

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica, Materiais e de Minas

Dissertação de Mestrado

“DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO MATEMÁTICO PARA A
TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA TUBOS DE AÇO SUBMETIDOS AO
PROCESSO DE TÊMPERA POR ANÉIS”

Autor: Daniela Fátima Gomes

Orientador: Professor Roberto Parreiras Tavares

Setembro/2017

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica, Materiais e de Minas

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO MATEMÁTICO PARA A
TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA TUBOS DE AÇO SUBMETIDOS AO
PROCESSO DE TÊMPERA POR ANÉIS

Dissertação apresentada no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica,
Materiais e de Minas da Universidade Federal de Minas Gerais

Área de concentração: Metalurgia Extrativa

Orientador: Professor Roberto Parreiras Tavares

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2017

AGRADECIMENTOS

À Deus por me dar tantas oportunidades

À minha mãe, Rosalina Fátima Souza, minha tia, Angelina Auxiliadora Souza, e meus irmãos Thiago Luís Gomes e Leticia Fátima Gomes pelo apoio e suporte durante toda a minha vida

Ao meu namorado, amigo e companheiro Renato Pereira Nominato.

Ao Professor Roberto Parreiras Tavares, pela imensa dedicação em me orientar e por ser a minha referência de profissionalismo e seriedade.

Ao colega Bernardo Braga Martins pelo apoio nas simulações realizadas para a verificação do modelo desenvolvido e pelo suporte técnico dado ao trabalho

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica, de Minas e de Materiais (PPGEM) da UFMG, aos programas de fomento à pesquisa CAPES-PROEX, CAPES e FAPEMIG pelo apoio ao trabalho

À Vallourec Soluções Tubulares do Brasil pela contribuição à minha formação e pelo suporte à validação do modelo desenvolvido nesse trabalho.

Meus sinceros agradecimentos

Sumário

Lista de Figuras	iv
Lista de Tabelas	viii
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS.....	3
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
3.1. Descrição do Resfriamento dos Tubos e das Instalações de Tratamento	4
3.2. Tratamento Térmico de Têmpera nos Aços.....	6
3.3. A Transferência de Calor na Têmpera por Anéis	11
3.3.1. Principais Variáveis de Processo.....	13
3.3.2. Problemas de Qualidade Relacionados ao Processo de Têmpera	22
3.4. Modelamento Matemático da Transferência de Calor na Têmpera.....	23
3.4.1. Equações do Modelo Matemático	23
3.4.2. Condições de Contorno	27
3.4.3. Resultados dos modelos matemáticos	30
3.4.4. Verificação e Validação dos Modelos	37
4. METODOLOGIA	38
4.1. Descrição do Processo de Têmpera por Anéis.....	38
4.2. Desenvolvimento do Modelo Matemático para a Transferência de Calor nos Tubos de Aço	39
4.2.1. Equações dos modelos bi e tridimensional.....	40
4.2.2. Condições de contorno e inicial.....	45
4.2.3. Descrição do método de cálculo do modelo	45
4.2.4. Etapas de desenvolvimento do modelo e simulações realizadas	46
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	48
5.1. Verificação do modelo	48
5.1.1. Comparação dos resultados obtidos com a solução analítica	48

5.1.2	Comparação dos resultados do modelo com os obtidos pelo ANSYS	50
5.1.3	Estudo de independência de malha.....	51
5.3.	Validação do Modelo Matemático.....	52
5.4.	Simulações Desenvolvidas e Análise de Efeitos de Variáveis de Processo.	58
5.4.1.	Influência da descontinuidade da linha de resfriamento	59
5.4.2.	Impacto da transferência de calor na direção axial	60
5.4.3.	Impacto da velocidade de rotação do tubo nos perfis de temperatura	64
6	CONCLUSÕES.....	68
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	69
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	70

Lista de Figuras

Figura 1.1 Anel de resfriamento.(Devynck, 2014)	1
Figura 1.2 Circuito de anéis.(Devynck, 2014)	2
Figura 3.1- Transferência de calor em um tubo submetido à convecção nas superfícies externa e interna. (Bergman, Lavine, Incropera, Dewitt, 2011)	4
Figura 3.2 Desenho esquemático de uma estrutura do tipo anel (Chen et al., 2015)	6
Figura 3.3 Fluxograma da influência da velocidade de resfriamento nos fenômenos envolvidos e nas propriedades do material (Totten, 2006).	7
Figura 3.4 Corpo de prova para o ensaio Jominy (Callister, 2007)	8
Figura 3.5 - Correlação de temperabilidade e de parâmetros do resfriamento contínuo para uma liga ferro-carbono com composição eutetóide (Callister, 2007).	9
Figura 3.6- Variação das propriedades mecânicas, limite de escoamento (A), da resistência a tração (B), do alongamento (C) e (D) ao longo da direção radial em um tubo submetido a têmpera (Chen et al., 2015).	10
Figura 3.7 - Comportamento do coeficiente de transferência de calor do vapor d'água em função da temperatura superficial do aço modificada (Sengupta, Thomas, Wells, 2004)	12
Figura 3.8 Temperatura na superfície interna do tubo em condições diferentes de pressão de água para um tempo de permanência na zona de spray de 5s (Chen et al., 2015).	14
Figura 3.9 Temperatura na superfície interna do tubo em condições diferentes de pressão de água para um tempo de permanência na zona de spray de 10s (Chen et al., 2015).	15
Figura 3.10 Temperatura na superfície interna do tubo em condições diferentes de pressão de água para um tempo de permanência na zona de spray de 20s (Chen et al., 2015).	15
Figura 3.11 Curvas de resfriamento para uma placa de aço resfriada. As velocidades da placa são 1m/s e 0,3m/s (Chan, 2007).	17
Figura 3.12 Máximo fluxo de calor em função da velocidade.(Chan, 2007).	18
Figura 3.13 Fluxo de calor na posição central do cilindro para diferentes temperaturas de superaquecimento e para diferentes valores de velocidade adimensional do cilindro (u^*) (Gradeck et al., 2009).	19

Figura 3.14 Temperatura do cilindro nas posições radiais $r = 0.0871\text{m}$ (---), $r = 0.0831\text{m}$ (—) and $r = 0.0791\text{m}$ () (F. Volle et al., 2009)(F. Volle et al., 2009) para o cilindro estático. (Volle et al., 2009)	20
Figura 3.15 Temperatura do cilindro nas posições radiais $r = 0.0871\text{m}$ (---), $r = 0.0831\text{m}$ (—) and $r = 0.0791\text{m}$ () para o cilindro girando em torno do próprio eixo (Volle et al., 2009).	21
Figura 3.16 Placa instrumentada e domínio do modelo matemático. Dimensões em mm (Chan, 2007).	24
Figura 3.17 Desenho esquemático do aquecimento do cilindro (Volle et al., 2009)	25
Figura 3.18 Fluxo de calor em vários instantes de tempo (P1,P2,P3 e etc) na superfície da placa (0 mm) e para um posição no interior da placa (63,5 mm da superfície) (Chan, 2007)	30
Figura 3.19 Variações de temperatura ao longo do tempo calculadas na superfície da placa, onde ocorre contato com os sprays de água e medida na parte interna placa (Wang et al., 2012)	31
Figura 3.20 Coeficiente de transferência de calor adimensional em função da temperatura superficial para três posições na placa (Wang et al., 2012)	32
Figura 3.21 Resultado obtido para a variação de temperatura na superfície do cilindro na posição angular correspondente a 0,465 rad e velocidade angular de 6 rad/s para uma abordagem unidimensional (---), e bidimensional (—) (Volle et al., 2009)	33
Figura 3.22 Fluxo de calor em função do tempo para as posições angulares iguais a 0° , 90° e 180° .Devynck et all (2016)	34
Figura 3.23 Perfil de temperatura calculado pelo modelo computacional e resultados experimentais para as posições 0° , 25° , 90° e 180° Devynck (2014)	35
Figura 3.24 Perfis de temperatura obtidos pelo modelo e valores medidos para pressões de água iguais a 30kPa(A), 60 kPa(B), 150 kPa(C), 300 kPa(D), 400 kPa (E) (Chen et al., 2015)	36
Figura 4.1 - (A) Caixa onde fica alocado o anel de resfriamento e (B) anel com sprays de resfriamento (Chen et al., 2015)	39
Figura 4.2 Desenho esquemático do tubo no sistema de resfriamento.	39
Figura 4.3 Domínio do modelo matemático bidimensional	40
Figura 4.4 Volumes de controle em coordenadas cilíndricas.(Patankar ,1980)	42
Figura 4.5- Domínio do modelo matemático tridimensional	43

Figura 4.6 Fluxograma do funcionamento do modelo desenvolvido em Fortran. _____	46
Figura 5.1- Variações da temperatura no centro do cilindro calculadas pelo modelo computacional e pela solução analítica _____	49
Figura 5.2-Variações da temperatura na superfície do cilindro calculadas pelo modelo computacional e pela solução analítica _____	50
Figura 5.3 Variações de temperatura para superfície do tubo calculadas pelo modelo desenvolvido no presente trabalho e pelo software comercial ANSYS na parte frontal do tubo. _____	51
Figura 5.4 Teste de independência de malha em r (nr) e intervalo de tempo (dt) para a direção radial no modelo bidimensional _____	52
Figura 5.5 Rolos transportadores e anel de resfriamento. _____	53
Figura 5.6 Variações de temperatura obtidas no experimento 1 e calculadas pelo modelo. _____	56
Figura 5.7 Variações de temperatura obtidas no experimento 2 e calculadas pelo modelo. _____	56
Figura 5.8 Taxas de resfriamento experimentais e previstas pelo modelo. Experimento 1. _____	57
Figura 5.9 Taxas de resfriamento experimentais e previstas pelo modelo. Experimento 2. _____	58
Figura 5.10 Perfil de temperatura calculado com o coeficiente de transferência de calor variável ao longo da zona de resfriamento. _____	59
Figura 5.11- Temperaturas calculadas pelos modelos 2D e 3D na ponta e no meio do tubo para a superfície interna do tubo. _____	60
Figura 5.12 - Temperaturas calculadas pelos modelos 2D e 3D na ponta e no meio do tubo para a superfície externa do tubo. _____	61
Figura 5.13 Desenho esquemático da posição do tubo nos anéis de têmpera para os instantes 5s,10s, 15s e 20s _____	62
Figura 5.14 Temperatura em função da posição axial para a superfície externa em vários instantes de tempo. _____	62
Figura 5.15 Temperatura em função da posição axial para a superfície interna em vários instantes de tempo. _____	63
Figura 5.16 Desenho esquemático da condição de simulação, um único spray _____	64
Figura 5.17 Temperatura para diferentes posições angulares para velocidade angular nula. _____	65

Figura 5.18 Temperatura para diferentes posições angulares para velocidade angular igual a 2rad/s. _____	65
Figura 5.19 Temperatura para diferentes posições angulares para velocidade angular igual a 4rad/s _____	66
Figura 5.20 Temperatura para diferentes posições angulares para velocidade angular igual a 6rad/s _____	66
Figura 5.21 Temperatura para diferentes posições angulares para velocidade angular igual a 6rad/s _____	67

Lista de Tabelas

Tabela III.1- Valores de pressão e respectivas vazões de água.(Chen et all 2015).....	14
Tabela IV.1Propriedades físicas adotadas no modelo.....	40
Tabela V.1 Variáveis operacionais para cada um dos experimentos realizados.....	54
Tabela V.2- Coeficientes da equação (5.4).....	55
Tabela V.3- Coeficientes da equação (5.43).....	55
Tabela V.4-Coeficientes da equação (5.44).....	55
Tabela V.5- Parâmetros de processo (Chen et al., 2015).....	58

RESUMO

O processo de têmpera é uma das etapas críticas na produção de tubos de aço, possuindo grande importância na determinação da qualidade do produto final. No processo de têmpera por anéis, o tubo passa em um conjunto de anéis com sprays de água. Uma série de variáveis afetam a performance do processo, tais como: temperatura de entrada do material na estrutura de resfriamento e velocidades de rotação e avanço do tubo. Nesse trabalho foram desenvolvidos modelos matemáticos bidimensional e tridimensional para predição da curva de resfriamento de um tubo submetido a têmpera por anéis. Foi realizada uma verificação do modelo bidimensional por meio de uma comparação com um problema de solução analítica conhecida e os resultados obtidos pelo modelo tridimensional foi comparado com a solução calculada pelo software ANSYS. Na etapa de verificação, atestou-se que o programa desenvolvido para solução numérica da equação geral de conservação de energia está correto. O modelo foi validado pela comparação com os resultados de um experimento realizado em escala industrial e está apto a ser implementado para ser usado em tempo real.

Diversas simulações foram desenvolvidas, comparando diferentes abordagens para a modelagem. Constatou-se que o espaçamento entre os anéis causa grandes gradientes de temperatura ao longo da superfície do tubo. Verificou-se que a transferência de calor ao longo do comprimento do tubo não deve ser negligenciada, a temperatura calculada pelo modelo 3D apresenta valores diferentes dos calculados pela abordagem 2D e essa diferença pode chegar a 140°C. Constatou-se que o aumento da velocidade de rotação do tubo tende a uniformizar a temperatura ao longo da direção angular, no entanto, para velocidades de rotação acima de 6 rad/s esse efeito é negligenciável.

Palavras-chave: Perfil de temperatura; Têmpera; Controle de processos.

ABSTRACT

The quenching process is one of the most important steps in steel pipe production and has a significant impact on the quality of the product. Several parameters affect the performance of the process, including initial temperature of the tube and its speeds. Mathematical models have been developed to simulate the heat transfer in this process and to improve the conditions being adopted to conduct the cooling of the tubes. In the present work, a mathematical model was developed to simulate the quenching in a system of cooling rings with water sprays.

Two-dimensional and three-dimensional models were developed. The verification of the two-dimensional model was performed by comparison with a known analytical solution problem and the results obtained by the three-dimensional model were compared with the solution calculated by the ANSYS software. In the verification stage, it was demonstrated that the program developed for the numerical solution of the conservation energy equation was correct. The model was validated by comparison with the results of an experiment carried out in an industrial scale.

Several heat transfer simulations have been carried out, comparing different approaches in the modeling. The results showed that the space between the cooling rings can lead to a non-uniform temperature profile, the heat transfer along the axial direction should not be ignored in situations where there are spaces between the cooling rings. An increase in the speed of rotation of the tube leads to a more uniform temperature distribution in the angular direction.

Keywords: Temperature profile; Quenching, Process Control.

1.INTRODUÇÃO

O aço é um importante material para engenharia, para os setores de energia, manufatura e transportes devido às suas propriedades mecânicas, versatilidade e baixo custo.

Na produção de aços laminados a quente tem-se como objetivo principal atingir as dimensões nominais de espessura e comprimento. A microestrutura e as propriedades mecânicas finais desejadas são adquiridas através de tratamentos térmicos como, por exemplo, revenimento, normalização e têmpera (Nobari, 2014).

A têmpera consiste no tratamento térmico em que o aço é aquecido até a temperatura do campo de fase austenítico, entre de 800°C e 1000 °C, e depois é resfriado rapidamente para que ocorra a formação da martensita. A estrutura martensítica permite que o aço adquira valores elevados de dureza e resistência mecânica adequadas à sua aplicação.

Na maioria das instalações para têmpera , o tubo passa por um circuito formado por um ou mais anéis, cada anel possui um conjunto de bicos de sprays ou pequenas aberturas por onde a água passa e é aspergida sobre o material. A Figura 1.1 mostra um anel de resfriamento com bicos de spray e a Figura 1.2 mostra um circuito com seis anéis. Esse processo possui um conjunto de variáveis como: temperatura de entrada do material na estrutura de resfriamento, velocidade de avanço, vazão de água nos bicos de spray e pressão de água nos bicos de spray.Em algumas plantas podem haver outras variáveis como por exemplo velocidade de rotação do tubo. O tubo além de avançar pode girar em torno do próprio eixo



Figura 1.1 Anel de resfriamento.(Devynck, 2014)



Figura 1.2 Circuito de anéis.(Devynck, 2014)

Em certas situações, as propriedades mecânicas dos tubos não alcançam os valores desejados e pode ocorrer formação de defeitos como, por exemplo, ovalização dos tubos, crescimento de diâmetro, empenamento e trincas térmicas. Esses defeitos podem ser diminuídos adequando-se as variáveis de processo e realizando um controle rigoroso das mesmas.

Os valores adotados para as variáveis de processo são obtidos através dos históricos operacionais que apresentaram bons resultados. Para os materiais novos é realizado um procedimento conhecido como qualificação. Neste procedimento é criada uma ordem de tubos testes que são tratados e submetidos a inspeções de qualidade e ensaios para verificação das propriedades, como ensaio de tração, dureza e impacto.

A qualificação é demorada, prejudica a produtividade da indústria porque as instalações usadas para o tratamento térmico ficam restringidas para uso e tem um alto custo para empresa. Assim é desejo da indústria eliminar e/ou diminuir a necessidade da realização desses ensaios. Para isso é conveniente desenvolver um modelo matemático capaz de auxiliar na predição do perfil de temperatura do tubo e aço e ajuste das variáveis de processo. O primeiro passo para o desenvolvimento desse modelo consiste em caracterizar a transferência de calor através do tubo durante o tratamento térmico. Esse trabalho visa modelar a transferência de calor envolvida na têmpera por anéis de tubos de aço. Assim, foi desenvolvido um modelo matemático empregando a técnica de volumes finitos com base nas equações físicas que regem a transferência de calor. As condições de contorno foram obtidas por meio de referências encontradas na literatura e resultados de testes fornecidos por uma indústria do setor siderúrgico.

2. OBJETIVOS

Esse trabalho teve como objetivo prever o perfil térmico de tubos de aço por meio da simulação da transferência de calor que ocorre durante a etapa de têmpera por anéis, e com isso, propiciar uma melhora na acurácia no desenvolvimento desta etapa de tratamento dos tubos de aço sem costura. Para tal, foi desenvolvido um modelo matemático para representar o resfriamento do tubo durante a têmpera e permitir a simulação de diferentes classes de aço e condições operacionais.

Objetivos específicos:

- Desenvolver um modelo matemático para transferência de calor tubos de aço submetidos ao processo de têmpera por anéis de resfriamento;
- Validar o modelo desenvolvido através da realização de experimentos e posterior comparação com os resultados obtidos nas simulações.
- Simular e avaliar a influência dos parâmetros operacionais.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão apresentados os fenômenos envolvidos na transferência de calor que ocorrem nos tubos de aço quando esses são submetidos a tratamentos térmicos de resfriamento, sobretudo no processo de têmpera. Serão descritas as instalações do tipo anel, que são usadas nesse tratamento térmico, e o impacto do processo nas propriedades metalúrgicas do produto final. É também apresentada uma revisão dos modelos matemáticos para a transferência de calor no resfriamento brusco dos tubos.

3.1. Descrição do Resfriamento dos Tubos e das Instalações de Tratamento

No resfriamento dos tubos de aço, ocorre o contato do tubo em temperatura elevada com fluidos a temperaturas inferiores. Os fluidos extraem calor do tubo através de suas superfícies. O calor também é conduzido através da parede do tubo. Um dos fluidos mais utilizados para esse fim é a água, devido à sua adequada condutividade térmica, proporcionando uma alta taxa de resfriamento, baixo custo e menor prejuízo ao meio ambiente quando comparada a fluidos como óleos, por exemplo. A Figura 3.1 mostra, de forma esquemática, um tubo sendo resfriado pelo contato com água na superfície externa e com ar atmosférico na parede interna e um esboço do perfil de temperatura ao longo da espessura da parede do tubo.

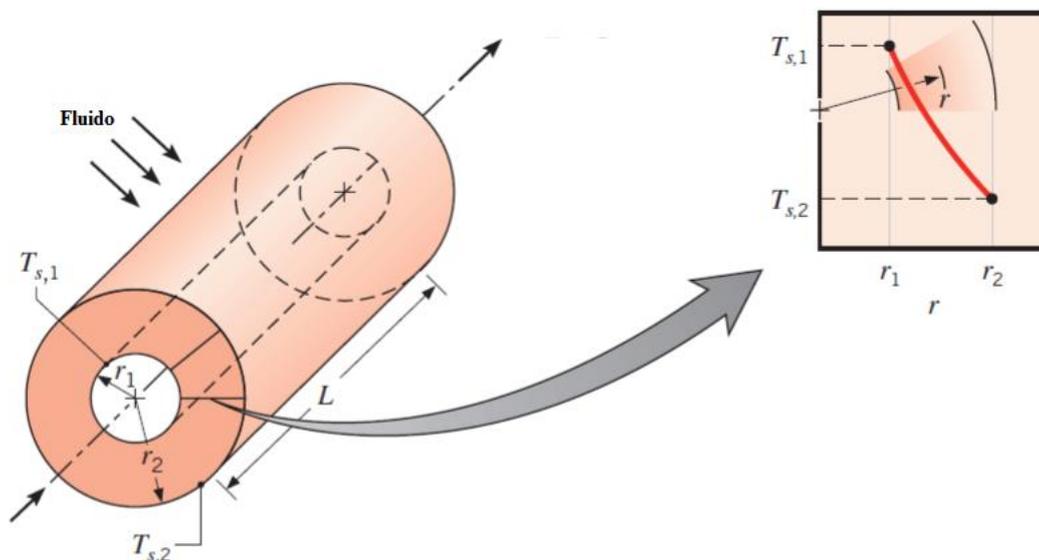


Figura 3.1- Transferência de calor em um tubo submetido à convecção nas superfícies externa e interna. (Bergman, Lavine, Incropera, Dewitt, 2011)

Na Figura 3.1, $T_{s,1}$ corresponde à temperatura na superfície interna ao tubo, onde a posição radial corresponde a r_1 e $T_{s,2}$ corresponde à temperatura na superfície externa do tubo, a posição r_2 . Observando o perfil de temperatura ao longo da parede constata-se que a temperatura decresce ao aproximar-se da superfície. Isso ocorre devido ao fato que as regiões próximas à superfície perdem calor mais rapidamente devido ao contato direto com a água. Se esse processo continuar sem interferência externa, o tubo alcançará o equilíbrio térmico com a água e apresentará um mesmo valor de temperatura em todo o seu interior.

É importante ressaltar que o tubo também perde calor por radiação e por condução, devido ao contato com o sistema de transporte.

As instalações para o resfriamento do tubo podem ser de vários tipos como, por exemplo, tanques, tanques com agitação, bancadas de resfriamento (quando o fluido de resfriamento é o ar), anéis com sprays de resfriamento, etc. No tipo tanque, o tubo é mergulhado no tanque até o completo resfriamento. No resfriamento utilizando anéis, o tubo passa a uma determinada velocidade por um conjunto de anéis onde a água é aspergida sobre o mesmo.

O resfriamento nos sprays ocorre quando o líquido refrigerante é forçado a passar por pequenos orifícios e forma uma dispersão fina de gotas que entram em contato com a superfície aquecida. As gotas se espalham na superfície e evaporam ou formam uma fina camada de líquido removendo uma grande quantidade de energia devido à evaporação e aos efeitos de convecção. O fluxo de calor é muito maior do que na ebulição em tanques de resfriamento porque os sprays removem mais facilmente a camada de vapor na superfície quente (Kim, 2007). Outras vantagens são a possibilidade de resfriar de maneira uniforme peças grandes, baixo impacto da velocidade das gotas e inexistência de picos de temperatura. Algumas desvantagens são a necessidade de bombas e filtros, (Kim, 2007). Esse resfriamento a que o tubo é submetido permite a transformação da microestrutura e a mudança das propriedades mecânicas.

A Figura 3.2 mostra um desenho de uma estrutura do tipo anel com sprays de resfriamento.

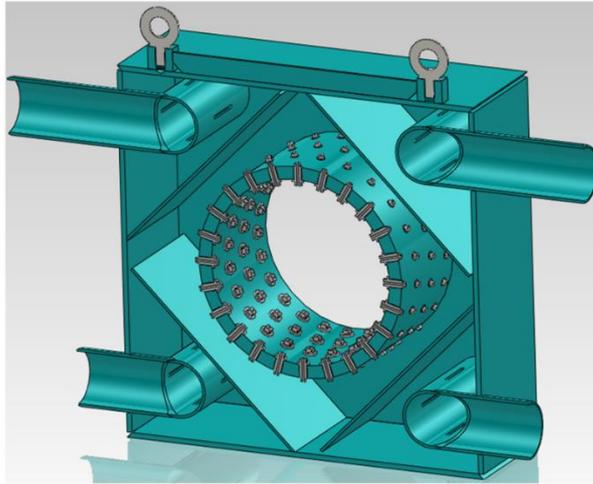


Figura 3.2 Desenho esquemático de uma estrutura do tipo anel (Chen et al., 2015)

3.2. Tratamento Térmico de Têmpera nos Aços

Um dos fatores que contribuem para a importância do aço é a sua capacidade de ter as suas propriedades mecânicas alteradas quando submetido a tratamentos térmicos controlados. Por exemplo, aços carbonos não ligados podem ter sua dureza aumentada em 500% apenas variando a velocidade de resfriamento a partir do campo austenítico. A velocidade de resfriamento no processo de têmpera não apenas determina as propriedades mecânicas finais, como leva a mudanças na forma e dimensão das peças temperadas (Totten, 2006).

Na têmpera ocorre o resfriamento rápido do aço. A velocidade com que o resfriamento acontece determina as transformações de fase. Quando a austenita se transforma em martensita ocorre um aumento de volume devido ao rearranjo dos átomos do retículo cristalino. Durante a têmpera também ocorre contração térmica do aço devido à diminuição da temperatura. Esses fenômenos resultam em deformações na peças e tensões residuais que afetam as propriedades mecânicas do produto. O objetivo principal do processo de têmpera é obter a microestrutura desejada, e valores máximos de dureza e resistência mecânica, com o mínimo de tensão residual e distorção da peça.

A Figura 3.3 ilustra o efeito da velocidade de resfriamento nas transformações volumétrica, nas tensões geradas, nas transformações de fase, nas tensões residuais, na estrutura e nas propriedades finais da peça.

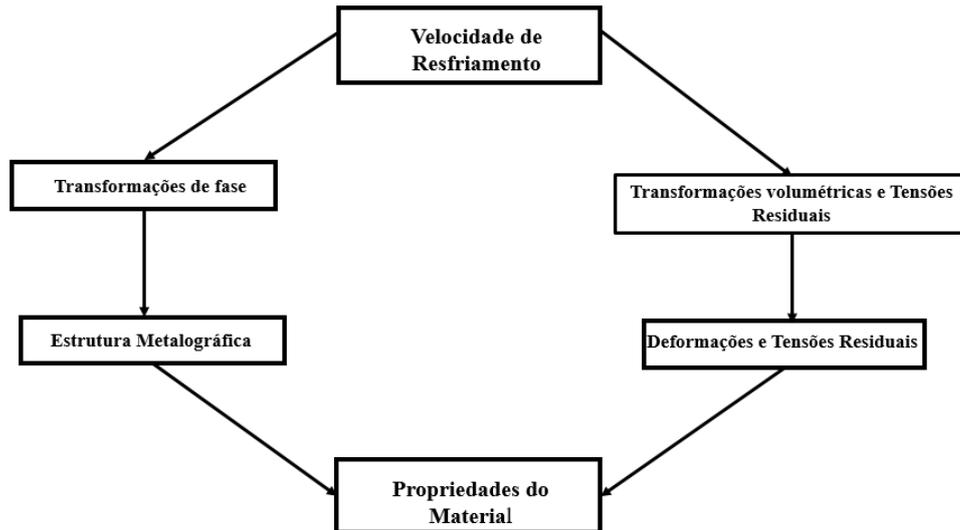


Figura 3.3 Fluxograma da influência da velocidade de resfriamento nos fenômenos envolvidos e nas propriedades do material (Totten, 2006).

A têmpera é tão importante para os aços que existem ensaios para determinar a temperabilidade dos mesmos. A seguir são apresentados alguns conceitos de temperabilidade encontrados na literatura:

- Temperabilidade é a propriedade que determina a profundidade e distribuição de dureza induzida pela têmpera (Melloy, 1977).
- Temperabilidade é a profundidade na qual se pode obter uma microestrutura de 50% de martensita e uma dureza correspondente a ela para o teor de carbono do aço (Chuen, 1979).
- Temperabilidade é um termo usado para descrever a habilidade de uma liga em ser endurecida pela formação de martensita como resultado de um tratamento térmico (Callister, 2007).

O teste mais conhecido para avaliar a temperabilidade é o ensaio Jominy, que consiste em aquecer um cilindro de aço até a temperatura de austenitização, resfriá-lo por uma das extremidades, retificar uma parte do cilindro ao longo do comprimento e realizar medições de dureza ao longo da direção longitudinal retificada. A Figura 3.4 mostra um corpo de prova submetido ao ensaio Jominy (a) e as respectivas medidas de dureza (b).

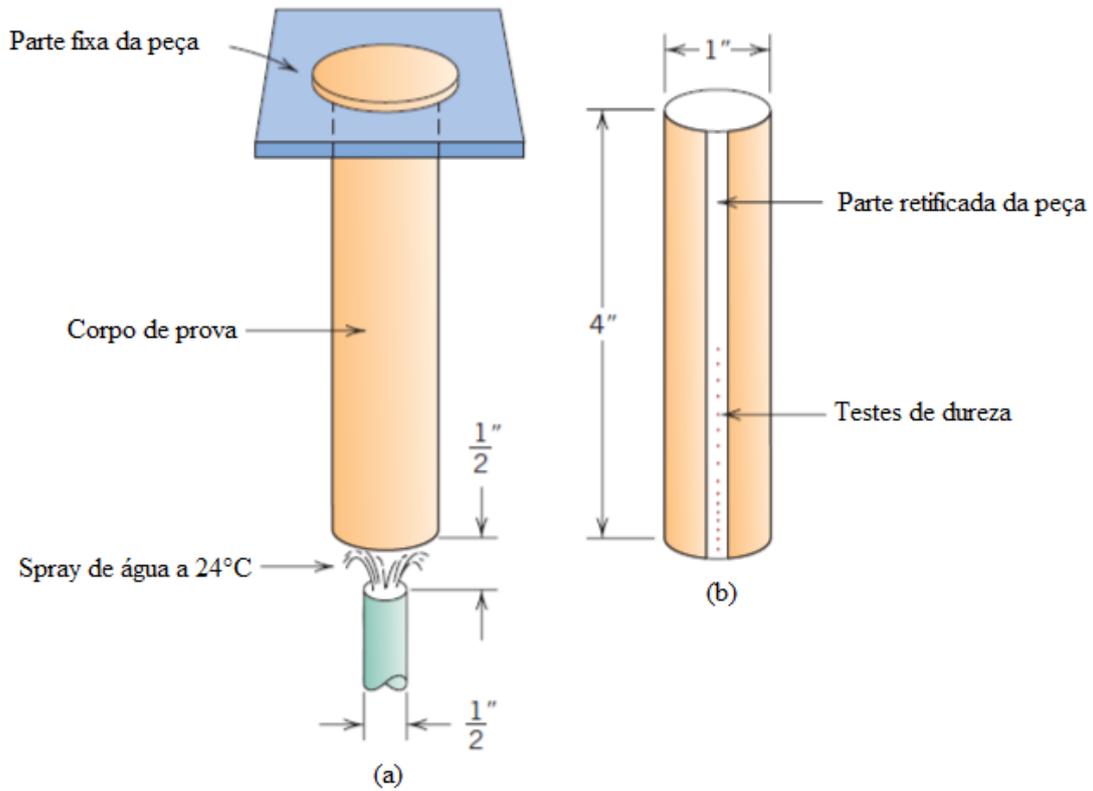


Figura 3.4 Corpo de prova para o ensaio Jominy (Callister, 2007)

Este ensaio permite determinar a variação da dureza ao longo do interior da peça em função de sua distância da fonte de resfriamento. A parte da peça mais próxima do spray de resfriamento terá uma velocidade de resfriamento maior do que as regiões mais distantes e, por consequência, haverá variações da microestrutura e propriedades mecânicas ao longo da peça.

O diagrama visto na Figura 3.5 mostra a correlação entre a velocidade de resfriamento, as fases formadas e a dureza obtida no ensaio Jominy para uma liga ferro-carbono com composição eutetóide.

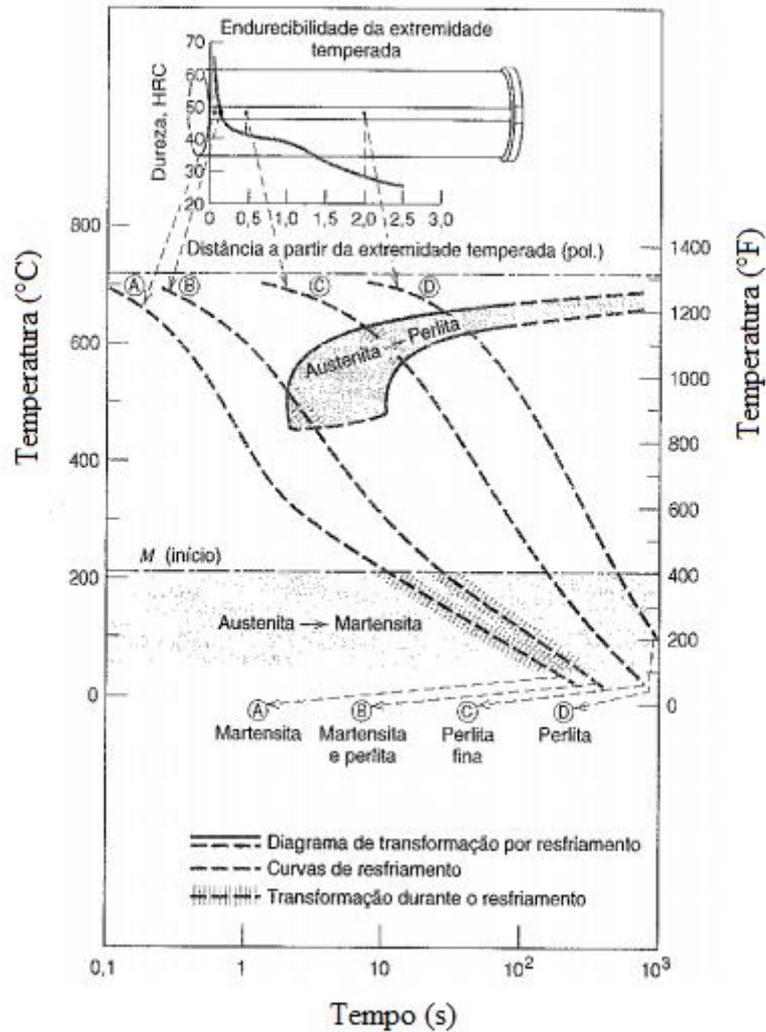


Figura 3.5 - Correlação de temperabilidade e de parâmetros do resfriamento contínuo para uma liga ferro-carbono com composição eutetóide (Callister, 2007).

O diagrama mostra a variação da velocidade de resfriamento ao longo do cilindro. A extremidade próxima ao spray tem o seu resfriamento representado pela curva **A**, que apresenta uma velocidade de resfriamento mais elevada, que impede a formação de austenita e perlita. Desta forma, a microestrutura resultante será composta por martensita em sua maior parte e austenita retida. As demais curvas, **B**, **C** e **D**, apresentam um resfriamento mais lento, que leva à formação de perlita, um constituinte de dureza mais baixa que a martensita, indesejado no processo de têmpera. Analisando as medidas de dureza, observa-se que a dureza cai à medida que se afasta da ponta resfriada devido à diminuição da velocidade de extração de calor e, conseqüente, formação de fases deletérias.

Além da dureza, outras propriedades são afetadas pela extração de calor não uniforme ao longo de uma superfície temperada como, por exemplo, o limite de escoamento, o limite de resistência à tração e o alongamento. Considerando o tubo sendo resfriado externamente por um jato de água e que o resfriamento seja uniforme ao longo da direção longitudinal, tem-se uma variação da extração de calor ao longo da parede do tubo e uma consequente variação das propriedades mecânicas. A Figura 3.6 mostra a variação do limite de escoamento (A), da resistência a tração (B), do alongamento (C) e dureza (D) para posições a longo da parede do tubo.

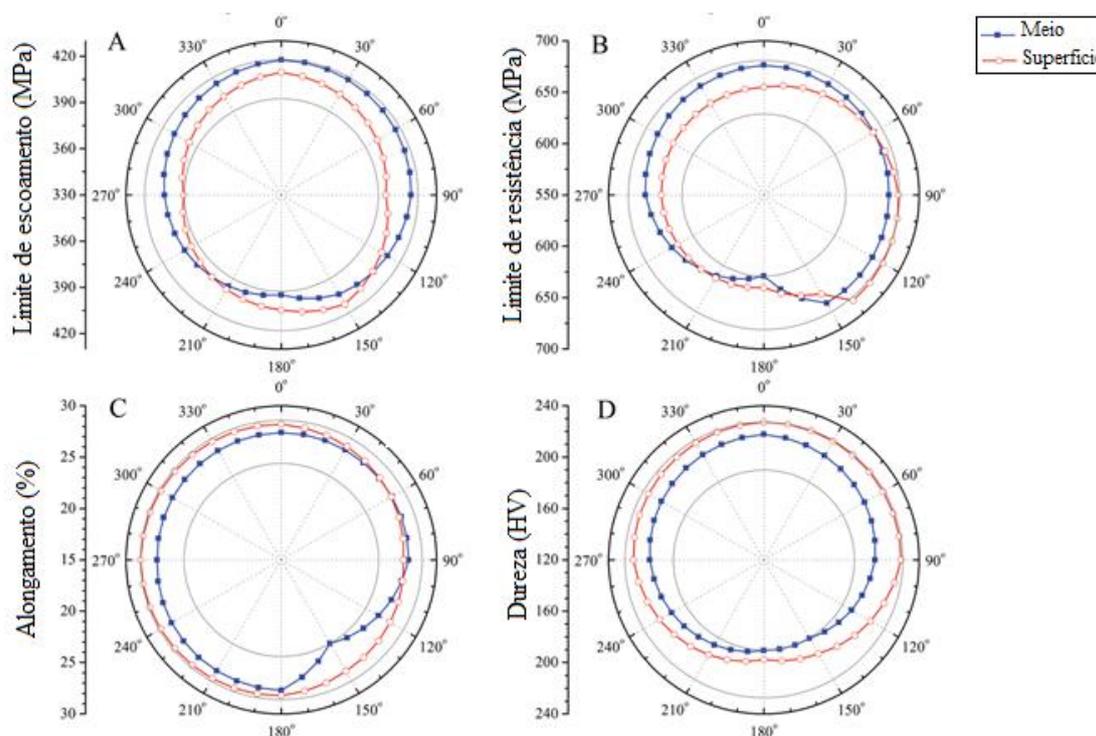


Figura 3.6- Variação das propriedades mecânicas, limite de escoamento (A), da resistência a tração (B), do alongamento (C) e (D) ao longo da direção radial em um tubo submetido a têmpera (Chen et al., 2015).

A taxa de resfriamento do material resfriado determina a microestrutura formada, que é crucial para o alcance das propriedades mecânicas desejadas e influência nas deformações mecânicas sofridas pela peça durante a etapa de tratamento térmico. Assim, é fundamental que essa taxa seja controlada e monitorada no processo de têmpera e nos demais tratamentos térmicos para que a qualidade do produto esteja dentro das especificações.

3.3.A Transferência de Calor na Têmpera por Anéis

A transferência de calor no processo de têmpera ocorre por três mecanismos distintos: a radiação, a condução nas partes internas do tubo e convecção devido à água de resfriamento aspergida pelos anéis e pelo ar na parte interna. O fluxo de calor por radiação pode ser calculado pelas expressões (3.1) e (3.2):

$$\mathbf{q}_r = \mathbf{h}_r(\mathbf{T}_s - \mathbf{T}_\infty) \quad (3.1)$$

$$\mathbf{h}_r = \varepsilon\sigma(\mathbf{T}_s + \mathbf{T}_{viz})(\mathbf{T}_s^2 + \mathbf{T}_{viz}^2) \quad (3.2)$$

Onde:

q_r é o fluxo de calor por radiação (W/m^2);

T_s é a temperatura na superfície quente (K);

T_{viz} é a temperatura da vizinhança (K)

h_r é o coeficiente de transferência de calor por radiação ($W/m^2\cdot K$);

ε é a emissividade do aço;

σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($W/m^2\cdot K^4$)

O fluxo de calor por condução ao longo da direção radial pode ser calculado através da equação de Fourier, equação (3.3).

$$\mathbf{q}_{cond} = -k \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \mathbf{r}} \quad (3.3)$$

Onde:

q_{cond} é o fluxo de calor por condução (W/m^2);

k é a condutividade térmica do aço ($W/m\cdot K$);

T é temperatura na peça (K);

r é a posição na direção radial (m).

O fluxo de calor por convecção pode ser estimado pela equação (3.4):

$$\mathbf{q}_c = \mathbf{h}_c(\mathbf{T}_s - \mathbf{T}_{\acute{a}gua}) \quad (3.4)$$

Onde:

q_c é o fluxo de calor por convecção (W/m^2);

h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2\cdot K$);

$T_{\text{água}}$ é a temperatura da água de resfriamento (K).

No fenômeno estudado, a temperatura da superfície excede a temperatura de ebulição da água, assim a água pode entrar em ebulição quando em contato com o tubo. Desta forma, a equação (3.4) deve ser reescrita como:

$$q_c = h_c(T_s - T_e) \quad (3.5)$$

Onde:

T_e é a temperatura de ebulição da água.

O termo $(T_s - T_e)$ é chamado de excesso de temperatura ou variação da temperatura de saturação de saturação ΔT_s . Ocorre a formação bolhas de vapor que crescem e se desprendem da superfície. O crescimento e a dinâmica das bolhas de vapor dependem do excesso de temperatura, da natureza da superfície e de propriedades termofísicas do fluido. A dinâmica da formação de bolhas afeta o movimento do líquido próximo à superfície e assim afeta de forma significativa o coeficiente de transferência de calor envolvido (Bergman et al., 2011). A Figura 3.7 mostra de forma esquemática como varia o coeficiente de transferência de calor em função da temperatura na superfície do aço.

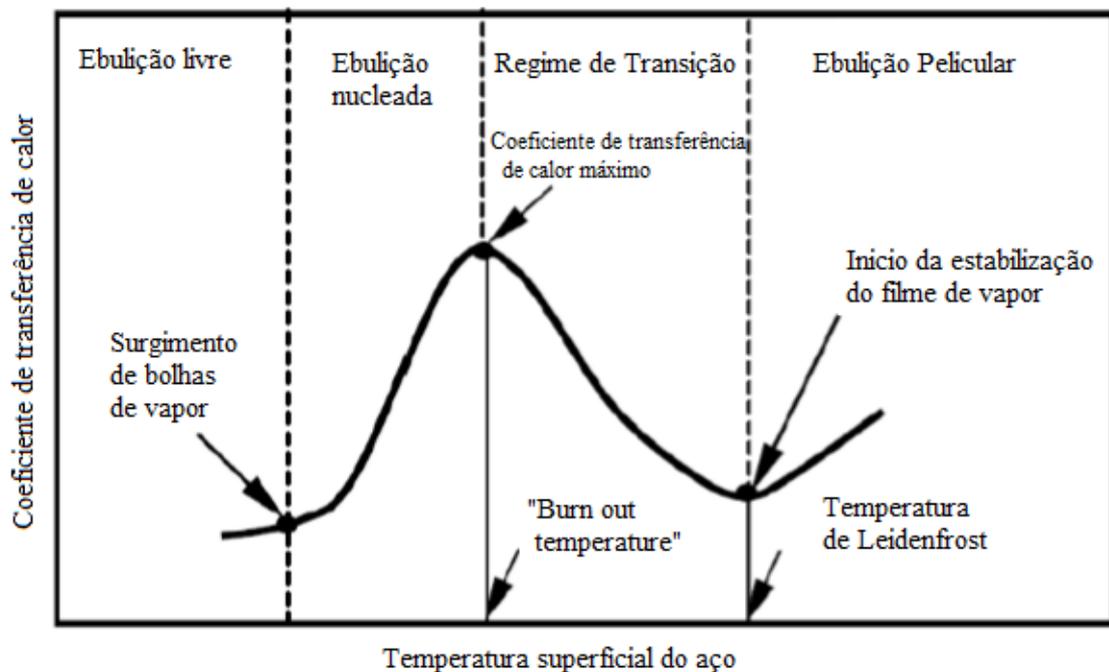


Figura 3.7 - Comportamento do coeficiente de transferência de calor do vapor d'água em função da temperatura superficial do aço modificada (Sengupta, Thomas, Wells, 2004)

O coeficiente de transferência de calor é influenciado pelo filme de vapor formado durante o processo. Observa-se uma mudança no comportamento da transferência de calor em três valores de temperatura. Em temperaturas inferiores à temperatura de *burn-out* ou temperatura de início da transição, é observado um aumento do coeficiente de transferência de calor durante a nucleação do vapor. Na temperatura de *burn-out*, tem-se o máximo valor da extração de calor e ocorre uma mudança de comportamento no coeficiente de transferência de calor, que começa a decrescer a partir dessa temperatura. Na temperatura de Leidendfrost (500°C-1000°C) (Sengupta et al., 2004), inicia-se a estabilização do filme de vapor e o comportamento do coeficiente de transferência de calor torna a mudar. A Figura 3.7 mostra como o coeficiente de transferência de calor pode variar de acordo com o regime de ebulição da água. Uma estimativa confiável do processo requer coeficientes de transferência de calor precisos e dependentes da temperatura (Hasan et al., 2011).

3.3.1.Principais Variáveis de Processo

A transferência de calor no processo de têmpera por anéis com jatos de resfriamentos é afetada por alguns fatores, como a temperatura do fluido de resfriamento, dimensão da peça a ser resfriada, temperatura inicial da peça e pelas variáveis de processo, como vazão e pressão da água nos anéis, velocidade do jato, velocidade de avanço tubo, velocidade de rotação do tubo e presença de lança de resfriamento. Neste item, serão apresentados e discutidos os efeitos das principais variáveis na extração de calor da peça resfriada.

3.3.1.1. Vazão e pressão da água nos anéis

A vazão de água nos anéis é o volume de água que escoar num determinado intervalo de tempo ao longo da instalação. A vazão de água se relaciona com a pressão de água dos sprays.

Chen et al. (2015) mediram a temperatura de um tubo de aço que foi aquecido até a temperatura de 1000°C resfriado ao ar até a temperatura de 850°C, submetido ao resfriamento nos anéis de spray por 5s, 10s e 20s nas condições de pressão e vazão de água mostradas na Tabela III.1 e depois resfriado ao ar até a temperatura ambiente.

Tabela III.1- Valores de pressão e respectivas vazões de água.(Chen et al., 2015)

Pressão (kPa)	Vazão de água (m ³ h ⁻¹)
30	4,5
60	10,4
150	21
300	22
400	25

As Figuras 3.8, 3.9 e 3.10 mostram os perfis de temperatura na parede interna da peça para 5s,10s e 20s, respectivamente, para diferentes pressões da água.

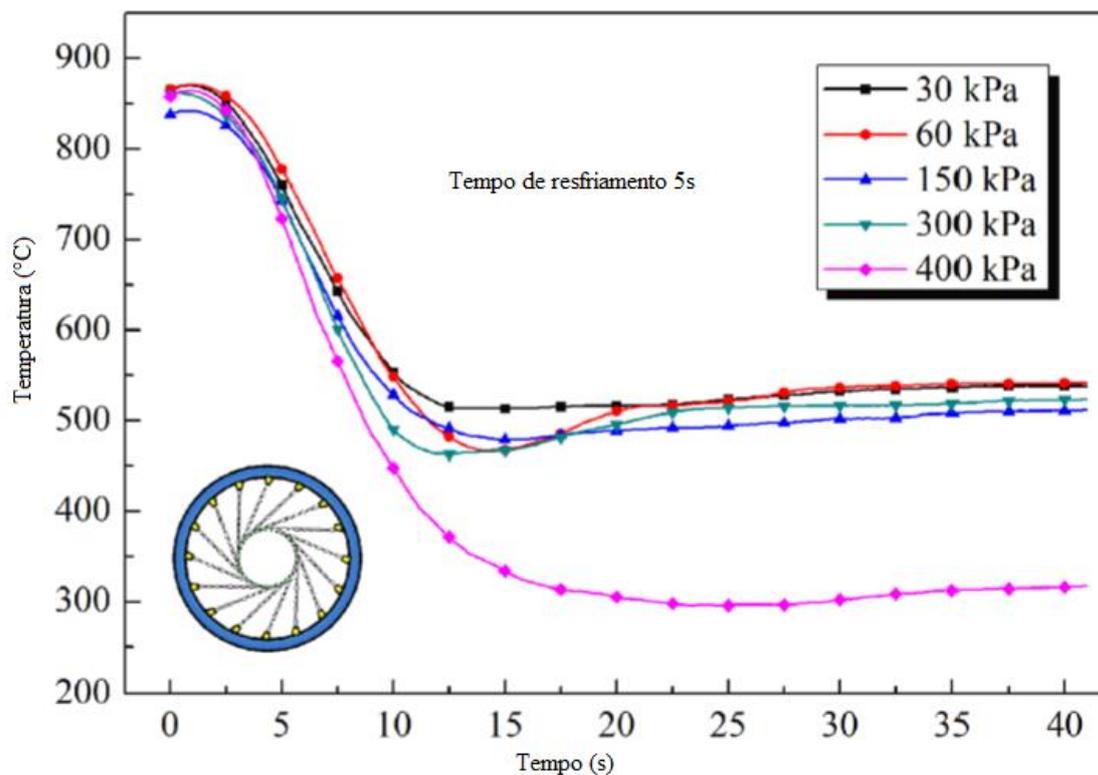


Figura 3.8 Temperatura na superfície interna do tubo em condições diferentes de pressão de água para um tempo de permanência na zona de spray de 5s (Chen et al., 2015).

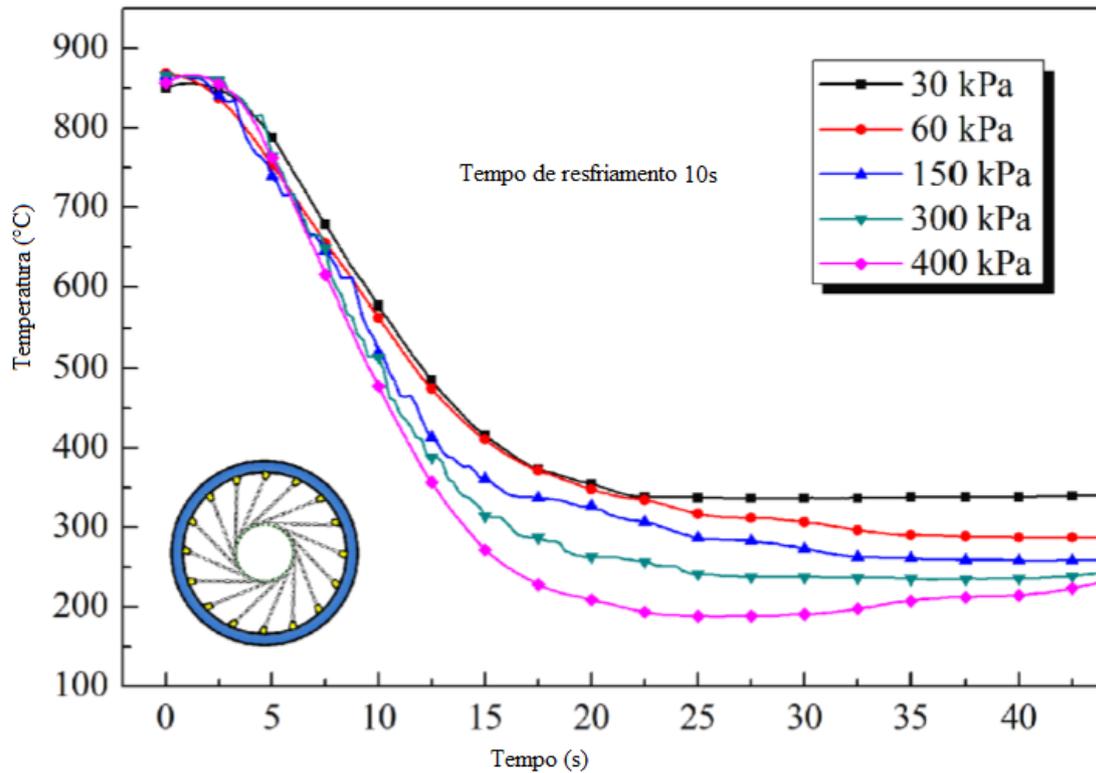


Figura 3.9 Temperatura na superfície interna do tubo em condições diferentes de pressão de água para um tempo de permanência na zona de spray de 10s (Chen et al., 2015).

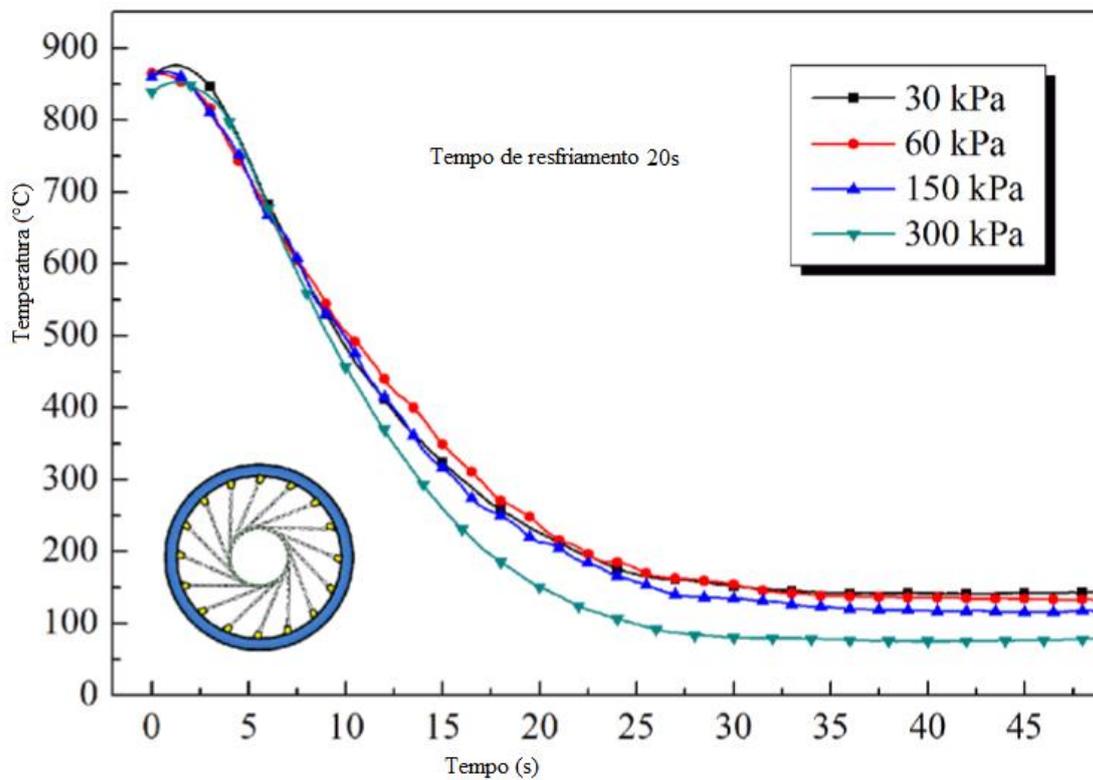


Figura 3.10 Temperatura na superfície interna do tubo em condições diferentes de pressão de água para um tempo de permanência na zona de spray de 20s (Chen et al., 2015).

A taxa de resfriamento da peça aumenta com aumento da pressão de spray. Ao entrar em contato com o tubo quente, a água pode formar um filme de vapor, que pode diminuir o coeficiente de transferência de calor. No entanto quando a pressão de spray é elevada, ocorre uma ruptura desse filme e aumento do contato da água com a parede do tubo e um aumento do coeficiente de transferência de calor (Chen et al., 2015).

É possível observar que, para um tempo de permanência maior na zona de spray (20s), são obtidos perfis de temperatura muito próximos para todas as pressões de spray testadas. Isso acontece porque o tubo permanece mais tempo na zona de resfriamento, e assim é extraída uma maior quantidade de calor do tubo.

3.3.1.2. Velocidade do tubo

A velocidade do tubo se refere à velocidade com que o tubo passa pela estrutura de anéis de resfriamento após sair do forno de aquecimento. Essa estrutura pode ser comparada às estruturas do tipo spray usada para o resfriamento de outros produtos metálicos como, por exemplo, estruturas para resfriamento de placas metálicas.

Chan (2007) realizou experimentos em uma planta piloto construída em laboratório para reproduzir o resfriamento de placas de aço em uma montagem do tipo spray. Na montagem, a placa se movimenta em uma esteira enquanto é resfriada pelos sprays. A placa passa por regiões onde não há sprays de água. Nessas regiões os mecanismos de resfriamento são a radiação e a convecção natural propiciada pelo ar atmosférico. A Figura 3.11 mostra os resultados obtidos para a temperatura da placa em função do tempo para duas velocidades diferentes.

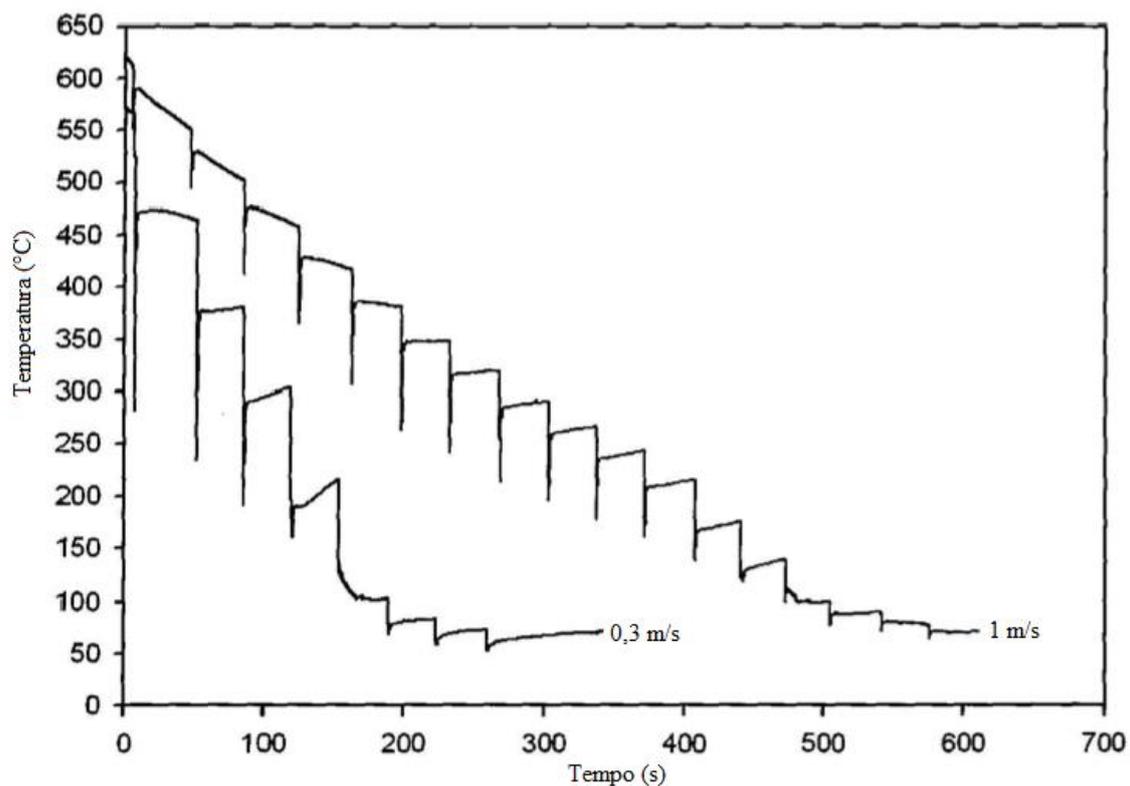


Figura 3.11 Curvas de resfriamento para uma placa de aço resfriada. As velocidades da placa são 1m/s e 0,3m/s (Chan, 2007).

Para resfriar a placa até a temperatura de 100°C, por exemplo, é necessário um tempo menor quando a velocidade da placa é menor, 0,3m/s, do que quando a placa se move com uma velocidade maior, 1m/s, o que está de acordo com o esperado, porque quanto mais lento é o movimento da placa mais tempo ela permanece na zona de resfriamento e maior é a quantidade de calor extraído.

A Figura 3.12 mostra os resultados do máximo fluxo de calor em função da velocidade da placa.

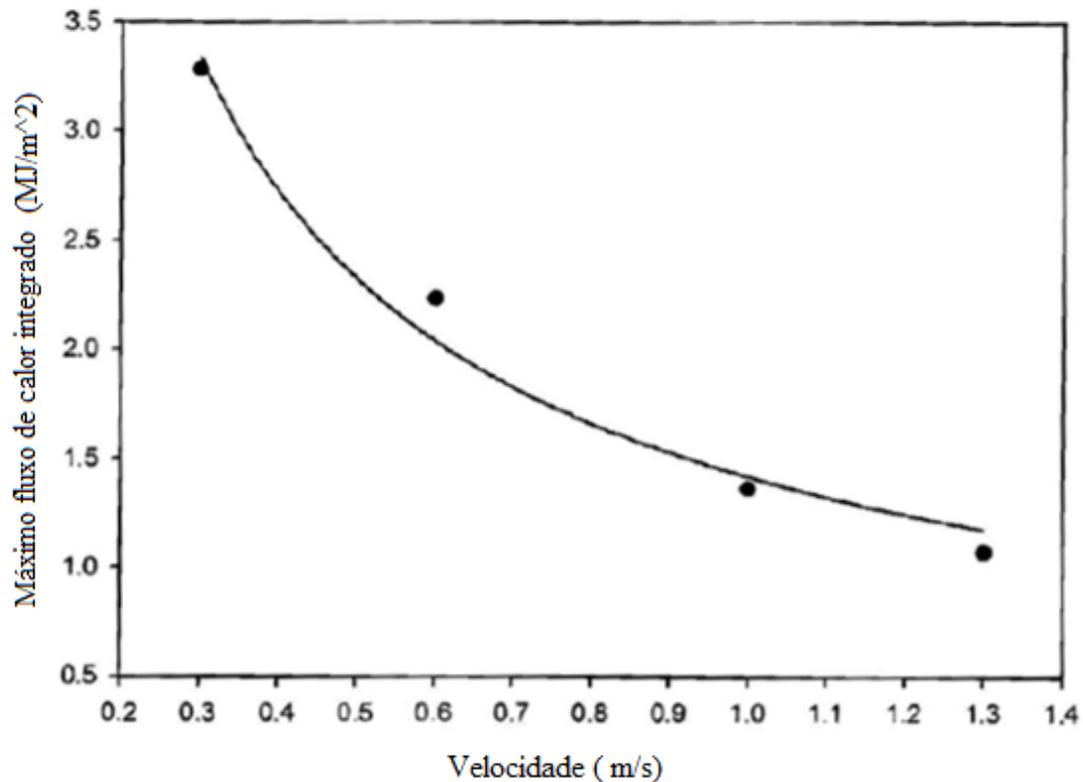


Figura 3.12 Máximo fluxo de calor em função da velocidade.(Chan, 2007).

O maior valor para fluxo máximo de calor é obtido para o menor valor de velocidade da placa. Quanto maior o tempo que a placa permanece no circuito de resfriamento, maior é a extração de calor.

Gradeck et al. (2009) realizaram experimentos que consistiram em aquecer um cilindro em diferentes temperaturas, sendo que a temperatura máxima foi 873°C, e resfriá-lo por jatos de água em diferentes condições operacionais, de velocidade do jato e velocidade de rotação do cilindro.

Foram obtidos resultados para o fluxo de calor extraído em função do superaquecimento para diferentes velocidades. Esses resultados estão mostrados nas Figura 3.13. Nesses resultados a velocidade do tubo está adimensionalizada (u^*), o valor da velocidade foi dividido pela velocidade do jato de água.

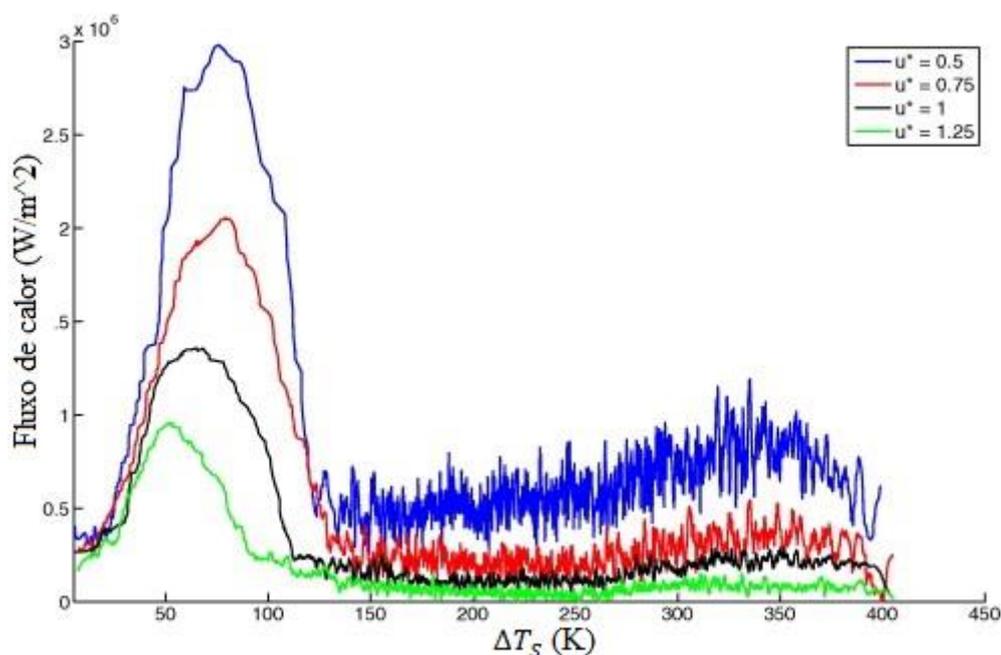


Figura 3.13 Fluxo de calor na posição central do cilindro para diferentes temperaturas de superaquecimento e para diferentes valores de velocidade adimensional do cilindro (u^*) (Gradeck et al., 2009).

Os resultados obtidos por Gradeck et al. (2009) mostram que os maiores fluxos de calor são obtidos valores de ΔT_s entre 50 e 100 aproximadamente. Esse ΔT_s define o regime de ebulição da água. Nessa situação tem-se uma instabilidade do fluxo de calor e uma molhabilidade da superfície que resulta em uma maior extração de calor. O fluxo de calor é maior para velocidades adimensionais mais baixas devido a uma maior permanência da superfície na zona de resfriamento.

3.3.1.3. Velocidade de rotação do tubo

Nos processos de resfriamento de peças com geometria cilíndrica é comum que as peças a serem resfriadas sejam giradas em torno de próprio eixo a uma determinada velocidade. Essa velocidade é a velocidade de rotação ou velocidade angular e é geralmente medida em radianos por segundo.

Imaginando uma superfície cilíndrica sendo resfriada por um conjunto de sprays é esperado que, quando essa superfície gira em torno do próprio eixo, o fluxo de calor na direção angular ocorra de maneira mais uniforme do que quando a superfície se encontra estática. Quando a superfície está parada a extração de calor será localizada onde os sprays molham a superfície. Na condição em que a superfície gira, a superfície será

molhada em todas as posições em torno do eixo de rotação e assim o calor será extraído mais uniformemente em toda a circunferência.

Volle et al. (2009) mostraram alguns resultados para o perfil de temperatura de um cilindro em três posições radiais diferentes. Este cilindro foi aquecido até uma temperatura em torno de 470°C e depois resfriado. As figuras 3.14 e 3.15 mostram como varia a temperatura ao longo da direção angular para diferentes valores de velocidade angular do cilindro.

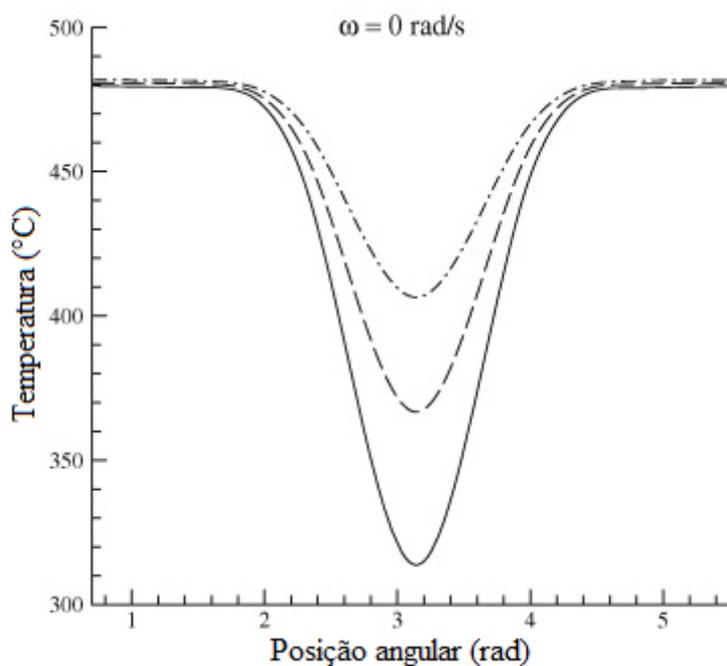


Figura 3.14 Temperatura do cilindro nas posições radiais $r = 0.0871 \text{ m}$ (---), $r = 0.0831 \text{ m}$ (—) and $r = 0.0791 \text{ m}$ (-·-·-)(Volle et al., 2009)

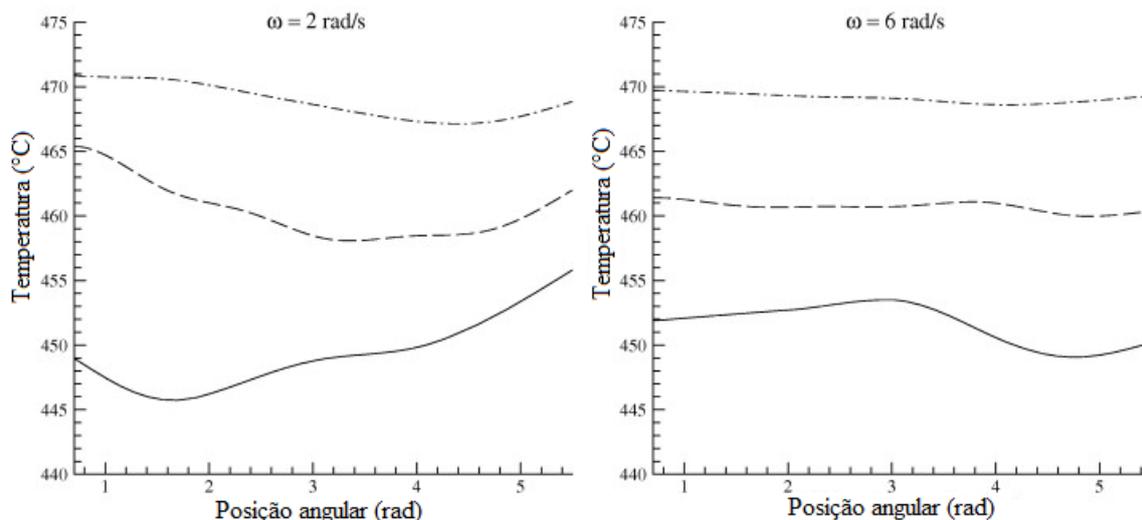


Figura 3.15 Temperatura do cilindro nas posições radiais $r = 0.0871$ m (- - - -), $r = 0.0831$ m (—) and $r = 0.0791$ m (- · - ·) para o cilindro girando em torno do próprio eixo (Volle et al., 2009).

Com o cilindro estático tem-se uma extração de calor localizada e nota-se que a extração de calor é predominante em uma única posição angular. Nessa posição localiza-se o jato de água no experimento feito por Volle et al. (2009). Para maiores valores de velocidade radial, tem-se uma uniformização das temperaturas ao longo da superfície.

É importante ressaltar que no processo de têmpera dos aços um gradiente de temperatura pode provocar a formação de microestruturas diferentes ao longo da peça, o que pode piorar as propriedades mecânicas. Assim uma velocidade angular adequada pode melhorar a qualidade do produto final.

3.3.1.4. Jato de resfriamento interno

Em algumas instalações para resfriamento de tubos é usada uma lança interna ao tubo para resfriamento. Não foram encontradas referências da influência dessa variável de processo no perfil de temperatura. No entanto é possível inferir as consequências dessa variável no processo.

A Figura 3.1 mostra um desenho esquemático de um tubo sendo resfriado externamente pelo mecanismo de convecção forçada devido ao contato com a água e internamente por convecção natural devido ao contato com o ar, assim como gradiente de temperatura ao longo da parede do tubo.

Sabe-se que o fluxo de calor por convecção na superfície é dado por pela equação (3.6(3.4)) :

$$q_c = h_c(T_s - T_{\text{água}}) \quad (3.6)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção forçada com água é maior do que por convecção natural com ar atmosférico. Assim, numa situação como a mostrada na Figura 3.1, o calor está sendo extraído de maneira muito diferente nas superfícies interna e externa. Mesmo que a temperatura de ambos os fluidos seja a mesma, o fluxo de calor é maior na superfície em contato com o fluido cujo coeficiente de transferência de calor é maior.

Numa situação onde ocorre uma proximidade entre os coeficientes de transferência de calor na superfície interna e externa, os fluxos de calor serão mais próximos em ambas as superfícies e o perfil de temperatura será mais uniforme ao longo da parede. Assim, quando é introduzida uma lança de resfriamento do tubo, o fluxo de calor terá valores mais próximos nas superfícies interna e externa e a quantidade de calor extraída na zona de sprays será maior.

3.3.2 Problemas de Qualidade Relacionados ao Processo de Têmpera

No resfriamento brusco das peças metálicas, ocorrem transformações microestruturais que causam expansões volumétricas nas peças assim como contrações térmicas devido ao contato da peça quente com o fluido frio. Esses fatores geram tensões residuais no material tratado, alterações dimensionais e até mesmo trincas térmicas.

Na fabricação dos tubos de aço sem costura, as maiores preocupações são em relação ao empeno do tubo, ovalização e crescimento de diâmetro, formação de microestruturas indesejadas e, em algumas situações, formação de trincas. O diagrama da Figura 3.3 mostra que as alterações volumétricas e transformações microestruturais estão relacionadas com a velocidade de resfriamento do tubo. A velocidade de resfriamento do tubo é consequência da escolha dos parâmetros operacionais. Logo, a escolha de condições de operação adequadas auxilia em um controle da extração de calor do tubo e contribui para que o produto final apresente propriedades condizentes com a especificação do produto. Esta escolha pode ser feita com ajuda de um modelo matemático para a transferência de calor durante o resfriamento do tubo.

3.4. Modelamento Matemático da Transferência de Calor na Têmpera

Os modelos matemáticos desenvolvidos para a transferência de calor no processo de têmpera têm como objetivos determinar a relação entre os parâmetros operacionais e o calor extraído da peça temperada para controlar de forma mais apurada as variáveis de processo e assim melhorar as propriedades mecânicas das peças tratadas. Nessa unidade serão mostradas as principais equações matemáticas utilizadas nos modelos e alguns resultados dos modelos encontrados na literatura. Também serão mostradas as condições de contorno usadas para resolver o problema e as metodologias usadas para validação dos resultados.

3.4.1. Equações do Modelo Matemático

Os modelos matemáticos do processo de têmpera encontrados na literatura são, em sua maioria, desenvolvidos para o resfriamento de placas mas também são encontradas algumas referências para o resfriamento de geometrias cilíndricas, como os trabalhos de Volle et al. (2009), Devynck (2014) e Chen et al. (2015).

O modelamento baseia-se nas equações que regem os fenômenos físicos envolvidos, que foram apresentados na unidade 3.3, e na resolução da equação geral do balanço infinitesimal de energia:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (3.7)$$

Onde,

T é a temperatura da peça (K);

ρ é a densidade do material (kg/m^3);

c_p é o calor específico do material (J/kg.K);

k é a condutividade térmica do material (W/m.K);

x, y e z são as direções de extração de calor (m).

t é o tempo em (s).

A equação (3.7) está na forma tridimensional e para obter a solução numérica é necessário discretizar a equação. Os métodos utilizados para a discretização podem ser

elementos finitos, diferenças finitas e volumes finitos. Além disso, pode-se usar as formulações explícita, semi-implícita e implícita.

Chan (2007) desenvolveu um modelo bidimensional para o resfriamento de uma placa de aço. Paralelamente ao modelo matemático foram realizados experimentos para obter as condições de contorno a serem usadas. A placa estudada está mostrada na Figura 3.16

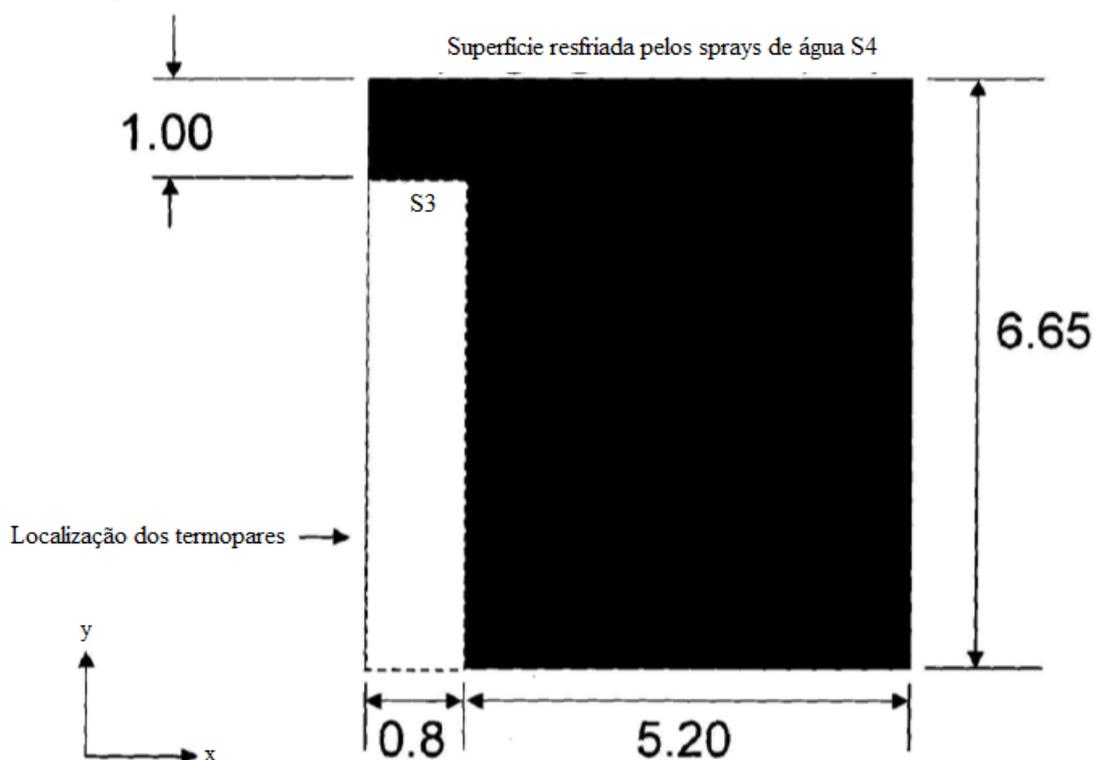


Figura 3.16 Placa instrumentada e domínio do modelo matemático. Dimensões em mm (Chan, 2007).

No modelo construído por Chan (2007) foi feito um balanço de energia usando a forma bidimensional da equação de conservação de energia, conforme mostrado na expressão (3.8)

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) + \frac{d}{dy} \left(k \frac{dT}{dy} \right) \quad (3.8)$$

A equação (3.8) foi discretizada usando o método dos elementos finitos.

Wang et al. (2012) realizaram um estudo experimental para determinar o coeficiente de transferência de calor para uma placa de aço aquecida ao ser resfriada por bico de sprays para várias temperaturas. Neste trabalho foi utilizado o método inverso para

calcular o coeficiente de transferência de calor. Para tal foi desenvolvido um modelo bidimensional, que realiza o balanço de energia pela equação (3.8). A solução foi obtida empregando o método de diferenças finitas. Os experimentos realizados foram semelhantes aos de Chan (2007).

No caso do modelo para o resfriamento de um tubo, a geometria estudada é diferente da estudada por Chan (2007) e Wang et al. (2012), logo é conveniente utilizar a equação geral do balanço de energia usando coordenadas cilíndricas.

Volle et al. (2009) realizaram um estudo para modelar a transferência de calor em um cilindro de aço em rotação aquecido internamente por uma resistência elétrica e resfriado por jatos de spray de água. A Figura 3.17 mostra um desenho esquemático do sistema estudado.

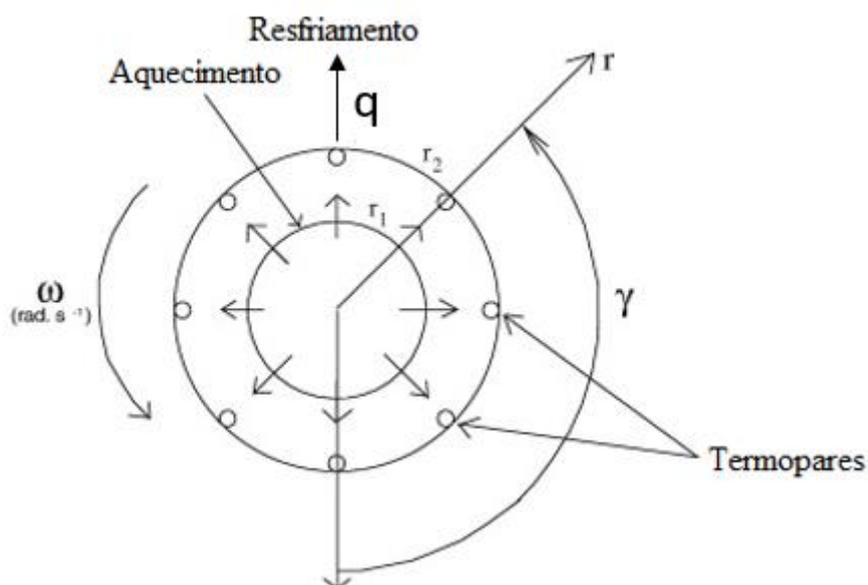


Figura 3.17 Desenho esquemático do aquecimento do cilindro (Volle et al., 2009)

Volle et al. (2009) assumiram propriedades físicas constantes e resolveram o problema em questão usando tanto uma abordagem unidirecional de transferência de calor quanto uma abordagem bidirecional.

A abordagem bidimensional é descrita por Volle et al. (2009) através da equação:

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} - \frac{v_\theta}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial \theta} \quad (3.9)$$

Onde:

α é a difusividade térmica que é dada por $\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$

r é a direção radial;

θ é a direção angular;

v_θ é a velocidade angular (rad/s);

Na abordagem proposta por Volle et al. (2009), o fluxo de calor (q) é conhecido, pois é função da potência fornecida pela resistência elétrica (P). Assim pode-se obter a solução analítica da equação (3.9) escrevendo-se a temperatura em cada posição em função desse fluxo de calor e utilizando transformada de Laplace e transformada inversa de Fourier. O método utilizado está descrito em Volle (2006).

Devynck (2016) desenvolveu um modelo para a transferência de calor e deformações em tubos de aço submetido a têmpera por anéis e realizou experimentos em laboratório para determinar o coeficiente de transferência de calor. Assim como Volle (2006), o autor adota a aproximação bidimensional da equação geral da transferência de calor em coordenadas cilíndricas, no entanto esse autor não leva em consideração a velocidade de rotação do tubo.

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) \quad (3.10)$$

Devynck (2016) considerou as propriedades do aço constantes e resolveu o problema em questão de forma analítica utilizando as transformadas de Laplace e de Fourier, que permitem que a temperatura seja expressa como uma função linear do fluxo de calor na parede externa. O método está descrito em Volle et al. (2008).

Chen et al. (2015) desenvolveram um modelo para transferência de calor em tubos de aço em um sistema semelhante ao de Devynck (2016), no entanto não foram explicitadas as equações utilizadas no modelo, mas fica claro que o cálculo do perfil de temperatura foi realizado numericamente em um modelo matemático que utiliza a técnica dos volumes finitos.

3.4.2. Condições de Contorno

A definição das condições de contorno é uma etapa muito importante da modelagem matemática do processo de tempera. Normalmente elas são baseadas em medidas de temperatura do material no processo, assim como na temperatura do fluido de resfriamento.

As condições de contorno adotadas por Chan (2007) no modelo da placa citado na unidade 3.4.1 são apresentadas a seguir.

Nas superfícies da placa que entram em contato com a água dos sprays e o ar atmosférico, a condição de contorno é estabelecida pelas equações de convecção e radiação.

$$\mathbf{q}_r = \mathbf{h}_r(\mathbf{T}_s - \mathbf{T}_\infty) \quad (3.11)$$

$$\mathbf{h}_r = \varepsilon\sigma(\mathbf{T}_s + \mathbf{T}_\infty)(\mathbf{T}_s^2 + \mathbf{T}_\infty^2) \quad (3.12)$$

$$\mathbf{q}_c = \mathbf{h}_c(\mathbf{T}_s - \mathbf{T}_{\text{água}}) \quad (3.13)$$

No modelo de Chan (2007), a emissividade foi considerada dependente da temperatura, conforme a equação (3.14) **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

$$\varepsilon = \frac{T}{1000} \left(0,124 \frac{T}{100} - 0,38 \right) + 1,1 \quad (3.14)$$

No modelo de Chan (2007) para a superfície S3, Figura 3.16, - foi colocado um isolante cerâmico e a condução de calor através deste isolante é muito menor do que a condução do calor no aço e, conseqüentemente, a transferência de calor através desta superfície é considerada desprezível.

$$\mathbf{q}_{\text{cond}} = -\mathbf{K} \frac{\partial T}{\partial x} = \mathbf{0} \text{ em } x=0 \quad (3.15)$$

Essa condição de contorno é específica para a placa estudada por Chan (2007), onde foi usado um isolante cerâmico. Nos processos industriais de resfriamento de tubos não existe contato com nenhum tipo de isolante.

Assumiu-se que a temperatura inicial em todos os pontos da placa é uniforme e correspondente a temperatura medida pelos termopares.

$$T(x, y)_{i=0} = T_i \quad (3.16)$$

O modelo desenvolvido por Wang et al. (2012) adota a mesma equação (3.14) para a emissividade do aço e condições de contorno semelhantes às adotadas por Chan (2007).

No modelo desenvolvido por Volle et al. (2009) para um cilindro, foram adotados valores constantes para todas as propriedades do aço e as principais condições de contorno estão descritas pelas equações:

A temperatura inicial em todos os pontos da placa é uniforme e correspondente à temperatura medida pelos termopares.

$$T(r, \theta)_{i=0} = T_i \quad (3.17)$$

A condição de contorno na superfície externa é dada pelas equações de radiação e convecção.

$$-K \frac{\partial T}{\partial r} = q_r + q_c \quad (3.18)$$

A condição de contorno na superfície externa é dada igualando o fluxo por condução com a soma dos fluxos por radiação e convecção.

A equação (3.19) escreve o fluxo de calor de saída na superfície externa como somatório dos fluxos na superfície interna que provêm da resistência elétrica

$$\frac{P}{2\pi r_1 l} - K \frac{dT_1}{dr} (r = r_1) = -K \frac{dT_2}{dr} (r = r_2) \quad (3.19)$$

Onde

r_1 é o raio interno do cilindro;

r_2 é o raio externo do cilindro;

T_1 é a temperatura na parede interna do cilindro;

T_2 é a temperatura na parede externa do cilindro;

P é a potência fornecida pela resistência elétrica localizada no interior do tubo (W)

l é a distância entre as superfícies interna e externa do cilindro ($r_1 - r_2$).

No modelo desenvolvido por Devynck (2016), as condições de contorno são dadas pelas equações (3.20) a (3.24):

$$T(r, \theta)_{i=0} = T_i \quad (3.20)$$

$$T(r, \theta) = T(r, \theta + 2\pi) \quad (3.21)$$

$$T(r, \theta) = T(r, 2\pi - \theta) \quad (3.22)$$

$$-K \frac{dT}{dr} = 0 \quad (r = r_1) \quad (3.23)$$

$$-K \frac{dT}{dr} = q(r, \theta) \quad (r = r_2) \quad (3.24)$$

As propriedades físicas do aço foram consideradas constantes.

Pode-se observar que os modelos citados nessa unidade adotaram a aproximação bidimensional. No caso dos sistemas cilíndricos, a condução de calor na direção axial é ignorada. Essa simplificação pode causar erros na determinação do perfil de temperatura sobretudo em sistemas onde o resfriamento não é uniforme ao longo dessa direção. Entre os autores citados, apenas Volle et al. (2009) levaram em consideração a velocidade de rotação da peça a ser resfriada. Essa variável afeta o perfil de temperatura ao longo da direção angular, assim deve-se avaliar caso a caso se a mesma pode ser desconsiderada.

Volle et al. (2009) e Devynck (2016) adotaram valores constantes para as propriedades do aço usadas nos modelos desenvolvidos. Essa consideração permitiu que o cálculo do perfil de temperatura fosse realizado de maneira analítica, o que facilitou muito a solução do problema, no entanto sabe-se que essas propriedades variam com a temperatura e essa consideração afeta a acurácia das previsões do modelo.

3.4.3. Resultados dos modelos matemáticos

Nessa unidade serão apresentados alguns dos resultados obtidos em modelos desenvolvidos para o resfriamento brusco de estruturas metálicas.

A Figura 3.18 mostra resultados obtidos por Chan (2007) para o fluxo de calor em vários instantes de tempo em duas posições: uma na superfície da placa (0 mm) e outra no interior da placa (63,5 mm da superfície)

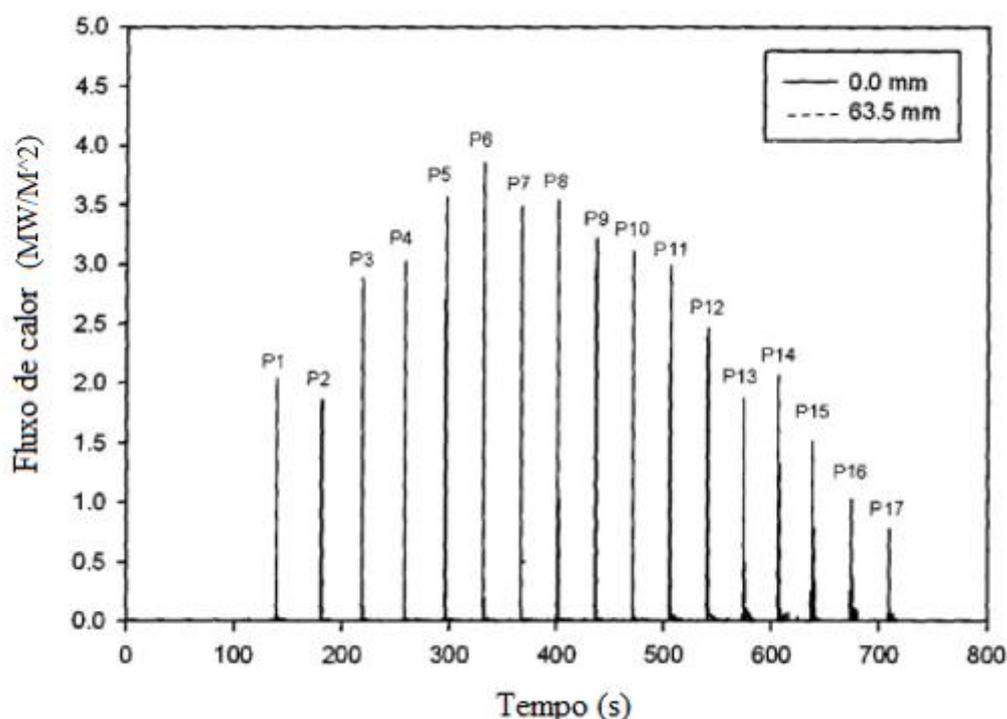


Figura 3.18 Fluxo de calor em vários instantes de tempo (P1,P2,P3 e etc) na superfície da placa (0 mm) e para um posição no interior da placa (63,5 mm da superfície) (Chan, 2007)

Chan (2007) obteve um fluxo de calor predominantemente crescente nos primeiros instantes de tempo, atingiu um valor máximo no instante (P6) e apresenta valores decrescentes para o fluxo de calor até o instante final (P17). Essa variação do fluxo de calor está associada à mudança do regime de ebulição da água durante o resfriamento da placa. Ao longo do tempo tem-se uma variação da temperatura da superfície e consequente alteração do regime de formação de bolhas de vapor.

A Figura 3.199 mostra variações de temperatura calculadas pelo modelo de Wang et al. (2012) na superfície da placa e mensuradas por termopares na parte de baixo de placa, que não está em contato direto com os sprays de resfriamento.

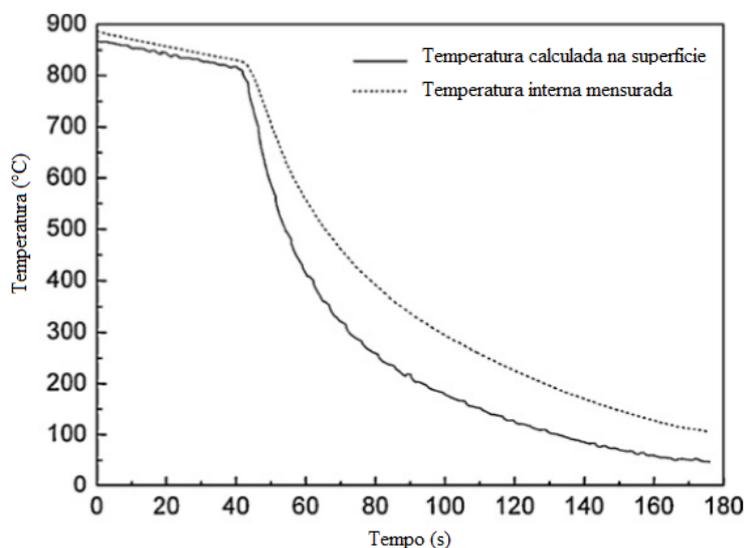


Figura 3.19 Variações de temperatura ao longo do tempo calculadas na superfície da placa, onde ocorre contato com os sprays de água e medida na parte interna placa (Wang et al., 2012)

Os valores de temperatura obtidos por Wang et al. (2012) são semelhantes aos valores medidos até o instante 40 s aproximadamente, quando a placa se encontra a uma temperatura uniforme. A temperatura cai exponencialmente à medida que o tempo passa e a queda de temperatura é maior na superfície externa que está em contato com os bicos de spray.

A Figura 3.2020 mostra os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor para três posições na placa, 70 mm (posição mais próxima do spray), 140 mm (posição intermediária) e 210 mm (posição mais distante do spray).

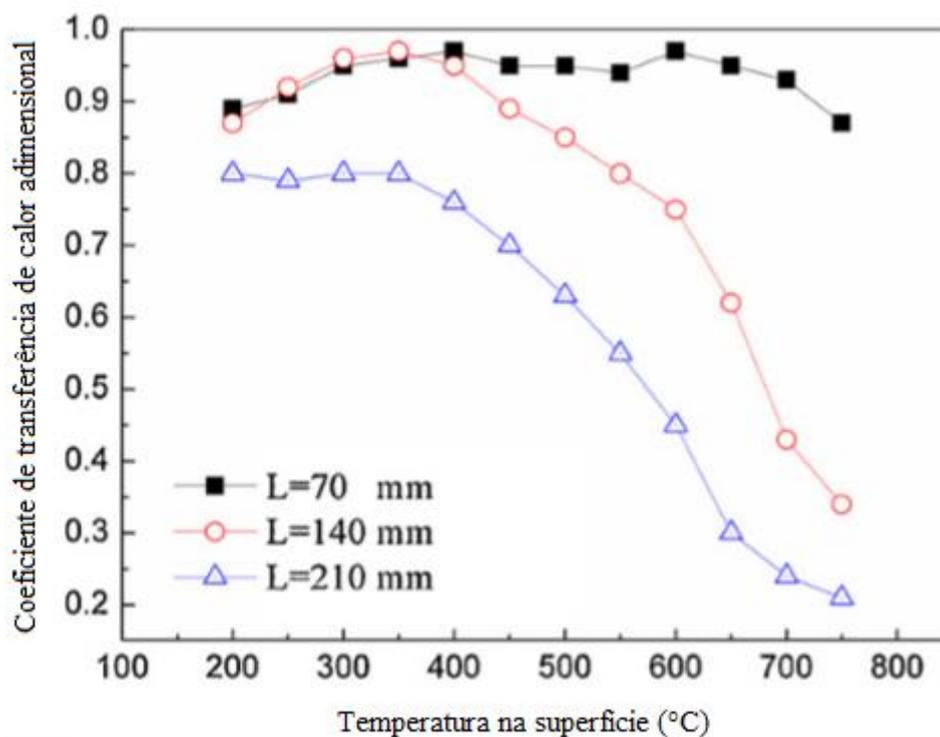


Figura 3.20 Coeficiente de transferência de calor adimensional em função da temperatura superficial para três posições na placa (Wang et al., 2012)

O coeficiente de transferência de calor, h , apresenta uma queda com o aumento da temperatura da superfície devido ao aumento da dificuldade de retirar calor quando a superfície se encontra em uma temperatura maior. Isso pode ser explicado pelo regime de vapor da água quando em contato com a superfície quente, conforme mostrado no gráfico da figura 3.20. Observa-se que a queda no h coincide com a faixa de temperatura da temperatura de Leidenfrost para o aço (500°C - 1000°C).

A Figura 3.211 mostra a variação de temperatura obtida por Volle et al. (2009) para a posição externa do cilindro, que foi aquecido internamente por uma resistência elétrica e resfriado externamente por bicos de spray. Essa figura mostra o resultado obtido pela abordagem bidimensional, que considera a transferência de calor nas direções radial e angular e os resultados obtidos pela abordagem unidimensional, que considera a transferência de calor apenas na direção radial.

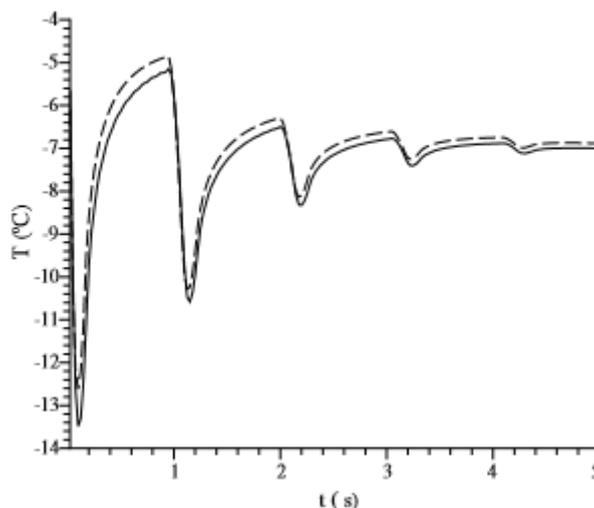


Figura 3.21 Resultado obtido para a variação de temperatura na superfície do cilindro na posição angular correspondente a 0,465 rad e velocidade angular de 6 rad/s para uma abordagem unidimensional (---), e bidimensional (—) (Volle et al., 2009)

Nos resultados obtidos por Volle et al. (2009), as abordagens bidimensional e unidirecional forneceram valores semelhantes para a temperatura ao longo do tempo, isso ocorre porque o tubo gira em torno do próprio eixo a uma velocidade 6 rad/s, o que faz com que o coeficiente de transferência seja uniforme em torno do cilindro e o calor seja extraído não varie ao longo da direção angular. Logo um modelo que considera a transferência de calor apenas na direção radial (unidimensional) é capaz de representar o fenômeno de resfriamento do tubo nessa situação.

Devynck et al. (2016) calcularam o fluxo de calor em três posições ao longo da direção angular utilizando um modelo bidimensional para transferência de calor. A figura 3.22 mostra os resultados obtidos para o fluxo de calor em função do tempo para as posições 0°, 90° e 180°.

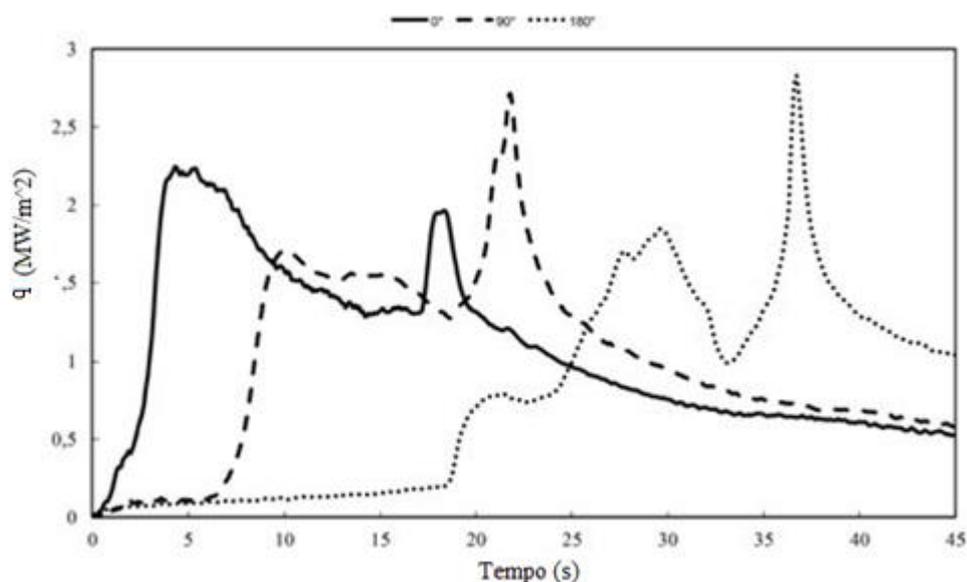


Figura 3.22 Fluxo de calor em função do tempo para as posições angulares iguais a 0°, 90° e 180°. Devynck et al (2016)

A Figura 3.22 mostra que o perfil do fluxo de calor apresenta um comportamento diferente em cada uma das posições angulares simuladas, assim o coeficiente de transferência de calor não é uniforme ao longo da direção angular, o que pode contribuir para a formação de defeitos no entorno do tubo.

Foram realizadas comparações dos perfis de temperatura calculados pelo modelo desenvolvido por Devynck (2014) e os resultados obtidos em experimentos realizados em laboratório para as posições 0°, 25°, 90° e 180° são apresentados na Figura 3.23.

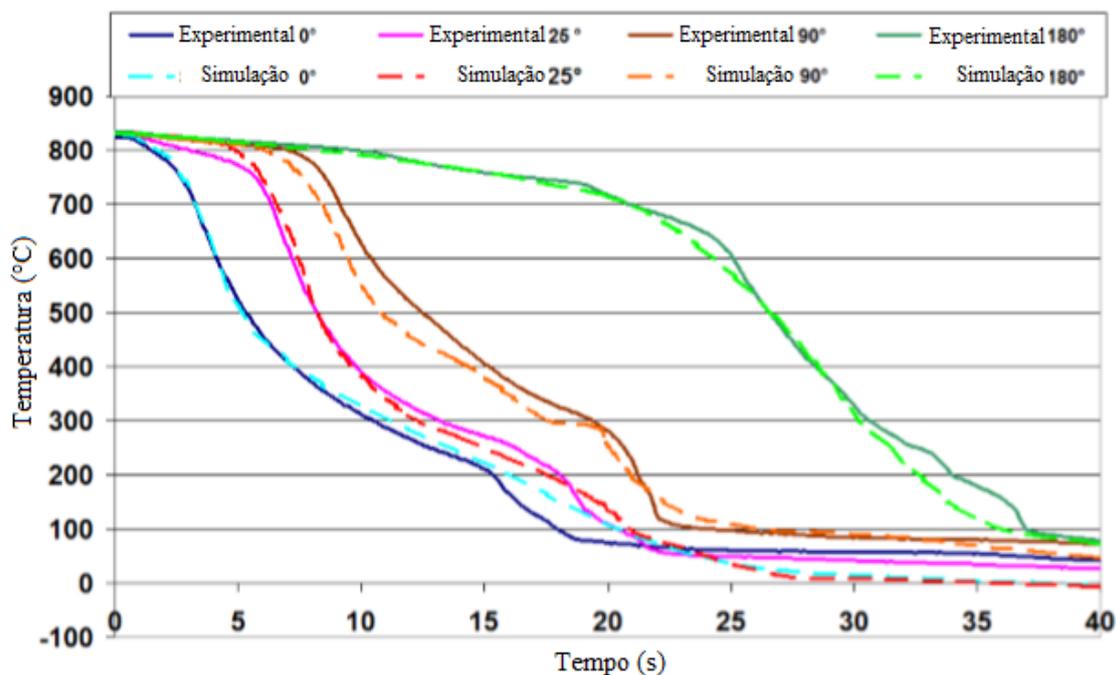


Figura 3.23 Perfil de temperatura calculado pelo modelo computacional e resultados experimentais para as posições 0°, 25°, 90° e 180° Devynck (2014)

Observa-se que os resultados obtidos pelo modelo foram muito próximos dos resultados experimentais nos instantes iniciais, 0s à 10 s, no entanto o modelo não representou da mesma maneira adequada os resultados experimentais nos instantes de tempo maiores. Essa diferença pode estar relacionada ao fato de não ter sido levada em consideração a velocidade de rotação no modelamento.

Chen et al. (2015) desenvolveram um modelo matemático para transferência de calor em para tubos de aço soldados submetido a têmpera por anéis de resfriamento. A solução foi obtida usando o método dos elementos finitos (FEM). O tubo a uma temperatura inicial de 1000°C é resfriado ao ar e por jatos de água na superfície externa. Os resultados do modelo de Chen et al. (2015) para a temperatura na superfície interna do tubo e os valores medidos durante experimentos realizados na planta estão mostrados na Figura 3.24 para diferentes condições de resfriamento.

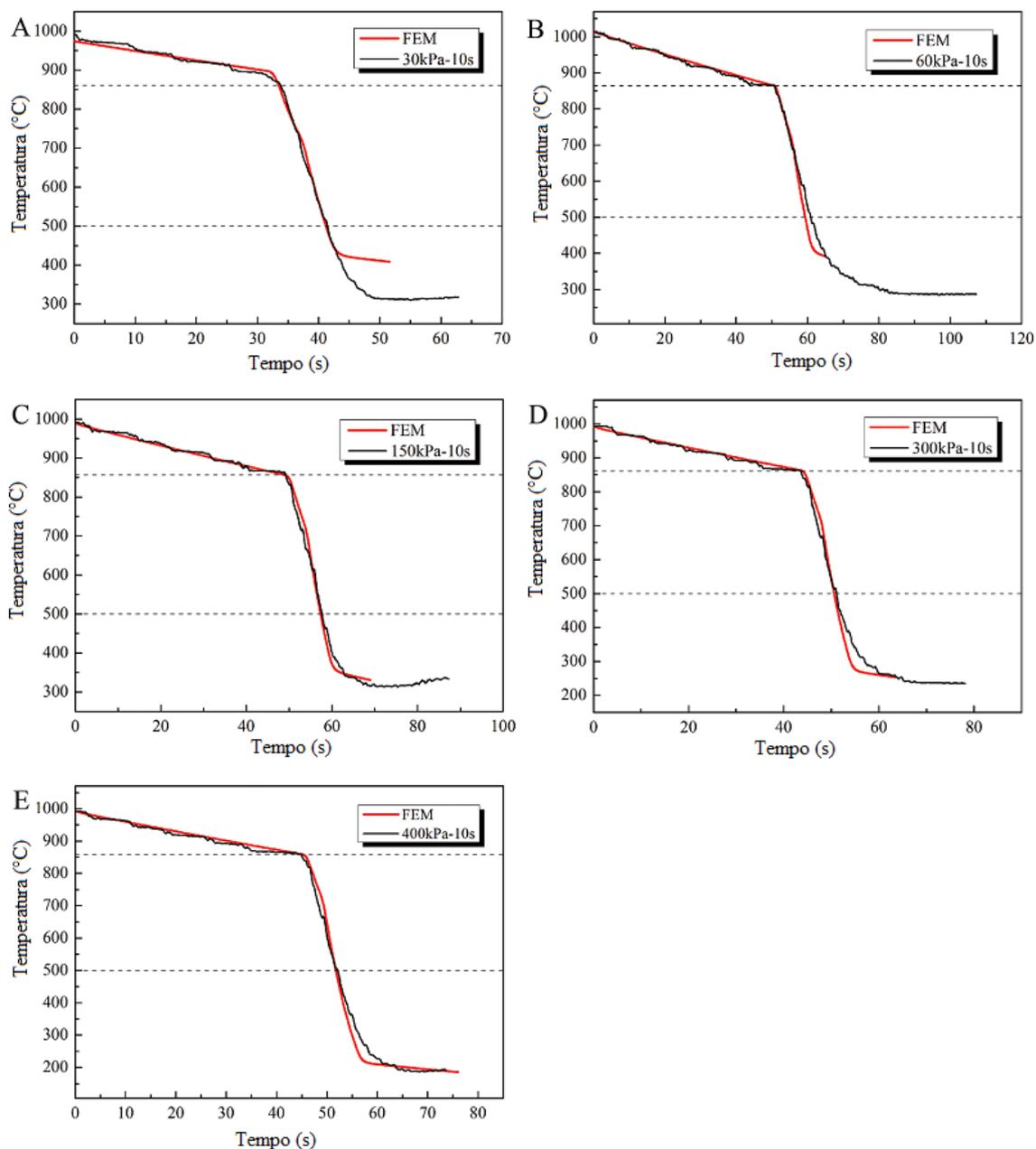


Figura 3.24 Perfis de temperatura obtidos pelo modelo e valores medidos para pressões de água iguais a 30kPa(A), 60 kPa(B), 150 kPa(C), 300 kPa(D), 400 kPa (E) (Chen et al., 2015)

A Figura 3.24 mostra que o modelo desenvolvido por Chen et al. (2015) obteve resultados muito próximos dos dados experimentais para todos os valores de pressão de água.

3.4.4. Verificação e Validação dos Modelos

No modelo de Chan (2007), todos os dados de temperatura e tempo foram utilizados em um modelo inverso de transferência de calor. O modelo foi desenvolvido para calcular a temperatura da superfície e o fluxo de calor com base em uma comparação entre as previsões do modelo e as medidas feitas por termopares. Para tal, foi usado o método de elementos finitos (FEM). Isso permitiu o ajuste do fluxo de calor calculado pelo modelo e a obtenção de coeficientes de transferência de calor por convecção (h_c).

Wang et al. (2012) também adotaram o método inverso para calcular o coeficiente de transferência de calor e medidas de temperatura para validar o modelo.

Volle et al. (2009) validaram seu modelo com base em medidas de temperatura na amostra e posterior comparação com os resultados.

Devynck (2014) validou seu modelo por meio de ensaios realizados em uma plataforma experimental. Como o trabalho do autor foi usado para cálculo de deformações e predição da microestrutura, foram realizados ensaios metalográficos, medidas de dureza e deformação, que foram comparados com as predições do modelo

Chen et al (2015) adotaram o método inverso para calcular os coeficientes de transferência de calor por convecção (h_c), usando as medidas obtidas em uma plataforma de experimentos construída para esse fim. A etapa de validação foi feita através de medidas de temperatura feitas na planta.

Os resultados dos modelos apresentados nesse capítulo mostraram a complexidade dos fenômenos envolvidos no resfriamento dos aços assim como a dificuldade da realização de experimentos tanto para obter as condições de contorno quanto para a etapa de validação.

As simplificações adotadas pelos autores, descritas no item 3.4.2 podem contribuir para que a modelagem do sistema de resfriamento não represente a realidade. Os sistemas de resfriamento que utilizam bicos de sprays podem ser difíceis de se reproduzir em laboratório devido aos altos valores de pressão de água utilizados no processo de resfriamento, dificuldades de armazenamento da grande quantidade de água e montagem da estrutura semelhante a industrial. Em situações onde há dificuldade de reproduzir a instalação real, a etapa de validação deve ser realizada com por meio de testes na planta.

4 METODOLOGIA

Nesse capítulo será apresentada uma descrição das instalações de têmpera por anéis de resfriamento e o método utilizado para o desenvolvimento dos modelos matemáticos de transferência de calor durante esta operação. Foram desenvolvidos dois modelos. Um deles com abordagem bidimensional, que considera a transferência de calor na direção radial e angular, e um tridimensional, que também considera a transferência de calor ao longo da direção axial. Serão descritas as etapas de desenvolvimento do modelo como os testes de independência de malha feitos para ambos os modelos, a verificação do modelo bidimensional, através de comparação com a solução analítica, e a comparação dos resultados do modelo tridimensional com a solução obtida pelo software ANSYS. Também serão descritos os procedimentos realizados para a validação do modelo e os testes realizados para verificar a influência dos parâmetros operacionais.

4.1 Descrição do Processo de Têmpera por Anéis

No presente trabalho, foi considerado o sistema estudado por Chen et al. (2015) e adotados os mesmos parâmetros determinados por estes autores. Esses autores obtiveram as condições de contorno necessárias para a modelagem e os resultados obtidos foram muito próximos das medidas experimentais.

No sistema de resfriamento estudado por Chen et al. (2015), o tubo é aquecido em um forno de indução até uma temperatura que pode variar de 800°C a 1000°C. O tubo era então resfriado em um circuito composto por nove anéis de resfriamento, que ficam alojados em caixas conforme visto na Figura 4.1.

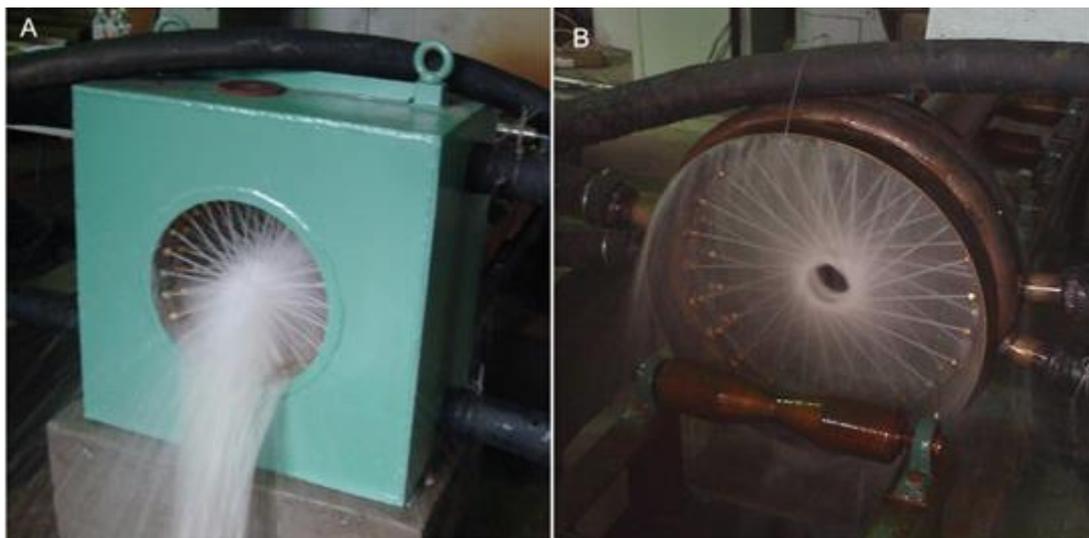


Figura 4.1 - (A) Caixa onde fica alocado o anel de resfriamento e (B) anel com sprays de resfriamento (Chen et al., 2015)

Cada caixa de resfriamento possui 0,35 m de largura e ficam separadas entre si por 0,65m. O tubo passa por esse circuito e resfria ao entrar em contato com a água. A Figura 4.2 mostra um desenho esquemático do posicionamento do tubo na têmpera.

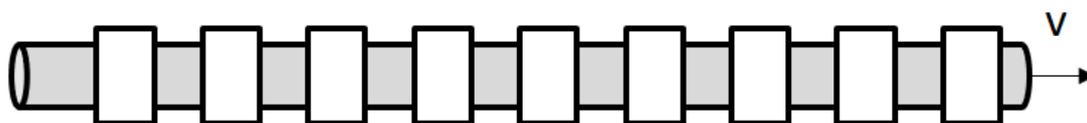


Figura 4.2 Desenho esquemático do tubo no sistema de resfriamento.

4.2 Desenvolvimento do Modelo Matemático para a Transferência de Calor nos Tubos de Aço

O modelo matemático desenvolvido para o resfriamento do tubo submetido a têmpera por anéis de resfriamento é transiente, leva em consideração a transferência de calor nas direções radial, angular e axial. A transferência de calor nas superfícies interna e externa ocorre pelos mecanismos de convecção e radiação.

A densidade do aço foi considerada constante. O calor específico e condutividade térmica foram avaliados em função da temperatura, como mostrado na Tabela IV.1.

Tabela IV.1 Propriedades físicas adotadas no modelo

Propriedade Física	Valor adotado	Fonte
Densidade ρ (kg/m ³)	7854	Bergan et al. (2011)
Calor específico c_p (J/kg.K)	481,48+0,199T*	Wang et al. (2005)
Conductividade Térmica k (W/m.K)	15,91+0,012T*	Brimacombe (1984)

*T** é a temperatura em °C

Como descrito no item 3.3.1, a velocidade de rotação do tubo durante o resfriamento pode alterar consideravelmente a transferência de calor ao longo da direção angular, sendo que a distribuição de temperatura será menos uniforme na situação em que a velocidade de rotação é nula.

O modelo matemático inclui a velocidade de rotação do tubo para que o mesmo possa representar os sistemas onde essa variável é um dos parâmetros de processo e permita uma avaliação dos benefícios que o controle dessa rotação possa trazer para o tratamento térmico dos tubos de aço.

4.2.1 Equações dos modelos bi e tridimensional

No modelo bidimensional, a região a ser modelada é um corte na seção transversal do tubo. A Figura 4.3 mostra um desenho esquemático desta região.

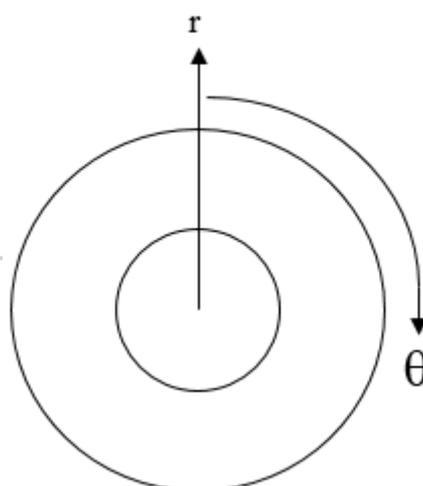


Figura 4.3 Domínio do modelo matemático bidimensional

A geometria modelada foi dividida em volumes de controle nos quais foi feito o balanço de energia empregando a equação de conservação expressa em coordenadas cilíndricas.

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) \quad (4.1)$$

Onde

r é a direção radial (m);

θ é a direção angular (rad);

ρ é a densidade do aço (kg/m³);

c_p é o calor específico do aço (J/kg.K);

k é a condutividade térmica do aço (W/m.K);

v_θ é a velocidade de rotação (rad/s);

T é a temperatura do aço;

t é o tempo (s).

A equação foi discretizada e resolvida de forma explícita pelo método dos volumes finitos, descrito por Patankar (1980).

Foi desenvolvido o balanço de energia em cada um dos volumes de controle que compõem o domínio. O índice P representa o ponto nodal no volume de controle onde se está aplicando o balanço de energia, os índices E, W, S e N representam os pontos nodais nas posições leste, oeste, sul e norte em relação ao ponto P. A Figura 4.4 mostra os volumes de controle e os pontos nodais em uma seção do tubo.

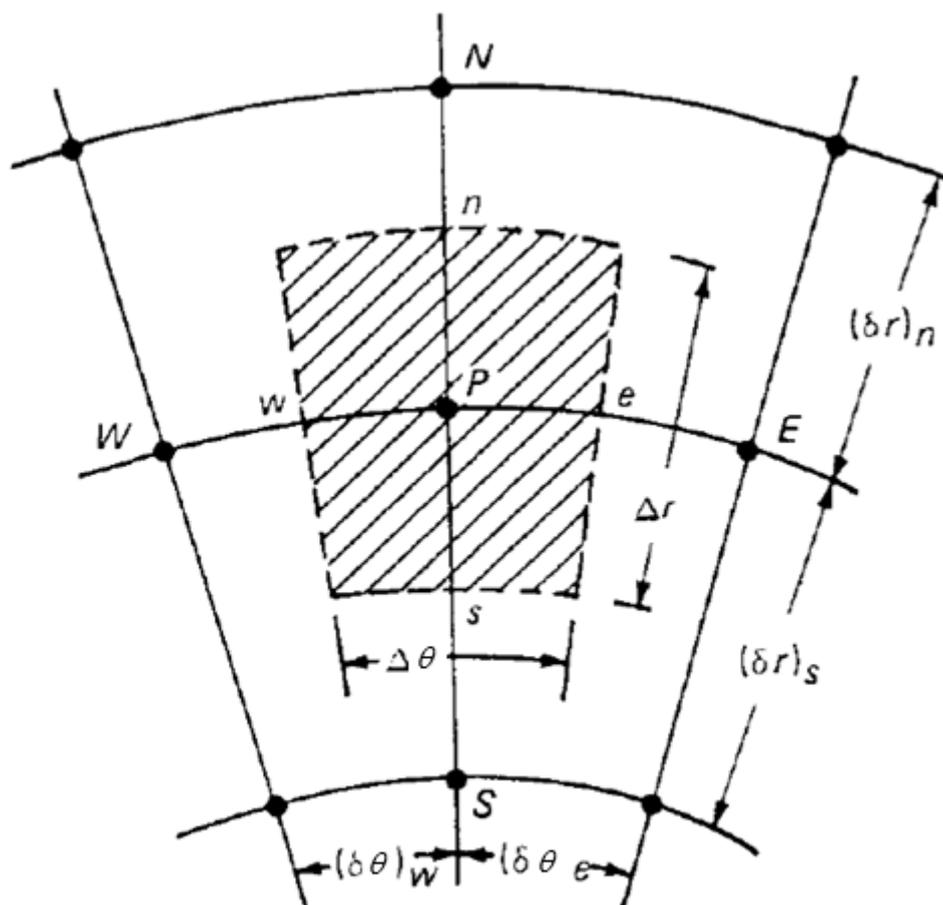


Figura 4.4 Volumes de controle em coordenadas cilíndricas.(Patankar ,1980)

Através destes balanços de energia, são obtidas equações para cálculo das temperaturas nos pontos nodais no interior dos volumes de controle. A equação obtida usando a formulação explícita é representada pela expressão (4.2). Os coeficientes desta equação de discretização estão são explicitados nas equações de 4.3 a 4.10. Para a introdução da velocidade de rotação, foi adotado o esquema *upwind* (Patankar, 1980). As condutividades nas interfaces entre os volumes de controle foram determinadas usando as médias harmônicas.

$$a_p T_p^t = a_e T_e^0 + a_w T_w^0 + a_s T_s^0 + a_n T_n^0 + b \quad (4.2)$$

$$a_s = \frac{K_s r_s \Delta \theta}{\delta r_s} \quad (4.3)$$

$$a_n = \frac{K_n r_n \Delta \theta}{\delta r_n} \quad (4.4)$$

$$a_p^0 = \frac{\Delta V \rho C_p}{\Delta t} \quad (4.5)$$

$$a_p = a_p^0 \quad (4.6)$$

$$\Delta V = \frac{(r_n + r_p)\Delta r \Delta \theta}{2} \quad (4.7)$$

$$a_e = \frac{\Delta r K_e}{r_e(\delta \theta_e)} \quad (4.8)$$

$$a_w = \frac{\Delta r K_w}{r_w(\delta \theta_w)} + \Delta r V_\theta r_w \rho c_p \quad (4.9)$$

$$b = (a_p^0 - a_e - a_w - a_s - a_n) T_p^0 \quad (4.10)$$

No modelo tridimensional acrescentou-se a direção z ao domínio. Dessa forma o domínio passou a ser o tubo como um todo, conforme a Figura 4.5. Foi, então, incorporada a direção axial na equação geral de balanço de energia, Equação (4.11).

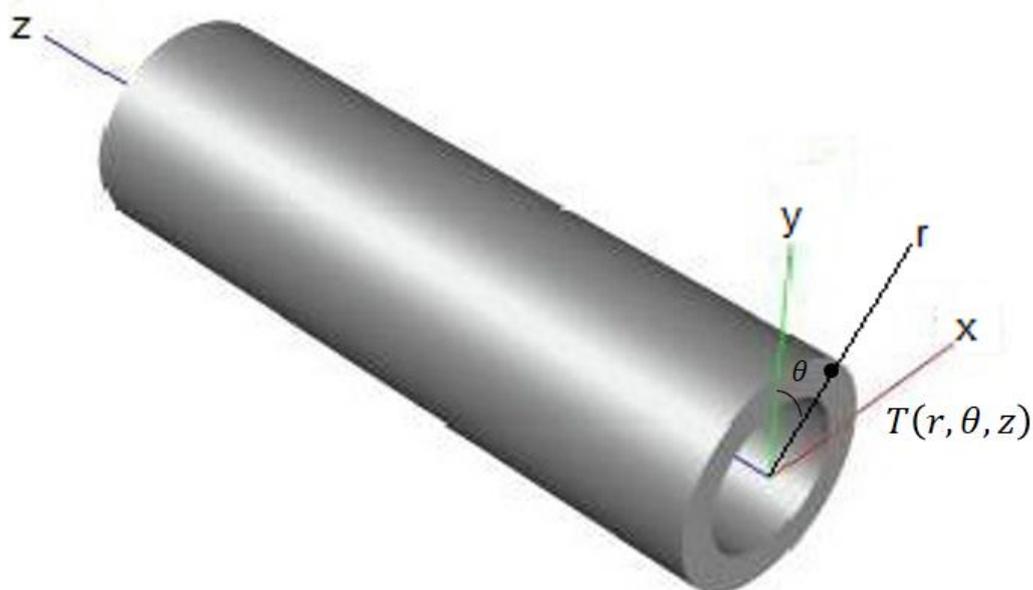


Figura 4.5- Domínio do modelo matemático tridimensional

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (4.11)$$

Onde:

z é a direção axial (m);

Da mesma forma que na versão bidimensional, a equação foi discretizada e resolvida de forma explícita pelo método dos volumes finitos, descrito por Patankar (1980).

Aplicou-se o balanço de energia em cada um dos volumes de controle que compõem o domínio. Foram acrescentados os volumes de controle na parte frontal e posterior do elemento de volume, onde está localizado o ponto nodal P.

Foi realizado o balanço de energia nos volumes de controle, obtendo-se mais uma vez os valores das temperaturas nos pontos nodais na forma explícita, equação 4.12. Os coeficientes da equação discretizada são mostrados nas equações de 4.13 a 4.22.

$$a_p T_P^t = a_e T_E^0 + a_w T_W^0 + a_s T_S^0 + a_n T_N^0 + a_t T_T^0 + a_b T_B^0 + b \quad (4.12)$$

$$a_s = \frac{K_s r_s \Delta \theta \Delta z}{\delta r_s} \quad (4.13)$$

$$a_n = \frac{K_n r_n \Delta \theta \Delta z}{\delta r_n} \quad (4.14)$$

$$a_p^0 = \frac{\Delta V \rho C_p}{\Delta t} \quad (4.15)$$

$$a_p = a_p^0 \quad (4.16)$$

$$\Delta V = \frac{(r_n + r_s) \Delta r \Delta \theta \Delta z}{2} \quad (4.17)$$

$$a_e = \frac{\Delta r \Delta z K_e}{r_e (\delta \theta_e)} \quad (4.18)$$

$$a_w = \frac{\Delta r \Delta z K_w}{r_w (\delta \theta_w)} + \Delta r \Delta z V_\theta r_w \rho c_p \quad (4.19)$$

$$a_t = \frac{k_t \left(\frac{\Delta V}{\Delta Z} \right)}{\delta z_t} \quad (4.20)$$

$$a_b = \frac{k_b (\Delta V / \Delta Z)}{\delta z_b} \quad (4.21)$$

$$b = (a_p^0 - a_e - a_w - a_s - a_n - a_t - a_b) T_p^0 \quad (4.22)$$

Condições de contorno e inicial

As condições de contorno e inicial adotadas para a modelagem são descritas a seguir.

Nas superfícies interna e externa do tubo, a condição de contorno é estabelecida pelo coeficiente de transferência de calor global que corresponde ao somatório dos coeficientes de transferência de calor por radiação e convecção.

$$\mathbf{h}_r = \epsilon \sigma (\mathbf{T}_s + \mathbf{T}_\infty) (\mathbf{T}_s^2 + \mathbf{T}_\infty^2) \quad (4.23)$$

$$\mathbf{h}_{\text{total}} = \mathbf{h}_c + \mathbf{h}_r \quad (4.24)$$

q_c é o fluxo de calor por convecção;

h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção;

$T_{\text{água}}$ é a temperatura da água de resfriamento.

O coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície externa corresponde ao resfriamento pela água nas regiões onde o tubo tem contato com os sprays. No sistema estudado por Chen et al. (2015), o coeficiente de transferência de calor total variou na faixa de 6000 a 8000 W/m².K. Nas regiões onde não há contato com os sprays de água (espaço entre as caixas de resfriamento, superfície interna, parte frontal e posterior do tubo), o coeficiente de transferência de calor corresponde ao resfriamento ao ar, 150 W/m².K, segundo estimativa de Chen et al. (2015).

A temperatura inicial em todos os pontos do tubo foi considerada uniforme e correspondente à temperatura medida na saída do forno de aquecimento.

$$T(r, \theta, z)_{i=0} = T_i$$

4.2.3 Descrição do método de cálculo do modelo

Para a solução numérica das equações de conservação de energia, foram desenvolvidos programas de computador em linguagem Fortran. O diagrama da Figura 4.6 mostra um fluxograma destes programas.

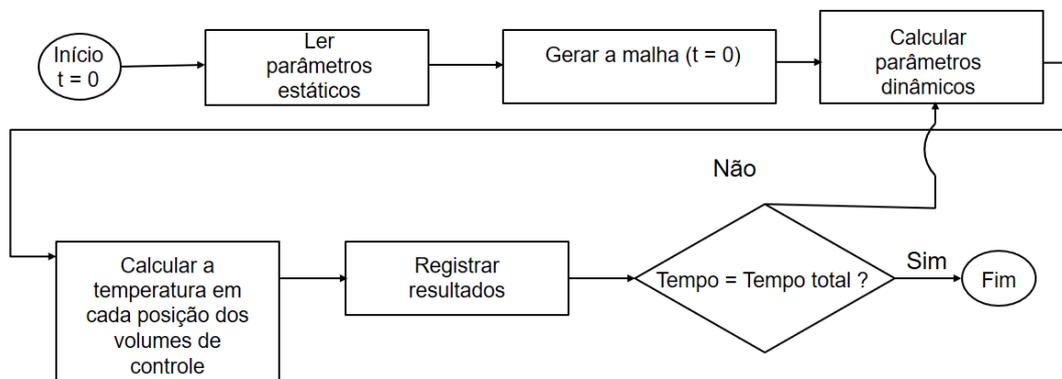


Figura 4.6 Fluxograma do funcionamento do modelo desenvolvido em Fortran.

Inicialmente, são lidos os parâmetros estáticos, ou seja, aqueles que não variam ao longo da simulação como, por exemplo, as dimensões do tubo tratado e a temperatura na saída do forno, que é a temperatura inicial da simulação. O programa então gera a malha, define as posições dos pontos nodais e das interfaces entre os volumes de controle no domínio pré-estabelecido. São então calculados os parâmetros dinâmicos, que são dependentes da temperatura nos volumes de controle. Estes parâmetros têm os seus valores alterados a cada passo de tempo da simulação. Dentre estes parâmetros estão incluídos o calor específico e a condutividade térmica do aço. O programa então realiza o balanço de energia nos volumes de controle e calcula os novos valores de temperatura para cada ponto nodal e armazena esses resultados. Esses valores atualizados de temperatura servem de entrada para o cálculo dos parâmetros dinâmicos e propriedades físicas para o próximo salto de tempo. O balanço de energia será realizado e os valores de temperatura atualizados. Esse processo será repetido até que o tempo de simulação corresponda ao tempo total de simulação escolhido pelo usuário, que é o critério de parada da simulação.

Ao final da simulação são obtidos perfis de temperatura para cada instante de tempo da simulação.

4.2.4 Etapas de desenvolvimento do modelo e simulações realizadas

Antes de se desenvolver simulações para o processo industrial, foram realizados testes de independência de malha e de intervalo de tempo (Δt) utilizando-se o método gráfico, que compara as soluções obtidas pelo modelo para diferentes malhas e intervalos de tempo. Assim escolhe-se a malha e Δt que permite a obtenção da solução com os menores valores para o erro e menor tempo de simulação,

Foram também comparados os resultados obtidos pelo modelo bidimensional sem rotação com os resultados de um problema com solução analítica conhecida, transferência de calor bidimensional (direções radial e axial) em uma barra cilíndrica com temperatura inicial uniforme e propriedades físicas constantes. O modelo tridimensional foi verificado através da comparação de seus resultados com aqueles obtidos pelo software Ansys, considerando propriedades físicas variáveis com a temperatura.

Foram feitas simulações utilizando os modelos bi e tridimensional para que as duas abordagens fossem comparadas e fosse possível inferir as consequências que a aproximação bidimensional pode trazer para os resultados.

Simulações foram realizadas adotando valores de h variáveis com a posição angular e avaliou-se os efeitos da velocidade de rotação do tubo nos resultados obtidos.

A validação do modelo matemático foi feita utilizando resultados fornecidos por uma empresa do setor siderúrgico, que emprega um sistema de têmpera de tubos que se assemelha ao resfriamento simulado no presente trabalho. Com o modelo validado, foram desenvolvidas algumas simulações analisando efeitos de alterações em variáveis de processo.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesse capítulo serão apresentados e discutidos os resultados das simulações desenvolvidas. Serão mostradas a verificação do modelo bidimensional, através de comparação com a solução analítica, e a comparação dos resultados do modelo tridimensional com a solução obtida pelo software ANSYS. Serão apresentados os resultados dos perfis de temperatura calculados pelo modelo e a análise dos mesmos. A seguir, os valores de temperatura calculados pelo modelo bidimensional serão comparados com os resultados do modelo tridimensional. O efeito da velocidade de rotação do tubo será, então, avaliado. No final do capítulo será mostrado o resultado obtido para o teste de independência de malha, os resultados da validação do modelo, seguidos de análises de efeitos de variáveis de processos sobre as distribuições de temperatura.

5.1 Verificação do modelo

A verificação do modelo e a adequação do programa desenvolvido foram feitas através de comparação com resultados de uma solução analítica e com resultados de uma simulação feita no software comercial Ansys. Os resultados desta verificação são apresentados a seguir.

5.1.1 Comparação dos resultados obtidos com a solução analítica

Nessa etapa, foi considerado um cilindro maciço, com 0,2m de raio e 0,4m de comprimento, inicialmente a uma temperatura a 927°C sendo resfriado, em regime transiente, através da superfície externa por um fluido a 27°C com um coeficiente de transferência de calor de $200 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, foi escolhido esse valor para o coeficiente de transferência de calor para que o tempo necessário para o resfriamento do cilindro fosse suficientemente longo de forma que a solução analítica não tivesse a sua convergência comprometida, quando o tempo é muito curto o número de Fourier torna-se muito pequeno e a solução analítica não converge. A densidade, o calor específico e a condutividade térmica foram considerados constantes e iguais a 7800 kg/m^3 , $600 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ e $30 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, respectivamente. A solução analítica foi obtida pela combinação de dois casos unidimensionais de condução transiente em um cilindro infinito e condução

transiente em uma parede plana. Em ambos os casos a temperatura unidimensional (θ^*) é calculada por uma série infinita, equações (5.1) e (5.2) para o cilindro infinito e para a parede plana respectivamente.

$$\theta^* = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \exp(-\tau_n^2 F_o) \cos(\tau_n x^*) \quad (5.1)$$

$$\theta^* = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \exp(-\tau_n^2 F_o) J_0(\tau_n x^*) \quad (5.2)$$

Para obter o resultado para os valores de temperatura correspondente ao cilindro maciço basta multiplicar as duas soluções unidimensionais na posição desejada. Para o cálculo de cada uma das soluções unidimensionais foi utilizada uma planilha excel.

No modelo numérico adotou-se um salto de tempo de 0,01s e uma malha com 15 divisões na direção radial e 50 divisões na direção axial.

As Figura 5.1 e 5.2 mostram as temperaturas no centro e na superfície do cilindro, determinadas através das soluções analítica e numérica. A diferença entre as temperaturas calculadas pelos dois métodos (DeltaT) também está incluída nas figuras.

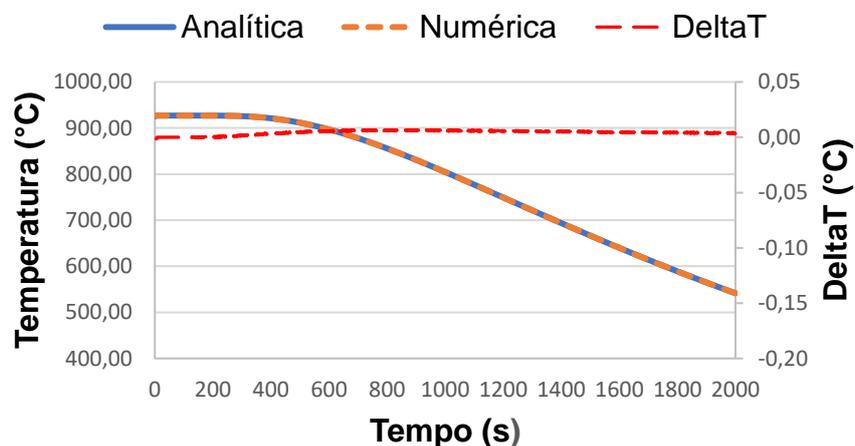


Figura 5.1- Variações da temperatura no centro do cilindro calculadas pelo modelo computacional e pela solução analítica

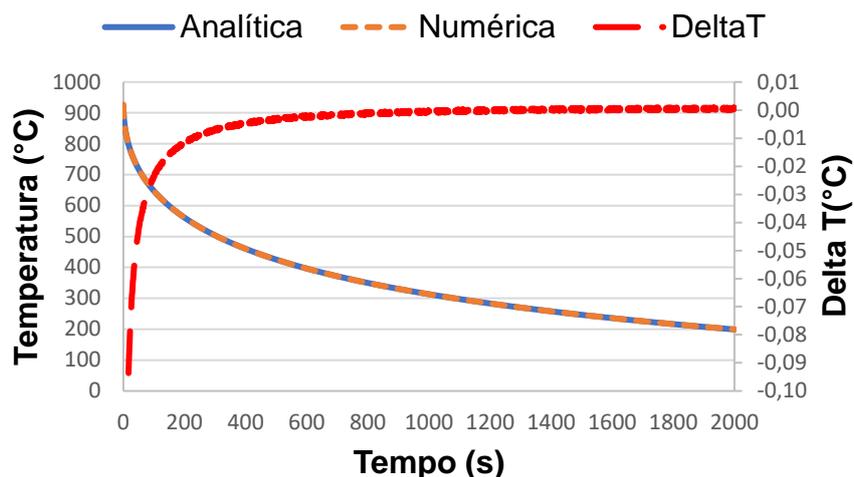


Figura 5.2-Variações da temperatura na superfície do cilindro calculadas pelo modelo computacional e pela solução analítica

Os resultados obtidos através da solução numérica estão praticamente superpostos aos resultados da solução analítica, o que atesta a adequação da programação desenvolvida para a solução numérica da equação de conservação de energia.

5.1.2 Comparação dos resultados do modelo com os obtidos pelo ANSYS

O calor específico e a condutividade do aço são propriedades que variam significativamente com a temperatura. Quando estas variações são consideradas não se tem mais solução analítica para o modelo. Assim para verificar a consistência do modelo nessa situação, foram comparados os resultados obtidos pelo modelo tridimensional desenvolvido com os resultados fornecidos pelo software comercial ANSYS.

As simulações foram desenvolvidas considerando um tubo com diâmetro externo, espessura de parede e comprimento de 139,7mm, 7,72mm e 10m, respectivamente. Na abordagem utilizou-se 15 elementos na direção radial e 36 na direção angular e 50 divisões na direção axial. Adotou-se os valores de propriedades do aço mostrados na Tabela IV.1? A temperatura inicial do tubo utilizada na simulação foi 800°C e o coeficiente de transferência de calor utilizado foi 8000W/m².K ao longo de toda a superfície.

A Figura 5.23 mostra as variações de temperatura em função do tempo para um ponto na superfície do cilindro utilizando o programa desenvolvido e o software ANSYS.

A diferença entre as temperaturas calculadas (DeltaT) pelos dois métodos também está incluída na figura.

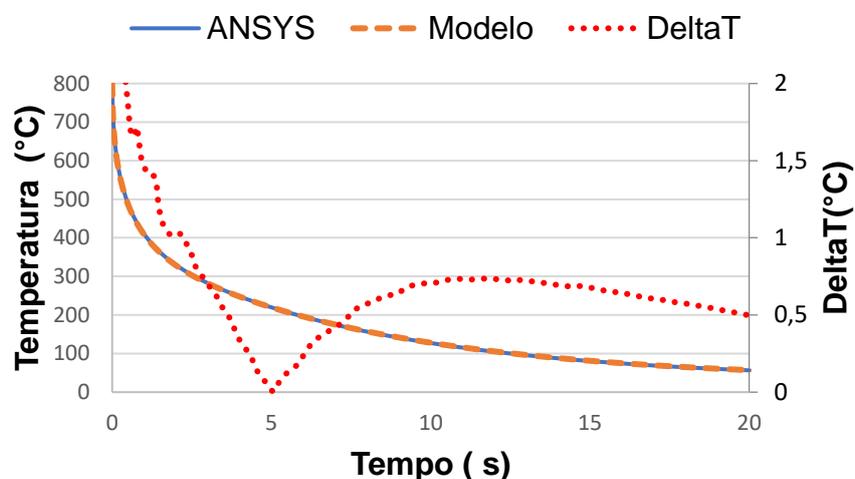


Figura 5.3 Variações de temperatura para superfície do tubo calculadas pelo modelo desenvolvido no presente trabalho e pelo software comercial ANSYS na parte frontal do tubo.

Os resultados para as variações de temperatura obtidas pelos dois métodos de cálculo foram muito semelhantes. As diferenças entre as temperaturas calculadas são menores que 2°C na maior parte do tempo, o que atesta a adequação da programação desenvolvida para a solução numérica do modelo proposto. Através destes testes fica comprovado que se está resolvendo corretamente as equações do modelo desenvolvido.

5.1.3 Estudo de independência de malha

O estudo de independência de malha foi realizado por meio do método gráfico. Nesse método são gerados os gráficos da solução obtida para diferentes valores de intervalo de tempo e combinações de divisões da malha nas direções consideradas no modelo. Assim foi escolhida a menor malha e intervalo que permitiu um cálculo da temperatura nas superfícies interna e externa com variações inferiores a 1°C. Para esse estudo de malha adotou-se as mesmas condições do item 5.1.2, com exceção do coeficiente de transferência de calor, que foi considerado varável ao longo da direção axial e dependente da posição angular, para que o modelo fosse capaz de simular situações onde ocorre variações da condição de contorno, ao longo dessas direções. O h utilizado

nas regiões molhadas pelos sprays está explícito na equação (5.3), nas regiões onde não ocorre contato com a água adotou-se o valor de h como sendo $150 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

$$h_{total} = 8000 \times (1 + \sin \theta) \quad (5.3)$$

A partir do estudo de malha adotou-se um intervalo de tempo 0,01s e uma malha com 15,36 e 50 divisões nas direções radial, angular e axial respectivamente para o modelo tridimensional. Para o modelo bidimensional adotou-se o mesmo intervalo de tempo a as mesmas divisões nas direções radial e angular. A Figura 5.4 mostra um dos testes de independência de malha realizado para a direção radial

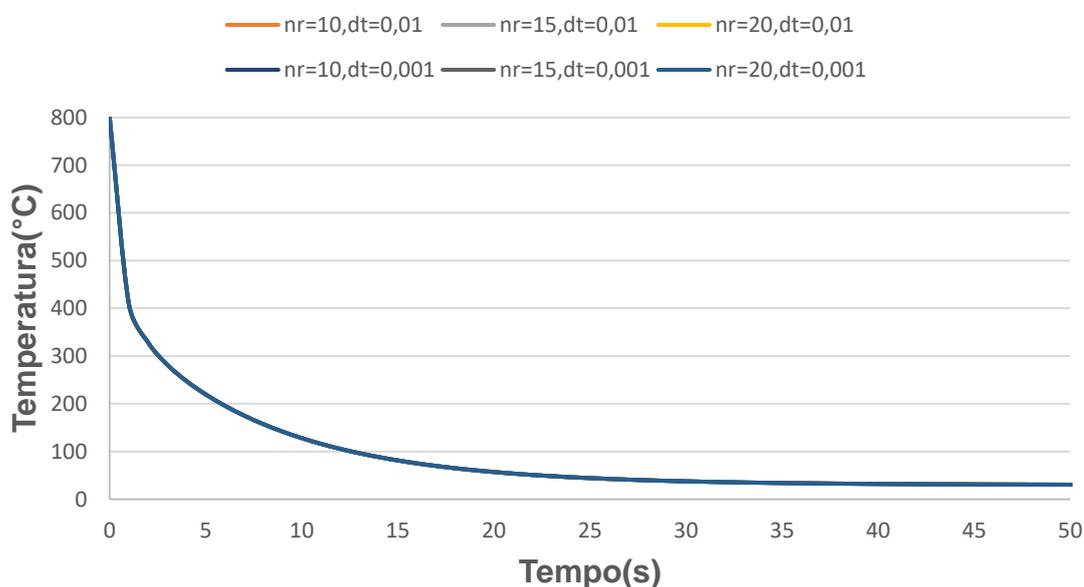


Figura 5.4 Teste de independência de malha em r (nr) e intervalo de tempo (dt) para a direção radial no modelo bidimensional

Para todos esses valores de divisões na direção radial (nr) e intervalos de tempo os valores de temperatura calculados nas superfícies interna e externa com tiveram variações inferiores a 1°C , que foi o critério adotado para escolha da malha e intervalo de tempo adequados. Esse teste também foi feito para as demais direções consideradas pelo modelo, angular e axial.

5.3. Validação do Modelo Matemático

A validação do modelo matemático desenvolvido foi feita através da comparação com dados experimentais fornecidos por uma empresa siderúrgica do grupo Vallourec.

O sistema de resfriamento da planta utilizada para a validação é parecido com o de Chen et al. (2015), no entanto não há um espaçamento considerável entre os anéis.

Inicialmente o tubo é introduzido no forno de através de um sistema de transporte por rolos. O tubo permanece no forno por um determinado tempo, denominado tempo de cura, até atingir a temperatura de austenitização, em torno de 900°C-1000°C. O tempo de cura e a temperatura de austenitização dependem da qualidade do aço a ser tratado e das dimensões do tubo;

Após sair do forno de austenitização, o tubo passa por 6 conjuntos que contem bicos de sprays com comprimento total de 9m. É possível controlar a vazão de cada um desses conjuntos separadamente. O tubo sai do forno de austenitização e passa pelo descarepador e em seguida pela instalação de resfriamento. O conjunto de rolos que transporta a peça possui uma determinada inclinação. Durante o transporte é possível controlar a velocidade de avanço do tubo, que também gira devido a inclinação dos rolos. Assim o tubo realiza um movimento de translação durante o resfriamento. A Figura 5.5 mostra a vista frontal do primeiro anel de resfriamento.



Figura 5.5 Rolos transportadores e anel de resfriamento.

Os experimentos que produziram os dados para a validação desse modelo foram realizados conforme o procedimento descrito a seguir.

Termopares do tipo K com 1,5 mm de diâmetro foram fixados a 1mm de profundidade no tubo e a 0,5m da ponta do tubo em um furo de 3mm de diâmetro. A temperatura foi registrada durante o resfriamento do tubo.

Utilizando as medidas dos termopares, calculou-se o coeficiente de transferência de calor utilizando o método inverso, que consistiu em estimar o fluxo de calor a partir da temperatura medida em um ponto próximo a superfície. O sinal de temperatura mensurado é transformado no tempo e no espaço através das transformadas de Laplace e de Fourier. O método de estabilização de tempos futuros de Beck foi integrado ao código de cálculo do coeficiente de transferência de calor, h , para estabilizar a solução obtida como descrito no trabalho de Devynck (2014). Os valores de h calculados nos testes foram fornecidos pela equipe de engenheiros do Centro de pesquisa da Vallourec na França.

Nos ensaios realizados, utilizou-se um tubo com diâmetro externo, espessura de parede e comprimento de 139,7mm, 7,72mm e 10m, respectivamente. As variáveis operacionais de cada ensaio são apresentadas na tabela V.1.

Tabela V.1 Variáveis operacionais para cada um dos experimentos realizados.

	V (m/s)	V_{θ} (m/s)	Vazão 1 (m ³ /h)	Vazão 2 (m ³ /h)	Vazão 3 (m ³ /h)	Vazão 4 (m ³ /h)	Vazão 5 (m ³ /h)	Vazão 6 (m ³ /h)
Experimento 1	0,5	0,233	200	200	200	200	200	200
Experimento 2	0,5	0,233	200	250	300	300	300	300

No primeiro experimento, o tubo saiu do forno a uma temperatura de 905°C e foi resfriado por 20s. No experimento 2, a temperatura de saída do forno foi 907°C e o tempo de resfriamento de 20s. Para cada um dos experimentos, a partir dos valores de coeficiente de transferência fornecidos pela Vallourec, foi ajustada uma equação do coeficiente de transferência de calor, h , em função do tempo. Para isso foi utilizado o software Eureka Pro, versão acadêmica.

Coeficiente de transferência de calor para o Experimento 1:

$$\begin{aligned}
 & h_{total} \\
 & = C1 \times t - C2 - C3 \times t^3 \\
 & - C2 \\
 & \times \sin(\sin C4 + C5 \times t) \\
 & \times \sin(\sin t + \sin(C6 + C5)) \\
 & - C7 \times t \times t \times \sin(C8 + \sin(C6 + C5 \times t))
 \end{aligned} \tag{5.4}$$

Tabela V.2 Coeficientes da equação (5.4)

C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
1135	668	1,8	1,11	0,61	1,15	276	0,70

Coeficiente de transferência de calor para o Experimento 2:

Para $t \leq 2s$

$$h_{total} = C1 + C2 \times \sin t + C3 \times t \times \exp(t) \quad (5.5)$$

$$+ C4 \times \exp(t) \cos(C1 \times t) - C5 \times t$$

Tabela V.3 Coeficientes da equação (5.5)

C1	C2	C3	C4	C5
14	1535	179	28	1568

Para $>2s$

$$h_{total} \quad (5.6)$$

$$= C1 \times t - C2 - C3 \times t^3$$

$$- C2$$

$$\times \sin(t) \times (\sin C4 + C5 \times t)$$

$$- C6 \times t \times \sin(C7 + t + \sin(C8 + \sin C4 + C8 \times t))$$

Tabela V.4 Coeficientes da equação (5.6)

C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
1120	692	1,8	-1,76	1,40	263	1,40	0,59

Introduziu-se no modelo tridimensional desenvolvido os dados referentes à geometria do sistema de resfriamento da usina e do tubo a ser temperado. A condição inicial e de contorno foram alteradas para a temperatura inicial e h de cada um dos experimentos realizados.

A Figura 5.6 mostra os valores de temperatura calculados pelo modelo e os resultados obtidos no experimento 1.

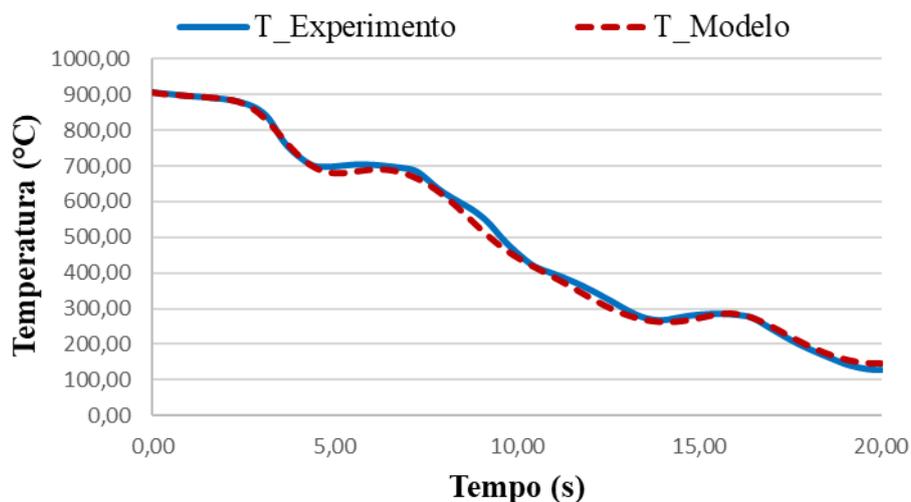


Figura 5.6 Variações de temperatura obtidas no experimento 1 e calculadas pelo modelo.

Observando-se a Figura 5.6 observa-se que o modelo forneceu resultados muito semelhantes aos do experimento. O erro médio da temperatura calculada pelo modelo em relação ao experimento foi de $7,16^{\circ}\text{C} \pm 11,93$ onde 11,93 é o desvio padrão.

Os resultados para o experimento 2 são apresentados na Figura 5.7.

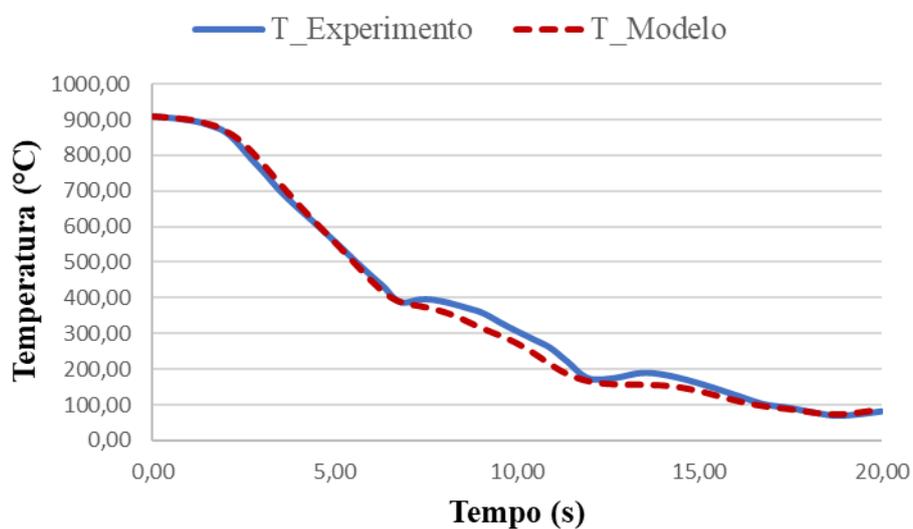


Figura 5.7 Variações de temperatura obtidas no experimento 2 e calculadas pelo modelo.

Novamente o modelo desenvolvido gerou resultados muito próximos aos do experimento. Para o experimento 2 o erro médio do modelo foi de $11,28^{\circ}\text{C} \pm 17,61$.

A partir destes resultados e da comparação com modelos validados encontrados na literatura como os de Volle et all (2006) e Chen et all (2015), pode-se afirmar e o modelo foi desenvolvido foi validado e é capaz de prever a evolução dos valores de temperatura durante o resfriamento. É importante ressaltar que esse tipo de experimento é sensível as incertezas quanto à localização do termopar, seu tempo de resposta e o próprio erro de medida do termopar tipo K, que pode chegar a 2 °C (site Termometrics – <http://www.thermometricscorp.com/thertypk.html>). O valor dessa incerteza também precisa ser verificado pois depende do tempo de uso do termopar e das condições do ensaio.

A Figura 5.8 e Figura 5.9 apresentam as taxas de variação de temperatura calculadas através do modelo e pelos dados experimentais. Novamente constata-se uma boa concordância entre os valores, considerando que o cálculo das taxas envolve estimativa de derivada, que sempre apresenta uma maior margem de erro, pois depende da diferença das temperaturas. No caso de dados experimentais, este cálculo é muito afetado por ruído nas medições.

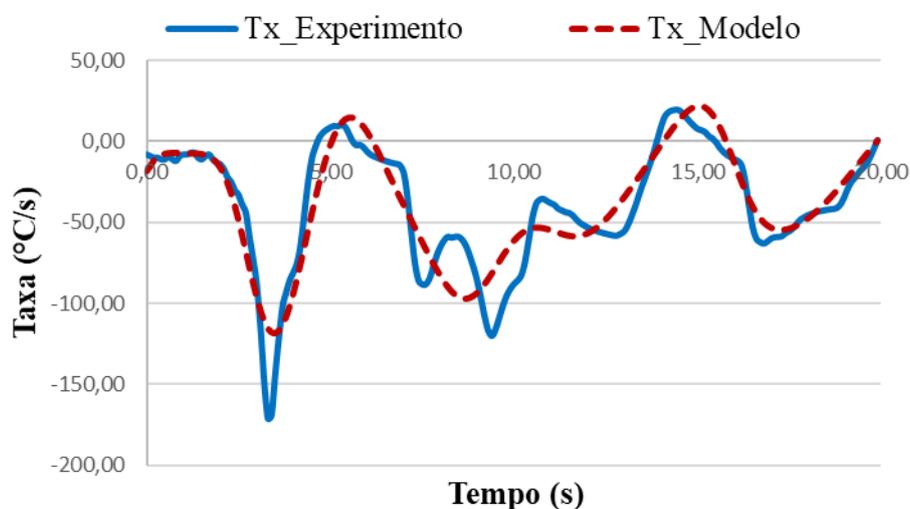


Figura 5.8 Taxas de resfriamento experimentais e previstas pelo modelo. Experimento 1.

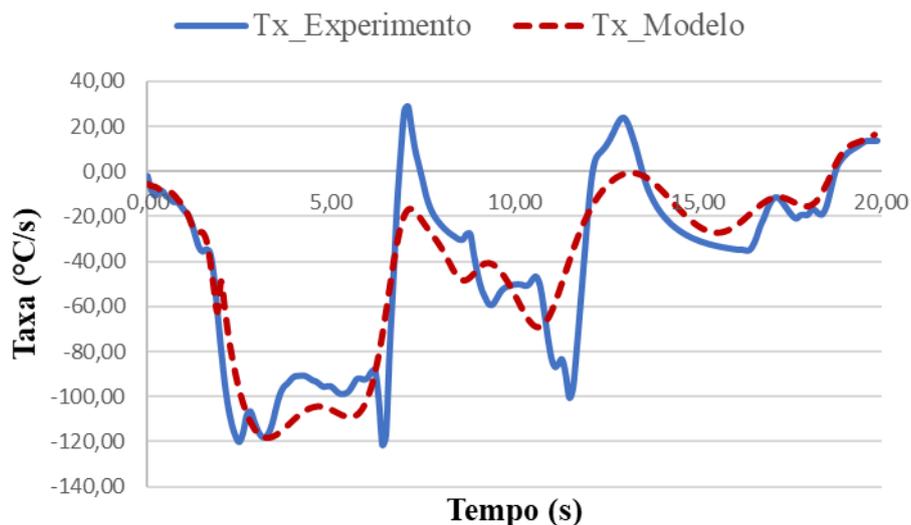


Figura 5.9 Taxas de resfriamento experimentais e previstas pelo modelo. Experimento 2.

5.4. Simulações Desenvolvidas e Análise de Efeitos de Variáveis de Processo.

As simulações foram desenvolvidas considerando um tubo com diâmetro externo, espessura de parede e comprimento de 139,7mm, 7,72mm e 10m, respectivamente. Na abordagem bidimensional utilizou-se 15 elementos na direção radial e 36 na direção angular. Na abordagem tridimensional, usou-se o mesmo número de elementos da abordagem bidimensional para as direções radial e angular e a direção axial foi dividida em 50 elementos. O intervalo de tempo utilizado nas simulações foi 0,01s.

Os parâmetros de processo que foram utilizados são mostrados na Tabela V.5.

Tabela V.5-Parâmetros de processo (Chen et al., 2015)

Parâmetro	Valor adotado
Número de anéis de resfriamento	9
Distância entre cada anel de resfriamento (m)	1
Largura da região resfriada por cada anel (m)	0,35
Velocidade de avanço do tubo (m/s)	0,9
Tempo de residência na zona de resfriamento (s)	10s

No sistema utilizado para a modelagem, os anéis são espaçados entre si. Foram, então, utilizados valores de coeficiente de transferência de calor para a superfície externa

do tubo, que variaram ao longo da direção axial à medida que o tubo se desloca a uma dada velocidade. Assim, foram adotados valores de h_{total} correspondentes ao resfriamento por água, 8000 (W/m².K) (Chen et al., 2015), para as posições correspondentes à zona de influência dos anéis, considerada de 0,35m para cada anel. Nas demais posições considerou-se o h_{total} iguais ao resfriamento por ar, 150 (W/m².K) (Chen et al., 2015).

5.4.1. Influência da descontinuidade da linha de resfriamento

Foram realizadas simulações considerando o espaço entre os anéis onde o h_{total} foi variado dentro da zona de resfriamento. A Figura 5.10 mostra a evolução da temperatura para três posições radiais, na superfície mais interna do tubo (interno), posição intermediária (parede) e posição localizada na superfície externa (externo).

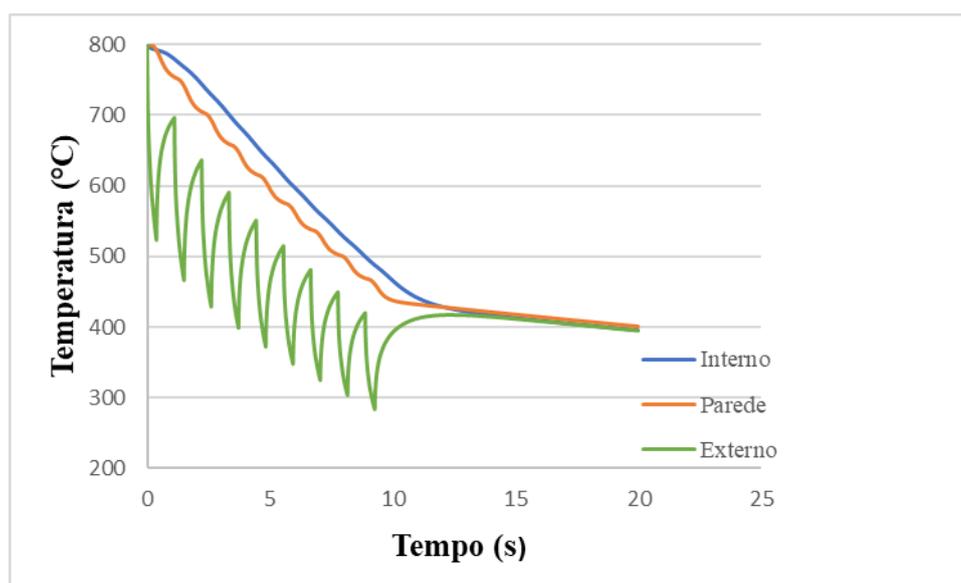


Figura 5.10 Perfil de temperatura calculado com o coeficiente de transferência de calor variável ao longo da zona de resfriamento.

As variações de temperatura previstas estão coerentes com os resultados obtidos por Chen et al. (2015) e Chan (2007), que consideraram o espaçamento entre as regiões de resfriamento.

O espaçamento entre os anéis na zona de resfriamento afeta a temperatura no tubo. Regiões com taxas de resfriamento muito diferentes podem contribuir para a formação de defeitos, aumento das tensões residuais e deformações. O efeito do espaçamento entre as

zonas é mais evidente na superfície externa do tubo, que entra em contato com a água dos sprays.

5.4.2. Impacto da transferência de calor na direção axial

Os modelos desenvolvidos para a têmpera de aços encontrados na literatura consideram transferência de calor em duas dimensões. Nos modelos para geometria cilíndrica são consideradas apenas as direções radial e angular, como nos modelos de Devynck (2014) e Volle et al. (2009). Nesse trabalho foram realizadas simulações utilizando a mesma abordagem bidimensional destes autores e simulações utilizando a abordagem tridimensional, que realiza o balanço de energia nas direções radial, angular e axial. Os resultados obtidos foram comparados

A Figura 5.11 e Figura 5.12 mostram uma comparação entre os resultados utilizando-se a abordagem bidimensional (2D) e tridimensional (3D) na superfície interna e externa do tubo, respectivamente.

Na abordagem bidimensional, para considerar o espaçamento entre os anéis e a consequente variação do coeficiente de transferência de calor ao longo da direção axial, fez-se o rastreamento do domínio ao longo do tempo. Imaginou-se uma fatia bidimensional (seção transversal do tubo), que se movimenta ao longo do tempo de acordo com a velocidade de avanço do tubo.

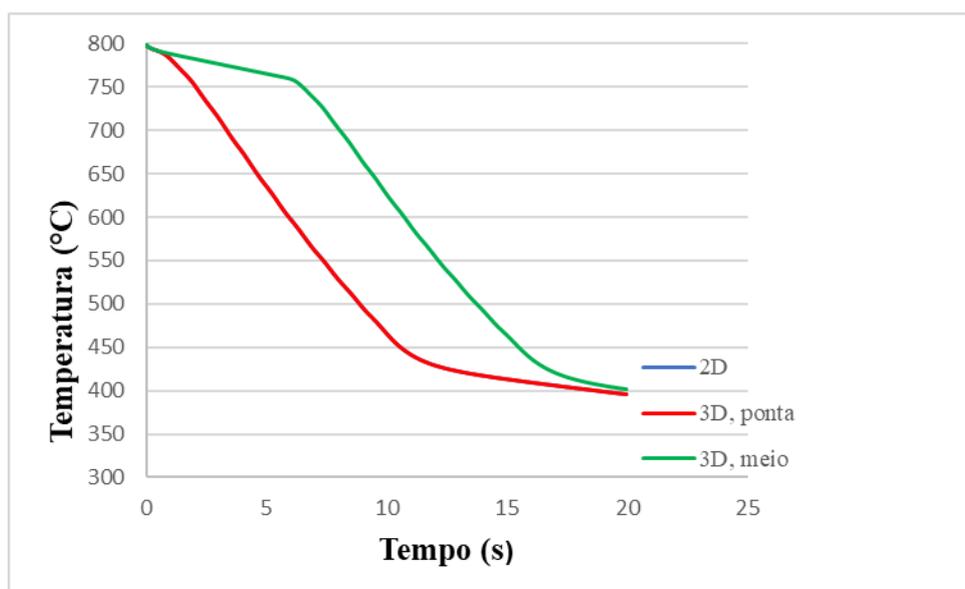


Figura 5.11- Temperaturas calculadas pelos modelos 2D e 3D na ponta e no meio do tubo para a superfície interna do tubo.

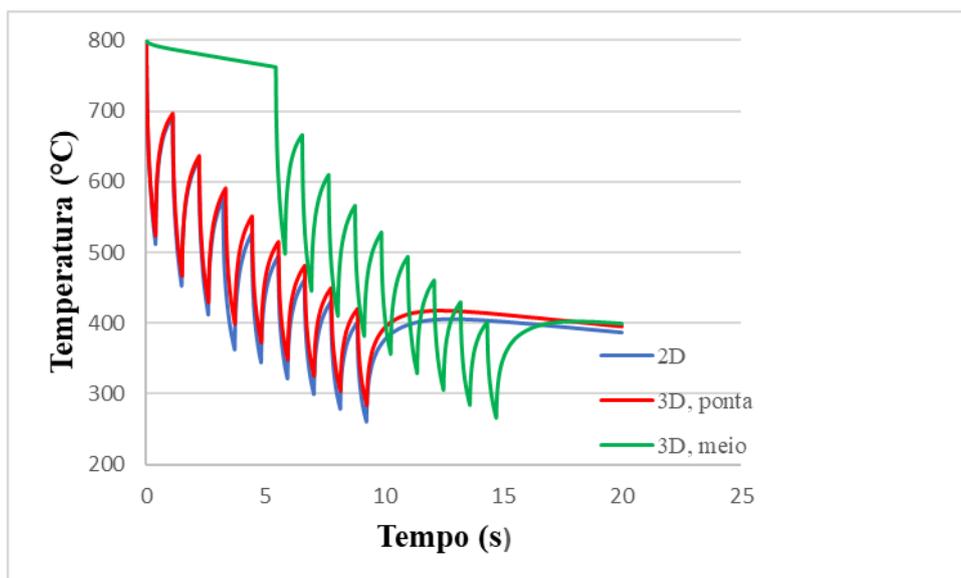


Figura 5.12 - Temperaturas calculadas pelos modelos 2D e 3D na ponta e no meio do tubo para a superfície externa do tubo.

Observando o gráfico da Figura 5.11, nota-se que a variação de temperatura prevista pelo modelo bidimensional é semelhante à prevista pelo modelo tridimensional para a ponta do tubo na superfície interna, as curvas das duas abordagens estão superpostas. No entanto na superfície externa, Figura 5.12, existe uma diferença entre a temperatura calculada entre os dois modelos. Isso ocorre porque no cálculo do modelo bidimensional não há condução de calor na direção axial e não existe convecção nas superfícies frontal e posterior. A diferença entre as duas abordagens é mais evidente na superfície, pois a superfície está em contato direto com os bicos de sprays, que representam a principal forma de extração de calor e os gradientes térmicos nessa região são maiores. A diferença entre os valores de temperatura calculados pelas duas abordagens pode chegar a 140 °C.

Como na superfície interna do tubo, os gradientes térmicos são menores, a diferença entre os dois modelos torna-se menos evidente.

Em ambos os gráficos, Figura 5.11 e Figura 5.12, é mostrado o perfil térmico calculado pelo modelo 3D para uma posição localizada no meio do tubo. Pode-se observar que esse perfil difere da ponta do tubo, pois essa região entra no circuito de anéis posteriormente. No início, a extração de calor na superfície externa é promovida pelo ar e por condução ao longo da direção axial. Esse resultado não pode ser obtido pela abordagem bidimensional, pois esta distingue a posição da fatia pelo tempo de resfriamento e ignora a condução ao longo do comprimento do tubo, o que implica em

resultados com imprecisões para os valores de temperatura calculados. Outra possibilidade do uso da simulação tridimensional é a investigação das tensões térmicas e geração de defeitos na peça resfriada.

Desenvolveu-se simulações para calcular as temperaturas, usando o modelo tridimensional, nas superfícies externa e interna, ao longo do comprimento do tubo, para tempos de simulação iguais a 5s, 10s, 15s e 20s.

A Figura 5.13 mostra um desenho esquemático da posição do tubo nos intervalos de tempo simulados e as Figura 5.14 e 5.15 mostram as temperaturas calculadas pelo modelo tridimensional nas superfícies externa e interna.



Figura 5.13 Desenho esquemático da posição do tubo nos anéis de tempera para os instantes 5s, 10s, 15s e 20s

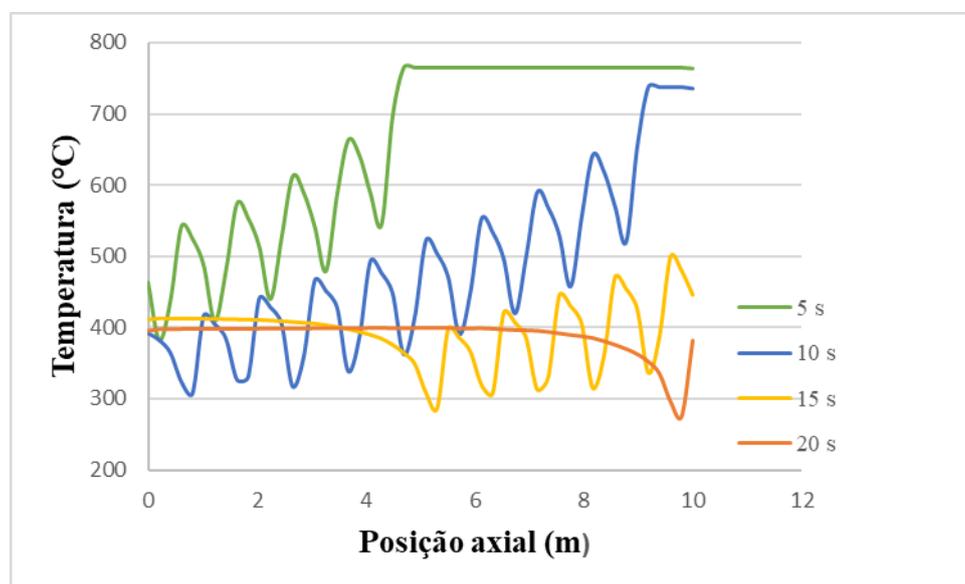


Figura 5.14 Temperatura em função da posição axial para a superfície externa em vários instantes de tempo.

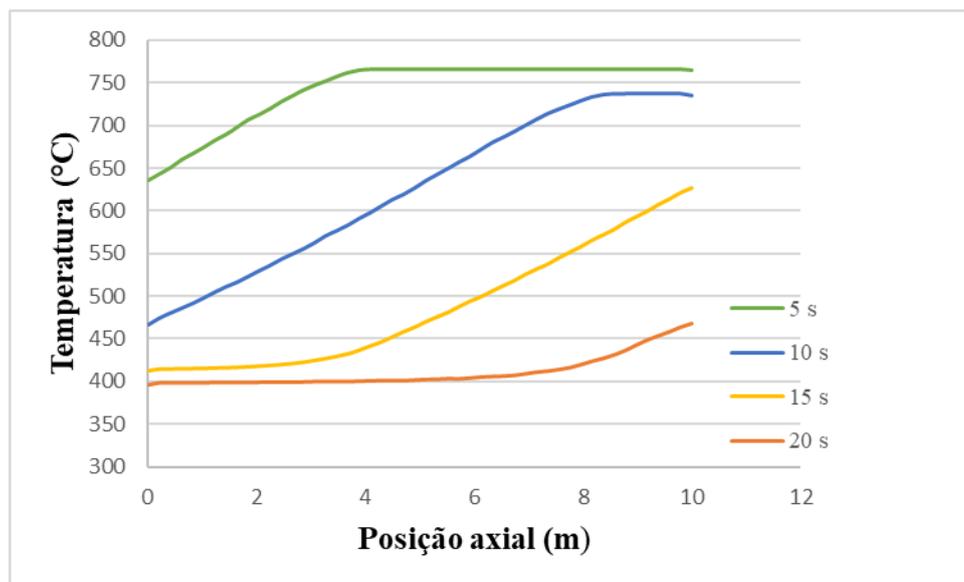


Figura 5.15 Temperatura em função da posição axial para a superfície interna em vários instantes de tempo.

No instante 5s, observa-se que a parte frontal do tubo, posição axial entre 0m e 4m, está dentro do circuito de anéis e tem a superfície resfriada pelos sprays de água, enquanto que o restante do tubo se encontra a temperaturas elevadas, pois são resfriados ao ar. Na superfície interna, Figura 5.15, as temperaturas da região frontal do tubo são superiores às da superfície externa, Figura 5.14, pois é a partir da superfície externa que o calor é extraído pelos sprays de água. Percebe-se também os elevados gradientes térmicos na superfície do tubo, na porção que está na região dos anéis, que correspondem a picos e vales devido à descontinuidade da zona de resfriamento.

No instante 10s, a maior parte do tubo está dentro da zona de resfriamento e nota-se que a temperatura aumenta ao longo do comprimento do tubo pois a ponta do tubo permaneceu um tempo maior dentro dos anéis, que permitiu uma maior extração de calor nessa região.

No instante 15 s, parte do tubo, posição axial entre 5m e 10m, encontra-se em contato com os sprays, e a outra parte, posição axial entre 0m e 5m, já passou pelo circuito e está sendo resfriada ao ar, por isso tem valores de temperaturas mais uniformes, sem picos e vales na superfície externa.

No instante 20s, a maior parte do tubo se encontra fora da zona molhada pelos sprays e apresenta um perfil de temperatura mais homogêneo ao longo da direção axial. A parte posterior do tubo se encontra a uma temperatura um pouco mais elevada, pois essa parte teve um tempo de residência menor dentro do circuito de anéis e o tempo de

simulação não foi suficiente para que ocorresse o equilíbrio térmico entre todos os volumes de controle. Na Figura 5.14 isso fica bem evidente pelo vale na posição 10m, devido ao contato do pé do tubo, última parte a passar no circuito com o ultimo anel de resfriamento.

5.4.3. Impacto da velocidade de rotação do tubo nos perfis de temperatura

Em algumas plantas industriais onde é feita a têmpera de geometrias cilíndricas tem-se um sistema que faz com que o tubo ou cilindro gire em torno do próprio eixo, como no caso dos sistemas modelados por Devynck (2014) e Volle et al. (2009). Nos anéis de resfriamento, os sprays podem ter espaçamentos ao longo da direção angular, o que implica em uma variação do coeficiente de transferência de calor nesta direção. Para avaliar o impacto que a velocidade de rotação tem em sistemas com esta característica, desenvolveu-se simulações, utilizando a abordagem bidimensional, onde o h_{total} foi considerado dependente da posição angular e dado pela Equação (5.7):

$$h_{total} = 4000 \times (1 + \sin \theta) \quad (5.7)$$

Onde θ corresponde à posição angular.

A equação (5.7) representa a situação onde tem-se um único spray resfriando o tubo, como na Figura 5.16

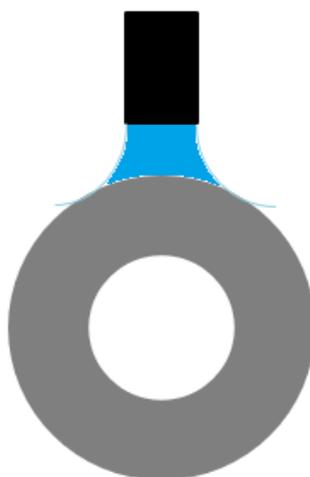


Figura 5.16 Desenho esquemático da condição de simulação, um único spray

Utilizando o modelo bidimensional, foram feitas simulações onde a velocidade angular, v_{θ} , foi considerada nula e simulações com velocidades angulares 2rad/s, 4rad/s

e 6 rad/s. As Figuras 5.17 a 5.21 mostram os resultados do perfil de temperatura ao longo das posições angulares para três posições radiais, interna, meio da parede e externa, para os quatro valores de velocidade de rotação. O tempo de simulação utilizado foi de 5s.

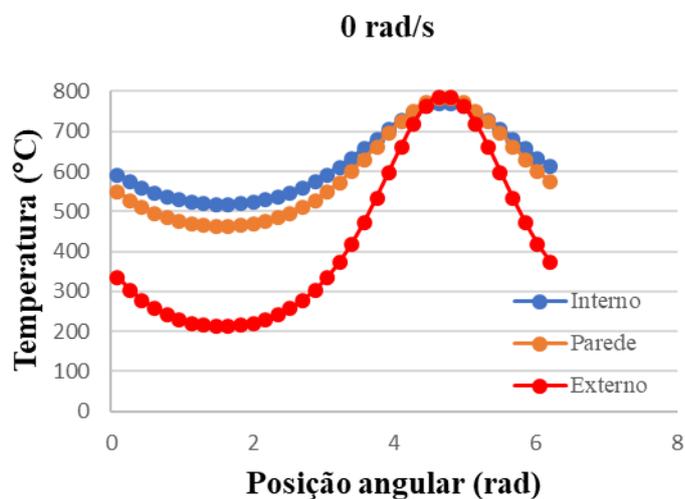


Figura 5.17 Temperatura para diferentes posições angulares para velocidade angular nula.

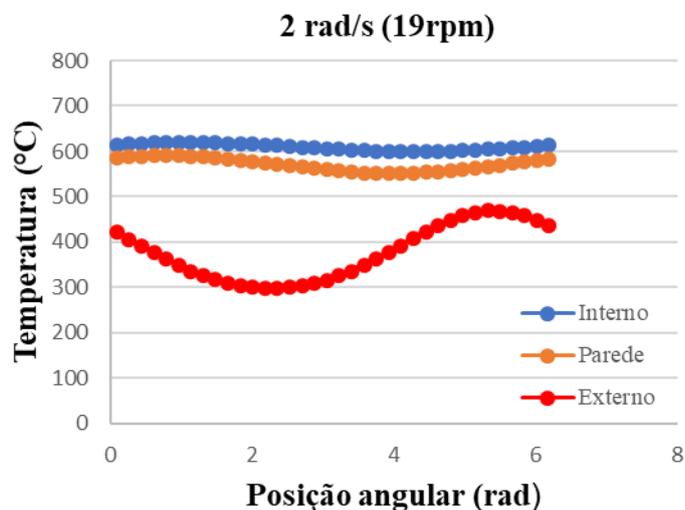


Figura 5.18 Temperatura para diferentes posições angulares para velocidade angular igual a 2rad/s.

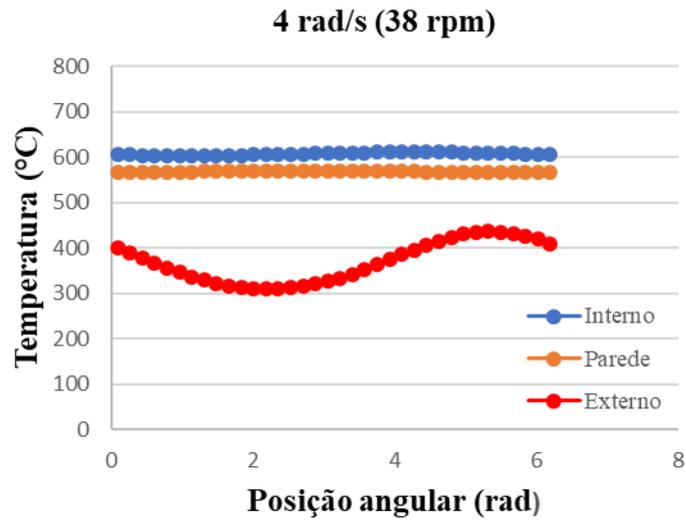


Figura 5.19 Temperatura para diferentes posições angulares para velocidade angular igual a 4rad/s

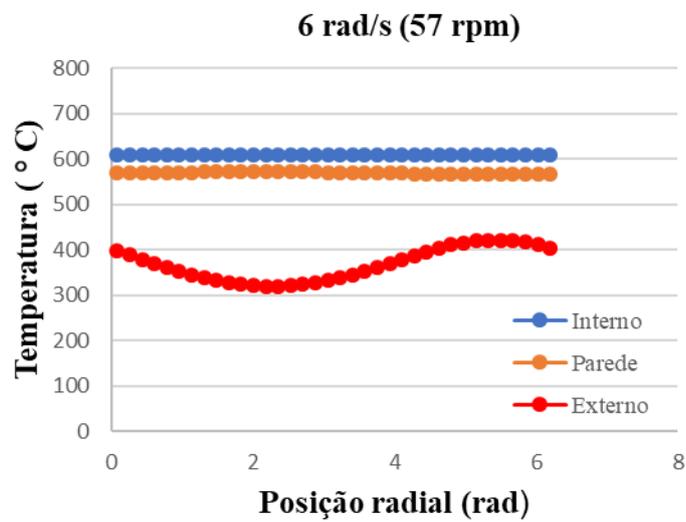


Figura 5.20 Temperatura para diferentes posições angulares para velocidade angular igual a 6rad/s

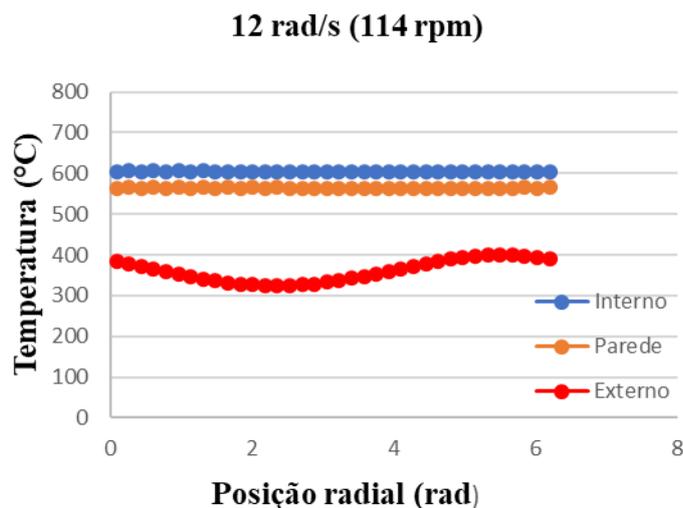


Figura 5.21 Temperatura para diferentes posições angulares para velocidade angular igual a 6rad/s

Os resultados obtidos foram semelhantes aos de Volle et al. (2009). Os gráficos mostram que à medida que a velocidade aumenta, o perfil térmico ao longo da direção angular se torna cada vez mais uniforme. Na situação onde a velocidade de rotação é nula, tem-se o perfil térmico com os maiores gradientes de temperatura. Foram simuladas rotações superiores a 6 rad/s, 12 rad/s, o perfil de temperatura não se alterou significativamente para velocidades de rotação superiores a esse valor, as temperaturas foram praticamente as mesmas ao longo da direção angular. Assim pode-se inferir que a partir de esse e o valor que permite uma uniformização máxima do perfil de temperatura para esse processo.

6 CONCLUSÕES

No presente trabalho, foram desenvolvidos modelos bi e tridimensional para transferência de calor em tubos de aço submetidos ao resfriamento súbito por meio de anéis com sprays de resfriamento. O modelo tridimensional considera a transferência de calor na direção axial e a velocidade de rotação do tubo. O modelo foi verificado pela comparação com um problema de solução analítica e com os resultados obtidos pelo ANSYS. O modelo tridimensional validado por meio de experimentos realizados em escala industrial e pode ser usado na indústria para melhorar o controle do processo de têmpera, auxiliar na determinação das variáveis operacionais e investigação da ocorrência de deformações e defeitos. Assim é uma excelente ferramenta para reduzir os custos de qualidade.

A partir das simulações realizadas foi possível estabelecer as seguintes conclusões:

- O espaçamento entre os anéis faz com que os gradientes de temperatura sejam muito elevados o que pode contribuir para a formação de defeitos como trincas térmicas, uma maneira de reduzir esse efeito e aumentar a velocidade de rotação;
- A transferência de calor na direção axial tem impacto na temperatura calculada pelo modelo sobretudo na superfície externa, quando existe espaçamento entre as estruturas de resfriamento essa diferença pode chegar a 140 °C;
- A rotação faz com que o perfil térmico seja mais uniforme ao longo da direção angular, no entanto a partir de um certo valor (na situação simulada esse valor foi de 6 rad/s), os valores de temperatura não se alteram. Logo existe um valor ótimo que permite um perfil mais regular

O modelo desenvolvido pode ser adaptado para funcionar em tempo real e, como considera a transferência de calor nas três direções (radial, angular e axial) e a velocidade de rotação, pode ser usado para diferentes tipos de instalações.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A têmpera de tubos é uma etapa muito importante para a qualidade final do produto e existem vários fenômenos envolvidos que devem ser melhor estudados. Assim podem ser sugeridas as seguintes etapas para trabalhos posteriores relacionados a esse tema:

- Estudo experimental da relação entre o coeficiente de transferência de calor e as principais variáveis operacionais como fluxo de água, velocidade de avanço do tubo e velocidade de rotação;
- Introduzir ao modelo desenvolvido o coeficiente de transferência de calor como uma função dos parâmetros de processo, velocidade de avanço, velocidade de giro e pressão da água, por exemplo;
- Incluir no modelo desenvolvido as deformações mecânicas que podem ocorrer durante o resfriamento dos tubos de aço, por exemplo a contração térmica devido o resfriamento e expansão volumétrica devido as transformações na microestrutura, no caso de transformação da austenita para martensita.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bergman, T., Lavine, A., Incropera, F., Dewitt, D. (2011) *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (sétima edição). Jefferson, USA: John Wiley & Sons.
- Brimacombe, J.K. et al (1984). Spray cooling in the continuous casting of steel. In: *Continuous Casting: Heat Flow, Solidification and Crack Formation*. Warrendale: *Iron and Steel Society*, v. 2, p. 109-123.
- Callister, W. D. (2007). *Materials Science and Engineering* (Seventh). Danvers, USA: John Wiley & Sons.
- Chan, P. (2007) *Jet impingement boiling heat transfer at low cooling temperatures*. PhD thesis, University of British Columbia.
- Chen, Z., Han, H., Ren, W., & Huang, G. (2015). Heat transfer modeling of an annular on-line spray water cooling process for electric-resistance-welded steel pipe. *Plos one*. 10(7). 1–19.
- Gradeck, M., Kouachi, A., Lebouché, M., Volle, F., Mailliet, D., & Borean, J. L. (2009). Boiling curves in relation to quenching of a high temperature moving surface with liquid jet impingement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(5–6), 1094–1104. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.09.015>
- Hasan, H. S., Peet, M. J., Jalil, J. M., & Bhadeshia, H. K. D. H. (2011). Heat transfer coefficients during quenching of steels. *Heat and Mass Transfer/Waerme- Und Stoffuebertragung*, 47(3), 315–321. <https://doi.org/10.1007/s00231-010-0721-4>
- Kim, J. (2007). Spray cooling heat transfer: The state of the art. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28(4), 753–767. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2006.09.003>
- Nobari, A. H. (2014). *Mechanistic Jet Impingement Model for Cooling of Hot Steel Plates*. University of Columbia. University of Brithis Columbia.
- Patankar, S. V. (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*. (Taylor&Francis, Ed.). Book.
- S. Devynck (2014) *Etude experimentale et numerique du procede de trempe par jet d'eau impactant*. Ph.D thesis, University of Lorraine, Nancy, France.
- S.Devynck, S.Denis, J.P.Bellot, T.Bernard, M. G. (2016). Influence of boiling heat transfer and phase transformations on the deformation of a steel tube during quenching by impinging water jets. *Werkstofftech*, 47(8), 755–761. <https://doi.org/10.1002/mawe.201600609>

- Sengupta, J., Thomas, B. G., & Wells, M. a. (2004). Understanding the role water-cooling plays during continuous casting of steel and aluminum alloys. *MS&T 2004 Conference Proceedings*, 179–193.
- Totten, G. E. (2006). *Steel Heat Treatment Metallurgy and Technologies* (Second). Oregon,USA: Taylor & Francis Group.
- Wang, H., Yu, W., & Cai, Q.(2012).Experimental study of heat transfer coefficient on hot steel plate during water jet impingement cooling. *Journal of Materials Processing Technology*, 212(9).1825–1831.
- Volle, F (2006).*Conduction inverse sur en cylindre en rotation cas del'ebulition convective induite par l'impanct d' un jet d' eau*. PhD thesis. Nancy Université.Volle, F., Maillet, D., Gradeck, M., Kouachi, A., & Lebouché, M (2009). Practical application of inverse heat conduction for wall condition estimation on a rotating cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(1–2) 210–221
- Volle, F., Maillet, D., Gradeck, M., & Lebouche, M. (2008). Semi-analytical inverse heat conduction on a rotating cylinder with Laplace and Fourier transforms. *Inverse Problems in Science and Engineering*, 16(5), 655–674.
<https://doi.org/10.1080/17415970701198373>
- Wang H, Li G, Lei Y, Zhao Y, Dai K, Wang J. (2005). Mathematical heat transfer model research for the improvement of continuous casting temperature *ISIJ International*, v. 45, n. 9, p. 1291-1296;