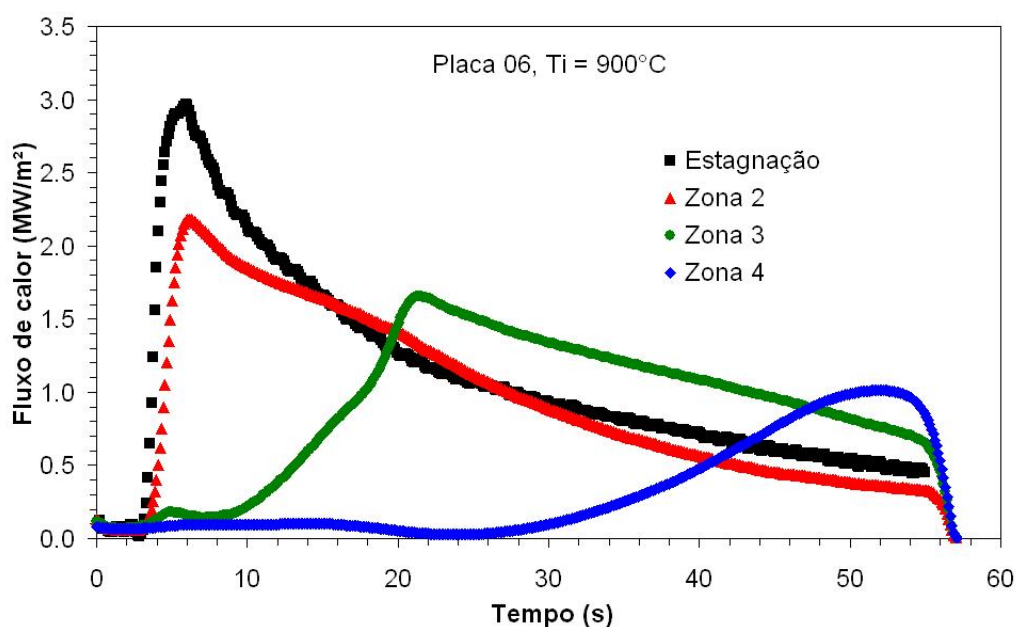


Figura 4.20 Fluxos de calor na superfície em função do tempo. Placa 06,  $T_i = 900^\circ\text{C}$ ,  $T_j = 22^\circ\text{C}$  e  $V_j = 2,7$  m/s.

Comparando os picos de CHF mostrados nas Figuras 4.18 e 4.20 nota-se que o CHF, para  $T_i = 900^\circ\text{C}$ , é de  $2,97$  MW/m<sup>2</sup> e, para  $T_i = 600^\circ\text{C}$ , é de  $2,15$  MW/m<sup>2</sup>, ou seja, 38% maior. Conclui-se que a  $T_i$  afeta consideravelmente o CHF. Adiante apresentam-se maiores detalhes do efeito da  $T_i$  sobre as curvas de ebulição.

Na Figura 4.20, o fluxo crítico de calor na zona de estagnação é 36% maior do que na zona 2 e 194% maior do que na zona 4, mostrando a mesma tendência registrada na análise feita para a Figura 4.18, onde a zona de estagnação apresentou um resfriamento, significativamente, mais elevado do que nas demais zonas. O fluxo de calor, transferido à água, mais intenso na zona de estagnação deve-se ao fato do jato d'água incidente apresentar



um maior grau subresfriamento do que nas demais zonas e à pressão de impacto, como mostrado na Figura 2.5. Na zona radial, à medida que a água aumenta sua temperatura, o seu subresfriamento diminuem, fazendo com que o CHF diminua. Desde que a frente úmida movimenta-se no sentido radial, para fora da zona de impacto do jato, cada ponto na superfície da placa aquecida experimentará os diferentes modos de ebulição e convecção forçada monofásica, em instantes diferentes em função de sua posição radial.

Na Figura 4.21, é apresentada a curva de fluxo de calor em função da temperatura superficial (curva de ebulição), na zona de estagnação, para placa 06,  $T_i = 900^\circ\text{C}$ ,  $V_j = 2,7 \text{ m/s}$  e  $T_j = 22^\circ\text{C}$ . A curva pode ser dividida em três regiões: convecção forçada monofásica, ebulição nucleada e regime de transição.

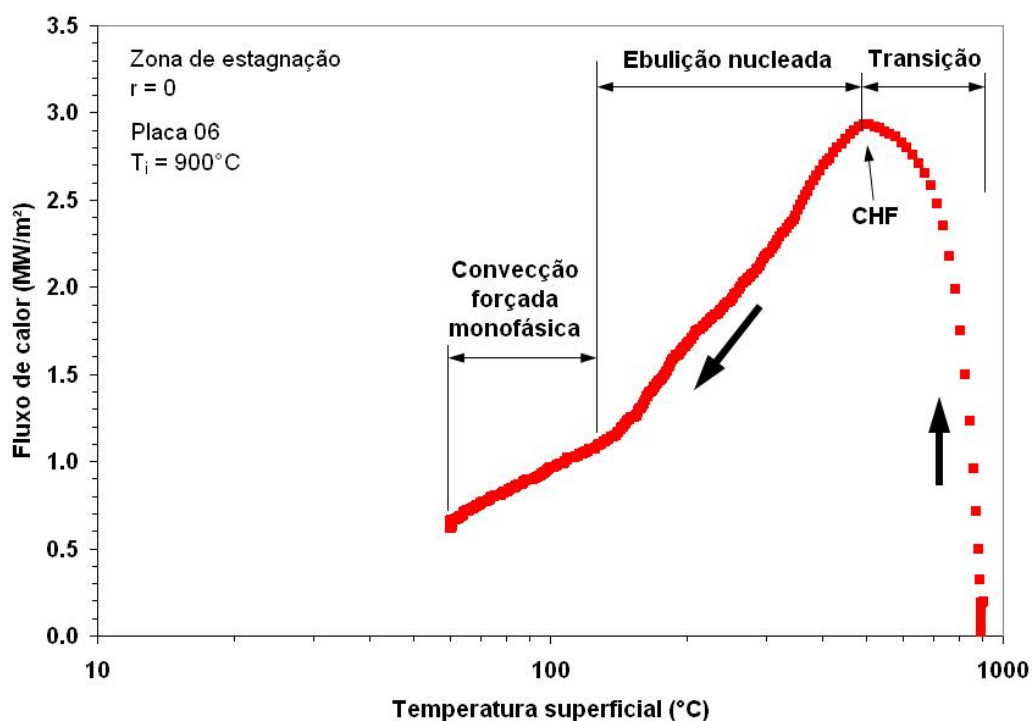


Figura 4.21 Fluxo de calor na superfície em função da temperatura superficial da placa 06,  $T_i = 900^\circ\text{C}$ , na zona de estagnação.

O CHF define o limite entre os regimes de transição e de ebulição nucleada. O regime de convecção monofásica inicia-se logo após o regime de ebulição nucleada, como um trecho reto com inclinação diferente do regime de ebulição nucleada. Esta curva está condizente com as curvas levantadas nos experimentos de Mozumder et al. (2006).

A forma da curva de ebulição apresentada na Figura 4.21 difere da curva típica de ebulição em vaso para água saturada a 1atm, conforme mostra a Figura 2.1, onde o regime de transição inicia-se no ponto de Leidenfrost, com um valor de fluxo de calor mínimo ( $q''_{\min}$ )



bem inferior ao CHF, e antes do ponto de Leidenfrost há o regime de ebulição em película de vapor. Os experimentos de Ishigai, apud Wolf et al. (1993) (ver Figura 2.5), mostraram que, na região de transição, o fluxo de calor aumenta com a velocidade e subresfriamento do jato incidente. A curva de ebulição se desloca para cima com o aumento do subresfriamento e velocidade do jato. As características da região de transição, entre os fluxos máximo e mínimo, são fortemente afetadas pelo subresfriamento. Sob baixos subresfriamentos ( $\Delta T_{\text{sub}} = 15^\circ\text{C}$ ), o fluxo de calor diminui após o início do resfriamento e início de ebulição em película. Ele chega a um mínimo (ponto de Leidenfrost) até começar a molhar a superfície e aumenta gradativamente até atingir o fluxo de calor máximo. Com maior subresfriamento ( $\Delta T_{\text{sub}} = 55^\circ\text{C}$ ) o fluxo de calor mínimo ( $q''_{\text{min}}$ ) se desloca para cima e não mais pode-se perceber o ponto de Leidenfrost. No experimento do presente trabalho, mostrado na Figura 4.21, foi usado um  $\Delta T_{\text{sub}} = 79^\circ\text{C}$  ( $T_j = 21^\circ\text{C}$ ) e  $V_j = 2,7$  m/s, o molhamento ocorreu assim que o jato tocou a superfície aquecida ( $T_i = 900^\circ\text{C}$ ). Isto esclarece a forma da curva da Figura 4.21, onde não se identifica o ponto de Leidenfrost e o fluxo de calor mínimo ( $q''_{\text{min}}$ ), e assim, confirma a consistência desta curva com as curvas apresentadas nas Figuras 2.5 e 2.6 e com os experimentos de Mozumder et al. (2006).

O valor do CHF =  $3 \text{ MW/m}^2$  encontrado na Figura 4.21 é quase três vezes maior que o valor encontrado para ebulição em vaso da Figura 2.1. Na ebulição em vaso, Figura 2.1, o início do regime de ebulição nucleada se dá a  $T_s = 105^\circ\text{C}$  com  $q'' = 10^4 \text{ W/m}^2$  e o CHF ocorre a  $T_s = 130^\circ\text{C}$ . No gráfico da Figura 4.21, o início da ebulição nucleada ocorre a  $T_s \approx 140^\circ\text{C}$  e o CHF ocorre a  $T_s \approx 506^\circ\text{C}$ . Estes resultados estão coerentes com as análises feitas por Robidou et al. (2002), Carey (1992) e Ishigai apud Wolf et al. (1993), onde informam que o subresfriamento e a convecção forçada aumentam e deslocam as curvas de ebulição, conforme mostrado nas Figuras 2.2 a 2.5.

Na Figura 4.22, são apresentadas as curvas: de fluxo de calor, mostrada na Figura 4.21, e do coeficiente de transferência de calor na superfície. O coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) cresce até atingir a região de regime de ebulição nucleada. A partir daí permanece constante até o início do regime de convecção forçada monofásica. Neste regime o  $h$  aumenta proporcionalmente à diminuição da temperatura superficial, enquanto que o fluxo de calor diminui. O valor de  $h$  foi calculado pela equação (2.2), onde  $T_w = T_j$ . O crescimento do  $h$ , no regime de convecção monofásico, se deve ao fato de a camada limite térmica,  $\delta_{t,d}$ , na zona de impacto, ser menor do que nas demais zonas de fluxo radial, conforme mostrado na Figura 2.4. Segundo Webb e Ma (1995), na zona de estagnação a espessura da camada limite

térmica é independente da posição radial e da ordem de décimos de micrometros. Com menor espessura da  $\delta_{t,d}$ , maior será a eficiência da transferência de calor entre a superfície e o fluido.

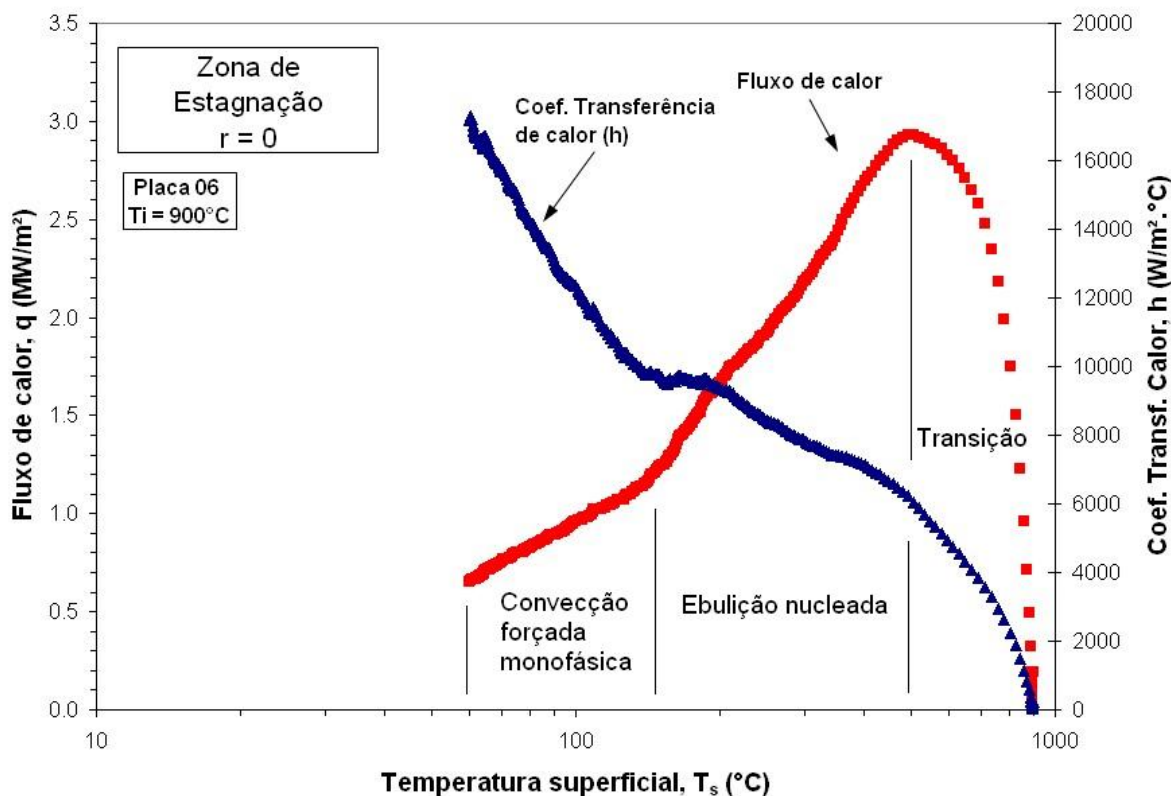


Figura 4.22 Fluxo de calor e coeficiente de transferência de calor na superfície da placa 06,  $T_i = 900^\circ\text{C}$ , na zona de estagnação.

A Figura 4.23 apresenta as espessuras calculadas da camada limite térmica na zona de estagnação e em  $r = 15\text{ mm}$ , em função da temperatura superficial, no regime de convecção forçada monofásica, mostrada na Figura 4.22, utilizando-se as equações (2.3) e (2.5), desenvolvida por Gabour e Lienhard (1994) e sugerida por Hatta et al. (1984), respectivamente.

Com espessuras de décimos de micrometros da camada limite térmica ( $\delta_{t,d}$ ) na zona de estagnação, no regime de convecção forçada monofásica, apresentadas na Figura 4.23, confirmaram-se os comentários de Webb e Ma (1995), Liu et al.(1991) e Gabour et al.(1994). Conseqüentemente, isto explica os altos coeficientes de transferência de calor nesta região, mostrados na Figura 4.22. A espessura da  $\delta_{t,d}$  diminuiu com a redução da  $T_s$ , o que levou ao aumento do coeficiente de transferência de calor no regime de convecção forçada monofásico, conforme mostrado na Figura 4.22. Na zona de fluxo radial, em  $r = 15\text{ mm}$ , o valor da camada

limite térmica,  $\delta_r$ , cresce e atinge valores dez vezes maiores do que  $\delta_{t,d}$ , na zona de estagnação, reduzindo a eficiência na transferência de calor na zona radial.

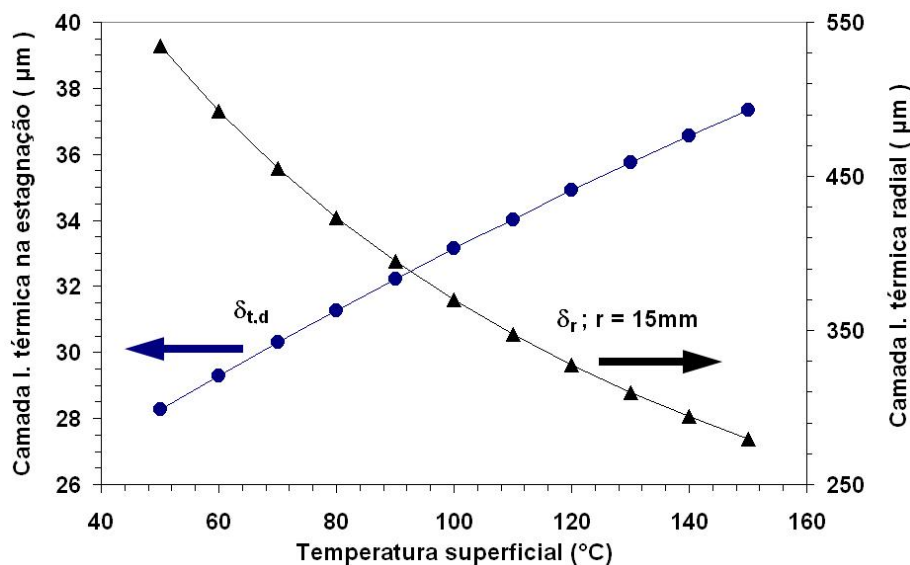


Figura 4.23 Espessuras calculadas da camada limite térmica na zona de estagnação e em  $r = 15\text{ mm}$ , em função da temperatura superficial, no regime de convecção forçada monofásica, (Figura 4.22).

O valor máximo do coeficiente de transferência de calor, apresentado na Figura 4.22, não coincide com o CHF, portanto, contrariando a informação do gráfico de Auzinger e Parzer (1996), mostrada na Figura 2.13, onde o coeficiente de transferência de calor máximo coincide com o CHF.

#### 4.5 Efeito da temperatura inicial no fluxo de calor

A Figura 4.24 mostra a comparação das curvas de ebulição em função da temperatura superficial para as temperaturas iniciais de teste  $T_i = 600, 750$  e  $900^\circ\text{C}$ , na placa 06,  $V_j = 2,7\text{ m/s}$  e  $T_j = 21^\circ\text{C}$ . O valor do CHF aumenta e se desloca para direita com o aumento da temperatura inicial de teste. Na temperatura superficial de  $T_s = 506^\circ\text{C}$  ocorre o CHF, para  $T_i = 900^\circ\text{C}$ , sendo a diferença entre  $T_i$  e  $T_s$  de  $394^\circ\text{C}$ . Para  $T_i = 750^\circ\text{C}$ , o CHF ocorre em  $T_s = 365^\circ\text{C}$ , com diferença entre  $T_i$  e  $T_s$  de  $385^\circ\text{C}$ . Para  $T_i = 600^\circ\text{C}$ , o CHF ocorre em  $T_s = 340^\circ\text{C}$ , com diferença entre  $T_i$  e  $T_s$  de  $260^\circ\text{C}$ . Através dos gráficos das Figuras 4.18 e 4.20 observou-se que quanto maior a  $T_i$  maior será o tempo para se atingir o CHF. Concluiu-se que o aumento da  $T_i$  eleva o CHF e, conseqüentemente, a  $T_s$  e o tempo para se atingir o CHF.

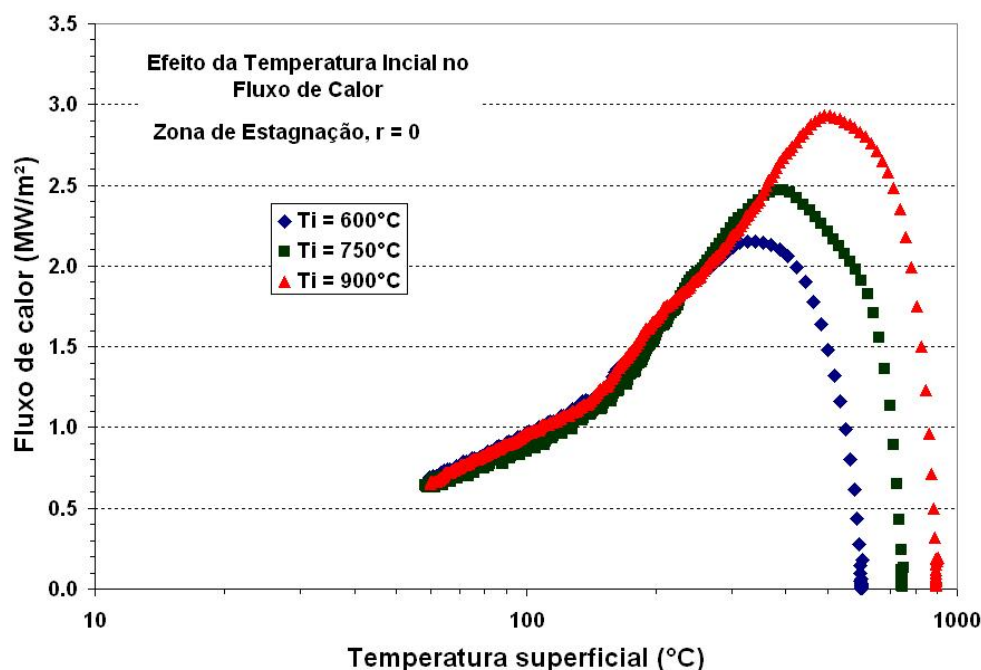


Figura 4.24 Comparação entre as curvas de fluxo de calor em função da temperatura superficial ( $T_s$ ) para as temperaturas iniciais de teste  $T_i = 600, 750$  e  $900^\circ\text{C}$ , placa 06.

O valor de CHF para a placa 06,  $T_i = 750^\circ\text{C}$  é de  $2,5 \text{ MW/m}^2$ , mostrado na Figura 4.24, está próximo do valor encontrado por Lee et al. (2004) de  $2,6 \text{ MW/m}^2$ , para uma placa quadrada de aço inoxidável AISI 304, dimensões de 200 mm por 10 mm,  $T_i = 750^\circ\text{C}$ ,  $V_j = 4 \text{ m/s}$ ,  $T_j = 30^\circ\text{C}$ . A diferença entre os valores de fluxo de  $2,6$  e  $2,5 \text{ MW/m}^2$  pode ser explicado em função do maior valor de  $V_j = 4 \text{ m/s}$ , elevando o  $Re_d$  e conseqüentemente o Nusselt. Eles utilizaram o mesmo programa de solução geral do problema inverso de condução de calor (Trujillo e Busby, 2003), aqui empregado, para calcular os fluxos de calor e o histórico de temperatura na superfície de incidência do jato d'água.

Na Figura 4.25, é mostrado o efeito da temperatura inicial ( $T_i$ ) no coeficiente de transferência de calor ( $h$ ), na zona de estagnação, para a placa 06,  $V_j = 2,7 \text{ m/s}$ ,  $T_i = 600, 750$  e  $900^\circ\text{C}$ , mostrada na Figura 4.24. O coeficiente de transferência de calor, na região de transição é fortemente afetado pela  $T_i$  até a  $T_s \approx 300^\circ\text{C}$ , onde as curvas se encontram e se mantêm juntas até a  $T_s \approx 50^\circ\text{C}$ , passando pelos regimes de ebulição nucleada e convecção monofásica forçada.

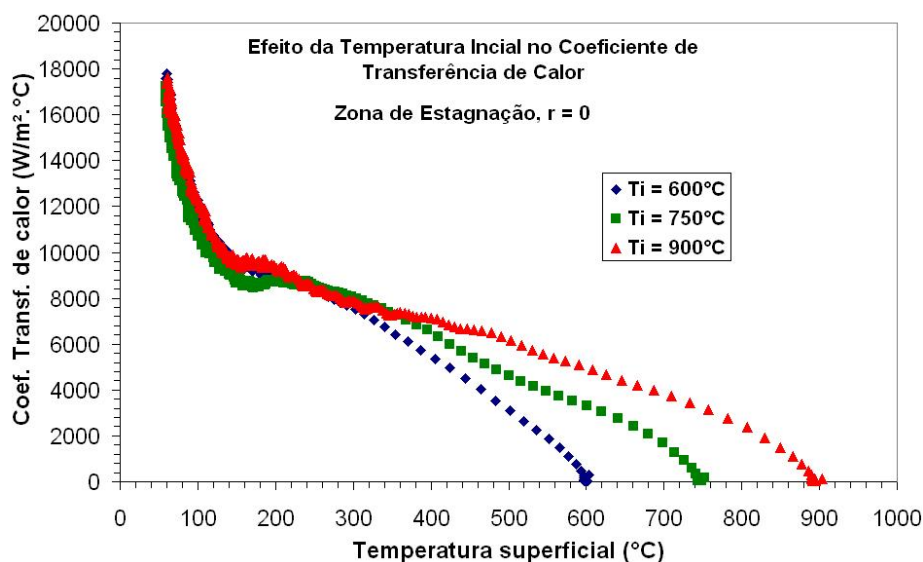


Figura 4.25 Efeito da temperatura inicial ( $T_i$ ) no coeficiente de transferência de calor ( $h$ ), na zona de estagnação, placa 06, Figura 4.24.

#### 4.6 Comparação dos dados experimentais com os da literatura

A Figura 4.26 mostra a comparação do valor do número de Nusselt medido com os valores calculados utilizando-se equações da literatura, para o regime de convecção monofásica forçada, na zona de estagnação. Todas as equações utilizadas nesta análise encontram-se no Capítulo 2, item 2.2.1. Os valores de Nusselt medido referem-se a placa 06 com  $T_i = 600^\circ\text{C}$ ,  $V_j = 2,7$  m/s,  $T_j = 21^\circ\text{C}$ ,  $2,1 < Pr < 4,9$ ,  $Re_d = 18735$  e  $50^\circ\text{C} < T_s < 150^\circ\text{C}$ .

Foram calculadas quatro curvas para o número de Nusselt na zona de estagnação,  $Nu_d$ , utilizando-se as propriedades termofísicas do jato d'água incidente. Verifica-se que todos os valores calculados foram superiores ao medidos, para temperatura superficial entre  $86$  e  $150^\circ\text{C}$ . Entre  $T_s = 50$  e  $86^\circ\text{C}$ , os valores de  $Nu_d$  calculados foram menores, com exceção da curva de Gabour e Lienhard (1994) a qual apresenta valores superiores ao medido em todo intervalo. Todas as curvas apresentaram sentido ascendente com a redução da temperatura superficial, mas a curva medida tornou-se mais íngreme a partir de  $T_s = 80^\circ\text{C}$ . A correlação de Gabour e Lienhard (1994) é aplicável para  $20000 < Re_d < 84000$  e o Reynolds do experimento era de  $Re_d = 18735$ , portanto fora da faixa de aplicação, isto pode explicar os altos valores apresentados no gráfico. As demais correlações apresentaram boa concordância entre elas e os valores medidos, para  $86^\circ\text{C} < T_s < 150^\circ\text{C}$ , com variação máxima de 18% entre o medido e o calculado, em  $T_s = 150^\circ\text{C}$ . No intervalo de  $50^\circ\text{C} < T_s < 80^\circ\text{C}$ , a diferença máxima entre o medido e o calculado foi de 26%. No experimento aqui realizado, a temperatura e o fluxo de calor na superfície não foram constantes, o que pode explicar a curva mais acentuada. Todas

as correlações da literatura apresentaram a mesma inclinação, uma vez que todas elas foram desenvolvidas para fluxo de calor ou temperatura constante na superfície.

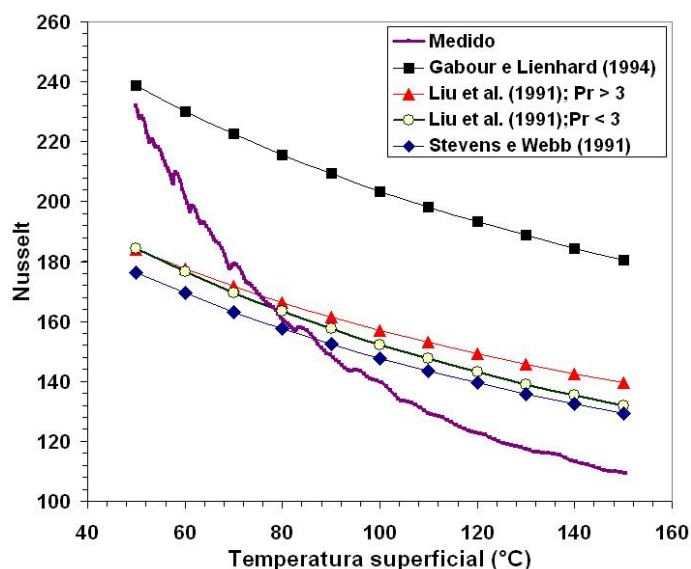


Figura 4.26 Comparação do Nusselt medido com valores da literatura, convecção monofásica forçada, zona de estagnação,  $D_j = 6,8$  mm,  $V_j = 2,7$  m/s e  $T_j = 21^\circ\text{C}$ .

Na Figura 4.27, são apresentadas as curvas de Nusselt medida e calculada, para as mesmas condições de teste apresentada na Figura 4.26, exceto para o Reynolds  $25600 < Re_R < 53600$  e  $D_{est} = 13,6$  mm ( $r = 6,8$  mm). As equações utilizadas nesta análise encontram-se no Capítulo 2, item 2.3, onde se considerou que o número de Nusselt médio, na zona de estagnação, possui escoamento paralelo sobre uma placa plana, utilizado por Evans et al. (1993), em seu modelamento matemático para controle do resfriamento de tira laminada a quente. Como o Reynolds crítico ocorre em  $5.10^5$  e os valores encontrados para  $Re_R$  estão abaixo deste valor, portanto, na região laminar, a correlação (2.22) foi substituída, pelo número de Nusselt médio para o caso de escoamento paralelo a uma placa, conforme Incropera e De Witt (2003)

$$\overline{Nu}_L = 0,664 Re_L^{0,5} Pr^{0,33} \quad (4.3)$$

e usada na comparação gráfica apresentada na Figura 4.27. As curvas de Nusselt medido e calculado, mostradas na Figura 4.27, apresentaram inclinações muito divergentes. A equação para o Nusselt médio, Incropera e De Witt (2003) apresentou desvio de 153%, entre o valor medido e o calculado, em  $T_s = 150^\circ\text{C}$ . Essas curvas teórica e medida se encontram na  $T_s = 65^\circ\text{C}$  e apresentam sentidos de inclinação divergentes. A correlação de Hatta et al. (1984)

apresentou desvio máximo de 531% e mínimo de 365% com relação aos valores medidos.

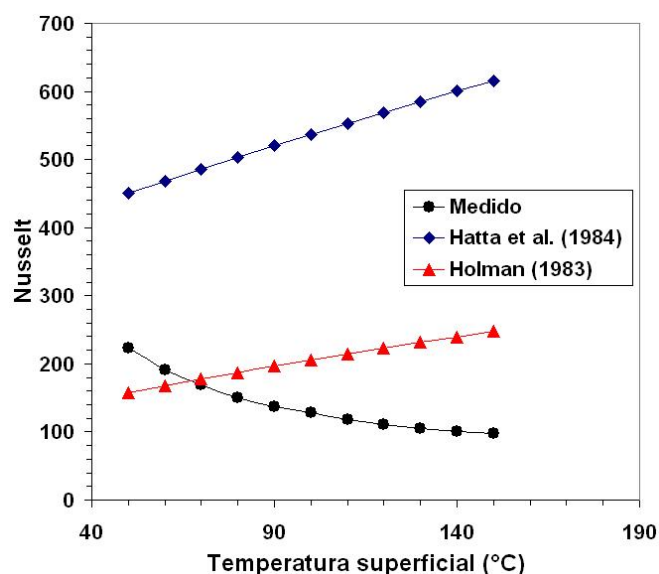


Figura 4.27 Comparação do Nusselt medido com valores da literatura, convecção monofásica forçada, zona de estagnação,  $D_j = 6,8$  mm,  $V_j = 2,7$  m/s e  $T_j = 21^\circ\text{C}$ .

Conclui-se que as correlações (2.21) e (4.3) não se aplicam na determinação do Nusselt na zona de estagnação de um jato incidente, no regime de convecção forçada monofásico. As correlações (2.10), (2.12) e (2.13) são aplicáveis na determinação do  $Nu_d$ , na zona de estagnação no regime de convecção forçada monofásico, apresentando uma divergência máxima de 26% entre os valores calculados e os medidos. As correlações empíricas (2.14) e (2.15), para o regime de ebulição, são aplicáveis para uma faixa de superaquecimento de  $18^\circ\text{C} < \Delta T_{\text{sat}} < 31^\circ\text{C}$ . Como os regimes de ebulição nucleada, mostrados na Figura 4.24, estão aproximadamente no intervalo de  $140^\circ\text{C} < \Delta T_{\text{sat}} < 300^\circ\text{C}$ , estas correlações não se aplicam ao experimento deste trabalho.

#### 4.7 Transferência de calor em processamento de aço laminado a quente

Numerosos autores têm utilizado coeficientes de transferência de calor de jato d'água laminar incidindo sobre uma tira de aço aquecida ( $600 \sim 900^\circ\text{C}$ ) para a previsão da taxa de resfriamento, através de modelos matemáticos (Auzinger e Parzer, 1996; Evans et al., 1993; Filipovic et al., 1994; Prieto e Menendez, 2001).

Evans et al. (1984) e Prieto e Menendez (2001), no modelamento matemático de resfriamento de tira laminada a quente, consideraram a região de impacto do jato d'água (zona de estagnação) como regime de convecção forçada monofásico, mesmo com temperaturas de

superfície  $600^{\circ}\text{C} < T_s < 900^{\circ}\text{C}$ , utilizando-se a correlação (2.22) na determinação do Nusselt na camada limite laminar-turbulenta. Considerando-se o Reynolds crítico ( $Re_{crit}$ ) igual a  $5 \cdot 10^5$ ,  $V_j = 6,5 \text{ m/s}$  e  $T_j = 35^{\circ}\text{C}$ , a posição radial, de início do regime turbulento, seria  $r = 46 \text{ mm}$ , o regime dentro da estagnação seria laminar e não se deveria aplicar a equação (2.22). O gráfico da Figura 2.12 mostra a variação do coeficiente de transferência de calor em função da temperatura da tira. Evans et al. (1993) levantaram esta curva a partir da correlação (2.22) (monofásica) e não explicaram como conseguiram as propriedades da água a 1 atm em temperaturas superficiais de até  $900^{\circ}\text{C}$ .

Segundo Zumbrunnen et al. (1990), durante o processo de resfriamento a tira está sujeita a cinco regimes de transferência de calor, conforme mostra a Figura 2.11, sendo regime de convecção forçada monofásica, na região de impacto do jato d'água. A Figura 4.28 mostra a fotografia de uma tira de aço laminada a quente, onde a tira passa sob a cortina d'água a uma velocidade de  $10 \text{ m/s}$  e  $T_s = 900^{\circ}\text{C}$ , e mostra a zona escura sob a zona de incidência do jato d'água planar, que pode-se caracterizar de zona úmida, confirmando as análises de Zumbrunnen et al. (1990) para a zona de impacto do jato d'água, mostradas na Figura 2.11. A zona escura desaparece após sua passagem sob a cortina d'água e parte da temperatura superficial é recuperada.

Nas observações visuais das Figuras 4.1 a 4.3, nota-se claramente que o tempo decorrido do momento de início do resfriamento até o surgimento da zona escura, na região de impacto do jato, é sempre menor que  $0,24 \text{ s}$ . Verificando os gráficos das Figura 4.9 ( $T_i = 600^{\circ}\text{C}$ ) e Figura 4.10 ( $T_i = 900^{\circ}\text{C}$ ), após transcorrer o intervalo de tempo de  $1,00 \text{ s}$ , após o início do resfriamento, as temperaturas na superfície são  $T_s = 483$  e  $758^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. Como o tempo necessário para a água tocar a superfície aquecida é menor que  $0,24 \text{ s}$ , dentro do intervalo de tempo de um segundo a água já tocou a superfície e o processo de resfriamento se dá em contato direto entre a água e a superfície aquecida. Durante o resfriamento de uma tira, a posição do jato d'água é fixa e a tira se move sob o jato, enquanto a superfície aquecida está constantemente em contato com a água, conforme mostra a Figura 4.28. O tempo que a tira permanece sob o jato d'água é da ordem de  $t = 0,002 \text{ s}$ . Este intervalo de tempo não é suficiente para reduzir a temperatura superficial da tira, inicialmente a  $900^{\circ}\text{C}$ , para uma temperatura superficial  $T_{sat}$ , onde pudesse ocorrer o regime de convecção monofásica.



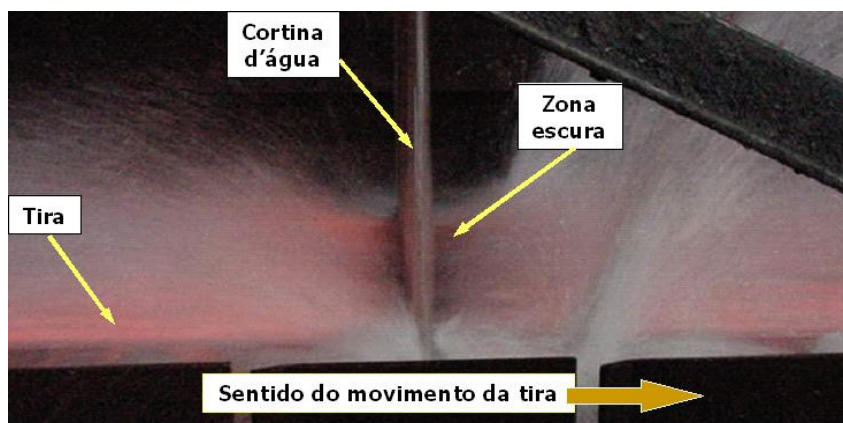


Figura 4.28 Fotografia de um jato d'água planar (cortina d'água),  $V_j = 6,5$  m/s, incidindo sobre uma tira de aço, a velocidade de 10 m/s e  $T_s \approx 900^\circ\text{C}$ , mostrando a zona escura na região de impacto do jato.

Concluiu-se que durante o processamento de tira laminada a quente, na região de impacto do jato d'água, não ocorre o regime de convecção forçada monofásica, sendo o mais provável ocorrer o regime de transição. Isto contraria as afirmações de Zumbrennen et al. (1990), Hatta et al. (1983), Hatta et al. (1984), Prieto e Menendez (2001) e Evans et al. (1993) que consideraram esta região de impacto como monofásica. Portanto, não é adequado o uso das correlações (2.21) e (2.22) na determinação do Nusselt, para o modelamento de sistemas de resfriamento de tiras laminadas a quente. Esta conclusão está coerente com os comentários Wolf et al. (1993), onde eles informam que a correlação (2.21), de Hatta et al. (1984), não é indicada para o controle de resfriamento de metais.

Conforme mostrado nas seções 2.2.3, 2.4 e 4.1, afirma-se que o jato d'água subresfriado,  $\Delta T_{\text{sub}} > 55^\circ\text{C}$  ( $T_j < 45^\circ\text{C}$ ), está em contato direto com a superfície da tira, mesmo que a temperatura exceda, em muito, a temperatura de saturação,  $T_{\text{sat}}$ . Para  $\Delta T_{\text{sub}} < 32^\circ\text{C}$  ( $T_j > 68^\circ\text{C}$ ) haverá a formação de uma película de vapor entre o jato e a superfície aquecida. Utilizando-se as correlações (2.17) e (2.18), para a determinação dos fluxos de calor em película de vapor e no contato entre a água e a superfície aquecida, respectivamente, nas condições de  $T_s = 1000^\circ\text{C}$ ,  $V_j = 2,7$  m/s,  $D_j = 6,8$  mm, encontram-se os valores de  $q'' = 0,8$  MW/m<sup>2</sup>, para ebulição em película de vapor com  $T_j = 68^\circ\text{C}$ , e  $q'' = 3,3$  MW/m<sup>2</sup>, para  $T_j = 45^\circ\text{C}$ . O fluxo de calor é quatro vezes superior, para  $T_j = 45^\circ\text{C}$ , onde a água está em contato com a superfície. Portanto, em sistemas de resfriamento de tiras laminadas a quente, a temperatura do jato incidente não deve ser  $T_j > 45^\circ\text{C}$ , a fim de evitar a formação do filme de vapor que reduz, fortemente, a eficiência na transferência de calor.

## CAPÍTULO V

### 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, foram analisadas as características da transferência de calor de placas de aço inoxidável aquecidas a altas temperaturas, 600 a 900°C, durante o resfriamento por meio de um jato livre circular d'água subresfriada incidente sobre as superfícies das placas. O estudo consistiu de uma análise experimental, que forneceu a história das temperaturas no interior das placas, e de uma solução geral do problema inverso de condução do calor, baseado na programação dinâmica, com o auxílio do programa comercial INTEMP. Os dados de entrada do INTEMP foram as temperaturas medidas, na placa.

1. As observações fotográficas, apresentadas na seção 4.1, revelaram que não existe película de vapor entre a superfície quente do metal e o jato d'água incidente, na zona de estagnação, após os primeiros instantes do início do resfriamento, em  $\Delta t > 0,24$  s. A água subresfriada ( $\Delta T_{\text{sub}} > 60^\circ\text{C}$ ) está em contato direto com a superfície e a temperatura de superfície excede, em muito, a temperatura de saturação da água,  $T_{\text{sat}}$ . As fotografias não foram capazes de detectar a presença de bolhas de vapor, na zona escura, embora estas possam ter ocorrido. Devido ao elevado grau de subresfriamento da água as bolhas que se formam podem se condensar rapidamente, além disso, a velocidade do jato d'água dificulta a formação do filme de vapor. No entanto, devido aos altos coeficientes de transferência de calor, na zona de incidência do jato o regime é considerado não monofásico.
2. A temperatura superficial possui grande influência sobre o avanço da frente úmida (molhamento), retardando o crescimento da zona escura.
3. A zona de estagnação apresenta um fluxo de calor crítico (CHF) consideravelmente superior às demais zonas radiais. O valor do CHF cresce com o aumento da  $T_i$ .
4. O jato d'água subresfriado incidente eleva o valor de superaquecimento superficial para o início do regime de ebulição nucleada. No presente trabalho, a ebulição nucleada ocorreu quando a temperatura da superfície ficou próxima de  $140^\circ\text{C}$ , enquanto na ebulição em vaso para água saturada, o início deste regime ocorre quando  $T_s \approx 105^\circ\text{C}$ .
5. O valor máximo do coeficiente de transferência de calor ocorreu no regime de convecção forçada monofásica, contrariando resultados de Auzinger e Parzer (1996), que apresenta

o coeficiente de transferência de calor máximo ocorrendo quando o fluxo de calor é máximo ou crítico (CHF).

6. As correlações para o cálculo do número de Nusselt para a convecção forçada de escoamento monofásico sobre uma placa plana, apresentadas no capítulo 2, para o caso turbulento, Eq. (2.21), e no capítulo 4, Eq. (4.3), para o caso laminar, apesar de empregadas por alguns autores, na zona de estagnação de um jato incidente, apresentaram desvios de 531 e 153% em relação ao medido, respectivamente.
7. As correlações (2.10), (2.12) e (2.13), para o cálculo do número de Nusselt, para a convecção forçada, cujo número de Reynolds é elevado a 0,5, portanto típicas de escoamentos laminares, quando comparadas aos resultados obtidos para a zona de estagnação, apresentaram bons resultados, com desvios médios menores do que 26%, quando  $50^{\circ}\text{C} < T_s < 150^{\circ}\text{C}$ ,  $T_j = 21^{\circ}\text{C}$  e  $V_j = 2,7\text{m/s}$ .
8. Durante o processamento de tira laminada a quente, na região de impacto do jato d'água, não ocorre o regime de convecção forçada monofásica, sendo o mais provável ocorrer o regime de transição, contrariando, assim, as afirmações de Zumbrennen et al. (1990), Hatta et al. (1983), Hatta et al. (1984), Prieto e Menendez (2001) e Evans et al. (1993), que consideraram esta região de impacto como monofásica. O tempo de permanência da tira sob o jato d'água é da ordem de  $t = 0,002$  s, insuficiente para atingir da temperatura de saturação e ocorrer o regime de convecção forçada monofásico. Não é adequado o uso das correlações (2.21) e (2.22) na determinação do número de Nusselt, uma vez que o Nusselt está correlacionado com o regime de convecção forçada monofásica e este regime não ocorre durante o resfriamento de tira de aço.
9. Em sistemas de resfriamento de tiras laminadas a quente, a temperatura do jato incidente deve ser  $T_j < 40^{\circ}\text{C}$ , a fim de evitar a formação da película de vapor que reduz, fortemente, a eficiência na transferência de calor.

Para o desenvolvimento de trabalhos futuros, são recomendados os seguintes estudos:

1. Análise do resfriamento de placa de aço carbono a elevadas temperaturas por meio de jato d'água subresfriado incidente, para diferentes  $D_n$ ,  $T_j$ ,  $V_j$  e  $T_s$ , a fim de desenvolver novas correlações para determinação do Nusselt e fluxo de calor nos regimes de convecção forçada monofásica, ebulição nucleada e transição.

2. Análise combinada com dois ou mais jatos d' água incidentes sobre a placa aquecida.
3. Processo de ebulição subresfriada em contato com superfície aquecida, que mostrou ser complexo, necessitando de estudos sobre o processo de crescimento e colapso de bolhas e obtenção de fotografias em alta velocidade.
4. Análise de jato d' água incidente sobre uma superfície metálica aquecida em movimento.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AUZINGER, D.; PARZER, F., Process optimization for laminar cooling, **Ironmaking and Steelmaking**, v. 23, nº 1, p. 84-87, 1996.

BARROS, C. J.; LUNA, H. P.; MENEZES, B. R., **Estudo de Modelos Aplicados ao Controle de Resfriamento de Tiras a Quente**, 1995, dissertação de mestrado em ciências, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

BROCHADO, A.D.; LIGUORI, P, Modelo Matemático para Dimensionamento do Resfriamento de Tiras por Fluxo Laminar de Água na Mesa de Saída do Laminar a Quente. **Revista Metalurgia ABM**, v. 38, nº 293, p. 215-219, 1982.

CAREY, V. P, **Liquid-Vapor Phase Change Phenomena**. Taylor & Francis, USA, 1992.

CARTER M., **Parâmetros de rugosidade** – Metrologia - Aula 19, Disponível em: [www.bibvirt.futuro.usp.br/content/download/6279/51144/file](http://www.bibvirt.futuro.usp.br/content/download/6279/51144/file), Acessado em 14/01/2008.

CARVALHO, D. F., **Instalações Elevatórias de Bombas**, 5ª EDIÇÃO, EDITORA PUC, 1977, 353 p.

COX, S. D.; HARDY, S. J.; PARKER, D. J., Influence of Runout Table Operation Setup on Hot Strip Quality, **Ironmaking and Steelmaking**, v. 28, nº 5, p. 363-372, 2001.

DEVADAS, C.; SAMARASEKERA, I.V., Heat Transfer During Hot Rolling of Steel Strip, **Ironmaking and Steelmaking**, v. 13, nº 6, p. 311-321, 1986.

EVANS, J. F.; ROEBUCK, I. D.; WATKINS, H. R., Numerical Modeling of Hot Strip Mill Runout Table Cooling, **Iron and Steel Engineer**, v. 70, nº 1, p. 50-55, 1993.

FILIPOVIC J.; VISKANTA R.; INCROPERA F.P.; VESLOCKI T. A., Cooling of a Moving Steel Strip by an Array of Round Jets, **Steel Research**, v.65, nº 12, p.541-547, 1994.

FILIPOVIC J.; INCROPERA F.P.; VISKANTA R., Quenching Phenomena Associated with a Water Wall Jet: II. Comparison of Experimental and Theoretical Results for the Film Boiling Region, **Experimental Heat Transfer**, v.8, p.119-130, 1995.

GABOUR, L. A.; LIENHARD, J. H.; Wall roughness effects on stagnation-point heat transfer beneath an impinging liquid jet, **Journal of heat transfer - ASME**, v. 116, p. 81-87, 1994.

GUO, R. M., Heat Transfer of Laminar Flow Cooling During Strip Acceleration on Hot Strip Mill Runout Tables, **Ironmaking and Steelmaking**, p. 49–59, 1993.

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.

HATTA, N.; KOKADO, J.; TAKUDA, H.; HARADA, J.; HIRAKU, J., Predictable Modeling for Cooling Process of a Hot Steel Plate by a Laminar Water Bar, **Archiv für das Eisenhüttenwesen**, v.55, n°4, p. 143-148, 1984.

HAUKSSON, A.T.; FRASER, D.; PRODANOVIC, V.; SAMARASEKERA, I., Experimental Study of Boiling Heat Transfer During Subcooled Water Jet Impingement on Flat Steel Surface, **Ironmaking and Steelmaking**, v. 31, n°1, 51-56, 2004.

HOLMAN, J.P., **Transferência de Calor**, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1983, 639 p.

INCROPERA, F.P.; DE WITT, D. P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 5ª edição, LTC Editora, Rio de Janeiro, 2003, 494 p.

KOKADO, J.; HATTA, N.; TAKUDA, J.; HARADA, J.; YASUHIRA, N., An Analysis of Film Boiling Phenomena of Subcooled Water Spreading Radially on a Hot Steel Plate, **Archiv für das Eisenhüttenwesen**, v.55, n°3, p. 113-118, 1984.

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

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 ISIJ**, v. 44, n° 4, p. 704–709, 2004.

LIU, X.; LIENHARD J. H. V.; LOMBARA, J.S., Convective heat transfer by a impingement circular liquid jets, **Journal of heat transfer**, v. 113, p. 571-582, 1991.

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**, v. 44, p. 2475-2481, 2001.

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

MELO, M.L.N.M.; SANTOS, C.A.; PENHALBER, C.A.L.; Determinação Numérica /Experimental do Coeficiente de Transferência de Calor na Interface Metal / Molde Durante a Solidificação do Aço Inoxidável AISI 304, **Revista Matéria**, v. 10, n° 1, p. 80 – 92, 2005.

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 of Heat and Mass Transfer**, v. 49, p. 2877-2888, 2006.

MOZUMDER, A. K.; MONDE, M.; WOODFIELD, P. L.; ISLAM, M. A.; MONDE M., Maximum heat flux propagation velocity during quenching by water jet impingement, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, p. 1559-1568, 2007.

OCHI, T.; NAKANISHI, S.; KAJI, M. ISHIGAI, S., **Cooling of a hot plate with an impinging circular water jet**, Multi-Phase Flow and Heat transfer III. Part A: Fundamentals, p. 671-681, Elsevier, Amsterdam, 1984.

PECKNER, D.; BERNSTEIN, I. M., **Handbook of Stainless Steels**, McGraw-Hill Book Company, NY, 1977, 1100 p.

PRIETO, M. M.; L. S. MENENDEZ, R., J. A., Thermal performance of numerical model of hot strip mill runout table, **Ironmaking and Steelmaking**, v. 28, n° 6, p. 474-480, 2001.

REINERS U.; JESCHAR R.; SCHOLZ R.; ZEBROWSKI D.; REICHEL T W., A Measuring Method for Quick Determination of Local Heat Transfer Coefficients in Spray Water Cooling Within the Range of Stable Film Boiling, **Steel Research**, v. 56, n° 5, p. 239-249, 1985.

ROBIDOU H.; AURACHER H.; GARDIN, P.; LÉBOUCHÉ, M., Controlled cooling of a hot plate with a water jet, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 26, p.123–129, 2002.

STEVENS, J.; WEBB, B.W., Local heat transfer coefficients under an axisymmetric, single-phase liquid jet, **Journal of Heat Transfer**, v. 113, p. 71-77, 1991.

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.

TI MM, W.; WEINZIERL, K.; LEIPERTZ, A., Heat transfer in subcooled jet impingement boiling at high wall temperatures, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, p. 1385 - 1393, 2003.

TRUJILLO, D.M.; BUSBY, H.R., **INTEMP - Inverse Heat Transfer Analysis - User's manual**, TRUCOMP CO., FOUNTAIN VALLEY, CA, 2003, 47 p.

VADER D. T.; INCROPERA F. P.; VISKANTA R., Local Convective Heat Transfer from a Heated Surface to an Impinging, Planar Jet of Water, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 34, n° 3, p. 611-623, 1991.

VISKANTA, R.; BERGMAN, T., **Heat Transfer in Materials Processing**, Handbook of Heat Transfer, cap. 8, 3<sup>a</sup> edition, McGraw-Hill, 1998, USA.

XU, F.; GADALA, M.S., An effective approach for the simulation of the cooling process of steel strips on runout tables, **Steel research international**, v.78, n°1, p.71-81, 2007.



WEBB, B. W.; MA, C. F., **Single-phase jet impingement heat transfer**, Advances in heat transfer, v. 26, p. 105-217, Academic press, San Diego, 1995.

WOLF, D.H.; INCROPERA, F.P.; VISKANTA, R., **Jet impingement boiling**, Advances in heat transfer, v. 23, Academic press, San Diego, 1993, 132 p.

WOODFIELD, P. L.; MONDE M.; MOZUMDER A., Observations of high temperature impinging-jet boiling phenomena, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, p. 2032–2041, 2005.

ZHENG-DONG, L.; SAMARASEKERA, I. V., Application of Cooling Water in Controlled Runout Table Cooling on Hot Strip Mill, **Journal of Iron and Steel Research Institute**, v. 11, n° 3, p. 15-23, 2004.

ZUMBRUNNEN, D. A.; INCROPERA, F.P.; VISKANTA, R., A method and apparatus for measuring heat transfer distributions on moving and stationary plates cooled by a planar liquid jet, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 3, n° 2, p. 202-213, 1990.

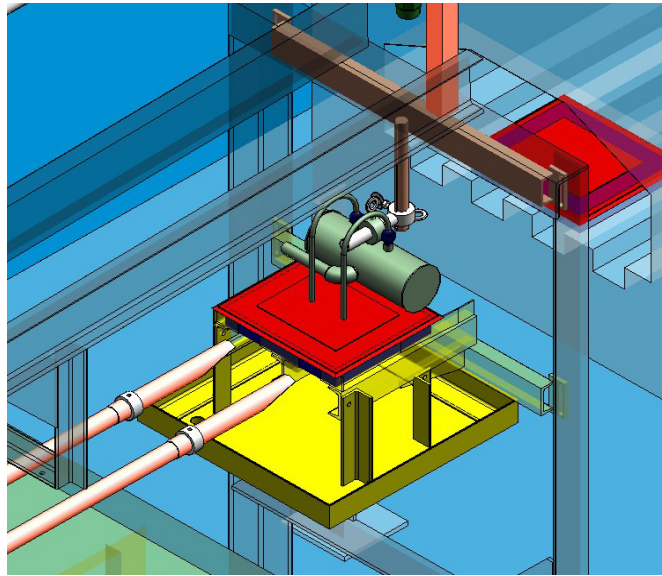
**ANEXO I****PROJETO DO APARATO EXPERIMENTAL**

Figura I.1 Vista 3D do posicionamento da placa de teste no leito de resfriamento.

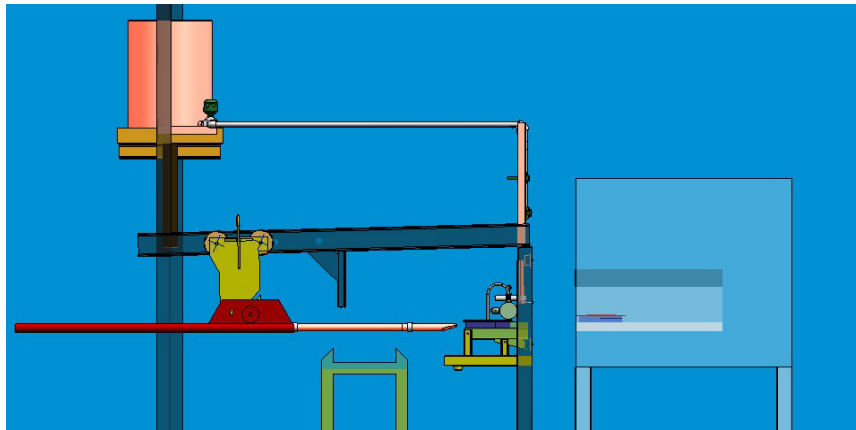


Figura I.2 Vista lateral do aparato experimental

**ANEXO II**  
**AFERIÇÃO DAS PLACAS**

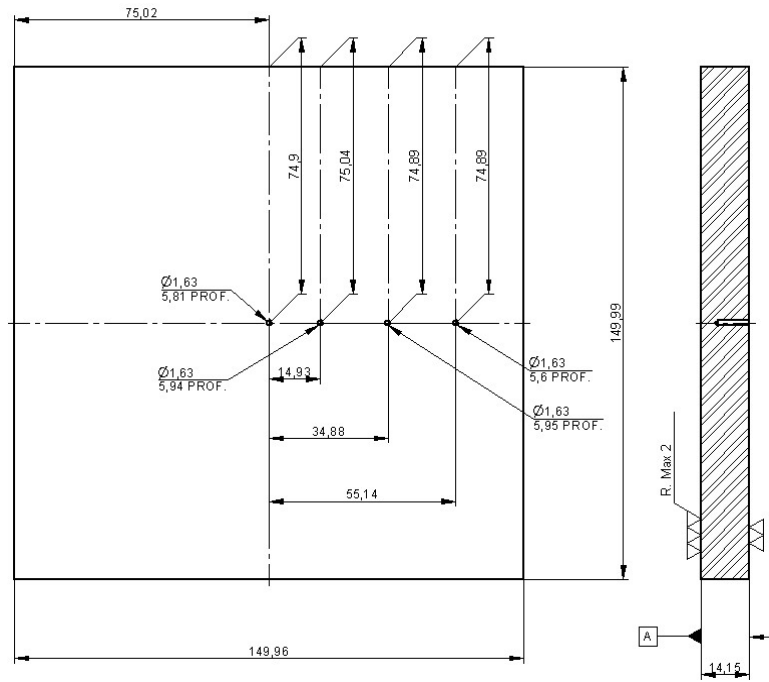


Figura II.1 placa 01

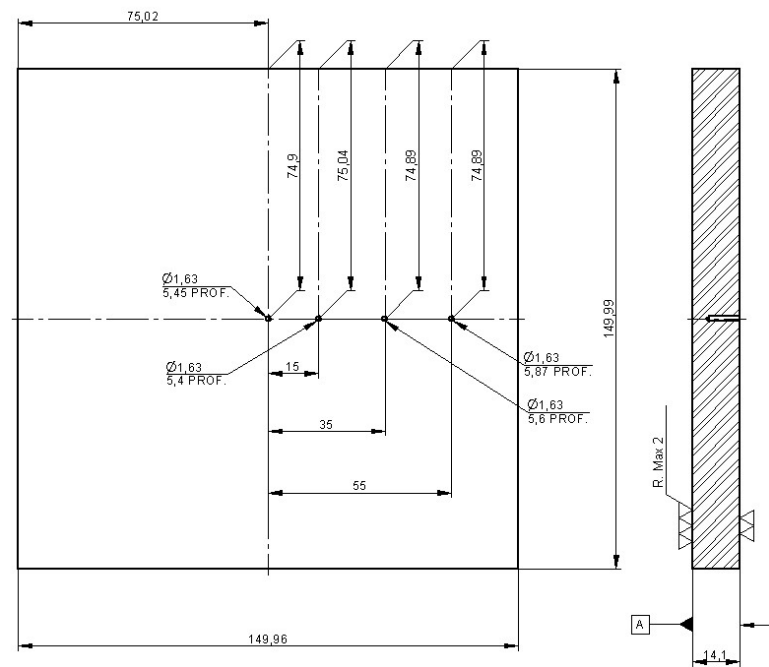


Figura II.2 Placa 02

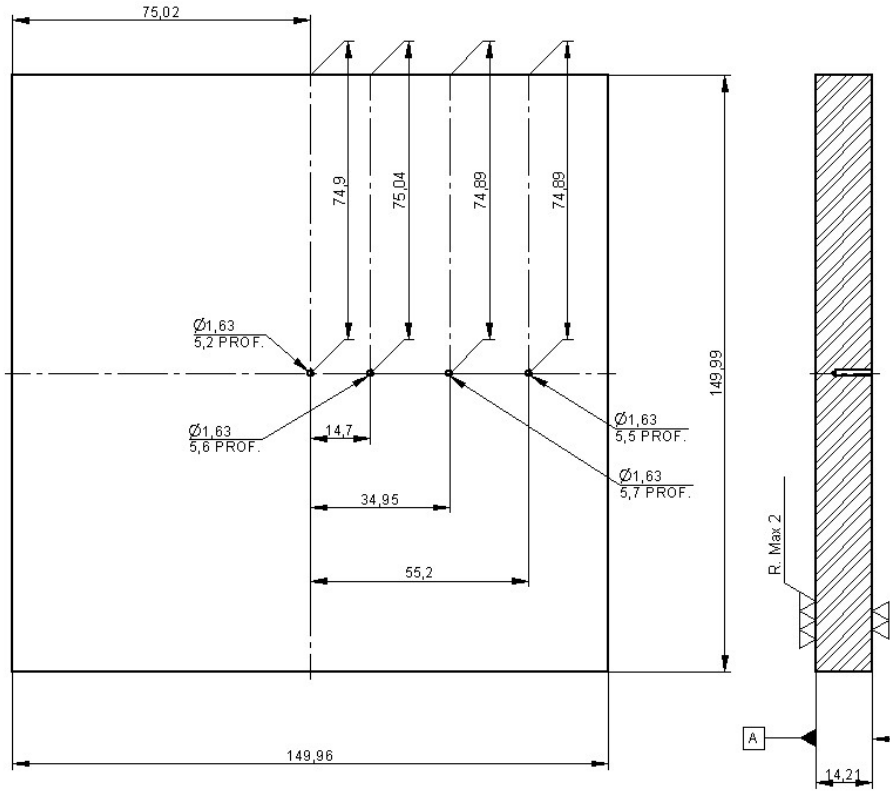


Figura II.3 placa 03

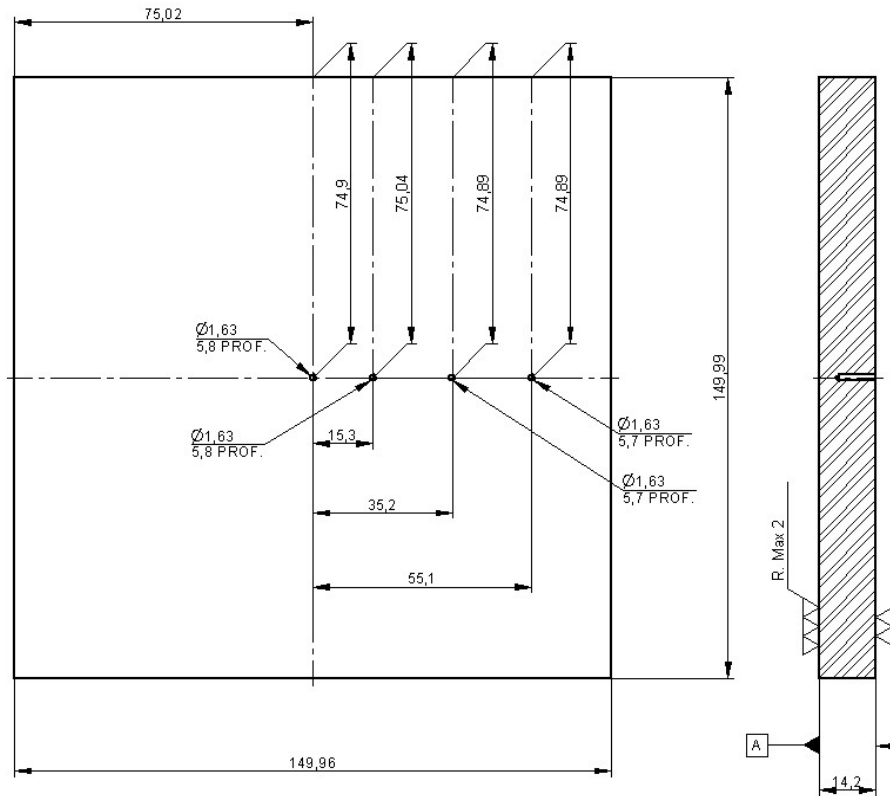


Figura II.4 Placa 04

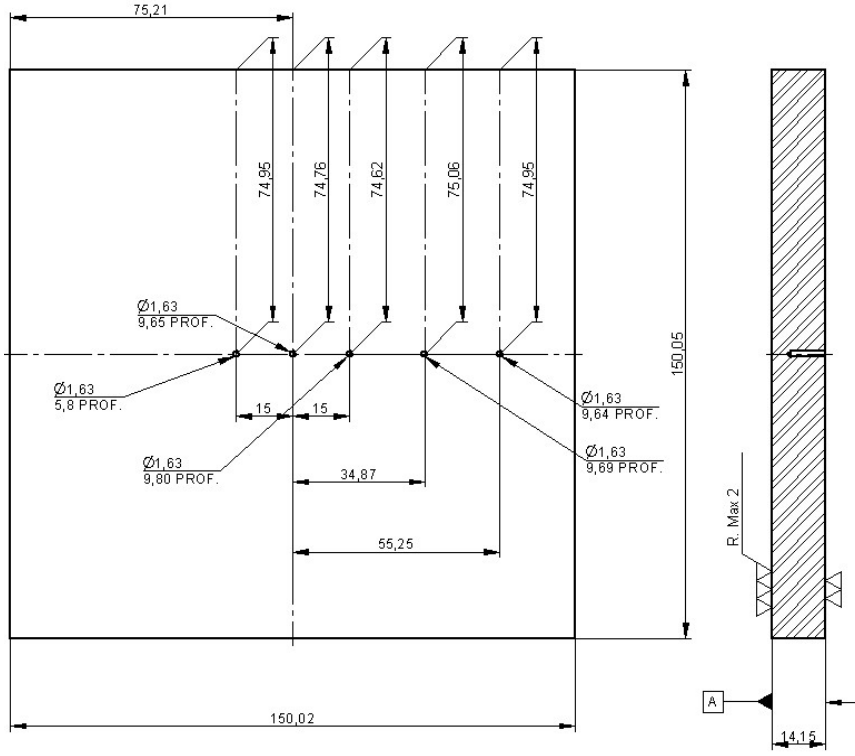


Figura II.5 Placa 05

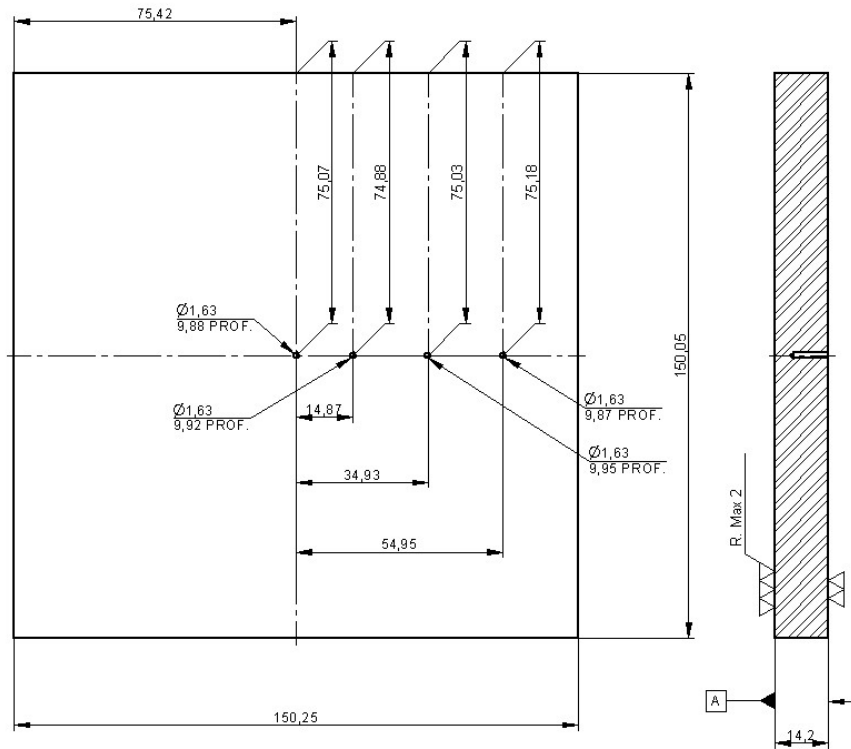


Figura II.6 placa 06

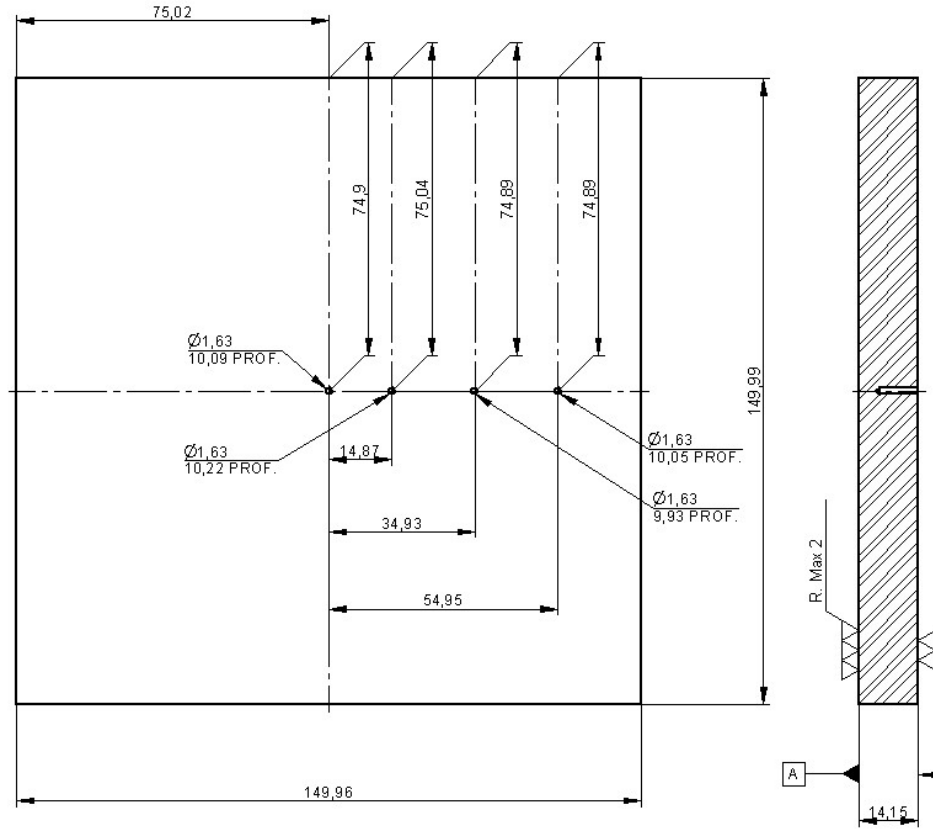


Figura II.7 placa 07

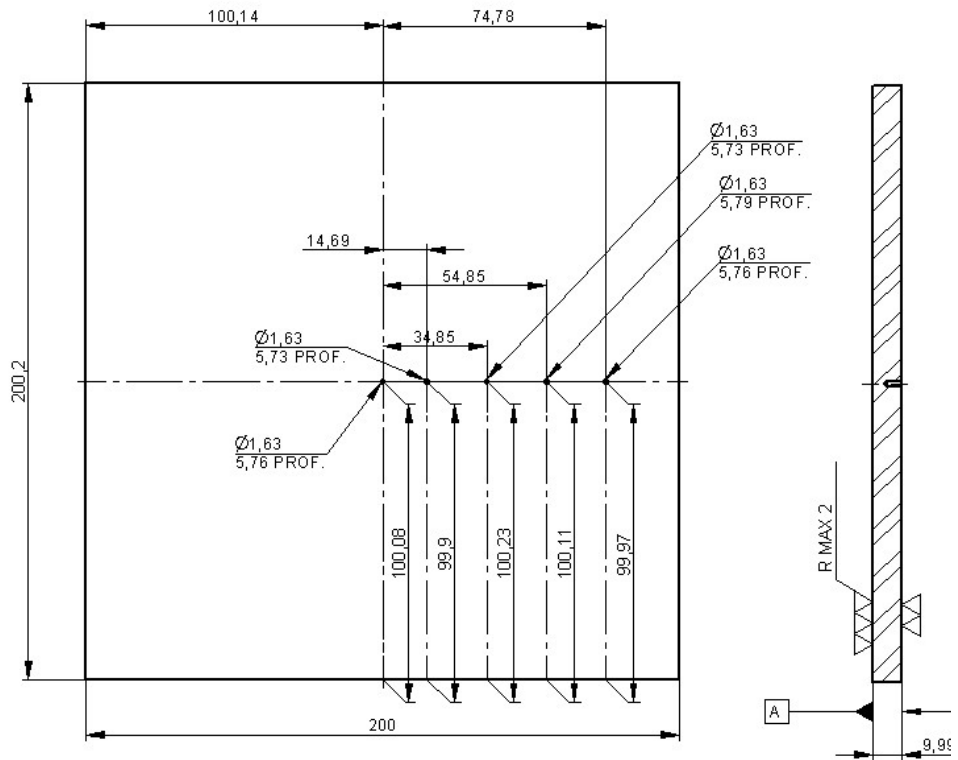


Figura II.8 placa 08

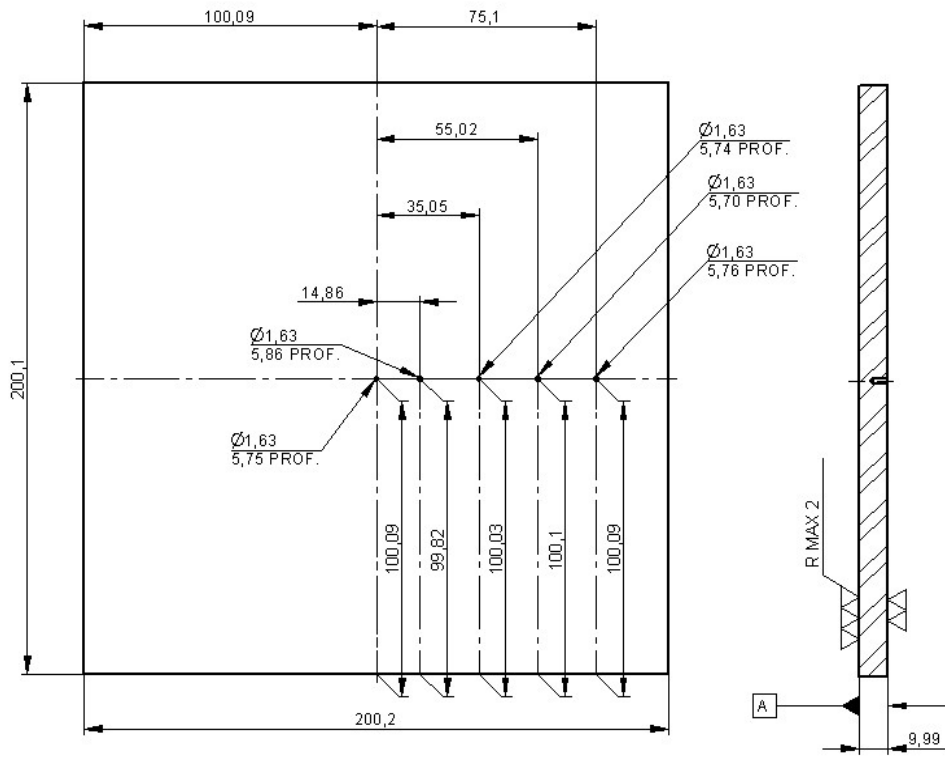


Figura II.9 placa 09

## ANEXO III

## RUGOSIDADE

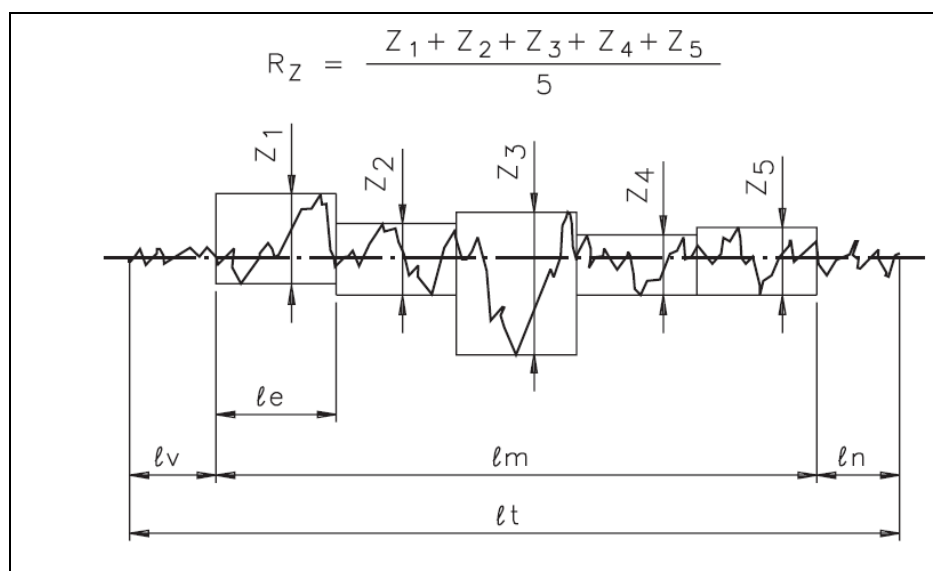


Figura III.1 Rugosidade parcial,  $Z_i$ , para definir a rugosidade média,  $R_z$

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 III.1. O parâmetro  $R_z$  informa a distribuição média da superfície vertical, em perfis periódicos, define muita bem a superfície (Carter, 2007).

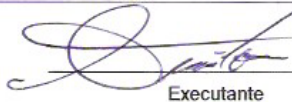


## ANEXO IV

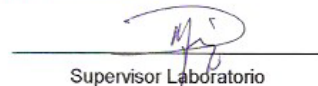
## CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES

<b>USIMINAS</b>		<b>Calibração de Termopares</b>	<b>U-IHI</b>
<b>No do Certificado:</b>	<b>JK037/07</b>	<b>Pag. 1 / 2</b>	
<b>Características da Calibração:</b>			
Método de Calibração : Comparativo, com Junta de Referência a zero grau			
Norma do método: ASTM E 220			
Norma de tolerância de erros : ASTM E 230			
Norma de valor de força Eletromotriz: ITS 90			
Procedimento utilizado : SX-3900-Q-8PR0214			
<b>Instrumento Padrão:</b>			
Nome: Termômetro Digital		Modelo: 7563	
No de série: 52WJ0001		Hierarquia: REFERENCIA	
<b>Elemento Padrão:</b>			
Nome: Termopar :			
Tipo: S		No de Série: US97-05	
Hierarquia: REFERENCIA		Validade: 21/02/08	
<b>Dados dos Termopares Calibrados:</b>			
Tipo: K		Classe: 0,75	
Hierarquia: TRABALHO			
<b>Dados Ambientais:</b>		<b>Outros dados:</b>	
Temperatura Ambiente: 20.0		Executante: Amilton	
Umidade Relativa: 55.0		Forno: Chino 01	
		Data da Calibração: 04/04/07	
<b>Comentários:</b>			
Teste de RECEBIMENTO. NEM's:5071398273 e 5071398275. NI:15650422. Fornecedor:ECIL. Os termopares sao do tipo juncao de medicao aterrada. Os termopares estao APROVADOS.			

Data da Emissão: 04/04/07



Executante



Supervisor Laboratório

Figura IV.1 Calibração de termopares realizada nos laboratórios da USIMINAS, página 1/2.





Piedade, 20 de Dezembro de 2006.

À USINAS SIDERURGICAS DE MG S/A


Att: COMPRAS

**REF.: COMPLEMENTO DE CERTIFICADOS**

Seguem abaixo os resultados das calibrações do cabo de isolamento mineral, tipo K utilizado para a fabricação dos termopares fornecidos pela ECIL à USINAS MG :

Nº certificado qualidade ECIL	C.Q.Nº	Desvio [°C] encontrado à 200 °C	Desvio [°C] encontrado à 500 °C	Desvio [°C] encontrado à 700 °C	CLASSE
3274/06	010597	1,72	1,90	1,72	PADRÃO

Atenciosamente,



\_\_\_\_\_  
Murilo L. Corrêa da Silva  
Gerente da Qualidade

Figura IV.3 Complemento do certificado de calibração dos termopares fornecido pelo fabricante ECIL