



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

Projeto e validação de um banco de testes para determinação do coeficiente de troca de calor entre a superfície interna de um tubo de aço e a água de resfriamento durante o processo de têmpera

Kássio Nogueira Cançado

Belo Horizonte, 13 de agosto de 2020

Kássio Nogueira Cançado

Projeto e validação de um banco de testes para determinação do coeficiente de troca de calor entre a superfície interna de um tubo de aço e a água de resfriamento durante o processo de têmpera

Apresentado em cumprimento parcial dos requisitos para o grau de mestre em Engenharia Mecânica no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Dr. Luiz Machado

Coorientador: Dr. Willian Moreira Duarte

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2020

C215p	<p>Cançado, Kássio Nogueira. Projeto e validação de um banco de testes para determinação do coeficiente de troca de calor entre a superfície interna de um tubo de aço e a água de resfriamento durante o processo de têmpera [recurso eletrônico]/ Kássio Nogueira Cançado. - 2020. 1 recurso online (86 f. : il., color.) : pdf.</p> <p>Orientador: Luiz Machado. Coorientador: Willian Moreira Duarte.</p> <p>Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Anexo: f.86. Bibliografia: f. 84-86.</p> <p>Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.</p> <p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Metais – Têmpera - Teses. 3. Calor – transmissão - Teses. 4. Aço – tratamento térmico – Teses. I. Machado, Luiz. II. Duarte, Willian Moreira. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.</p>
	CDU:621 (043)



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

FOLHA DE APROVAÇÃO

"PROJETO E VALIDAÇÃO DE UM BANCO DE TESTES PARA DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR ENTRE A SUPERFÍCIE INTERNA DE UM TUBO DE AÇO E A ÁGUA DE RESFRIAMENTO DURANTE O PROCESSO DE TEMPERA"

KASSIO NOGUEIRA CANÇADO

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Luiz Machado (orientador/Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Willian Moreira Duarte (Centro Universitário de Belo Horizonte/UniBH), Dra. Lis Nunes Soares (Vallourec SA.), Dr. Ricardo Junqueira Silva (Vallourec SA.) e Juan José Garcia Pabón (Universidade Federal de Itajubá/UNIFEI), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de **"Mestre em Engenharia Mecânica"**, na área de concentração de **"Energia e Sustentabilidade"**.

Dissertação aprovada no dia 13 de agosto de 2020.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Luiz Machado, Vice diretor(a) de unidade**, em 31/08/2020, às 12:12, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Juan Jose Garcia Pabon, Usuário Externo**, em 10/09/2020, às 12:14, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Usuário Externo**, em 10/09/2020, às 12:58, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Ricardo Junqueira Silva, Usuário Externo**, em 15/09/2020, às 08:33, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Lis Nunes Soares, Usuário Externo**, em 16/09/2020, às 13:44, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0220767** e o código CRC **657D460E**.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho, com certeza é fruto de muita dedicação e esforço pessoal. Contudo, ele só foi possível graças ao apoio de muitas pessoas que de alguma maneira contribuíram para que chegasse a este ponto, as quais deixo aqui meus sinceros agradecimentos.

Primeiramente, gostaria de agradecer a Deus por iluminar toda minha jornada. Gostaria de agradecer a minha família, em especial a minha mãe Vera, a quem dedico este trabalho. Obrigado por estar sempre ao meu lado e me apoiar em todas as decisões da minha vida.

Gostaria de agradecer ao meu orientador, Professor Luiz Machado. Obrigado pela oportunidade, confiança, paciência e ensinamentos ao longo deste trabalho.

Gostaria de agradecer à Vallourec Soluções Tubulares do Brasil, por fornecer todos os recursos necessários à realização deste trabalho. Em especial, gostaria de agradecer a Dra. Lis Nunes Soares pela confiança e incentivo para participar deste projeto e entrar neste programa de pós graduação e ao Dr. Ricardo Junqueira pelo apoio.

Gostaria de agradecer ao engenheiro Pedro Apipe, pelo apoio, tempo dedicado e companheirismo no acompanhamento do projeto.

Gostaria de agradecer ao Professor Dr. Willian Moreira Duarte pela co-orientação neste trabalho. Obrigado pela paciência e ensinamentos.

Gostaria de agradecer a todos os meus amigos do GREA: Ramon, Tulio, Leonardo, Ivana, Cleison, Willian, Tiago, Sabrina, Juan, Pietro, Maria Clara pela amizade e pela companhia diária.

Gostaria de agradecer o Prof. Ricardo Koury (*in memorian*) pela oportunidade de ingressar neste programa de pós graduação ainda como aluno de graduação do CEFET-MG.

Gostaria de agradecer ao Rodrigo da WM Afição de Ferramentas pelo suporte e excelência nos serviços prestados.

Gostaria de agradecer ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFMG, em especial à Marina, sempre disposta a ajudar.

Gostaria de agradecer a CAPES pela concessão de minha bolsa de estudos.

Por fim, estendo meus agradecimentos a todos que, direta ou indiretamente, contribuíram com este trabalho.

RESUMO

A têmpera é um processo de tratamento térmico de suma importância na produção de tubos de aço. Esse tratamento visa conferir ao aço as propriedades mecânicas desejadas. Dentre os diversos processos de têmpera existentes, um dos mais utilizados consiste em imergir o tubo em um tanque de água dotado de um sistema que promove a rotação do tubo durante o resfriamento. O presente trabalho tem como principal objetivo a concepção, o dimensionamento e a construção de um banco de testes para determinação experimental do coeficiente de transferência de calor entre a superfície interna de um tubo e a água em condições similares ao processo de têmpera. Para validar o procedimento experimental, quase todos os testes foram conduzidos com o tubo estático com escoamento interno de água monofásico de líquido e vapor. Os resultados foram comparados com valores teóricos obtidos por meio de correlações disponíveis na literatura. No caso do escoamento de vapor, os dados experimentais mostraram boa concordância, com 95 % dos pontos apresentando um erro máximo de ± 30 % em relação aos valores teóricos e com uma diferença relativa média absoluta (MARD) de 14 %. Para a água líquida, 75 % dos pontos experimentais apresentaram erro máximo de ± 30 % comparados aos valores teóricos e a média absoluta foi de 28 %. Além disso, os valores obtidos com água líquida mostraram-se sistematicamente inferiores aos teóricos. Os testes para avaliar os efeitos da rotação foram conduzidos utilizando água no estado vapor para as rotações de 25, 50 e 100 RPM. Na rotação maior, para todas as situações testadas, o coeficiente de troca de calor foi menor que aquele para o tubo estacionário, sugerindo que rotações mais elevadas inibem a troca de calor. Os coeficientes de troca de calor para o tubo em rotação foram comparados com valores obtidos pela correlação de SEGHIR-OUALI et al. Não obstante as condições de testes estarem fora do intervalo de validade dessa correlação, a curva de evolução dos resultados experimentais apresentou comportamento coerente em relação à referida correlação.

Palavras chaves: coeficiente de transferência de calor, têmpera de tubos de aço, estudo experimental.

ABSTRACT

Quenching is a heat treatment process of paramount importance in the production of steel tubes. This treatment aims to give the steel the desired mechanical properties. Among the various existing quenching processes, one of the most used consists of immersing the tube in a water tank equipped with a system that promotes the rotation of the tube during cooling. The present work has as main objective the design, the dimensioning and the construction of a test bench for experimental determination of the heat transfer coefficient between the inner surface of the tube and the water under conditions similar to the quenching process. To validate the experimental procedures, almost all tests were conducted with the static tube with internal single-phase water flow of liquid and steam. The results were compared with theoretical values obtained through correlations available in the literature. In the case of steam flow, the experimental data showed good agreement, with 95 % of the points showing a maximum error of ± 30 % in relation to theoretical values with an mean absolute relative difference (MARD) of 14 % . For liquid water, 75 % of the experimental points showed a maximum error of ± 30 % compared to theoretical values and the absolute average was 28 % . In addition, the values obtained with liquid water were systematically lower than the theoretical ones. Tests to assess the effects of rotation were conducted using water in the vapor state for rotations of 25, 50 and 100 RPM. At the highest rotational speed, for all tested situations, the heat exchange coefficient was lower than that for the stationary tube, suggesting that higher speeds inhibit heat exchange. The heat transfer coefficients for the rotating tube were compared with values obtained by a correlation of SEGHIR-OUALI et al. Despite the test conditions being outside the range of validity of this correlation, the evolution curve of the experimental results showed a coherent behavior in relation to the referred correlation.

Keywords: heat transfer coefficient, steel tubes quenching, experimental study.

ABREVIACÕES

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CCC	Cúbica de Corpo Centrado
CFC	Cúbica de Face Centrada
GREA	Grupo de Refrigeração e Aquecimento
MARD	Mean Absolute Relative Difference: “Erro relativo porcentual absoluto”
MRD	Mean Relative Difference: “Erro relativo porcentual”
TRC	Transformação por Resfriamento Contínuo
TTT	Tempo-Temperatura-Transformação
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
GREA	Grupo de Refrigeração e aquecimento
RPM	Revoluções por minuto

NOMENCLATURA

Letras gregas

- β coeficiente de expansão volumétrica [k^{-1}], page 44
 ν viscosidade cinemática [$m^2 \cdot s^{-1}$], page 44
 σ constante de Stefan-Boltzmann [$W \cdot m^2 \cdot K^{-4}$], page 36
 ε emissividade do material, page 36
 μ viscosidade dinâmica [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$], page 42
 ρ densidade [$kg \cdot m^{-3}$], page 42

Letras latinas

- \dot{m} vazão mássica [kg/s], page 69
 T_∞ temperatura do fluido [$^{\circ}C$], page 34
 T_f temperatura de filme [$^{\circ}C$], page 43
 T_s temperatura da superfície [$^{\circ}C$], page 34
 T_{viz} temperatura da vizinhança [$^{\circ}C$], page 40
 $X_{cd,v}$ comprimento de entrada fluidodinâmica [m], page 47
 c_p calor específico [$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$], page 42
 D diâmetro [m], page 42
 h coeficiente de troca [$W \cdot m^{-2} \cdot k^{-1}$], page 34
 k calor condutividade térmica [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$], page 42
 L comprimento [m], page 68
 q'' fluxo de calor [$W \cdot m^{-2}$], page 34
 v velocidade [$m \cdot s^{-1}$], page 42
 A área [m^2], page 34
 U coeficiente global de troca de calor, page 41

Números adimensionais

- Gr Número de Grashof, page 44
 Ra Número de Rayleigh, page 44
 Nu Número de Nusselt, page 42
 Pr Número de Prandtl, page 42
 Re'' Número de Reynolds, page 42

Subscritos

- a axial, page 52
- comb combinado, page 40
- conv convecção, page 39
- e externo, page 68
- i interno, page 68
- j jusante, page 69
- m montante, page 69
- r rotacional, page 52
- rad radiação, page 39
- s superfície, page 34
- viz vizinhança, page 40

FIGURE 3.6: Caldeira elétrica	60
FIGURE 3.7: : Sistema de produção de água quente e de vapor do banco de testes.	60
FIGURE 3.8: Trocador de calor de placas paralelas	61
FIGURE 3.9: Chiller para produção de água fria	62
FIGURE 3.10: Interface desenvolvida no LABVIEW [®] para operação e aquisição de dados experimentais (variáveis de entrada).	63
FIGURE 3.11:: Interface desenvolvida no LABVIEW [®] para operação e aquisição de dados experimentais (variáveis de saída).	64
FIGURE 3.12: Diagrama do banco de testes para determinação do coeficiente de troca de calor interno	65
FIGURE 3.13: Banco de testes para determinação do coeficiente de troca de calor interno	66
FIGURE 3.14: Circuito térmico para calculo do calor perdido na tubulação	68
FIGURE 4.1: Distribuição de temperatura no tarugo de alumínio	74
FIGURE 4.2: Distribuição de temperatura no tarugo de alumínio para baixas potência	75
FIGURE 4.3: Número de Nusselt em função de Reynolds e Prandtl	76
FIGURE 4.4: Coeficiente de troca de calor convectivo em função do número de Reynolds axial	77
FIGURE 4.5: Comparação dos dados experimentais com valores teóricos para água no estado vapor	77
FIGURE 4.6: Comparação dos dados experimentais com valores teóricos para água no estado líquido	78
FIGURE 4.7: Comparação das incertezas dos dados experimentais e dos valores teóricos para água no estado de vapor	79
FIGURE 4.8: Comparação das incertezas dos dados experimentais e dos valores teóricos para água no estado líquido	79
FIGURE 4.9: Influência do aumento da rotação no numero de Nusselt para uma vazão de vapor fixa	81
FIGURE 4.10: Influência do aumento de vazão no numero de Nusselt para uma rotação fixa	82
FIGURE 4.11: Número de Nusselt teórico em função do número de Reynolds rotacional para uma vazão de vapor fixa	82

LISTA DE TABELAS

TABLE 2.1:	Condutividade térmica de alguns materiais à temperatura ambiente . . .	29
TABLE 2.2:	Valores típicos para coeficiente de troca de calor por convecção . . .	35
TABLE 2.3:	Emissividade de alguns materiais a $27^{\circ}C$	37
TABLE 2.4:	Coeficientes para determinação do numero de Rayleigh	45
TABLE 2.5:	Números de Nusselt para escoamento turbulento totalmente desen- volvidos em tubos lisos	49
TABLE 3.1:	Parâmetros de projeto do banco de testes	53
TABLE 3.2:	Condições de contorno para seleção do material do corpo de provas .	56
TABLE 3.3:	Resultado das medições de rotação do moto redutor	58
TABLE 3.4:	Condições operacionais utilizadas nos testes com água no estado de vapor	66
TABLE 3.5:	Condições operacionais utilizadas nos testes com água no estado liquido	67
TABLE 3.6:	Incerteza dos parâmetros medidos	70
TABLE 4.1:	Resultado das simulações para selecionar o material do corpo de provas	74

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivo principal	17
1.2	Objetivos específicos	17
1.3	Motivação	18
1.4	Justificativa	18
1.5	Estruturação	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	Tratamento térmico dos aços	19
2.1.1	Sistema ferro-carbono	19
2.1.2	Diagramas de Transformação de fase	21
2.1.3	O Processo de têmpera	23
2.2	Transferência de calor	27
2.2.1	Condução	28
2.2.2	Convecção	33
2.2.3	Radiação	35
2.2.4	Resistência Térmica	38
2.2.5	Números adimensionais	41
2.2.6	Método Empírico	42
2.2.7	Convecção natural	43
2.2.8	Escoamento Interno	46
2.2.9	Influencia da rugosidade da superfície no coeficiente de troca de calor	48
2.2.10	Influencia da rotação no coeficiente de troca de calor	50
2.3	Fechamento	52
3	METODOLOGIA	53
3.1	Parâmetros de projeto	53
3.2	Aparato experimental	54
3.2.1	Seção de testes	54
3.2.2	Sistema de Rotação	57
3.2.3	Sistema de aquecimento	59

3.2.4	Sistema de arrefecimento	59
3.2.5	Sistema de aquisição de dados e controle	61
3.3	Determinação do coeficiente de transferência de calor	64
3.3.1	Condições de operação	65
3.3.2	Procedimento para coleta de dados	65
3.3.3	Correção das temperaturas do fluido	67
3.3.4	Análise de incertezas	70
3.3.5	Avaliação do erro	71
3.4	Fechamento	72
4	RESULTADOS	73
4.1	Projeto da seção de teste	73
4.2	Validação do método experimental	75
4.3	Efeitos da rotação na troca de calor	80
5	CONCLUSÕES	83
5.1	Trabalhos Futuros	84
	REFERÊNCIAS	85

1. INTRODUÇÃO

Ao longo de décadas, o aço vem sendo utilizado como um dos mais importantes materiais de engenharia. Sua versatilidade é tão grande que a aplicabilidade do aço é verificada em diversos segmentos, como, por exemplo, nos campos de exploração de petróleo, na indústria automotiva e na construção civil. O aço está em toda parte, é difícil, senão impossível, não perceber sua presença em objetos das casas e prédios públicos, nos veículos de transporte e até mesmo quando se caminha pelas ruas das cidades. Muitas dessas aplicações exigem propriedades mecânicas especiais do aço, que são obtidas por meio de tratamentos térmicos. Entre esses tratamentos, um dos mais importantes é a têmpera. Segundo CHIAVERINI (2008), o processo de têmpera visa gerar no aço uma estrutura molecular martensítica que lhe confere elevada dureza e alta resistência à tração. A têmpera consiste no aquecimento do aço até a sua temperatura de austenitização, que situa-se entre $815\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $870\text{ }^{\circ}\text{C}$, seguido de um resfriamento rápido. Em seu trabalho, SAKAMOTO et al. (2016) apresentam vários tipos de têmpera, dentre as quais o processo por imersão em um tanque de água. SAKAMOTO et al. (2016) citam algumas técnicas para promover uma troca de calor mais uniforme em um tubo de aço imerso em água, como a rotação do tubo e as presenças de jatos internos e externos ao tubo. A têmpera em tanques de água é muito utilizada devido à sua simplicidade, baixo custo e alta capacidade de resfriamento (CORRÊA, 2019). Os mecanismos de troca de calor entre a peça e o meio de resfriamento durante a têmpera são complexos. Se esse meio for água, a troca de calor entre a superfície da peça e o fluido ocorre de forma diferente dependendo do intervalo de temperatura durante o resfriamento (KOBASKO; ARONOV; POWELL, 2010). A taxa de resfriamento da peça é a chave do processo de têmpera. Taxas apenas ligeiramente maiores ou menores que o valor ideal podem ocasionar a formação de tensões internas e deformações na peça. A otimização do processo de têmpera consiste na utilização de uma taxa de resfriamento correta, que, por sua vez, pode ser determinada experimentalmente ou por meio de modelos matemáticos. Estudos experimentais sobre sistemas industriais de têmpera são onerosos e demandam muito tempo (BALETA et al. (2018); RAMEZANZADEH, RAMIAR e YOUSEFIFARD (2017); GREIF et al. (2017)). Em particular, no caso da troca de calor dentro de um tubo, SEGHIR-OUALI et al. (2006) alertam para a dificuldade de se estabelecer experimentalmente uma correlação de troca de calor envolvendo as influências da rotação do tubo e do fluxo de água em seu interior. Uma

dessas dificuldades reside na assimetria de troca de calor envolvendo as superfícies interna e externa desses tubos, implicando métodos desacoplados para as determinações experimentais dos coeficientes de troca de calor nessas duas superfícies. Ademais, o gigantismo do processo industrial de têmpera de tubos de aço faz com que pesquisas experimentais sobre o assunto sejam raras, sendo o trabalho de SAKAMOTO et al. (2016) uma exceção. Modelos matemáticos são mais versáteis do que estudos experimentais porque permitem simular diferentes geometrias de peças e diferentes condições de resfriamentos referentes ao processo de têmpera. Entretanto, a confiabilidade dos resultados gerados por esses modelos são fortemente ligados à precisão do coeficiente de transferência de calor entre a peça e o fluido, um parâmetro do modelo difícil de ser conhecido com boa precisão.

1.1 Objetivo principal

O presente trabalho foi desenvolvido em parceria com a Vallourec Soluções Tubulares do Brasil (VSB), que utiliza o processo de têmpera por imersão em tanques de água na sua linha de produção de tubos de aço sem costura. O processo utiliza um jato interno de alta vazão e um sistema de rotação, que garantem homogeneidade do resfriamento do tubo periférica e longitudinalmente. O objetivo central do trabalho foi a construção e comissionamento de um aparato experimental para determinação do coeficiente de troca de calor entre a parede interna de um tubo de aço e a água de resfriamento em condições similares ao processo de têmpera na usina da Vallourec. Para validação do banco de testes, os ensaios foram limitados ao escoamento monofásico e interno da água ao longo do tubo.

1.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho foram os seguintes:

- Projeto do banco de testes para determinação do coeficiente de troca de calor interno entre a água e as paredes do tubo.
- Seleção e dimensionamento dos equipamentos e dispositivos empregados na construção do banco de testes.
- Comparação dos resultados experimentais obtidos no banco de testes com resultados teóricos obtidos a partir de correlações da literatura.

1.3 Motivação

A determinação do coeficiente de transferência de calor associado ao processo de têmpera em tubos de aço produzidos pela Vallourec representará uma etapa essencial para que modelos matemáticos termometalúrgicos desenvolvidos no âmbito da empresa possam ser alimentados com maior precisão no tocante à transferência de calor nos tubos, possibilitando o desenvolvimento de supervisórios capazes ajustar em tempo real os parâmetros de têmpera visando redução de custos e a qualidade máxima na linha de produção de tubos da empresa.

1.4 Justificativa

O presente trabalho permitirá que um banco de testes para o estudo experimental sobre a troca de calor na parte interna de tubos seja comissionado com vistas à determinação do coeficiente de troca de calor na parte interna de tubos em condições similares ao processo de têmpera empregado na indústria siderúrgica.

Não existem no mundo muitos bancos de testes capazes de representar os mecanismos envolvidos no processo industrial de têmpera e que permitam determinar o coeficiente de troca de calor interno para um regime permanente. Este ineditismo por si só representou um grande desafio técnico e científico na concepção e na construção do referido banco de testes. Dentre os principais desafios pode-se citar: O mecanismo de rotação; os altos valores de potência elétrica e vazão; a instrumentação e os mecanismos de controle entre outros.

1.5 Estruturação

Além deste Capítulo 1, esta dissertação contém mais quatro capítulos. O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre a têmpera e os mecanismos físicos de troca de calor associados ao processo, bem como um compêndio sobre correlações para calcular o coeficiente de transferência de calor para escoamentos no interior de tubos. No Capítulo 3, o banco de testes e a metodologia usada para a determinação do coeficiente de troca de calor no interior de um tubo é descrita em detalhes. Na parte final do capítulo, os cálculos de incertezas associadas à determinação desse coeficiente são descritos. O Capítulo 4 é consagrado à apresentação e discussão dos resultados experimentais obtidos no trabalho. Por fim, as conclusões do trabalho são apresentadas no Capítulo 5.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica dos conceitos básicos que fundamentam o processo da têmpera de tubos por imersão. Primeiramente, são tratados conceitos no âmbito metalúrgico, posteriormente são discutidas as variações nas operações da têmpera mais utilizadas atualmente. Em seguida, já no âmbito térmico, são discutidos os principais mecanismos de troca de calor envolvidos nesse processo, os métodos disponíveis na literatura para determinação do coeficiente de transferência de calor e, por fim, os efeitos da rotação neste processo.

2.1 Tratamento térmico dos aços

O emprego de ligas metálicas nos diversos setores da indústria baseia-se principalmente nas propriedades mecânicas do material, ou seja, na capacidade desse suportar cargas ou esforços. Entretanto, características como resistência à corrosão, resistência ao calor e propriedades eletromagnéticas também são importantes e devem ser levadas em consideração.

As propriedades mecânicas dependem fortemente da estrutura cristalina ou granular do material e estão relacionadas com sua composição química e condições de fabricação (CHIAVERINI, 2008). Algumas estruturas podem ser obtidas a partir de altas temperaturas em condições variáveis de resfriamento, conferindo ao material características mecânicas diferentes das iniciais. A técnica mais segura e eficiente e a mais utilizada para controlar a estrutura dos materiais é o tratamento térmico. A partir da composição química original do material, o tratamento térmico pode modificá-la, resultando em uma nova estrutura, capaz de conferir ao material as propriedades mecânicas desejadas. Assim, o tratamento térmico é fundamental para a obtenção de um produto final de alta qualidade.

2.1.1 Sistema ferro-carbono

O sistema ferro-carbono é possivelmente o sistema de ligas binárias mais importante que existe. Compreende tanto aços quanto ferros fundidos, que são essencialmente ligas de ferro-carbono. A importância desse sistema decorre de serem os materiais estruturais mais utilizados na indústria. (CALLISTER; RETWISCH, 2012). Um diagrama de fases desse sistema é mostrado na FIG.2.1.

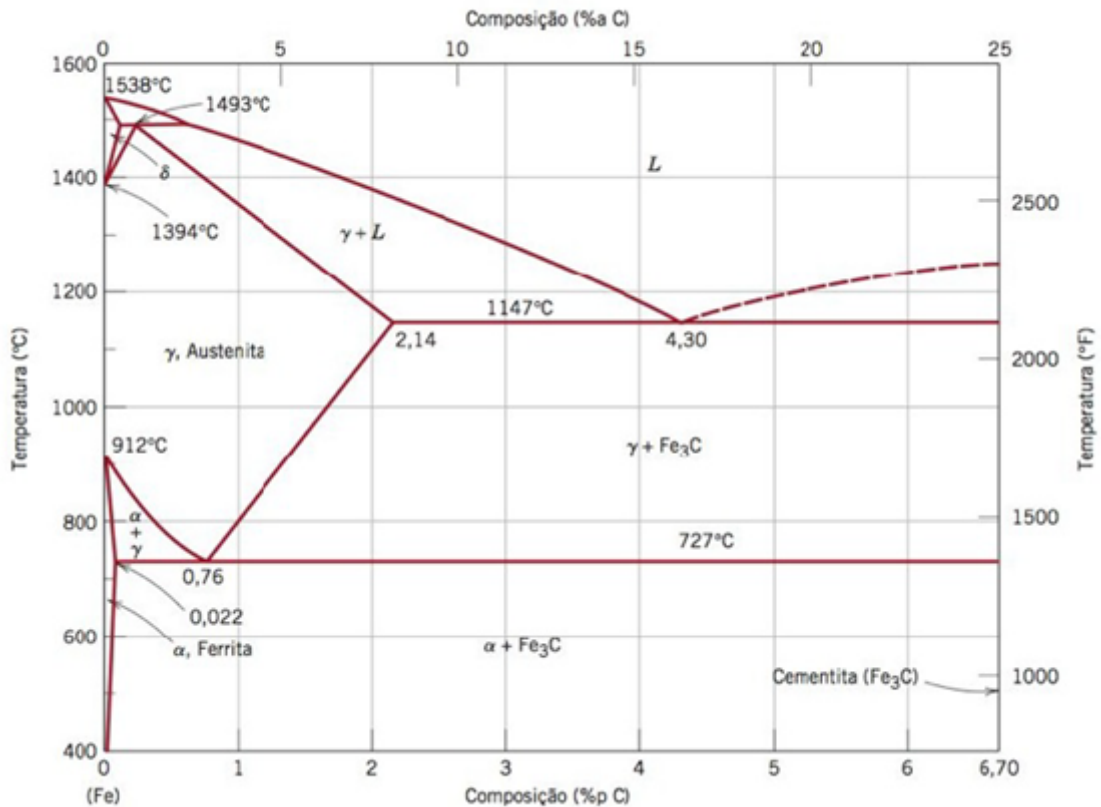


FIGURA 2.1: Diagrama de fases do sistema ferro-carbeto de ferro

FONTE: CALLISTER e RETWISCH (2012)

O ferro puro ao ser aquecido apresenta duas mudanças de estrutura cristalina antes de ser fundido. Na temperatura ambiente, a ferrita, ou ferro α , apresenta estrutura cristalina CCC. Na temperatura de $912\text{ }^{\circ}\text{C}$, a ferrita se transforma em uma estrutura cristalina CFC chamada austenita, ou ferro γ ; Na temperatura de $1394\text{ }^{\circ}\text{C}$, a austenita se transforma novamente em uma estrutura CCC chamada ferrita δ , que se funde a $1538\text{ }^{\circ}\text{C}$. O eixo vertical da fig. 2.1 evidencia todas essas transformações, enquanto o eixo horizontal representa o teor de carbono. Este diagrama apresenta composições entre 0 e 6,70 % de C (carbono), uma vez que, na prática, todos os aços e ferros fundidos possuem teores de carbono inferiores a 6,70 % C. Ligas ferrosas podem ser classificadas com base no teor de carbono em três tipos : ferro ($\leq 0,008\text{ } \%$ C), aços (entre 0,008 e 2,14 % C) e ferro fundido (entre 2,14 e 6,70 % C). (CALLISTER; RETWISCH, 2012).

No diagrama de fases do sistema ferro-carbeto de ferro, a região de maior interesse no estudo do tratamentos térmico de tubos de aço é aquela que tem uma composição de até 2% de carbono. Nessa região, estão presentes as fases γ (austenita) e $\alpha + Fe_3C$ (ferrita + cementita), conforme explica LISCIC et al. (2010). A austenita é a fase desejada antes de

qualquer tratamento térmico.

Quando resfriadas bruscamente, ligas de ferro-carbono austenitizadas apresentam formação de uma estrutura monofásica conhecida como martensita. Essa transformação deve ser rápida o suficiente para prevenir a difusão do carbono, que permanece como impurezas intersticiais, sendo essa uma fase considerada fora de equilíbrio. Segundo CALLISTER e RETWISCH (2012), a martensita, além de muito dura, é frágil, de modo que não pode ser usada na maioria das aplicações industriais. Essa característica faz com que seja necessário aprimorar a ductilidade e a tenacidade da martensita por meio de um novo tratamento térmico conhecido como revenimento, que visa aliviar as tensões internas por meio do aquecimento do aço martensítico até uma temperatura abaixo daquela eutetoide ($723\text{ }^{\circ}\text{C}$) e durante um intervalo de tempo específico. O revenimento produz fases estáveis de ferrita e cementita, conhecidas como martensita revenida. A martensita revenida pode apresentar dureza e resistência igual à martensita, porém com maior ductilidade e tenacidade.

2.1.2 Diagramas de Transformação de fase

Em geral, diagramas de fase como o representado na FIG. 2.1 estão associados a condições de equilíbrio, ou seja, transformações que ocorrem com baixas velocidades de resfriamento. Segundo LISCIC et al. (2010), estruturas instáveis como a martensita são fortemente dependentes do tempo de resfriamento. Nesses casos, é comum utilizar os diagramas de transformação para ilustrar os produtos formados. Esses diagramas são capazes de representar a dependência temperatura-tempo no processo de transformação. Os diagramas mais utilizados são o TTT (tempo - temperatura - transformação) e o TRC (transformação por resfriamento contínuo).

2.1.2.1 Diagrama TTT

O diagrama TTT, também chamado de diagrama de transformação isotérmica, é indicado para representar a dependência de uma transformação em relação ao tempo e à temperatura. A FIG. 2.2 ilustra um exemplo desse tipo de diagrama para uma liga ferro-carbono. As curvas cheias representam o início e o fim da transformação, enquanto a linha tracejada representa um estado em que 50 % da transformação está concluída. As letras A, B, M e P indicam, respectivamente, a estrutura presente: austenita, bainita, martensita e perlita.

Como mencionado anteriormente a formação da martensita ocorre sem difusão e

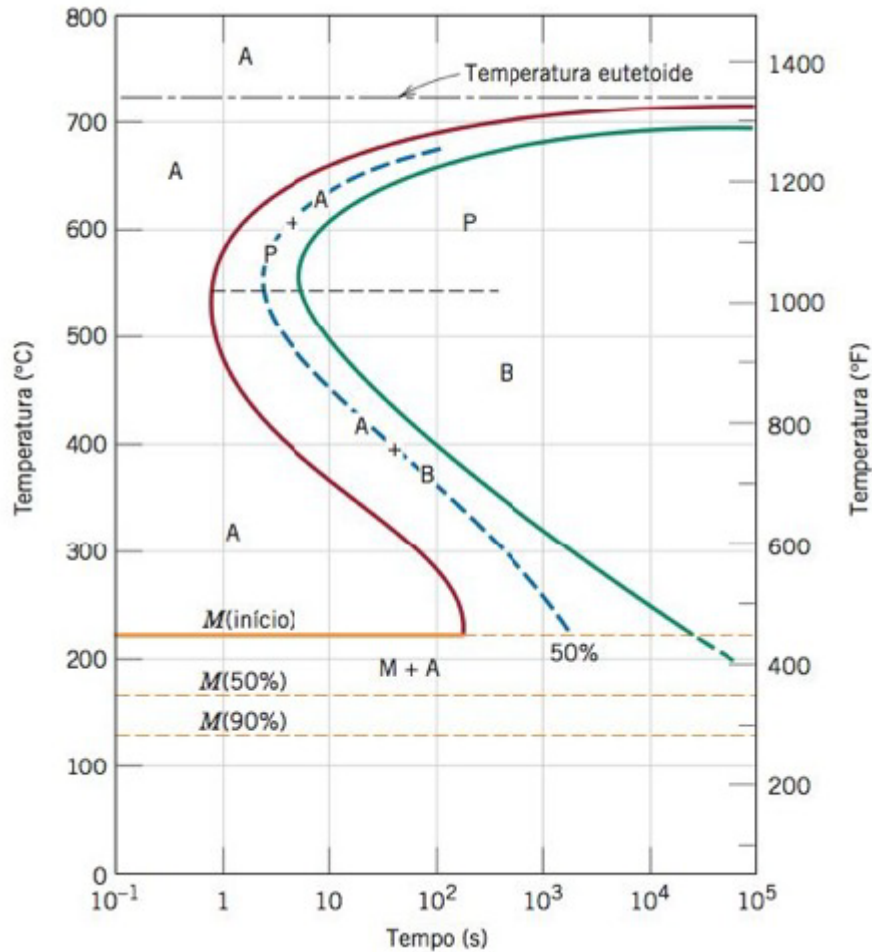


FIGURA 2.2: Diagrama TTT para uma liga ferro-carbono com 0,8 % C
 FONTE: CALLISTER e RETWISCH (2012)

de forma quase instantânea, de modo que essa transformação é independente do tempo. Assim, no diagrama TTT, a formação da martensita é representada por linhas horizontais, que indicam a porcentagem de transformação da austenita em martensita. Segundo CALLISTER e RETWISCH (2012), diagramas TTT apresentam boa precisão para processos nos quais a temperatura é mantida constante durante toda a transformação.

2.1.2.2 Diagrama TRC

O diagrama TRC é utilizado para representar transformações do material que ocorrem em um resfriamento contínuo desde uma temperatura mais elevada até a temperatura ambiente. Essa evolução de temperatura ocorre com a grande maioria dos tratamentos térmicos. A FIG. 2.3 mostra o diagrama TRC de uma liga ferro-carbono. Nesse diagrama, as linhas tracejadas representam duas taxas de resfriamento distintas, uma de $140\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{s}$ e outra de $35\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{s}$. Na prática, diferentes taxas de resfriamento podem ser obtidas modificando-se o mecanismo de

resfriamento do material, por exemplo, trocando o fluido de resfriamento (água, óleo, etc).

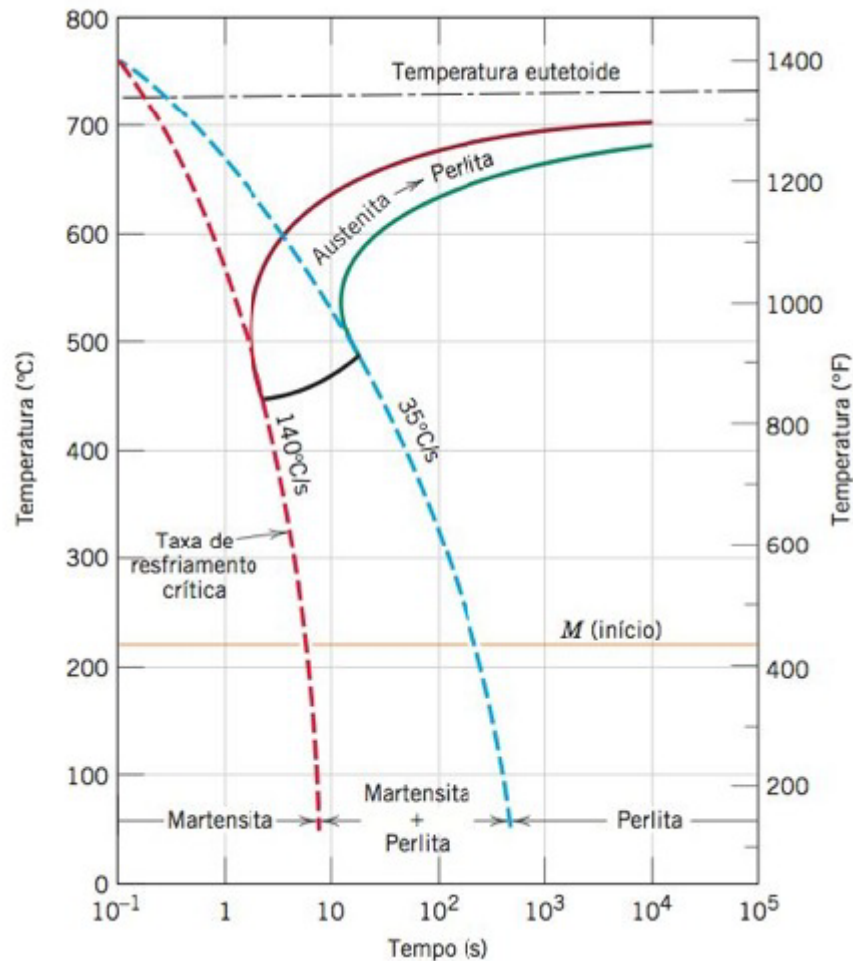


FIGURA 2.3: Diagrama TRC para uma liga ferro-carbono com 0,8 % C
 FONTE: CALLISTER e RETWISCH (2012)

Analisando o diagrama da FIG. 2.3, é possível perceber que taxas de resfriamento superiores a 140 °C/s acarretam uma estrutura totalmente martensítica, enquanto taxas entre 140 °C/s e 35 °C/s acarretam uma estrutura composta de perlita e martensita. Taxas inferiores a 35 °C/s geram uma estrutura totalmente perlítica.

Os conhecimentos sobre diagramas de fases e curvas de resfriamento são essenciais para o entendimento do processo de têmpera. Esse processo, foco do presente trabalho, é discutido a seguir.

2.1.3 O Processo de têmpera

O processo de têmpera é um tratamento térmico cujo objetivo é a obtenção de estruturas que adéquem as propriedades mecânicas do aço a sua aplicação. Dentre estas estruturas,

a martensítica é uma das mais usuais, pois confere ao aço mais dureza e resistência à tração (CHIAVERINI, 2008). A têmpera consiste no aquecimento do aço até sua temperatura de austenitização (entre $815\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $870\text{ }^{\circ}\text{C}$), seguido de resfriamento rápido. Esse processo pode resultar na diminuição da ductibilidade e tenacidade do aço e no aparecimento de tensões internas, fazendo-se necessário um segundo tratamento térmico para evitar tais características. O mais utilizado é o revenimento. CHIAVERINI (2008) apresenta cinco variações do processo de tempera, sendo elas:

1. **Têmpera direta:** é o processo mais utilizado e consiste em resfriar rapidamente o material a partir da temperatura de austenitização até valores próximos à temperatura ambiente;
2. **Têmpera em tempo variável:** a velocidade de resfriamento é alterada durante o ciclo, geralmente alterando-se o fluido de resfriamento durante o processo;
3. **Têmpera seletiva:** apenas parte do material recebe o tratamento;
4. **Têmpera em vapor:** uma nevoa de vapor é utilizada para reduzir a taxa de resfriamento;
5. **Têmpera interrompida:** consiste resfriar peça até uma determinada temperatura e em seguida parar o resfriamento.

CALLISTER e RETWISCH (2012) apresentam os conceitos de “severidade da têmpera” e “endurecibilidade”. O termo “severidades da têmpera” é muito utilizado para indicar a intensidade do resfriamento, sendo que um processo com alta taxa de resfriamento é considerado do tipo severo. Dos meios de resfriamento mais comuns (água, óleo e ar), a água é o que produz o resfriamento mais severo, seguido, nessa ordem, pelo óleo e ar.

Segundo CHIAVERINI (2008), o grau de agitação do meio de resfriamento é uma das técnicas de controle da severidade da tempera. Na têmpera por imersão, por exemplo, um aumento da velocidade de escoamento da água ao longo da superfície do material resultará em uma têmpera de com maior taxa de resfriamento. Em geral, esse controle é feito com auxílio de propulsores mecânicos (bombas, ventiladores, etc.).

O conceito de endurecibilidade está relacionado à capacidade de um material aumentar sua dureza em resposta à formação de martensita em sua estrutura, podendo ser definido como uma medida qualitativa da taxa segundo a qual a dureza interna de um material diminui em função da distância à sua superfície. Assim, uma liga de aço de alta endurecibilidade

apresenta capacidade de formar martensita ao longo de todo o seu volume. Existem diversos métodos para estimar a endurecibilidade de um aço, sendo os de Grossmann e de Jominy os mais empregados (LISCIC et al., 2010).

2.1.3.1 Têmpera de tubos

O processo de têmpera é amplamente utilizado na fabricação de tubos em aço, sendo a água o meio de resfriamento predominante devido ao seu baixo custo e alta taxa de resfriamento. A têmpera possui muitas variações, cujas finalidades é garantir taxas de resfriamento adequadas para que o aço obtenha as especificações desejadas; dureza e resistência a tração (SAKAMOTO et al., 2016).

O processo de tempera de tubos é significativamente diferente da têmpera de placas planas, apresentando complicações que devem ser consideradas na seleção de equipamentos para o resfriamento dos tubos. SAKAMOTO et al. (2016), citam as seguintes complicações que podem ocorrer durante o processo de resfriamento:

- **Assimetria da superfície de resfriamento:** No caso de tubos longos, é fisicamente impossível resfriar as superfícies internas e externas pelo mesmo método. Assim, as técnicas utilizadas para o resfriamento das paredes interna e externa do tubo devem ser concebidas separadamente. Algumas considerações devem ser levadas em conta quando tubo é posicionado horizontalmente. Na superfície interna, a água tende a se acumular no fundo. Além disso, como a água é descarregada somente a partir de uma das extremidade dos tubos, a temperatura da água e a proporção de vapor na mistura líquido-vapor variam ao longo do tubo, ocasionando uma taxa de resfriamento longitudinal não uniforme. Na direção axial a não uniformidade da taxa de resfriamento pode ser combatida por meio da rotação do tubo. De qualquer forma, um resfriamento completamente uniforme é difícil, se não impossível, de ser obtido. Para garantir uma taxa de remoção de calor próxima de uma equidade em todas as direções de um tubo de aço longo, o resfriamento das superfícies internas e externas deve ser realizados utilizando-se métodos diferentes de resfriamento.
- **Não uniformidade do material:** Este é um problema comum em tubos com e sem costura. Em tubos sem costura, a não uniformidade decorre do próprio processo de fabricação. Diferenças de espessura na parede ocorrem devido a dificuldade de centralizar, de forma precisa, o tarugo de aço a ser laminado. Tubos com costura apresentam

características de material diferentes nas regiões de solda, podendo levar a efeitos de curvatura do tubo durante o processo de têmpera, mesmo se o método de resfriamento for uniforme.

- **Surgimento de trincas:** Em geral, tubos de aço estão sujeitos a ambientes agressivos (alta temperatura, pressão, vibração, etc.), de modo que o aço utilizado na fabricação dos tubos possuem, em sua composição, diferentes elementos de liga, como cromo e carbono. Esses materiais apresentam altos valores de endurecibilidade e, conseqüentemente, são mais suscetíveis a trincas durante um processo de resfriamento.

2.1.3.2 Processos industriais de têmpera de tubos

SAKAMOTO et al. (2016) citam quatro configurações tradicionalmente utilizadas para processos de resfriamento a água em escala industrial. Esses são métodos capazes minimizar os problemas mencionados anteriormente, dependendo do método usado no tratamento térmico.

O resfriamento por imersão em tanque de água mostrado na FIG. 2.4 é considerado o método de resfriamento intenso mais simples. No entanto, exige a utilização de equipamentos de grande porte para o transporte do tubo. Além disso, no início da imersão, o tubo ainda não está preenchido com água, de modo que pode ocorrer a flutuação do tubo e, por conseguinte, um resfriamento não uniforme da peça. A formação de vapor no início da imersão também deve ser considerada, uma vez que ela afeta a taxa de resfriamento na superfície externa. Segundo SAKAMOTO et al. (2016), um mecanismo que promova a agitação da água, pode minimizar os problemas descritos.

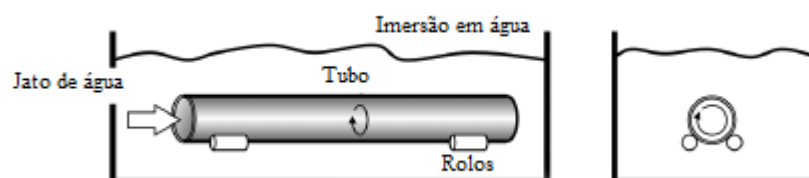


FIGURA 2.4: Resfriamento por imersão em tanque
 FONTE: SAKAMOTO et al. (2016)

Para solucionar as deficiências do resfriamento por imersão, foi desenvolvido o resfriamento laminar mostrado na FIG. 2.5. Este método funciona com o despejo de água sobre o tubo através de fendas longitudinais. Para evitar que a superfície superior sofra um

resfriamento mais intenso, é utilizado um mecanismo de rotação do tubo.

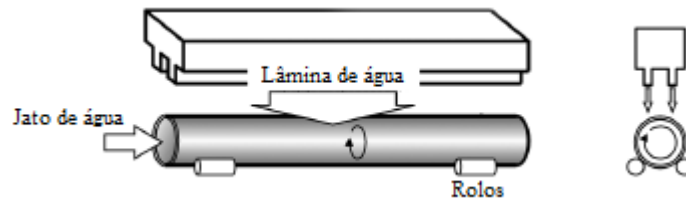


FIGURA 2.5: Resfriamento laminar
FONTE: SAKAMOTO et al. (2016)

A FIG. 2.6 mostra o resfriamento em túnel de jatos. Este é considerado um método de resfriamento contínuo, pois o tratamento térmico ocorre na própria linha de produção. O método é realizado fornecendo-se um grande fluxo de água a uma camisa de água que abraça o tubo. Nesse método, há uniformidade de resfriamento radial e taxa de resfriamento externo iguais ou superiores ao resfriamento por imersão. Contudo, o resfriamento interno é prejudicado pela dificuldade de se fornecer uma grande quantidade de água para o interior do tubo enquanto esse se desloca. Por isso, a superfície externa tende a ser temperada em um grau mais alto que o interior do tubo.

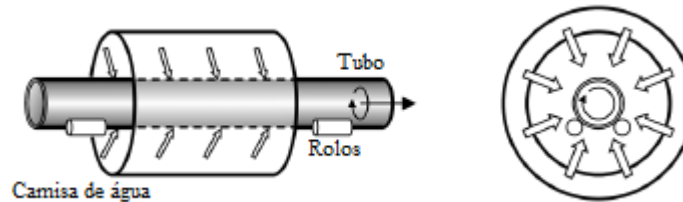


FIGURA 2.6: Resfriamento por túnel
FONTE: SAKAMOTO et al. (2016)

O resfriamento por spray mostrado na FIG. 2.7 é outro método de resfriamento contínuo. A flexibilidade na seleção do tipo e layout dos bicos permitem maior controle do resfriamento (intenso ou suave). Por outro lado, uma disposição incorreta dos bicos pode causar a não uniformidade durante o resfriamento. Além disso, são necessárias medidas de prevenção relativas a entupimentos dos bicos.

2.2 Transferência de calor

INCROPERA et al. (2011), definem a transferência de calor como a energia térmica devido a uma diferença de temperatura no espaço e, existindo uma diferença entre dois ou mais

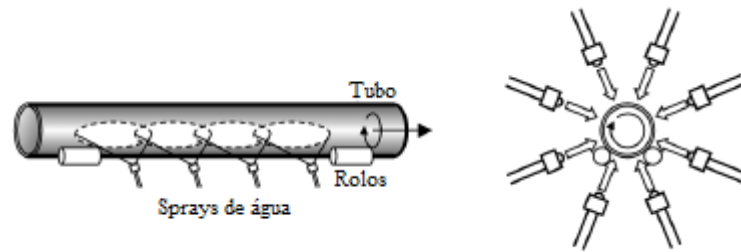


FIGURA 2.7: Resfriamento por spray de água
 FONTE: SAKAMOTO et al. (2016)

meios, haverá transferência de calor. A Figura 2.8 ilustra os três principais modos de transferência de calor. O primeiro deles, chamado de condução, se dá através de um meio estacionário onde existe um gradiente de temperatura, seja esse meio sólido ou fluido. O segundo deles, chamado de convecção, se dá entre uma superfície e um fluido em movimento, que estão em diferentes temperaturas. O último deles, a radiação, ocorre mesmo sem um meio interposto participante, sendo que a transferência de calor ocorre por meio da energia emitida na forma de ondas eletromagnéticas. Nas próximas seções, são detalhados os processos de transferência de calor de maiores relevâncias para este trabalho.

Condução através de um sólido ou fluido estacionário	Convecção de uma superfície para um fluido em movimento	Troca líquida de calor por radiação entre duas superfícies

FIGURA 2.8: Principais modos de transferência de calor
 FONTE: Adaptado de INCROPERA et al. (2011)

2.2.1 Condução

CENGEL, KANOGLI e GHAJAR (2012) definem a condução como a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para aquelas vizinhas adjacentes menos energéticas, sendo o processo o resultado de interações entre elas. Como mencionado anteriormente, a condução pode ocorrer entre sólidos, líquidos ou gases. Nos

líquidos e gases, essa transferência se deve às colisões e difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios e, nos sólidos, pela combinação das vibrações das moléculas em rede e à energia transportada pelos elétrons livres.

A taxa de condução de calor por um meio depende da geometria, do tipo de material e da diferença de temperatura a que o meio está submetido. Neste contexto é de suma importância o conceito de condutividade térmica, definida como a taxa de transferência de calor ao longo de uma unidade de comprimento de um material e por unidade de área e unidade de diferença de temperatura. Na prática, pode-se dizer que a condutividade térmica de um material é a medida da capacidade de o material conduzir calor. Assim, um alto valor de condutividade térmica indica um material bom condutor de calor, enquanto um valor baixo corresponde a um material mal condutor de calor ou isolante. Os materiais apresentam condutividade térmica que variam em um amplo espectro, como visto na Tabela 2.1, que apresenta valores de condutividade de alguns materiais à temperatura ambiente. A FIG. 2.9 também ilustra a variabilidade da condutividade térmica dos materiais. A condutividade dos gases, como, por exemplo, a do ar, pode variar de um fator 10^4 em relação a metais puros, como o cobre. Cristais e metais puros têm os maiores valores de condutividade térmica, enquanto gases e materiais isolantes têm os menores.

TABELA 2.1
Condutividade térmica de alguns materiais à temperatura ambiente

Material	k [W/(m .° C)]
Diamante	2300
Prata	429
Cobre	401
Ouro	317
Alumínio	237
ferro	80,2
Merúrio	8,54
vidro	0,78
Tijolo	0,72
Água	0,613
Pele humana	0,37
Madeira	0,17
Hélio	0,152
Borracha macia	0,13
Fibra de vidro	0,043
Ar	0,026

FONTE: CENGEL, KANOGLLI e GHAJAR (2012)

A condutividade térmica dos materiais varia com a temperatura. Essa variação, em

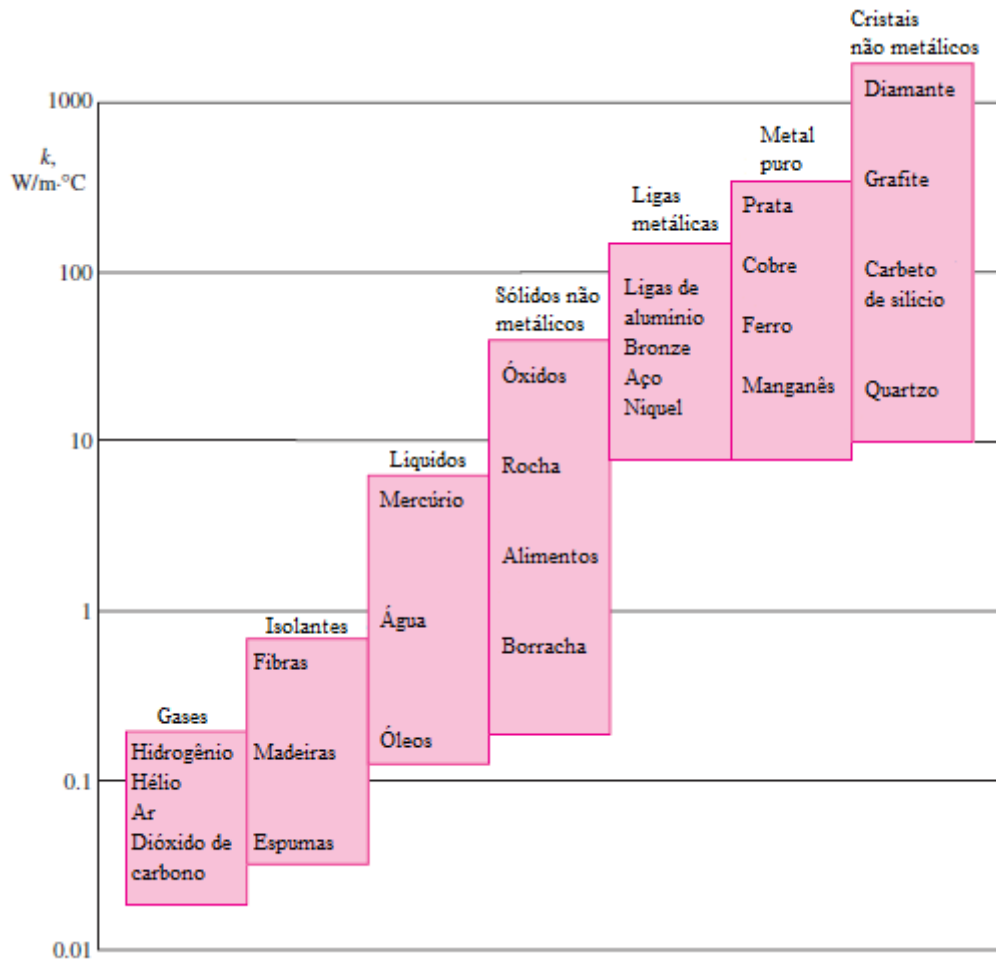


FIGURA 2.9: Condutividade térmica de diversos materiais em temperatura ambiente
 FONTE: Adaptado de CENGEL, KANOGLLI e GHAJAR (2012)

determinadas faixas de temperatura, é insignificante para alguns materiais, mas expressiva para outros, como mostrado na FIG. 2.10. Próximo ao zero absoluto, alguns sólidos, como o cobre, atingem valores de condutividade 50 vezes maiores do que à temperatura ambiente, tornando-se supercondutores. A dependência da condutividade térmica com a temperatura aumenta a complexidade da análise da condução de calor em um corpo e, por isso, é comum avaliá-la na temperatura média do corpo e tratá-la como constante nos cálculos (CENGEL; KANOGLLI; GHAJAR, 2012).

INCROPERA et al. (2011), afirmam que a quantidade de energia sendo transferida por unidade de tempo pode ser quantificada por equações apropriadas. Para a condução térmica, essa equação é conhecida como lei de Fourier, que, para uma parede plana unidimensional com uma distribuição de temperaturas $T(x)$ é representada na forma da EQ.2.1.

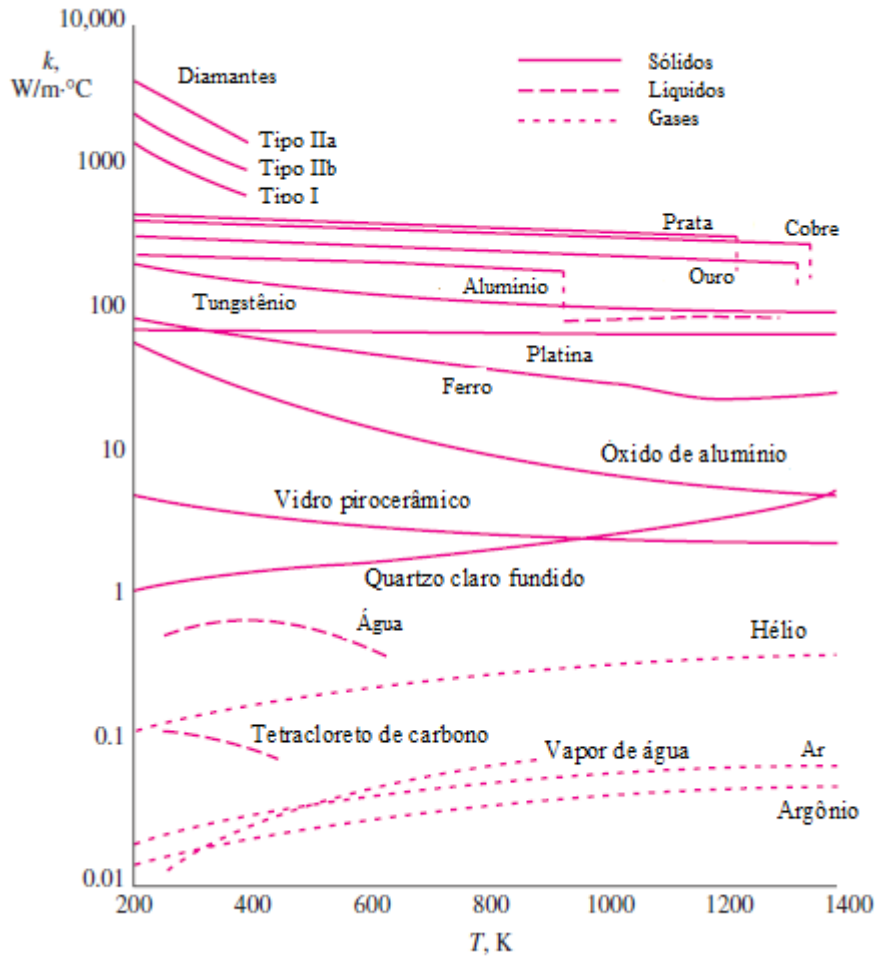


FIGURA 2.10: Variação da condutividade térmica com a temperatura.
 FONTE: Adaptado de CENGEL, KANOGLLI e GHAJAR (2012)

$$q''(x) = -k \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Nessa equação, $q''(x)$ (W/m^2) é o fluxo de calor, definido como sendo a taxa de transferência de calor na direção x por unidade de área perpendicular à direção da transferência de calor, e k ($W/(m \cdot K)$) é a condutividade térmica do material. A taxa de transferência por condução através de uma parede com área A é o produto do fluxo de calor pela área da seção transversal ao fluxo de calor.

2.2.1.1 Sistemas radiais

Tendo em vista a dependência da taxa de transferência de calor por condução com a geometria do problema, é indicado expressar as equações utilizadas na sua solução em termos de um sistema de coordenadas apropriado. Como o objeto de estudo deste trabalho é a têmpera

de tubos de aço, é conveniente analisar a transferência por condução na parede do tubo usando-se o sistema de coordenadas cilíndricas. Segundo HOLMAN (2010), para um cilindro com o comprimento muito maior que o diâmetro, pode-se assumir que o calor é transferido apenas na direção radial, de modo que a única componente espacial do sistema é a sua coordenada radial. Nessas circunstâncias, a equação de transferência de calor para o estado estacionário, sem geração de calor interna, tem a forma da EQ.2.2.

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left(k \cdot r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (2.2)$$

A FIG. 2.11 ilustra a transferência de calor por condução em um tubo para o caso em que as superfícies interna e externa do tubo são sujeitas às temperaturas $T_{s,1}$ e $T_{s,2}$, respectivamente. Resolvendo a EQ.2.2, e aplicando essas duas condições de fronteiras, a distribuição de temperatura na direção radial do tubo é obtida, dada pela EQ.2.3, bem como a expressão para calcular a taxa de transferência de calor, dada pela EQ.2.4.

$$T_r = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\ln(r_1/r_2)} \cdot \ln \frac{r_1}{r_2} + T_{s2} \quad (2.3)$$

$$q_r = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k \cdot (T_{s1} - T_{s2})}{\ln(r_2/r_1)} \quad (2.4)$$

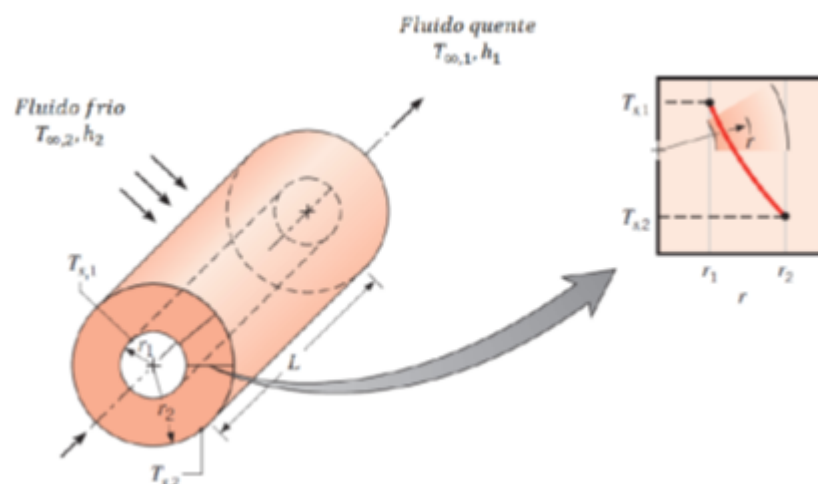


FIGURA 2.11: Condução em um cilindro oco (tubo)

FONTE: (INCROPERA et al., 2011)

2.2.2 Convecção

O modo de transferência de calor por convecção é composto por dois mecanismos: A transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório (difusão) e a transferência de energia devido ao movimento global do fluido (INCROPERA et al., 2011). A convecção ocorre com o contato entre um fluido em movimento e uma superfície, estando os dois a diferentes temperaturas. Uma consequência dessa interação é o desenvolvimento de duas camadas limites, a camada limite de velocidade e a camada limite térmica. A FIG.2.12 ilustra as duas camadas. A camada limite de velocidade, ou camada limite hidrodinâmica, mostra que a velocidade do fluido varia entre zero no contato com a superfície até um valor u_∞ longe da parede. Na camada limite térmica, a temperatura varia de T_S no contato até T_∞ associada a uma posição afastada da superfície.

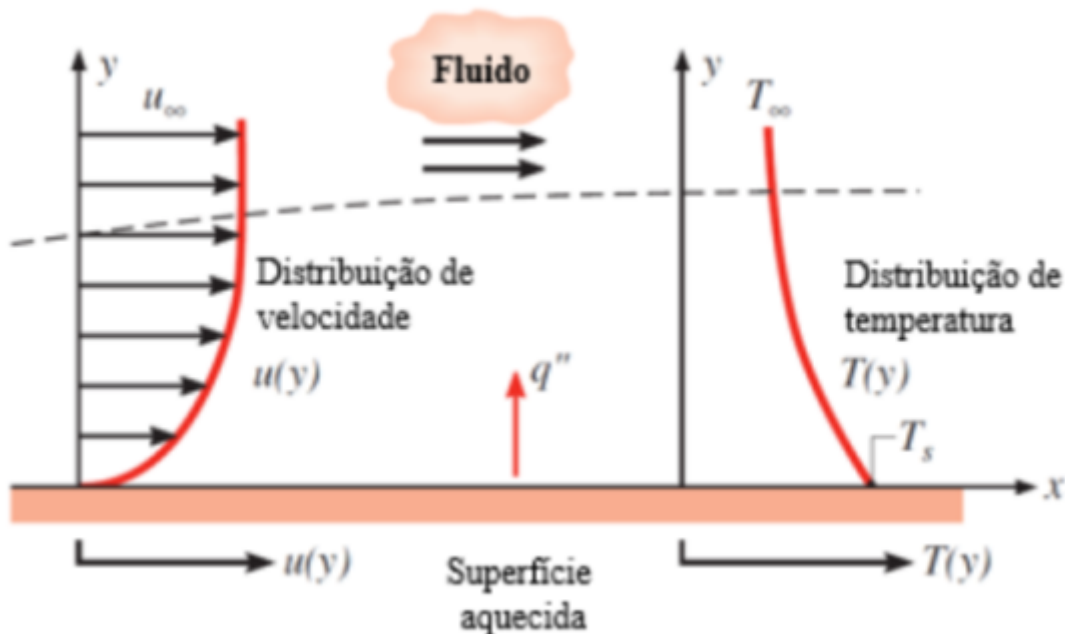


FIGURA 2.12: Camadas-limite de velocidade e térmica na convecção
 FONTE:INCROPERA et al. (2011)

Segundo INCROPERA et al. (2011), a transferência de calor por convecção pode ser classificada de acordo com a natureza do escoamento. A convecção é considerada forçada quando o escoamento é causado por meios externos, como um ventilador ou uma bomba (FIG. 2.13-a). A convecção é considerada livre (ou natural) quando o fluxo é induzido por forças de empuxo, que são originados a partir de diferenças de densidade causadas por variações de temperatura no fluido (FIG. 2.13-b). A energia típica associada à transferência de calor por

convecção é calor sensível, não obstante, para alguns processos, haver a troca de calor latente associada a uma mudança de fase. Um caso de especial interesse é a ebulição, presente na tempera de tubos de aço. Como exemplos de processos de convecção envolvendo calor latente, podem ser citados a transferência de calor por convecção resultante do movimento induzido por bolhas de vapor geradas no fundo de uma panela com água fervente e a condensação de vapor de água quente na superfície externa de um tubo com a parede fria (FIG. 2.13-c e a FIG. 2.13-d).

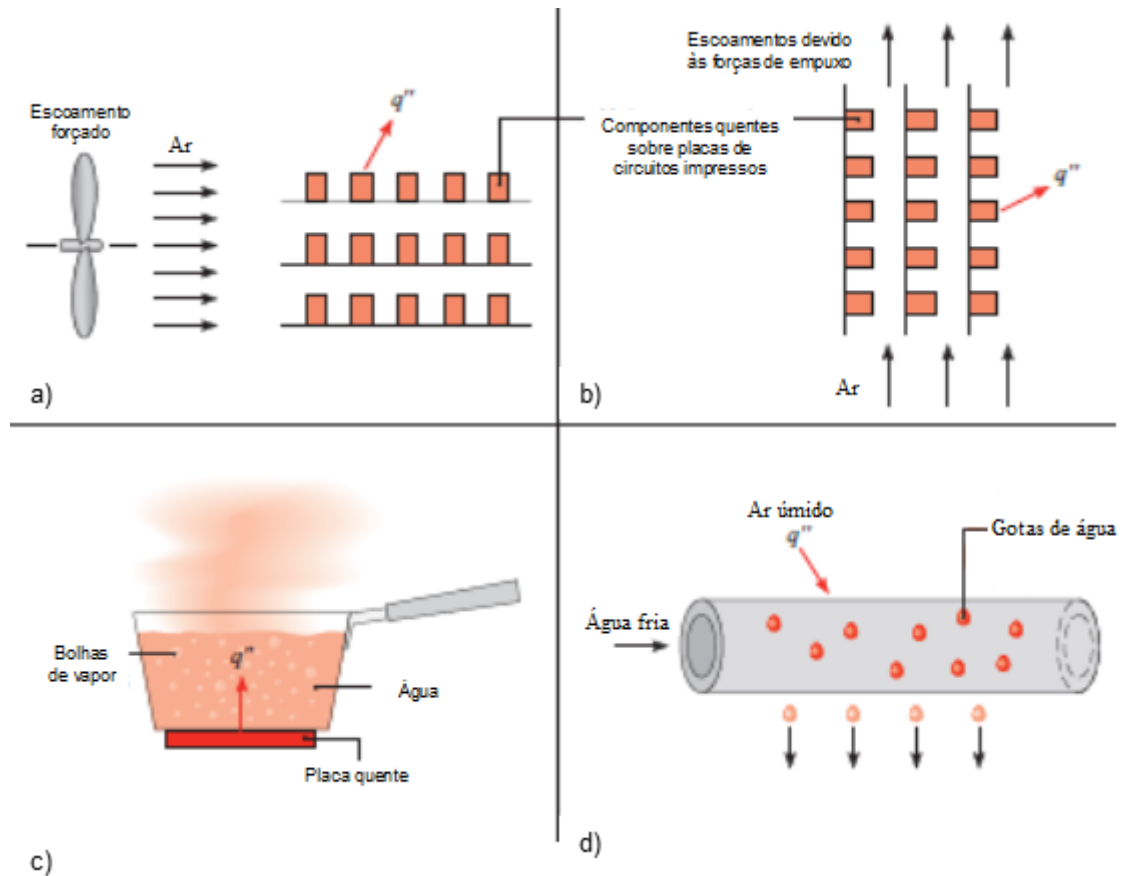


FIGURA 2.13: Processos de transferência de calor por convecção.

(a) convecção forçada. (b) Natural convecção. (c) Ebulição. (d) Condensação.

FONTE: Adaptado de INCROPERA et al. (2011)

Independente da natureza específica do processo, a transferência de calor por convecção pode ser representada pela lei do resfriamento de Newton, que possui a forma da EQ. 2.5.

$$q'' = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.5)$$

Nesta expressão, q'' ($W/(m^2)$) é o fluxo de calor por convecção, h ($W/(m^2 \cdot K)$) é o coeficiente de troca de calor por convecção, T_s e T_∞ ($^{\circ}C$), são as temperaturas da superfície e do fluido,

respectivamente, e A (m^2) é a área de troca de calor.

Em muitos tratados, os estudos de processos de transferência de calor por convecção resumem-se à determinação do coeficiente de troca de calor por convecção. A TAB. 2.2 apresenta valores típicos de coeficientes de troca de calor por convecção (INCROPERA et al., 2011). Esse coeficiente depende basicamente da geometria da superfície sólida envolvida no problema (tubos, placas, etc), das propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido em contato com essa superfície e do tipo de escoamento do fluido. Em condições de escoamento simples, o coeficiente de troca de calor pode ser determinado aplicando-se as equações de balanço de quantidade de movimento e de energia e das condições de fronteira e da condição inicial em elementos de volumes diferenciais no seio das camadas limites. Outra forma de levantar o coeficiente de troca de calor, sobretudo em problemas mais complexos, é usando-se o método empírico, fundado na proposição de uma correlação dependente de grupos (números) adimensionais multiplicados por fatores e elevados a expoentes, que são determinados a partir de testes experimentais. Nas próximas seções são discutidos os métodos empíricos, grupos adimensionais e correlações para determinação do coeficiente de troca de calor em condições típicas daquelas encontradas no presente trabalho.

TABELA 2.2
Valores típicos para coeficiente de troca de calor por convecção

Tipo de convecção	h [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
Convecção natural para gases	2 – 25
Convecção natural para líquidos	10 – 1000
Convecção forçada para gases	25 – 250
Convecção forçada para líquidos	50 – 20000
Ebulição e condensação	2500 – 100000

FONTE: CENGEL, KANOGLI e GHAJAR (2012)

2.2.3 Radiação

Segundo INCROPERA et al. (2011), radiação térmica é a energia emitida pela matéria a uma temperatura diferente de zero. Diferentemente da condução e da convecção, que necessitam de um meio físico para o transporte de energia, a radiação pode ocorrer no vácuo ou através de um meio passivo que não interfere no transporte de calor, como o ar dentro de um forno aquecendo uma pizza. Na radiação, a energia é transportada por ondas eletromagnéticas (ou, alternativamente, fótons).

A Figura 2.14 mostra um processo de transferência de energia por radiação, ilus-

trando que a radiação emitida pela superfície tem origem na energia térmica da matéria. A máxima taxa com que essa energia é liberada é conhecida como poder emissivo da superfície, determinado pela lei de Stefan-Boltzmann, dada pela EQ. 2.6. Se um corpo é capaz de liberar energia com tal eficiência, ele é chamado de radiador ideal ou corpo negro. Na prática, o fluxo de calor emitido por uma superfície real é menor que o do corpo negro na mesma temperatura, sendo dado pela EQ.2.7.

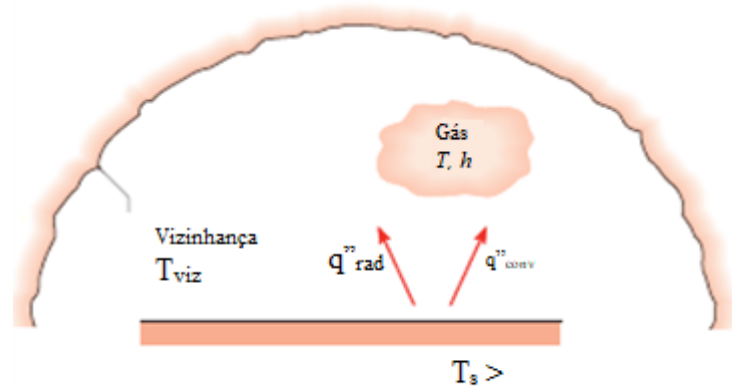


FIGURA 2.14: Troca de calor por radiação entre a superfície e a vizinhança
 FONTE:INCROPERA et al. (2011)

$$E_{s,ideal} = \sigma \cdot T_s^4 \quad (2.6)$$

$$E_{s,real} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (2.7)$$

Nestas expressões, σ é a constante de Stefan-Boltzmann, cujo valor é $5,67 \cdot 10^4 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$, T_s é a temperatura da superfície (K) e ε é uma propriedade radiativa da superfície denominada emissividade, cujo valor varia de 0 a 1. A emissividade é um parâmetro que indica o quão eficiente uma superfície é do ponto de vista de emissão de energia em relação a um corpo negro. A emissividade depende do material e do acabamento superficial do corpo. A TAB. 2.3 contém alguns valores típicos de emissividades.

A radiação também pode incidir sobre a superfície a partir de sua vizinhança. A fonte dessa radiação pode ser uma fonte especial, como o sol, ou outra superfície qualquer. Independente da fonte, a taxa com a qual essas radiações incidem sobre a superfície é desig-

TABELA 2.3
Emissividade de alguns materiais a 27°C

Material	Emissividade
Alumínio em folhas	0,07
Alumínio anodizado	0,82
Cobre polido	0,03
Ouro polido	0,03
Prata polida	0,02
Aço inoxidável polido	0,17
Pintura preta	0,98
Pintura Branca	0,9
Papel branco	0,92 – 0,97
Pavimento asfáltico	0,85 – 0,93
Tijolo vermelho	0,93 – 0,96
Pele humana	0,95
madeira	0,82 – 0,92
Terra	0,93 – 0,96
Água	0,96
Vegetação	0,92 – 0,96

FONTE: CENGEL, KANOGLLI e GHAJAR (2012)

nada como irradiação G . Toda a irradiação ou parte dela pode ser absorvida pela superfície, aumentando assim a energia térmica do material. A taxa com a qual essa absorção ocorre é avaliada a partir do conhecimento de uma propriedade radiativa da superfície denominada absorptividade α , implícita na EQ.2.8. Frequentemente, a troca de calor por radiação ocorre entre uma superfície pequena, a uma temperatura T_s , e uma superfície isotérmica, a uma temperatura T_{viz} , muito maior e que circunda completamente a menor, como ilustrado na FIG.2.14. Nessas circunstâncias, a irradiação pode ser aproximada pela emissividade de um corpo negro à temperatura T_{viz} , de modo que a irradiação pode ser expressa pela EQ.2.9.

$$G_{abs} = \alpha \cdot G \quad (2.8)$$

$$G = \sigma \cdot T_{viz}^4 \quad (2.9)$$

No caso em que a emissividade e a absorptividade são iguais, a superfície denomina-se de cinza. A equação da taxa líquida de transferência de calor por radiação para uma superfície cinza é dada pela EQ. 2.10.

$$q_{rad} = A \cdot \varepsilon \cdot E_b \cdot T_s - \alpha \cdot G = A \cdot \varepsilon \cdot \sigma (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (2.10)$$

Segundo INCROPERA et al. (2011), para muitas aplicações, é conveniente expressar a troca líquida de calor por radiação na forma da lei do resfriamento de Newton, conforme a EQ.2.11, na qual o coeficiente de troca de calor h_{rad} é dado pela EQ. 2.12.

$$q_{rad} = h_{rad} \cdot A \cdot (T_s - T_{viz}) \quad (2.11)$$

$$h_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_s^2 + T_{viz}^2) \cdot (T_s + T_{viz}) \quad (2.12)$$

2.2.4 Resistência Térmica

Segundo INCROPERA et al. (2011), no caso especial de transferência de calor unidimensional, sem geração interna de calor e com propriedades térmicas constantes, é possível fazer uma analogia entre as difusões de calor e de carga elétrica. Assim como uma resistência elétrica está associada à condução de eletricidade, uma resistência térmica pode ser associada à condução de calor, sendo a resistência definida pela relação entre o potencial motriz e a taxa de transferência correspondente. No caso da resistência térmica, essa taxa de transferência é o fluxo de calor e o potencial motriz é a diferença de temperatura. Combinando essa definição com a lei de Fourier para o caso de uma parede plana de condutividade K e sujeita às temperaturas $T_{s,1}$ e $T_{s,2}$ nas duas faces, é fácil demonstrar que a resistência térmica da parede é dada pela EQ. 2.13. Similarmente, para um cilindro oco (tubo) de raios interno e externo r_1 e r_2 , a resistência térmica do cilindro na direção radial é dada pela EQ. 2.14.

$$R_{t,cond} = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{q_x} = \frac{L}{K \cdot A} \quad (2.13)$$

$$R_{t,cond,cil} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l} \quad (2.14)$$

A resistência térmica também pode ser associada à transferência de calor por convecção e por radiação. Nestes casos, as resistências térmicas são dadas pelas EQ. 2.15 e 2.16, respecti-

vamente.

$$R_{t,conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q_{conv}} = \frac{1}{h_c \cdot A} \quad (2.15)$$

$$R_{t,rad} = \frac{T_s - T_\infty}{q_{rad}} = \frac{1}{h_r \cdot A} \quad (2.16)$$

Nestas expressões, h_c e h_r são os coeficientes de troca de calor por convecção e por radiação, respectivamente, e A é a superfície de troca de calor

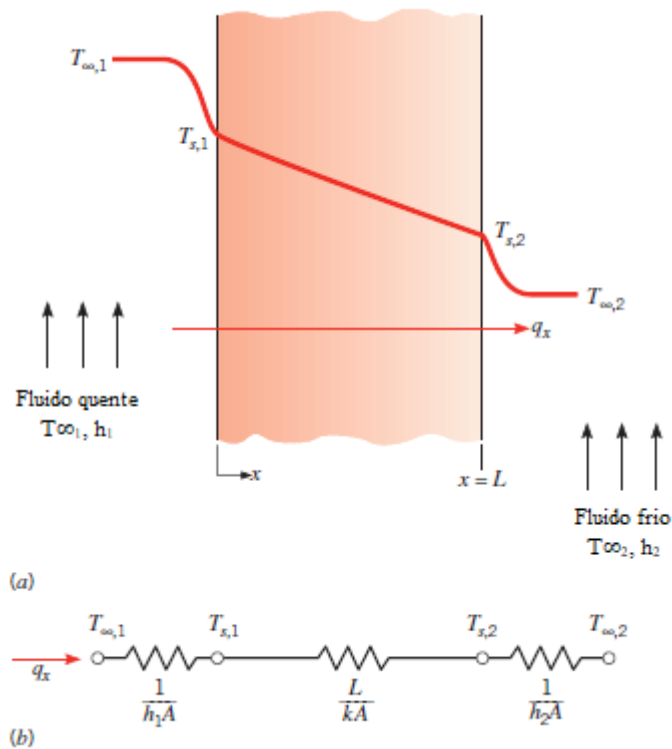


FIGURA 2.15: Circuito térmico em uma parede plana
 FONTE: (INCROPERA et al., 2011)

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{1/h_1 \cdot A} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L/k \cdot A} = \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{1/h_2 \cdot A} \quad (2.17)$$

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{tot}} \quad (2.18)$$

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 \cdot A} + \frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{h_2 \cdot A} \quad (2.19)$$

A resistência térmica e os circuitos térmicos formados por várias resistências são ferramentas úteis tanto o entendimento quanto para a quantificação de problemas de transferência de calor. A FIG. 2.15 mostra o circuito térmico equivalente para uma parede plana com convecção nas duas superfícies. Desde que a taxa de transferência de calor se mantenha constante ao longo da parede, ela pode ser calculada individualmente para cada elemento do circuito por meio da EQ. 2.17, como em termos da diferença global de temperaturas por meio da EQ. 2.18, na qual a resistência térmica equivalente (ou total) é dada EQ. 2.19. Como a resistência de condução na parede e as resistências de convecção nas faces da parede estão em série, a resistência equivalente é dada pela soma das resistências parciais.

Circuitos térmicos equivalentes também podem ser usados para sistemas mais complexos, como superfícies compostas por mais de um material ou superfícies sujeitas a mais de um meio de transferência de calor (INCROPERA et al., 2011). Segundo CENGEL, KANOGLI e GHAJAR (2012), quando a transferência de calor de uma superfície exposta ao ar circundante em sua volta envolve radiação e convecção simultaneamente, o fluxo de calor total é determinado pela adição (ou subtração, se os sentidos forem contrários) dos componentes de radiação e convecção. Neste caso, as resistências de radiação e convecção estão em paralelo, como está mostrado na FIG. 2.16, podendo a resistência equivalente ser determinada pela EQ. 2.20. Em muitos casos, a temperatura T_∞ é aproximadamente igual a temperatura T_{viz} . Por exemplo, para o caso de uma placa quente em suspensão trocando calor por radiação e convecção em um laboratório, T_∞ é a temperatura do ar ambiente, enquanto T_{viz} é a temperatura das paredes, chão e teto do laboratório, que, em primeira aproximação, podem ser consideradas iguais a temperatura ambiente. Nessas circunstâncias, é possível trabalhar com um coeficiente de troca de calor h combinado, envolvendo os coeficientes de troca de calor por radiação h_c e por convecção h_r , definido pela EQ. 2.21 (CENGEL; KANOGLI; GHAJAR, 2012).

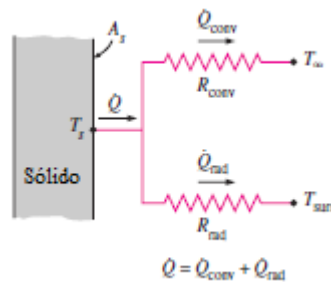


FIGURA 2.16: Esquema para radiação e convecção na superfície
 FONTE: (CENGEL; KANOGLI; GHAJAR, 2012)

$$R_{tot} = \left(\frac{1}{1/h_{conv} \cdot A} + \frac{1}{1/h_{rad} \cdot A} \right)^{-1} \quad (2.20)$$

$$h_{comb} = h_{rad} + h_{conv} \quad (2.21)$$

Em sistemas compostos como o da FIG. 2.16, é possível trabalhar com um coeficiente global de transferência de calor U , definido por uma expressão análoga à lei do resfriamento de Newton.

$$q \cong U \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.22)$$

Nesta expressão, ΔT é a diferença de temperatura global ($T_{\infty,1} - T_{\infty,2}$). O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado combinando-se EQ. 2.19 da resistência térmica total com a EQ. 2.22 do fluxo de calor, resultando a EQ. 2.23.

$$U = \frac{1}{R_{tot} \cdot A} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_2} \right)} \quad (2.23)$$

2.2.5 Números adimensionais

Os números adimensionais são de grande relevância, pois permitem que coeficientes de troca de calor convectivos, determinados para certa condição, possam ser utilizados em superfícies geometricamente semelhantes, porém com diferentes dimensões e diferentes condições de temperatura e de escoamento. Essa última condição pode variar em função do tipo de fluido e do valor da velocidade de escoamento. Por exemplo, se os parâmetros de similaridade e condições de contorno forem mantidos, coeficientes convectivos determinados para o escoamento interno em tubos de aço podem ser estendidos a tubos de diferentes diâmetros e diferentes vazões. De uma forma geral, para escoamento interno em cilindros, três parâmetros de similaridade são utilizados: número de Reynolds (Re), número de Prandtl (Pr), e número de Nusselt (Nu), que estão associados às camadas limites hidrodinâmica e térmica e à transferência de calor, respectivamente, sendo definidos pelas EQ. 2.24, 2.25, 2.26.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (2.24)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (2.25)$$

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (2.26)$$

Nestas expressões, D (m) é o diâmetro para o caso de tubos e v é a velocidade (m/s), ρ é a densidade (kg/m^3), μ é a viscosidade dinâmica ($kg/(m \cdot s)$), c_p é calor específico ($kJ/(kg \cdot ^\circ C)$) e K é a condutividade térmica ($W/(m \cdot ^\circ C)$) do fluido.

2.2.6 Método Empírico

O ponto chave em problemas envolvendo troca de calor por convecção é a determinação dos coeficientes convectivos. Esses coeficientes, por sua vez, podem ser representados através de parâmetros de similaridade ou adimensionais na forma da EQ. 2.26. Segundo INCROPERA et al. (2011), isto pode ser realizado de forma teórica ou empírica (experimental). Para geometrias e escoamentos complexos, é comum utilizar-se a abordagem empírica, que envolve a realização de medições de transferência de calor e de temperaturas sob condições controladas e, posteriormente, a proposição de uma correlação (fórmula matemática) contendo parâmetros adimensionais apropriados e coeficientes na forma de fatores e expoentes, que deverão ser ajustados a partir dos resultados obtidos experimentalmente.

A abordagem descrita no parágrafo anterior constitui a base do presente trabalho. A FIG. 2.17 ilustra o método experimental clássico para se obter uma correlação de transferência de calor por convecção interna em um tubo no qual um fluido escoar. O tubo, enrolado com um fio resistivo longo, é aquecido com a passagem de corrente elétrica por esse elemento. A temperatura do tubo é mantida constante se o calor por efeito Joule gerado no elemento resistivo e absorvido pelo tubo for integralmente recuperado pelo fluido em escoamento dentro do tubo. A transferência de calor do tubo para o fluido ocorre por convecção. Assim, medindo-se a temperatura da superfície interna do tubo e as temperaturas de entrada e de saída do fluido, bem como a potência elétrica de alimentação do elemento resistivo, o coeficiente de convecção médio entre a parede do tubo e o fluido pode ser calculado a partir da lei de resfriamento de

Newton (EQ. 2.5). Conhecendo-se o comprimento L e o diâmetro D do tubo e as propriedades do fluido, que são funções do tipo de fluido e da sua temperatura, os números de Reynolds, Prandtl e Nusselt podem ser calculados usando-se as EQ. 2.24, 2.25, 2.26. .

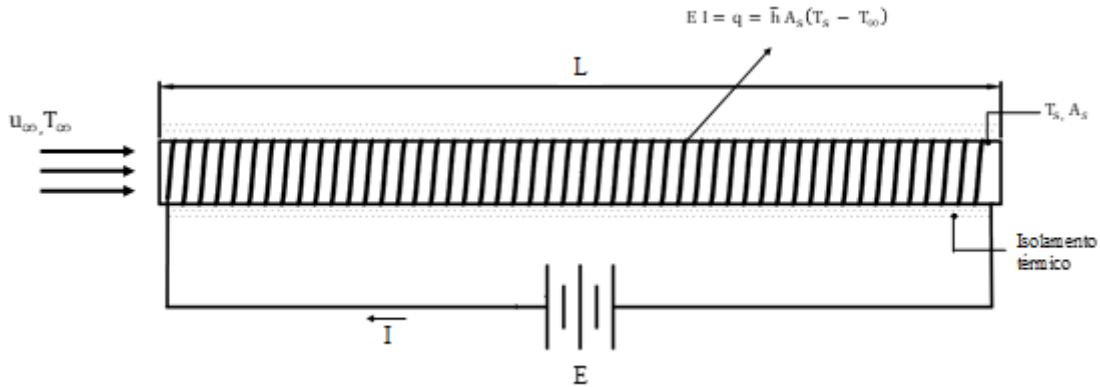


FIGURA 2.17: Esquema para a medida do coeficiente de troca de calor por convecção médio

FONTE: O Autor, adaptado de INCROPERA et al. (2011)

Para tornar a correlação válida para amplas faixas de Reynolds e Prandtl, a velocidade de escoamento do fluido, o diâmetro do tubo e a natureza do fluido devem ser variados. Assim, é possível obter diferentes valores o número de Nusselt, que podem ser correlacionados na forma da EQ. 2.27. Os valores do coeficiente C e os expoentes m e n variam com a natureza da geometria da superfície e o tipo de escoamento.

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (2.27)$$

Segundo INCROPERA et al. (2011), as propriedades do fluido variam com a temperatura no seio da camada limite. Uma vez que essa variação pode influenciar a transferência de calor, é comum avaliar as propriedades tomando-se como referência a temperatura de filme T_f , definida pela equação 2.28.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (2.28)$$

2.2.7 Convecção natural

Segundo INCROPERA et al. (2011) a convecção natural é caracterizada pelo processo de transferência de calor no qual o movimento do fluido ocorre devido às forças internas

de empuxo, e não por forças externas, geradas por gradientes de temperaturas no fluido e, por conseguinte, de densidades, induzindo correntes de convecção natural. Essa variação de densidade do fluido pode ser medida por meio de uma propriedade termodinâmica conhecida como coeficiente de expansão volumétrica β , que é a medida da variação da densidade ρ do fluido em relação à mudança de temperatura T , à pressão constante. O coeficiente β é definido pela EQ. 2.29, mas, na prática, seu valor é obtido diretamente em tabelas termodinâmicas.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (2.29)$$

2.2.7.1 Parâmetros adimensionais para convecção natural

Como visto anteriormente, parâmetros de similaridade adimensionais podem ser utilizados para caracterizar um processo por meio de equacionamentos simplificados. No caso da transferência de calor por convecção natural, o adimensional que governa a transferência de calor é conhecido como número de Grashof (Gr), definido pela razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas. Para um cilindro horizontal, o número de Grashof é definido pela EQ. 2.30.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot D^3}{\nu^2} \quad (2.30)$$

Outro parâmetro frequentemente utilizado para expressar a transferência de calor por convecção natural é o número de Rayleigh (Ra), definido pela EQ.2.31.

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot D^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (2.31)$$

Nestas expressões, g é a aceleração da gravidade (m/s^2), β é o coeficiente de expansão volumétrica ($1/K$), T_s e T_∞ são respectivamente, as temperaturas da superfície e do meio ($^{\circ}C$), D é o diâmetro do tubo (m), ν é a viscosidade cinemática (m^2/s) e α é difusividade térmica (m^2/s)

2.2.7.2 Correlações para convecção natural em um cilindro horizontal

O estudo da transferência de calor por convecção natural em um cilindro vem sendo objeto de estudo em diversos trabalhos na literatura devido a sua grande aplicabilidade na indústria. Alguns destes trabalhos apresentam correlações empíricas que fornecem o número de Nusselt médio ao longo de toda circunferência em um cilindro isotérmico. No presente trabalho essas correlações serão utilizadas na correção da temperatura de entrada e saída do fluido no corpo de provas, esta correção será discutida em detalhes nas próximas seções.

Segundo HOLMAN (2010), as correlações empíricas para convecção natural em um cilindro horizontal podem ser expressas pela EQ. 2.32, na qual o valor do expoente n é tipicamente $1/3$ para escoamentos turbulentos e $1/4$ para escoamentos laminares. O fator C depende da temperatura e do tipo de fluido. Por exemplo, para o ar à temperatura ambiente, C é igual a 1,42 para escoamento laminar, e 1,31 para escoamento turbulento. O escoamento é considerado turbulento se o produto dos números de Grashof e Prandtl do fluido for maior do que 10^9 , e laminar se esse produto for menor que 10^9 (HOLMAN, 2010).

$$Nu = \frac{h \cdot d}{k} = C \cdot Ra^n \quad (2.32)$$

Em seu trabalho, MORGAN (1975) revisou diversas correlações existentes e criou uma tabela para os coeficientes C e n da EQ. 2.32. Esses coeficientes baseiam-se no número de Rayleigh e estão indicados na TAB. 2.4. Segundo o autor, a correlação proposta possui uma incerteza de $\pm 5\%$ no intervalo estudado.

TABELA 2.4
Coeficientes para determinação do número de Rayleigh

Ra	C	n
$10^{-10} - 10^{-2}$	0,675	0,058
$10^{-2} - 10^2$	1,02	0,148
$10^2 - 10^4$	0,850	0,188
$10^4 - 10^7$	0,480	0,250
$10^7 - 10^{12}$	0,125	0,333

FONTE: (MORGAN, 1975)

CHURCHILL e CHU (1975) propuseram uma correlação única para cilindros horizontais. Essa correlação é válida para uma faixa de Rayleigh $\leq 10^{12}$ e tem a forma da EQ.

2.33

$$Nu = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.33)$$

2.2.8 Escoamento Interno

Segundo INCROPERA et al. (2011), escoamento interno é aquele no qual o fluido encontra-se confinado por uma superfície, desse modo, a camada limite é incapaz de se desenvolver sem restrição. Diferentemente do escoamento externo, para o qual somente é necessário caracterizar o escoamento como laminar ou turbulento, no escoamento interno, deve-se estar atento para a região de entrada fluidodinâmica. Quando um fluido entra em um tubo, com velocidade uniforme, efeitos viscosos decorrentes do contato do fluido com a superfície, fazem surgir uma camada limite que se desenvolve longitudinalmente. O desenvolvimento ocorre devido ao encolhimento da região de escoamento não viscoso, terminando com a fusão da camada limite no eixo central do tubo. Após essa fusão, os efeitos viscosos se estendem por toda a seção transversal e o perfil de velocidade não se altera mais, implicando um escoamento completamente desenvolvido. A distância da entrada do tubo até o ponto em que isto ocorre é denominada de região de entrada fluidodinâmica. A FIG. 2.18 ilustra este fenômeno (INCROPERA et al., 2011).

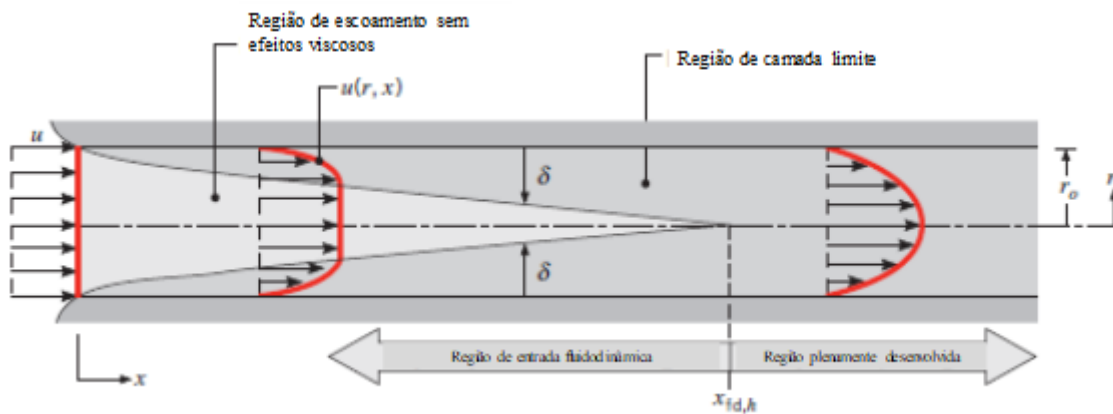


FIGURA 2.18: Região de desenvolvimento de camada-limite fluidodinâmica em um tubo circular
 FONTE: INCROPERA et al. (2011)

Para escoamentos internos, é importante conhecer a extensão da região de entrada fluidodinâmica, que depende do tipo do escoamento: laminar ou turbulento. Para escoamento laminar em tubos ($Re < 2300$), o comprimento da região de entrada pode ser determinado pela

EQ. 2.34. Para escoamentos turbulentos ($Re > 10000$), a região de entrada é independente do número de Reynolds e pode ser aproximada pela EQ. 2.35. (INCROPERA et al., 2011).

$$\left(\frac{X_{cd,v}}{D}\right) \approx 0,05 \cdot Re \quad (2.34)$$

$$10 \leq \left(\frac{X_{cd,v}}{D}\right) \leq 60 \quad (2.35)$$

Nestas expressões, $X_{cd,v}$ é o comprimento de entrada fluidodinâmica (m). Segundo INCROPERA et al. (2011), a transição para turbulência ($2300 < Re < 10000$) inicia-se em alguma posição na camada limite em desenvolvimento na região de entrada fluidodinâmica.

2.2.8.1 Correlações para escoamento turbulento em tubos circulares

Segundo INCROPERA et al. (2011), uma vez que a análise das condições em escoamentos turbulentos é consideravelmente mais complicada, a maior parte dos autores utilizam métodos empíricos para determinação de correlações para o coeficiente de transferência de calor. Uma expressão clássica para determinação do coeficiente de troca de calor foi proposta por Dittus e Boelter (1930), na forma da EQ. 2.36. Essa correlação pode ser usada para tubos longos e/ou de pequenos diâmetros, desde que respeitados os seguintes critérios: $L/D \geq 60$; $0,7 \leq Pr \leq 120$; $10^4 \leq Re \leq 1,2 \cdot 10^5$.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (2.36)$$

Nesta expressão, $n = 0.44$ se $T_s > T_\infty$ e $n = 0.3$ se $T_s < T_\infty$

COLBURN (1933) propôs uma correlação para o mesmo intervalo de parâmetros apresentados anteriormente, dada pela EQ. 2.37

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.37)$$

MCADAMS (1961) propôs uma correlação levando em consideração a relação L/D . Essa correlação é válida para os intervalos de $0,7 \leq Pr \leq 100$ e $10^4 \leq Re \leq 1,2 \cdot 10^5$. EQ. 2.38.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{0.7}\right] \quad (2.38)$$

As correlações anteriores podem ser usadas para diferenças de temperatura da superfície e do fluido de pequenas a moderadas, com as propriedades sendo avaliadas na temperatura de filme. Para escoamentos caracterizados por grandes variações de propriedades, SIEDER e TATE (1936) recomendam a EQ. 2.39, que é válida para $L/D > 10$; $0.7 \leq Pr \leq 16700$ e $Re \geq 10^4$.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot 1 + \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.39)$$

As correlações apresentadas acima são de fácil utilização e satisfatórias para a maioria das aplicações, embora possam resultar em erros de até 25%. Segundo INCROPERA et al. (2011), esses erros podem ser reduzidos para menos de 10%, usando-se correlações mais recentes, mas geralmente mais complexas. Gnielinski (1976) apresentou uma correlação válida para tubos lisos e para uma ampla faixa de número de Reynolds, dada pela EQ. 2.40.

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.40)$$

Nesta expressão, f é fator de atrito obtido pelo diagrama de Moody. Essa correlação é válida para $0.5 \leq Pr \leq 2000$ e $3000 \leq Re \leq 1.2 \cdot 10^6$

A menos que tenha sido desenvolvida especificamente para a região de transição, deve-se ter muito cuidado ao aplicar uma correlação de escoamento turbulento para o regime de transição. Se a correlação tiver sido desenvolvida para condições totalmente turbulentas, ela deve ser utilizada como uma primeira aproximação para números de Reynolds menores, com o entendimento de que o coeficiente de transferência de calor tenderá a ficar super estimado. A TAB. 2.5 mostra algumas correlações para determinação do coeficiente de troca de calor para um tubo liso e em regime turbulento.

2.2.9 Influencia da rugosidade da superfície no coeficiente de troca de calor

Segundo NUMRICH (1991), a transferência de calor em tubos é influenciada pela rugosidade da superfície. Diferentemente do estudo da transferência de calor em tubos lisos, existem poucos trabalhos que lidam com os efeitos da rugosidade na transferência de calor em tubos. O autor define dois tipos de rugosidade, sendo o primeiro definido por irregularidades discretas, geradas propositalmente para aumentar a transferência de calor. O segundo tipo, cha-

TABELA 2.5
Números de Nusselt para escoamento turbulento totalmente desenvolvidos em tubos lisos

Autor	Correlação	Range de aplicação
Dittus e Boelter (1930)	$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$	$10^4 \leq Re \leq 1,2 \cdot 10^5$ $0,7 \leq Pr \leq 120$ $L/D \geq 60$
COLBURN (1933)	$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$	$10^4 \leq Re \leq 1,2 \cdot 10^5$ $0,7 \leq Pr \leq 120$ $L/D \geq 60$
KÁRMÁN (1939)	$Nu = \frac{\frac{f}{2} \cdot RePr}{1+5 \cdot \left(\frac{f}{2}\right) \cdot [Pr-1+\ln\left(\frac{5 \cdot Pr+1}{6}\right)]}$	$10^4 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ $0,5 \leq Pr \leq 10$
PRANDTL (1944)	$Nu = \frac{\frac{f}{2} \cdot RePr}{1+8,7 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr-1)}$	$10^4 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ $0,5 \leq Pr \leq 5$
DREXEL and W. H. MCADAMS (1945)	$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$	$10^4 \leq Re \leq 10^6$ $0,7 \leq Pr \leq 10^4$
FRIEND e METZNER (1958)	$Nu = \frac{\frac{f}{2} \cdot RePr}{1,2+11,8 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr-1) \cdot Pr^{-\frac{1}{3}}}$	$5 \cdot 10^4 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ $50 \leq Pr \leq 600$
HAUSEN (1959)	$Nu = 0,037 \cdot (Re^{0,75} - 180) \cdot Pr^{0,42} \cdot \left(\frac{x}{D}\right)^{-\frac{2}{3}}$	$10^4 \leq Re \leq 10^5$ $0,7 \leq Pr \leq 3$
WEBB (1971)	$Nu = \frac{\frac{f}{2} \cdot RePr}{1,7+9 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr-1) \cdot Pr^{\frac{3}{4}}}$	$5 \cdot 10^4 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ $0,5 \leq Pr \leq 100$
Gnielinski (1976)	$Nu = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re-1000) \cdot Pr}{1+12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)}$	$2300 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ $0,5 \leq Pr \leq 2000$
SIEDER e TATE (1936)	$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot 1 + \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14}$	$Re \geq 5 \cdot 10^4$ $0,7 \leq Pr \leq 16700$

Fonte: ROHSENOW, HARTNETT e CHO (1998)

mado de rugosidade “tipo areia”, ocorre por defeitos causados pela corrosão e/ou incrustações decorrentes do uso do tubo.

NUNNER (1955) realizou um estudo sobre a perda de carga e transferência de calor em tubos com diferentes perfis de rugosidade. Os resultados obtidos pelo autor mostraram que a rugosidade tem pouca influência na transferência de calor quando o ar ($Pr = 0,7$) é usado como fluido de teste, o que não é válido para números de Prandtl mais altos, como o de fluidos no estado líquido.

DIPPREY e SABERSKY (1963) analisaram experimentalmente a transferência de calor e o fator de atrito em tubos lisos e rugosos. As medidas dos coeficientes de transferência de calor e dos coeficientes de atrito foram obtidas para intervalo de número de Prandtl de 1,20 a 5,94. Os resultados foram comparados com resultados teóricos e experimentais existentes na literatura. Segundo o autor, o aumento da rugosidade ocasionou valores de transferência de calor até 2,7 vezes superiores aos de um tubo liso. Esses aumentos foram, em geral, acompanhados por aumentos ainda maiores no fator de atrito. Uma exceção a esse comportamento ocorre

para altos valores do número de Prandtl na região de transição entre o “liso” e o “totalmente rugoso”, quando houve piora na troca de calor.

2.2.10 Influência da rotação no coeficiente de troca de calor

Segundo YANG, FANN e KIM (1994), algumas máquinas de geração de potência ou de refrigeração apresentam canais rotativos. Com o aumento da eficiência destas máquinas, maiores ou menores temperaturas são alcançadas, motivando o estudo sobre a transferência de calor e as características de escoamento dos fluidos. Em seu trabalho, os autores realizaram uma revisão da literatura sobre estudos de escoamento e transferência de calor em canais sujeitos à rotação radial, rotação paralela e revolução coaxial. Sempre que um fluxo atravessa um cilindro rotativo, forças tangenciais surgem entre a parede do cilindro e o fluido, resultando em um padrão de fluxo bastante diferente daquele observado dentro de um cilindro estacionário. A rotação exerce influência em diversos parâmetros do escoamento como, por exemplo, perda de carga, padrão de escoamento e transferência de calor. Entretanto, existem poucos trabalhos sobre a transferência de calor em cilindros rotativos (SEGHIR-OUALI et al., 2006).

REICH, WEIGAND e BEER (1989) estudaram os efeitos da rotação sobre os perfis de velocidade e de temperatura do fluido, sobre o coeficiente de atrito e na transferência de calor para um escoamento laminar em um tubo. Os autores demonstraram que a rotação tem um efeito desestabilizador no escoamento laminar, transformando-o em turbulento e aumentando a transferência de calor.

CANNON e KAYS (1969) analisaram os efeitos da rotação do tubo na transferência de calor para um fluido escoando dentro de um tubo. Observou-se que a influência mais significativa está na transição da região de fluxo laminar para turbulento, com efeitos menores na região laminar e nenhum efeito mensurável quando o escoamento é totalmente turbulento. Segundo os autores, uma breve análise por meios visuais revelou que a rotação do tubo tende a estabilizar o escoamento, podendo fazer com que um escoamento inicialmente turbulento volte a ser laminar. Quando o tubo está girando, a transição de laminar para o turbulento ocorre com um número de Reynolds axial significativamente maior, sendo caracterizado por uma “explosão de turbulência”.

REICH e BEER (1989) estudaram analiticamente e experimentalmente os efeitos da rotação de um tubo sobre os perfis de velocidade e temperatura do fluido, sobre o coeficiente de atrito e sobre a transferência de calor para um fluido que escoava dentro de um tubo rotativo.

Os testes foram conduzidos tendo o ar como fluido de trabalho em faixas de Reynolds axial de $5000 < Re_a < 50000$ e Reynolds rotacional de $0 < Re_r < 25000$ (rotações de 300 a 3000 RPM). Para um escoamento turbulento sem rotação, os valores do número de Nusselt encontrados experimentalmente se aproximaram bastante dos valores teóricos. Segundo os autores, com aumento da rotação, uma considerável diminuição do valor de Nusselt foi observada. Os resultados experimentais foram coerentes com os teóricos, exceto para valores muito baixos de números de Reynolds ($Re = 5000$). Segundo os autores, esta diminuição foi causada pela supressão da turbulência, gerada, por sua vez, pelo acréscimo radial das forças centrífugas sobre o fluido escoando no tubo girante.

REICH, WEIGAND e BEER (1992) estudaram teoricamente os efeitos da rotação na transferência de calor para um fluido escoando dentro de um cilindro. Segundo os autores, a rotação do cilindro causou uma diminuição na transferência de calor, sendo que, quando a taxa de rotação tende ao infinito, o número de Nusselt tende ao valor do número de Nusselt de um escoamento laminar em um cilindro estático.

SEGHIR-OUALI et al. (2006) realizaram um estudo para identificar experimentalmente o coeficiente de transferência de calor por convecção dentro de um cilindro rotativo com fluxo de ar. Os ensaios foram realizados para faixas de Numero de Reynolds axial de 0 a $3 \cdot 10^4$ e Reynolds rotacional de $1, 6 \cdot 10^3$ a $4, 7 \cdot 10^5$. Os coeficientes de transferência de calor foram identificados por três métodos: método inverso; parede do cilindro tratada como uma fina camada isotérmica; método analítico. Segundo os autores, para um mesmo fluxo de ar, um aumento da rotação resultou no aumento do coeficiente convectivo. Isso foi explicado considerando-se o efeito desestabilizador causado pela rotação do tubo. Ainda segundo os autores, os resultados mostraram a existência de dois regimes de transferência de calor. Para baixas velocidades de rotação, a transferência de calor aumentou com os números de Reynolds rotacional e axial. Para rotações maiores, os valores do número de Nusselt tenderam a valores quase que independentes do numero de Reynolds axial, demonstrando uma influência insignificante do fluxo axial no coeficiente convectivo. Foi utilizado um critério matemático para separar os dois regimes, chegando-se a um valor de Reynolds rotacional critico de $2, 77 \cdot 10^5$. Correlações para os dois regimes propostas pelos autores são dadas pelas EQ. 2.41 e 2.42.

$$Nu = 0,01963 \cdot Re_a^{0,9285} + Re_r^{1,4513} \quad (2.41)$$

$$Nu = 2,85 \cdot 10^{-4} \cdot Re_r^{1,19} \quad (2.42)$$

Nestas expressões, Re_a e Re_r são os números de Reynolds referentes ao escoamento axial e a rotação, respectivamente. A EQ. 2.41 é válida para $0 < Re_a < 3 \cdot 10^4$ e $1,6 \cdot 10^3 < Re_r < 2,77 \cdot 10^5$ e a EQ. 2.42 é válida para $Re_r > 2,77 \cdot 10^5$.

Segundo WAGNER, JOHNSON e HAJEK (1989) alguns pesquisadores estudaram certas condições de rotação e apresentaram resultados que indicaram um grande aumento da transferência de calor, enquanto outros encontraram grande redução, ou até mesmo resultados que indicavam que a rotação não apresentava efeitos significativos na transferência de calor. Para o autor essa disparidade dos resultados é indicativa de diferenças nas técnicas e modelos de medição utilizados nas experiências, bem como da não uniformidade das condições dos testes.

2.3 Fechamento

Este capítulo apresentou um compêndio sobre tratamentos térmicos, com ênfase no processo de têmpera em tubos de aço, assim como sobre a transferência de calor em tubos, uma vez que a determinação do coeficiente de troca de calor nesses tubos constitui a base para o desenvolvimento do presente trabalho. Ademais, com vistas a subsidiar a metodologia experimental empregada no estudo, apresentada no próximo capítulo, especiais destaques foram dados para o cálculo dos coeficientes de troca de calor em fluidos escoando no interior de tubos estacionários e girantes, bem como para a influência da rugosidade do tubo sobre esses coeficientes.

3. METODOLOGIA

Este capítulo apresenta a descrição do aparato experimental e as condições de teste utilizadas nos ensaios para a determinação do coeficiente de transferência de calor entre a parede interna do tubo e a água. Também são abordadas as metodologias de cálculos para determinação do coeficiente e da correspondente incerteza.

3.1 Parâmetros de projeto

A princípio considerou-se a construção de um banco de testes em escala real (1:1), contudo os parâmetros operacionais utilizados no processo industrial de têmpera apresentados na TAB.3.1 excedem muito a capacidade de vazão e potência elétrica do laboratório, o que impossibilita esta abordagem.

Uma segunda abordagem consistiu em usar o conceito de análise dimensional e semelhança. Neste caso a similaridade seria garantida fazendo com que o número de Reynolds do escoamento do protótipo fosse igual ao número de Reynolds do escoamento do modelo, entretanto a vazão de água necessária (TAB.3.1) para satisfazer a condição de similaridade EQ.3.1 acarretou em uma perda de carga extremamente alta (aproximadamente 1300 mca). As limitações de potência, vazão, e a elevada perda de carga impediram que o estudo fosse realizado com uma semelhança completa, desse modo optou-se pela construção de uma bancada dentro dos limites máximos do laboratório (TAB.3.1) e posteriormente a utilização de fator de correção para ajustar os dados experimentais aos industriais

$$Re_{prototipo} = Re_{modelo} \quad (3.1)$$

TABELA 3.1
Parâmetros de projeto do banco de testes

	Vazão do jato interno m^3/h	Diâmetro do tubo mm	Reynolds —
Parâmetros industriais	superiores a 400	150 a 450	10^5 a 10^6
Parâmetros de similaridade	30 a 40	12,7	10^5 a 10^6
Parâmetros de construção	0 a 4	12,7	10^4 a 10^5

FONTE: O Autor

3.2 Aparato experimental

O banco de testes experimentais, esquematizado na FIG. 3.1, foi desenvolvido no Lab-GREA (Laboratório do Grupo de Refrigeração e Aquecimento da UFMG). O banco é composto por uma seção de testes, constituída por tubo rotativo enrolado por um fio condutor resistivo, um sistema de aquecimento e outro de resfriamento da água que circula na seção de testes e de um sistema de aquisição e outros de controles dos dados.

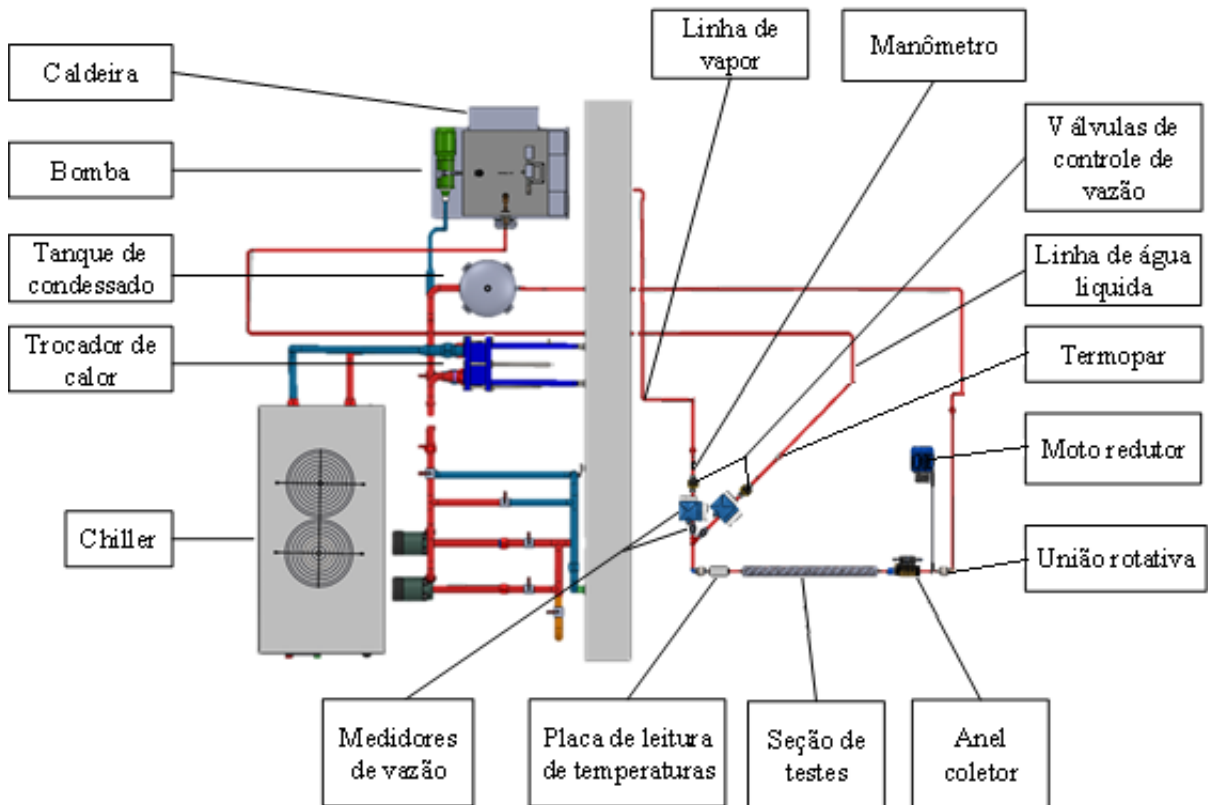


FIGURA 3.1: Bancada de testes para determinação do coeficiente de troca de calor interno
 FONTE: O Autor

3.2.1 Seção de testes

O corpo de provas do banco experimental, esquematicamente mostrado na FIG. 3.2, é o componente do banco destinado à determinação do coeficiente de troca de calor entre a água e a parede de um canal circular. Basicamente, a seção de testes é um tarugo cilíndrico de 76,2 mm de diâmetro externo e um metro de comprimento. No centro do tarugo, há um canal de diâmetro igual a 12,7 mm, através do qual água escoava. Esse diâmetro foi escolhido com base em valores de tubulações comerciais. Resistências elétricas foram uniformemente enroladas em

torno da parede externa do tarugo com vistas a impor o aquecimento do fluxo interno de água. A montante da seção de testes há um trecho de tubulação reta com 480 mm de comprimento e com o mesmo diâmetro interno da secção de teste, cuja função é garantir um escoamento completamente desenvolvido da água do ponto de vista hidrodinâmico. Ao longo da seção de testes, foram instalados cinco termopares, cujas pontas estão a aproximadamente 0.2 mm da parede interna do canal. As bainhas dos termopares foram introduzidas em minicanais, posicionados diagonalmente ao longo da alma do tarugo e que foram furados usando-se uma broca longa e fina. Desta forma, a temperatura média da parede interna do canal pode ser determinada com boa precisão sem a interferência das resistências elétricas. Para garantir que praticamente todo o calor gerado nas resistências seja dissipado para a água, o conjunto é revestido com um isolamento de lã de rocha de espessura igual a 50 mm, que foi determinada de acordo com dados técnicos do fabricante para as faixas de temperatura que serão utilizadas durante os ensaios. A FIG. 3.3 mostra uma foto deste conjunto.

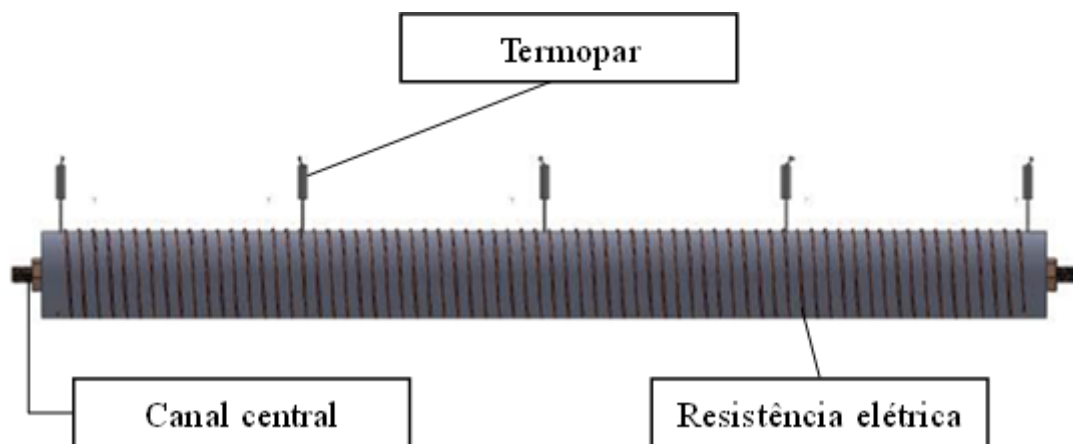


FIGURA 3.2: Corpo de prova para determinação do coeficiente de troca de calor interno
 FONTE: O Autor

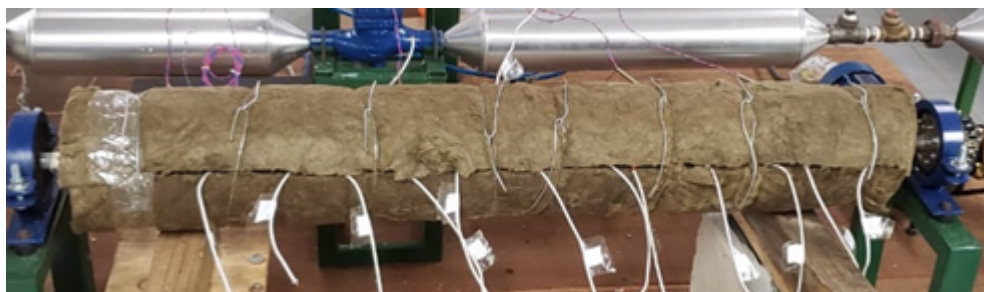


FIGURA 3.3: Seção de testes para determinação do coeficiente de troca de calor interno com o isolamento instalado.

FONTE: O Autor

A seleção do metal do tarugo da seção de testes foi realizada por meio de simulações

tridimensionais com o software COMSOL Multiphysics®. Para determinar o perfil de temperaturas na alma do tarugo, foram realizadas seis simulações em regime estacionário, considerando-se os três metais listados na TAB.3.2. A tabela também apresenta as diferentes temperaturas que foram consideradas para a água escoando no canal interno. Um coeficiente de transferência de calor de $4,5 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ na interface parede interna/água foi adotado para ser uma das duas condições de contorno relativa às equações de balanço de energia do problema. A outra condição de contorno foi referente à perda de calor na parede externa do tarugo, na qual foi fixado um fluxo de calor $41,795 \text{ kW}/\text{m}^2$ (equivalente a uma potencia total de 10 kW , referente a potência total das resistências instaladas no corpo de provas). A FIG. 3.4 mostra o desenho 3D utilizado nas simulações com malha do tamanho padrão “fina”.

O tarugo foi fabricado em alumínio. O resultado das simulações bem como as considerações que motivaram a escolha deste material são discutidos no Capítulo 5.

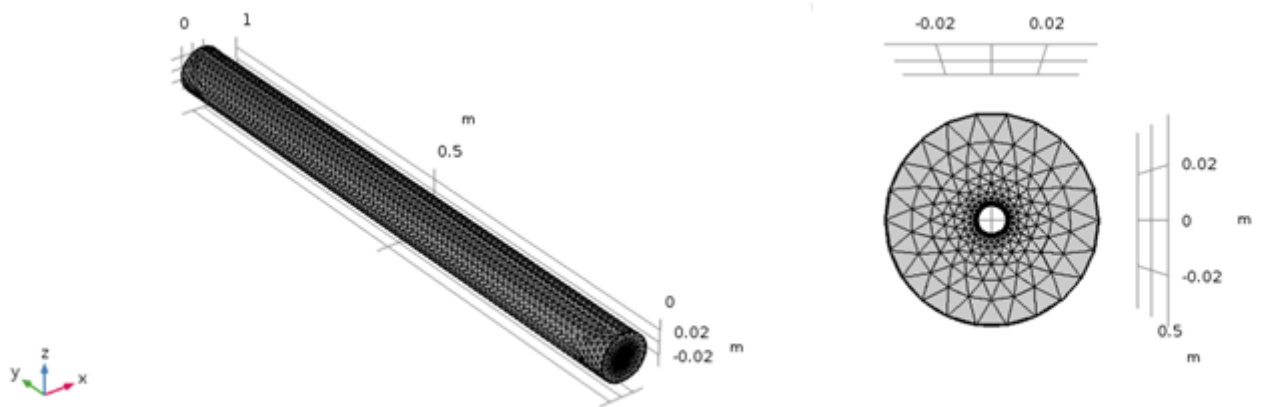


FIGURA 3.4: Modelo 3D para simulação com malha “fina”

FONTE: O Autor

TABELA 3.2

Condições de contorno para seleção do material do corpo de provas

Simulação	Material	Temperatura do fluido °C
1	Cobre	25
2	Cobre	120
3	Alumínio	25
4	Alumínio	120
5	Aço 1020	25
6	Aço 1020	120

FONTE: O Autor

3.2.1.1 Resistências elétricas

O aquecimento do tarugo é feito por meio de resistências do tipo traço elétrico com potência de $100\text{ W}/m$. Essa resistência fornece energia constante por unidade de comprimento, de modo que a potência instalada é diretamente proporcional ao comprimento da resistência. Para envolver todo o corpo de prova, doze fios resistivos de oito metros foram usados, totalizando 96 metros, de modo que a potência instalada foi de $9,6\text{ kW}$. A alimentação das resistências foi feita por um sistema 220 V trifásico. Para garantir o equilíbrio entre as fases, as resistências foram montadas em delta.

A potência dissipada pelas resistências foi controlada usando-se um controlador de potência modelo PCW-3P-060 da fabricante Novus. Esse controlador é capaz de controlar e limitar a potência elétrica entregue a uma carga elétrica genérica, podendo o controle ser feito tanto por um trem de pulsos, quanto por ângulo de fase, de modo que a carga enviada às resistências varia de 0 a 100 % da carga máxima de $9,6\text{ kW}$. Essa carga foi medida usando-se um multimedidor elétrico modelo MS-51 marca Sassi. Este instrumento permite a medição de mais de 50 parâmetros elétricos, com medições “*True RMS*” de exatidão $\pm 1\%$.

3.2.2 Sistema de Rotação

O sistema de rotação permite avaliar os efeitos da rotação no coeficiente de troca de calor. O acionamento deste sistema é feito por um moto redutor de engrenagens cônicas de 0,5 CV da fabricante Asten, com um fator de redução de 7,5, gerando uma rotação na saída do conjunto de até 235 RPM. A transmissão da rotação para o tarugo é feita através de um sistema de polia e correia. O uso da correia possibilita uma transmissão de potência com boa eficiência, baixo custo e facilidade de montagem e manutenção. O controle da rotação do sistema é feito por inversor de frequência CFW-100 da fabricante WEG. Esse inversor permite controlar com facilidade a rotação porque a frequência do aparelho é proporcional à rotação. Para conhecer a relação entre essas variáveis, uma curva de calibração foi levantada utilizando-se um tacômetro Mitutoyo modelo 982-551 com exatidão de $\pm 1\text{ RPM}$. Foram realizadas cinco medições para seis rotações dentro do intervalo de operação desejado de 0 a 125 RPM. A TAB. 3.3 mostra o resultado dessas medições.

A FIG. 3.5 mostra a curva de calibração do moto redutor, na qual se pode observar a linearidade entre a rotação e a frequência. A linha de tendência obtida na calibração (em azul) encontra-se entre as linhas de incertezas da medição (tracejadas) durante todo o intervalo.

TABELA 3.3
Resultado das medições de rotação do moto redutor

Frequência [Hz]	Rotação [RPM]				
	0	0	0	0	0
10	33	33	33	33	33
15	53	53	53	53	53
20	73	73	73	73	73
25	93	93	93	93	93
30	93	93	93	93	93
35	133	133	133	133	133

FONTE: O Autor

Assim, a rotação do moto redutor pode ser determinada usando-se a frequência do inversor com uma exatidão de ± 1 RPM (a incerteza do tacômetro).

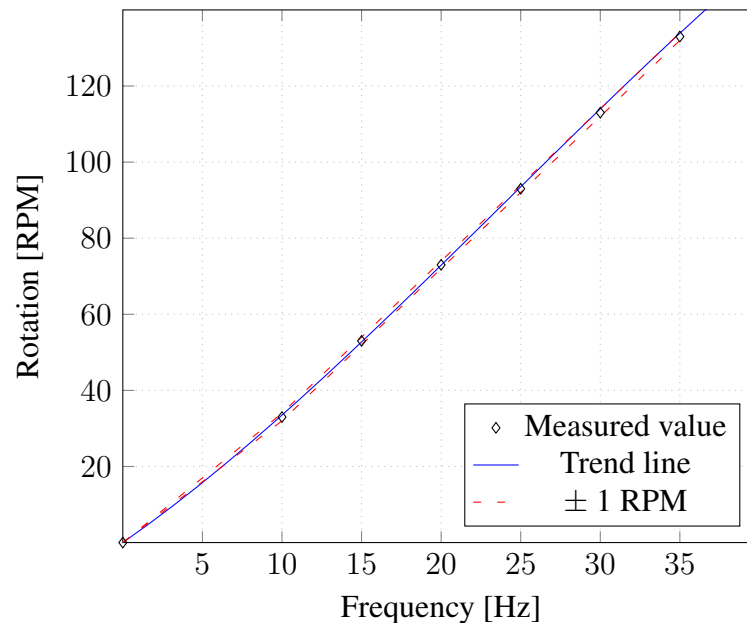


FIGURA 3.5: Curva de calibração da rotação do motor redutor

FONTE: O Autor

A conexão entre a seção de teste e as tubulações foi realizada usando-se juntas rotativas Ciklone modelo F20. Uma junta rotativa, também conhecida como união giratória ou união rotativa, fornece um bom selo mecânico entre o tubo estacionário de alimentação de água e o tarugo giratório, permitindo que o fluxo de água atravesse o canal interno sem que haja vazamentos nas suas extremidades.

Para a transmissão de potência elétrica, foi utilizado um anel coletor Conductix-Wampfler modelo 51-GS45/1KS-13. Trata-se de um conjunto de anéis eletrificados projetado para fornecer energia a uma peça rotativa a partir de uma fonte estacionária.

Por fim, para a transmissão através do ar dos cinco sinais de temperaturas relativos aos termopares fixados no tarugo girante, foi montado um rack de comunicação WIFI da National Instruments modelo cDAQ – 9191. Os sinais são enviados a uma placa de leitura de sinais de termopares da mesma marca do rack e modelo Ni-9213. Além dos cinco sinais de temperaturas advindos do tarugo, a placa recebe mais onze sinais de temperaturas do banco de testes, totalizando dezesseis leituras de termopares.

3.2.3 Sistema de aquecimento

O sistema de aquecimento da água usada no banco de teste é composto por uma caldeira elétrica, um tanque de condensado e uma bomba de alimentação. Esse sistema é responsável por fornecer água líquida a temperatura ambiente ou aquecida, vapor ou uma mistura dos dois para a seção de teste. A caldeira, construída especialmente para este projeto, conta com uma saída de vapor na parte superior e uma saída de água líquida na parte inferior. A FIG. 3.6 mostra um esquema da caldeira.

Quando o sistema opera apenas com água líquida, é possível controlar a temperatura do fluido por meio de um termostato que liga ou desliga as resistências elétricas da caldeira. Quando o sistema opera com vapor, o controle da caldeira é feito por um pressostato. Quando se deseja produzir um escoamento bifásico de vapor e líquido saturados, as saídas de líquido e de vapor são abertas, permitindo que os dois escoamentos alimentem um misturador, que, a sua montante, apresenta válvulas para controlar as vazões da água vapor e água líquida. Assim, e com a ajuda de equações de balanços de energia e de massa, é possível impor um valor de título (razão entre a vazão de vapor e a vazão total, registradas em medidores de vazão) para o escoamento bifásico na saída do misturador. Este modo de operação do banco de testes não é o foco do presente estudo, de modo que ele não será abordado em detalhes.

O tanque de condensado tem a função de receber a água líquida ou o vapor condensado proveniente da seção de teste e alimentar em água líquida a bomba do sistema, que, por sua vez, realimenta a caldeira. A FIG. 3.7 mostra uma foto do tanque de condensado (vermelho) ao lado da caldeira (azul) e com a bomba de água (verde) entre esses dois componentes.

3.2.4 Sistema de arrefecimento

Cada vez que passa pela seção de testes, a água sai aquecida. Como o sistema opera em ciclo, a operação contínua do sistema implicaria aumento também contínuo da temperatura

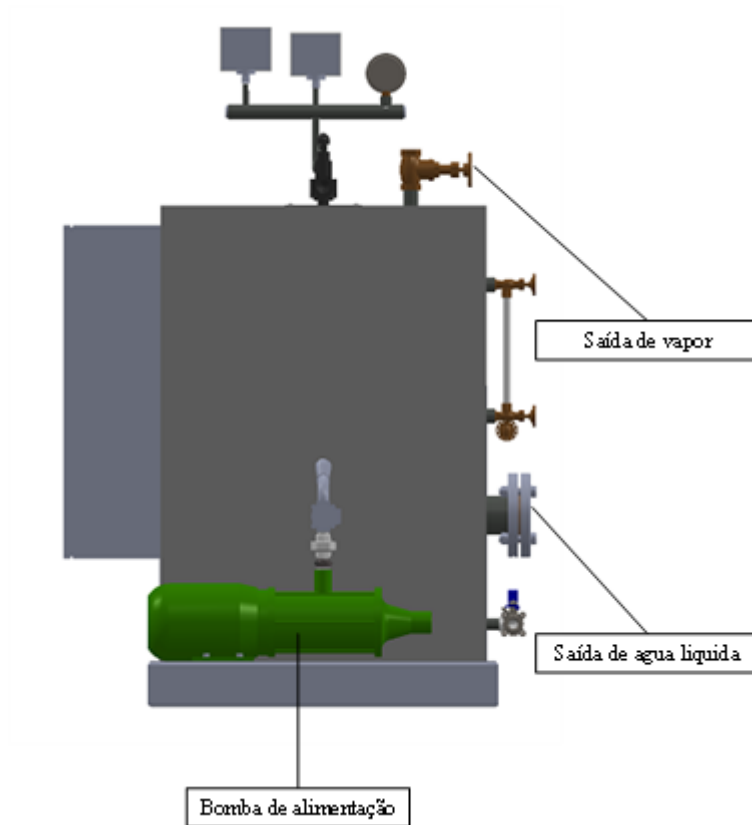


FIGURA 3.6: Caldeira elétrica

FONTE: O Autor



FIGURA 3.7: : Sistema de produção de água quente e de vapor do banco de testes.

FONTE: O Autor

da água. Para manter a temperatura da água estável dentro de certa faixa, há um sistema de arrefecimento ligado em série com a seção de testes e a caldeira. Esse sistema é um trocador de

calor a placas T5-MFG do fabricante Alfa Laval (FIG. 3.8), com capacidade de 55 kW, constituído por uma série de placas finas e paralelas montadas em uma estrutura compacta, e que forma canais de passagem paralelos. Os fluidos percorrem canais alternados e em contracorrente, ocorrendo transferência de calor do fluido quente, por exemplo, vapor vindo da seção de testes, para o fluido frio, uma corrente de água fria vinda de um chiller modelo TF-45AR do fabricante Friotec, com capacidade de 15 TR (FIG.3.9).

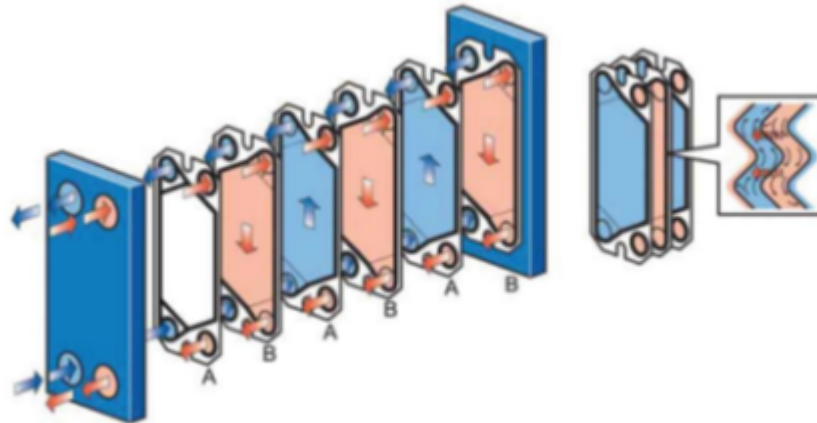


FIGURA 3.8: Trocador de calor de placas paralelas
FONTE: Alfa Laval

Neste projeto foi utilizado um trocador modelo T5-MFG do fabricante Alfa Laval com capacidade de carga térmica de 55 kW. O fluido “quente” vem seção de testes, já o fluido “frio” vem de um chiller modelo TF-45AR com capacidade de 15 TR do fabricante Friotec. O sistema completo pode ser observado na FIG. 3.9.

3.2.5 Sistema de aquisição de dados e controle

Para determinação das temperaturas, tanto no tarugo quanto nas demais tubulações, foram utilizados termopares do tipo T (cobre/constantan) de 1,5 mm de diâmetro, 150 mm de comprimento de bainha e encapsulamento mineral. Segundo a fabricante Ecil, esse tipo de termopar possui a melhor exatidão entre os termopares de metal, é resistente a atmosferas úmidas e adequado para medições contínuas em uma faixa de temperatura entre -270°C e 370°C .

Para medir a vazão de água líquida foi utilizado um medidor do tipo turbina. Neste tipo de medidor, o fluido passa através de uma tubulação e de um rotor montado no interior do medidor. A velocidade do rotor é proporcional à velocidade de deslocamento do fluido. Um sensor magnético acoplado ao corpo do medidor tem seu campo magnético alterado a cada

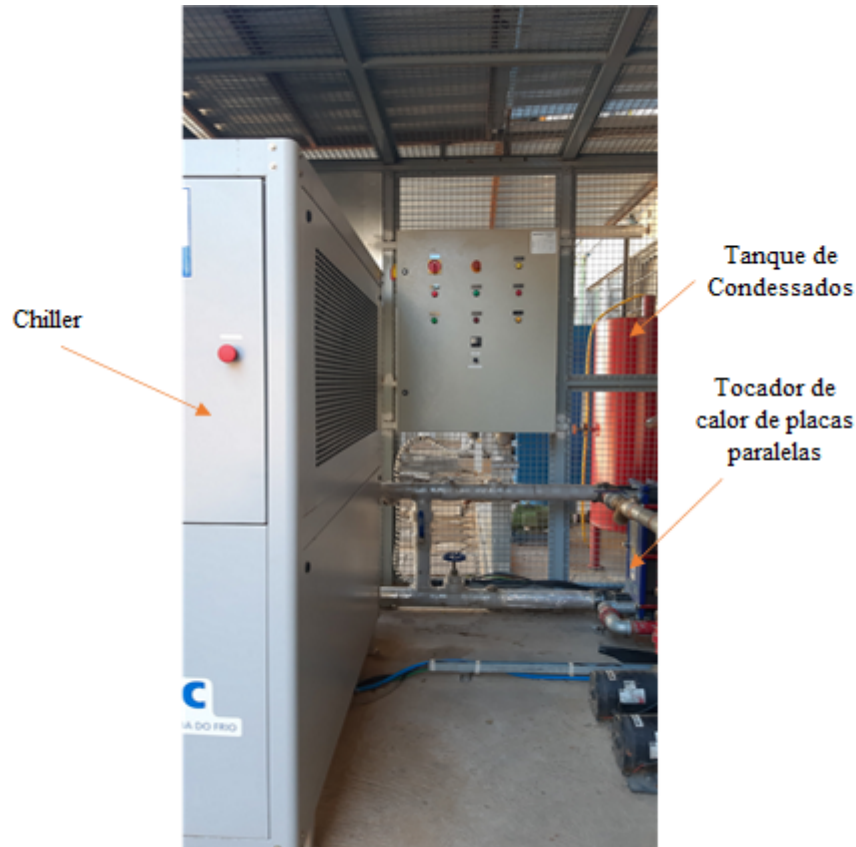


FIGURA 3.9: Chiller para produção de água fria
FONTE: O Autor

passagem de uma das pás do rotor, gerando um pulso elétrico, que é processado e convertido em um valor de vazão. O medidor, de uma polegada de tubulação, é da marca SMARTINS e PIRES com uma faixa de medição de 0,8 a 13,8 m^3/h e com uma precisão de $\pm 0,5\%$ do valor lido.

Para medir a vazão de vapor de água foi utilizado um medidor do tipo vortex. Medidores de vazão de vórtices medem a velocidade dos fluidos usando o chamado efeito von Kármán: geração de um padrão repetitivo de vórtices giratórios resultantes da passagem do fluido em torno de um obstáculo. Uma vez que a frequência dos vórtices é diretamente proporcional à velocidade do fluido, é possível determinar a vazão do fluido. Neste trabalho foi utilizado um medidor de vazão da SMARTINS PIRES de 0,5 polegadas com compensação de pressão e a faixa de medição do instrumento é 0 a 200 kg/h de vapor com exatidão de $\pm 1,5\%$ do valor lido.

Os controles das vazões de água líquida e de vapor foram realizados fazendo os fluidos passarem através de válvulas do tipo globo dotadas de atuadores eletropneumáticos. Esse tipo de válvula possui um posicionado linear que utiliza um sinal elétrico (4-20 mA) para

controlar um atuador pneumático que movimenta a haste da válvula. Foram utilizadas duas válvulas da fabricante VM de 0,5 e 2 polegadas para as linhas de vapor e água líquida, respectivamente. Os acionamentos das válvulas foram feitos com um controlador universal N1200 da fabricante Novus. Esse equipamento pode operar com sinais analógicos lineares e não lineares, além de termopares e sensores PT100. Possui um algoritmo PID auto adaptativo que possibilita uma resposta rápida e precisa em processos altamente dinâmicos. A aquisição e registro e supervisão dos dados experimentais foram feitos com uma interface desenvolvida no software LabVIEW[®], conforme ilustrada na FIG. 3.10 (variáveis de entrada) e na FIG. 3.11 (variáveis de saída).

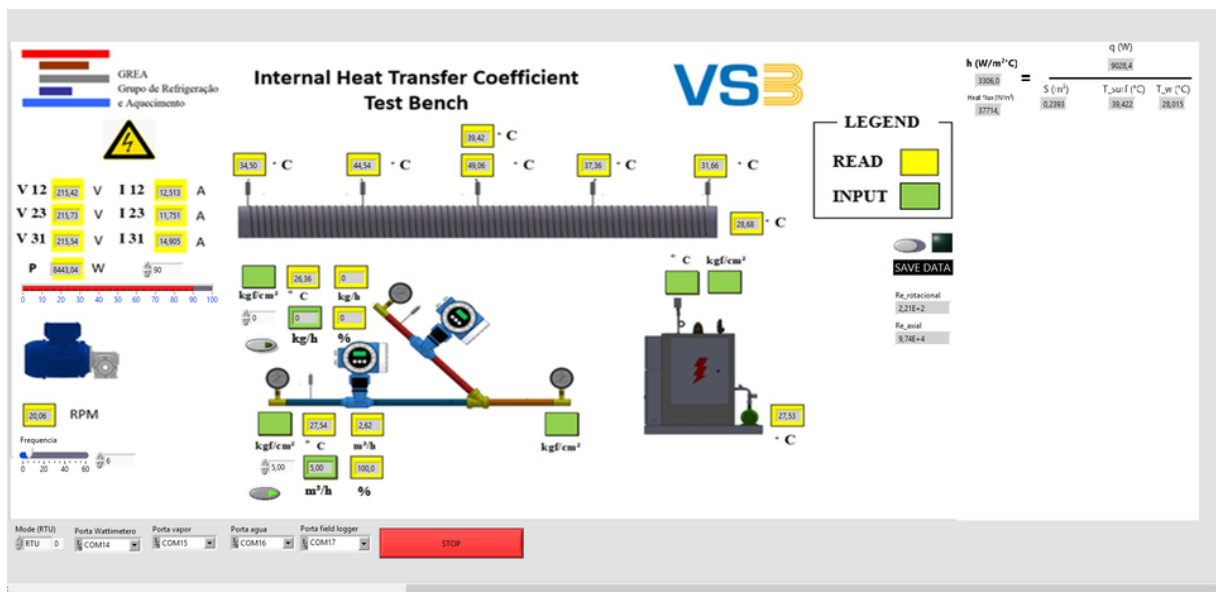


FIGURA 3.10: Interface desenvolvida no LABVIEW[®] para operação e aquisição de dados experimentais (variáveis de entrada).

FONTE: O Autor

Na parte superior esquerda da FIG.3.10, observa-se o controle e a leitura da potência elétrica entregue às resistências elétricas do tarugo da seção de testes. Nesta interface são registradas a tensão e a corrente elétrica em cada fase do sistema, a potência total entregue as resistências, bem como o percentual de carga “setado”. O controle é feito de um valor adequado de potência enviada ao controlador de potência (em % da capacidade total de carga). Na parte inferior esquerda, observa-se o controle e registro da rotação do sistema. O controle de rotação é realizado conforme descrito anteriormente, impondo-se a frequência desejada no inversor de frequência. A parte central da interface refere-se às medições de vazão e temperatura. Na parte superior estão as leituras dos termopares que monitoram a parede e a temperatura que o fluido deixa a seção de testes, na parte central estão as leituras de vazão de água líquida e vapor e o

set-point de vazão e as temperaturas que os fluidos entram na seção de testes. Na direita da interface estão os resultados do valor de coeficiente convectivo interno medido e dos números de Reynolds associados às vazões de água líquida e vapor e do número de Reynolds associado à rotação do tarugo. Na parte inferior está o comando que salva os dados medidos. Todos os dados apresentados na interface são salvos continuamente em um arquivo de dados a cada 3 segundos, sendo que a gravação encerra-se com um novo comando.

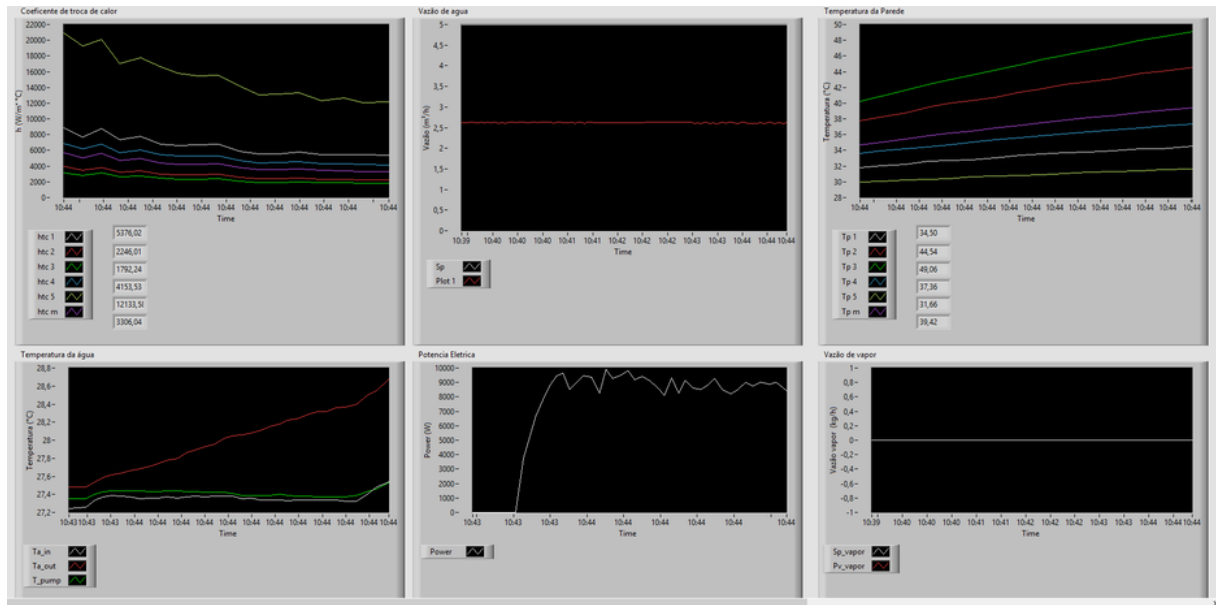


FIGURA 3.11: : Interface desenvolvida no LABVIEW® para operação e aquisição de dados experimentais (variáveis de saída).

FONTE: O Autor

3.3 Determinação do coeficiente de transferência de calor

O procedimento para a determinação do coeficiente de transferência de calor entre a água e a parede interna do tarugo consiste em aquecer esse corpo com as resistências elétricas que o envolvem. Uma vez que a temperatura da superfície (T_s) é maior que a temperatura do fluido (T_∞), a transferência de calor ocorre da parede do tarugo para o fluido. O coeficiente de transferência de calor médio ao longo do corpo de prova h_m pode ser determinado usando-se a lei de resfriamento de Newton (EQ. 2.5). Para isso, é necessário conhecer a temperatura da superfície interna do tubo, que é obtida pela média das cinco temperaturas medidas ao longo do comprimento do tarugo. A temperatura da água, por sua vez, é determinada pela média das temperaturas de entrada e saída do fluido na seção de testes. Por fim, o valor da taxa de transferência de calor fornecida para a água é obtida pela medição da potência elétrica aplicada

nas resistências elétricas.

3.3.1 Condições de operação

A FIG. 3.12 mostra esquematicamente todo o conjunto do banco de testes e a FIG. 3.13 mostra uma foto da seção de testes e dos circuitos de alimentação dessa seção em água líquida e vapor. Quando operando com água líquida, essa é bombeada da caldeira (2), que pode fornecer água desde a temperatura ambiente até água quente com uma temperatura definida por um termostato que liga ou desliga as resistências elétricas da caldeira. Após controle e medições das vazões de água e passagem pelo misturador (3), a água passa pela seção de teste, onde o coeficiente de troca de calor pode ser determinado, conforme descrito anteriormente. A água deixa a seção (4) e passa pelo trocador de calor a placas/condensador (o segundo nome se justifica apenas quando vapor ou uma mistura líquido/vapor passa pelo trocador de calor), onde o calor fornecido na seção de testes é recuperado pela água fria do chiller. Na sequência, a água cai no tanque de condensados (5), que alimenta a bomba da caldeira (6), reiniciando o ciclo.

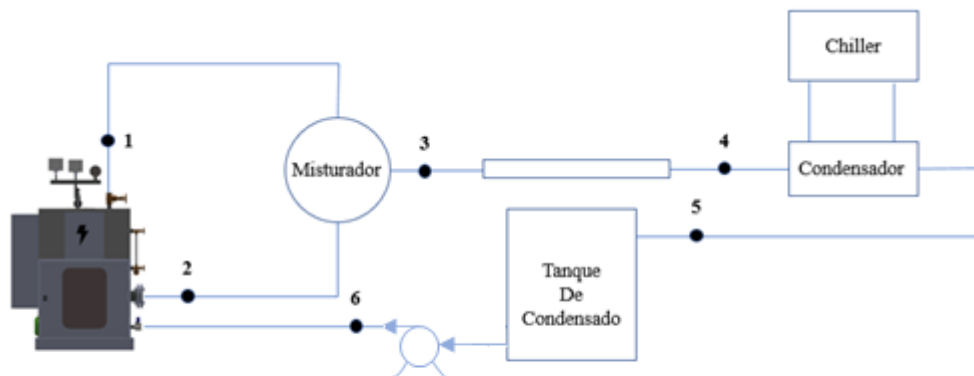


FIGURA 3.12: Diagrama do banco de testes para determinação do coeficiente de troca de calor interno
FONTE: O Autor

A TAB. 3.4 e TAB. 3.5 apresentam as faixas de trabalho utilizadas nos ensaios com água nos estados de água vapor e líquido, respectivamente.

3.3.2 Procedimento para coleta de dados

O procedimento de operação do banco de testes segue as seguintes etapas para obtenção dos dados experimentais com vistas à determinação do coeficiente de transferência

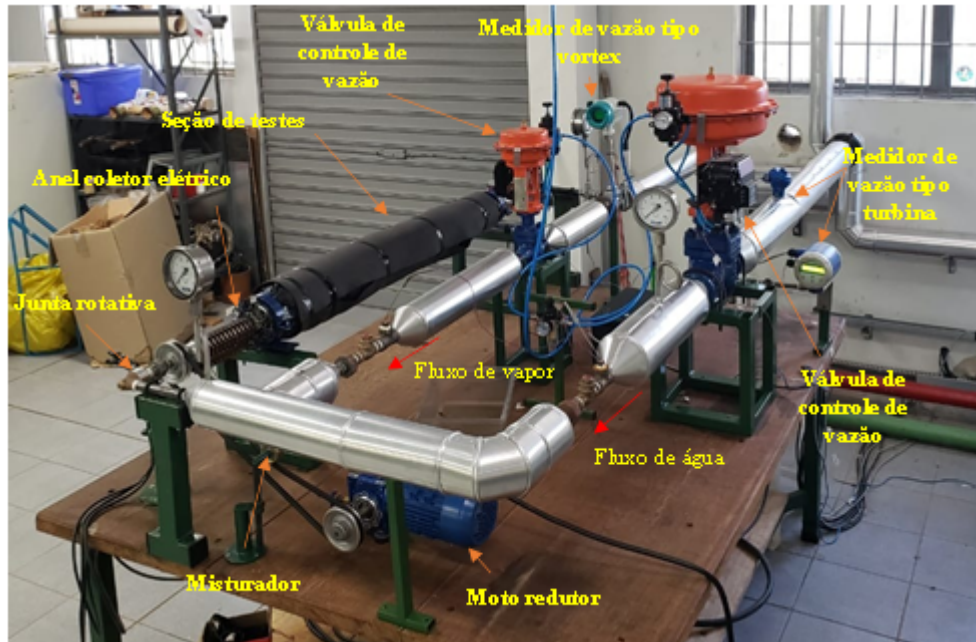


FIGURA 3.13: Banco de testes para determinação do coeficiente de troca de calor interno
 FONTE: O Autor

TABELA 3.4
 Condições operacionais utilizadas nos testes com água no estado de vapor

Parâmetro	Faixa de operação
Vazão	15 - 40 [kg/h]
Potência	15 - 25 % da potência máxima (9,6 kW)
Rotação	0 - 100 RPM

FONTE: O Autor

de calor interno. O procedimento é o mesmo para os testes com água no estado líquido e de vapor.

1. Acionamento do sistema de ar comprimido para operação das válvulas de controle de vazão.
2. Acionamento via interface LabVIEW® das válvulas de controle de vazão.
3. Acionamento da caldeira para circulação de água. Para operação com líquido, é necessário “setar” o valor da temperatura de circulação da água e, para operação com vapor, é necessário esperar que a caldeira alcance a pressão de operação de 2 bars.
4. Ajuste via interface LabView® do setpoint de vazão. O controlador faz um ajuste automático dos parâmetros PID quando o controlador é inicializado ou se a vazão de vapor torna-se instável (essa instabilidade não ocorre com água líquida).

TABELA 3.5
Condições operacionais utilizadas nos testes com água no estado líquido

Parâmetro	Faixa de operação
Vazão	1 - 2 [m^3/h]
Potência	70 - 100 % da potência máxima (9,6 kW)
Rotação	0 RPM

FONTE: O Autor

5. Envio de potência às resistências elétricas do corpo de prova. Esse ajuste é realizado na interface LabView® impondo-se um valor entre 0 e 100 % da potência de 9,6 kW instalada.
6. Estabilização em regime permanente do sistema com base no seguinte critério: a diferença de temperatura da água entre a entrada e saída da seção de teste e a diferença de temperatura média da parede do tarugo estabilizam-se com uma tolerância de oscilação de $\pm 1^\circ C$.
7. Registro dos dados experimentais após estabilização do sistema durante um intervalo de registro é de aproximadamente 10 minutos.
8. Um novo ponto de operação é ajustado e todos os procedimentos precedentes são repetidos.

Com todos os dados experimentais levantados, é possível calcular os coeficientes de transferência de calor associados a cada um dos pontos de operação do sistema, bem como calcular as correspondentes incertezas.

3.3.3 Correção das temperaturas do fluido

O sistema de rotação da seção de testes impossibilitou que os dois termopares de leituras das temperaturas da água fossem instalados exatamente na entrada e saída do tarugo. Assim, os pontos de instalação desses termopares ficaram distantes das extremidades do tarugo. Além disso, as tubulações entre essas extremidades e os pontos de medição das temperaturas da água foram ocupadas com diferentes equipamentos (manômetro, válvula de retenção, anel coletor elétrico, etc), de modo que não foi possível colocar isolamentos térmicos nessas partes. Assim, nos testes com água quente ou vapor de água, ocorreu uma perda de calor nos trechos a montante e jusante das extremidades do tarugo, exigindo que uma correção fosse realizada para se obter os valores mais reais das temperaturas da água na entrada e na saída do

tarugo da seção de testes. A FIG. 3.14 ilustra o circuito térmico utilizado para o cálculo do calor perdido por estas partes para o meio ambiente.

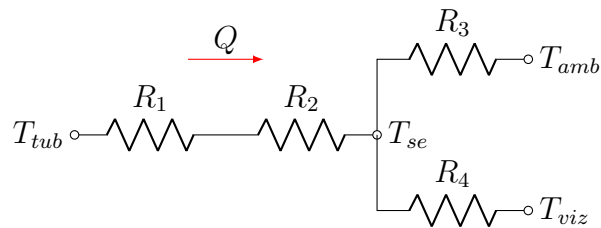


FIGURA 3.14: Circuito térmico para cálculo do calor perdido na tubulação
FONTE: O Autor

A resistência R_1 está relacionada com a transferência de calor por convecção forçada do lado interno da tubulação, e que pode ser obtido pela EQ. 3.2 (INCROPERA et al., 2011):

$$R_1 = \frac{1}{h_i \pi D_i L} \quad (3.2)$$

Nesta expressão, D_i é o diâmetro interno da tubulação, L é o comprimento do trecho não isolado da tubulação e h_i é o coeficiente convectivo entre a água e a tubulação, dado pela correlação de Dittus e Boelter (1930) (TAB. 2.5).

A resistência R_2 está relacionada com a transferência de calor por condução na parede da tubulação. INCROPERA et al. (2011) sugere a seguinte a EQ. 3.3 para obter esse valor:

$$R_2 = \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi kL} \quad (3.3)$$

Nesta expressão, D_e é o diâmetro externo da tubulação e K é a condutividade térmica do aço da tubulação, considerado igual a $60,5 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ \text{C})$ (INCROPERA et al., 2011). A resistência R_3 está relacionada com a transferência de calor por convecção natural na superfície externa da tubulação, dada pela EQ.3.4 (INCROPERA et al., 2011):

$$R_3 = \frac{1}{h_e \pi D_e L} \quad (3.4)$$

Nesta expressão, h_e é o coeficiente convectivo entre a tubulação e o ar ambiente, dada pela correlação de CHURCHILL e CHU (1975) (EQ. 2.33).

Finalmente, a resistência R_4 está relacionada com a transferência de calor por radiação, dada pela EQ. 3.5:

$$R_4 = \frac{1}{h_{rad}\pi D_e L} \quad (3.5)$$

Nesta expressão, h_{rad} é calculado conforme a EQ. 2.12, com o valor da emissividade fixado em 0,85 (INCROPERA et al., 2011). Como os trechos de tubulação não isolados estão dentro do laboratório, a temperatura da vizinhança, composta pelo teto, piso e paredes do recinto, é próxima da temperatura ambiente. Assim, a taxa de transferência de calor nos trechos de tubulação não isolada é dada pela EQ. 3.6:

$$Q = \frac{T_{tub} - T_{amb}}{R_1 + R_2 + (R_3 \cdot R_4)/(R_3 + R_4)} \quad (3.6)$$

Nesta expressão, T_{tub} é a temperatura interna do fluido no trecho de tubulação não isolado e T_{amb} é a temperatura ambiente. Aplicando a primeira lei da termodinâmica no fluido escoando na tubulação no trecho de tubulação não isolado, e desprezando as variações de energia cinética e potencial e gravitacional, obtém-se uma forma alternativa para calcular a taxa de transferência de calor, dada pela EQ. 3.7:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_m - T_j) \quad (3.7)$$

Em que \dot{m} é a vazão mássica de vapor ou água, C_p é o calor específico a pressão constante e T_m e T_j são as temperaturas a montante e a jusante do trecho de tubulação não isolado. A temperatura interna do fluido no trecho de tubulação não isolado (T_{tub}) pode ser obtida pela EQ. 3.8:

$$T_{tub} = \frac{T_m + T_j}{2} \quad (3.8)$$

A solução das EQ. 3.2 a 3.8 resulta em um sistema de equações não lineares e com algumas incógnitas implícitas, pois as resistências R_3 e R_4 são funções da temperatura da superfície externa T_{se} . Para resolver este conjunto de equações, essa última temperatura é estimada e, em seguida, a taxa de transferência de calor pode ser calculada e, então, a temperatura da superfície externa pode ser corrigida, calculando-se o seu valor pela EQ. 3.9. Este procedimento é repetido até que haja convergência no cálculo da temperatura da superfície externa com um erro menor que $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$T_{se} = T_{tub} - Q(R_1 + R_2) \quad (3.9)$$

3.3.4 Análise de incertezas

Nesta subseção são abordados os procedimentos realizados para estimar as incertezas das grandezas obtidas diretamente pelas leituras dos instrumentos de medição, bem como suas propagações nas variáveis calculadas.

3.3.4.1 Variáveis medidas

As incertezas dos parâmetros medidos experimentalmente foram levantadas utilizando-se manuais, especificações técnicas e curvas de calibrações fornecidos pelos fabricantes. A TAB. 3.6 mostra os parâmetros considerados no cálculo e suas respectivas incertezas.

TABELA 3.6
Incerteza dos parâmetros medidos

Variável	Instrumento	Incerteza
Temperatura	Termopar Tipo T	$0.8\text{ }^{\circ}\text{C}$
Tensão	Multimedidor MS 51	$\pm 1\%$
Corrente	Multimedidor MS 51	$\pm 1\%$
Diâmetro externo	Paquímetro Mitutoyo 530-104B	0.5 mm
Diâmetro interno	Torno mecânico/Fresadora	0.2 mm
Comprimento da tubulação	Trena	0.5 mm
Vazão de água vapor	Medidor tipo vortex	$\pm 1.5\%$
Vazão de água líquida	Medidor tipo turbina	$\pm 0,5\%$

FONTE: O Autor

3.3.4.2 Variáveis calculadas

Segundo a METROLOGY (2008), no caso as grandezas de entrada x_1, x_2, \dots, x_n são independentes, isto é, essas grandezas não estão correlacionadas, a incerteza padrão U_y da variável de saída y é obtida pela combinação apropriada das incertezas padrões $U_{x_1}, U_{x_2}, \dots, U_{x_n}$ das variáveis de entrada. Para calcular as incertezas das variáveis calculadas, foi utilizado o método apresentado por TAYLOR e KUYATT (1994), dada pela EQ. 3.10:

$$U_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)^2 \cdot U_{x_i}^2} \quad (3.10)$$

A incerteza das variáveis calculadas foi de aproximadamente $\pm 3,5\%$ para os dados experimentais obtidos para a água no estado líquido e $\pm 2,8\%$ para os dados obtidos com a água no estado vapor. Esta diferença é decorrente de a maior fonte de incerteza ser proveniente da potência elétrica. A potência elétrica utilizada nos testes com água líquida (70 a 100 % do valor nominal) é significativamente mais alta que a utilizada nos testes com água vapor (15 a 25 % do valor nominal), acarretando um maior erro para os testes com água líquida. É importante salientar que essa incerteza é relativa apenas aos parâmetros medidos. Outras fontes de incerteza como por exemplo, as correlações utilizadas para correção da temperatura do fluido e a premissa que toda a energia das resistências está sendo dissipada sobre o fluido, não foram quantificadas e podem acarretar uma maior incerteza dos resultados.

3.3.5 Avaliação do erro

Para validação da metodologia e do banco de testes utilizado para determinação do coeficiente de troca de calor interno, os dados obtidos experimentalmente foram comparados com correlações propostas na literatura e apresentadas na revisão bibliográfica deste trabalho. A precisão do coeficiente de transferência de calor foi avaliada por meio do erro relativo percentual (MRD) e do erro relativo percentual absoluto (MARD), que são definidos EQ. 3.11 e pela EQ. 3.12, respectivamente:

$$MRD = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{y_{i \text{ cal}} - y_{i \text{ med}}}{y_{i \text{ med}}} \quad (3.11)$$

$$MARD = \left| \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{y_{i \text{ cal}} - y_{i \text{ med}}}{y_{i \text{ med}}} \right| \quad (3.12)$$

Nestas expressões, y_{med} é o valor do coeficiente de troca de calor obtido experimentalmente, y_{cal} é o valor correspondente desse coeficiente calculado a partir de uma correlação da literatura e n é a quantidade de pontos experimentais usados na determinação do referido coeficiente de troca de calor.

3.4 Fechamento

Este capítulo apresentou o banco de testes experimental e a metodologia para determinação do coeficiente de transferência de calor entre um escoamento de água em um tubo rotativo, processo esse típico do tratamento térmico de têmpera em tubos de aço fabricados por indústrias do setor siderúrgico. No próximo capítulo, os resultados obtidos no aparato experimental são apresentados e discutidos.

4. RESULTADOS

Este capítulo explora os resultados referentes à determinação do coeficiente de transferência de calor interno na seção de testes do aparato experimental descrito no capítulo anterior. Visando o comissionamento do referido aparato para uso em estudos de transferência de calor no processo de têmpera em tubos de aço, a validação da metodologia experimental foi realizada comparando-se os resultados levantados para a seção de testes estacionária com resultados correspondentes obtidos a partir de correlações clássicas e consagradas disponíveis na literatura. Análises dos efeitos da rotação e da rugosidade do tubo da seção de testes sobre o coeficiente de troca de calor também foram realizadas. Antes da apresentação destes resultados, a primeira seção do capítulo é dedicada à estimativa do perfil de temperaturas na alma do tarugo da seção de testes e à seleção do alumínio como material de confecção para este corpo.

4.1 Projeto da seção de teste

Os resultados das simulações realizadas com o software COMSOL[®] mostraram que, dentre os materiais testados, o cobre apresentou a menor diferença de temperatura entre as paredes interna e externa do tarugo da seção de testes. Essa característica do material é desejada porque, mesmo a ponta do termopar não estando posicionada exatamente na superfície interna de troca de calor da água com o tarugo, a leitura do termopar fornece, com alta precisão, o valor da temperatura na interface água/metal.

Não obstante o cobre ser o material mais indicado para confecção do tarugo da seção de testes, o alumínio, que é muito mais barato, apresentou praticamente a mesma distribuição de temperatura que o cobre. Assim, o alumínio foi selecionado como material para construção do tarugo da seção de testes. Os resultados das simulações com o tarugo em alumínio estão apresentados na TAB. 4.1.

O software COMSOL[®] possui nove tamanhos de malha padrão, variando desde “extremamente grosseira” até “extremamente fina”. Um teste de malhas mostrou que os resultados usando-se a malha “fina” e a “extremamente fina” convergiram praticamente para os mesmos valores, diferindo-se um do outro de apenas 0,2 %. O elevado tempo para obtenção dos resultados com a malha “extremamente fina” comparado aos resultados apresentados pela malha “fina” não justificou o seu uso. Assim, as simulações foram realizadas com a malha “fina”. A FIG.

TABELA 4.1
Resultado das simulações para selecionar o material do corpo de provas

Simulação	Temperatura da parede externa [$^{\circ}C$]	Temperatura da parede interna [$^{\circ}C$]
1	46	43
2	141	138
3	46	42
4	142	138
5	57	43
6	153	137

FONTE: O Autor

4.1 mostra a distribuição de temperaturas no tarugo de alumínio para essa situação (Simulação 4 na TAB.4.1).

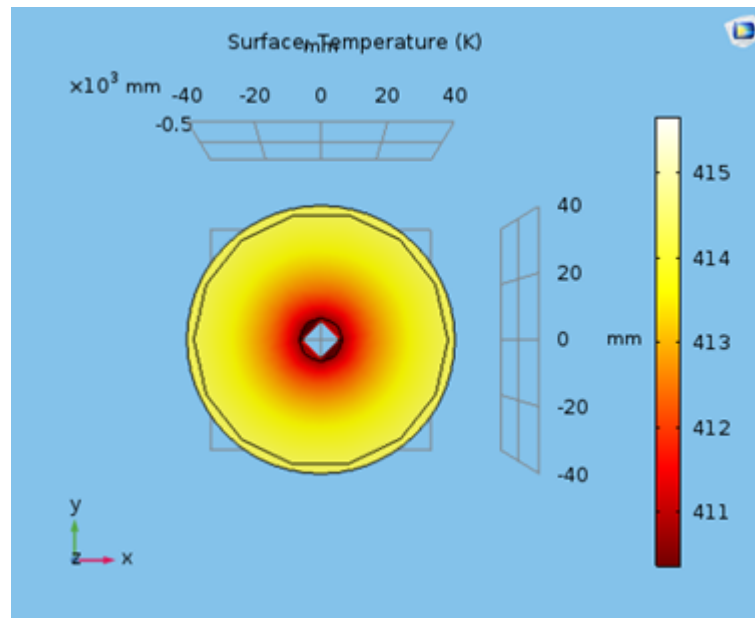


FIGURA 4.1: Distribuição de temperatura no tarugo de alumínio

FONTE: O Autor

Objetivando avaliar a distribuição de temperatura no tarugo de alumínio em um range menor de potência e coeficientes de troca de calor, foi realizada uma nova simulação com as seguintes condições de contorno: potência de 3000 W (aproximadamente 30 % da potência instalada), coeficiente de troca de calor de 450 ($W/m^2^{\circ}C$) e temperatura do fluido de 120 $^{\circ}C$. O resultado desta simulação, apresentado na FIG.4.2, mostra que a diferença de temperatura entre a parede externa e interna do cilindro é pequena (aproximadamente 3 $^{\circ}C$), o que permite concluir que o alumínio atende a toda faixa de operação do banco de testes, possibilitando leituras de temperaturas precisas na parede interna cilindro.

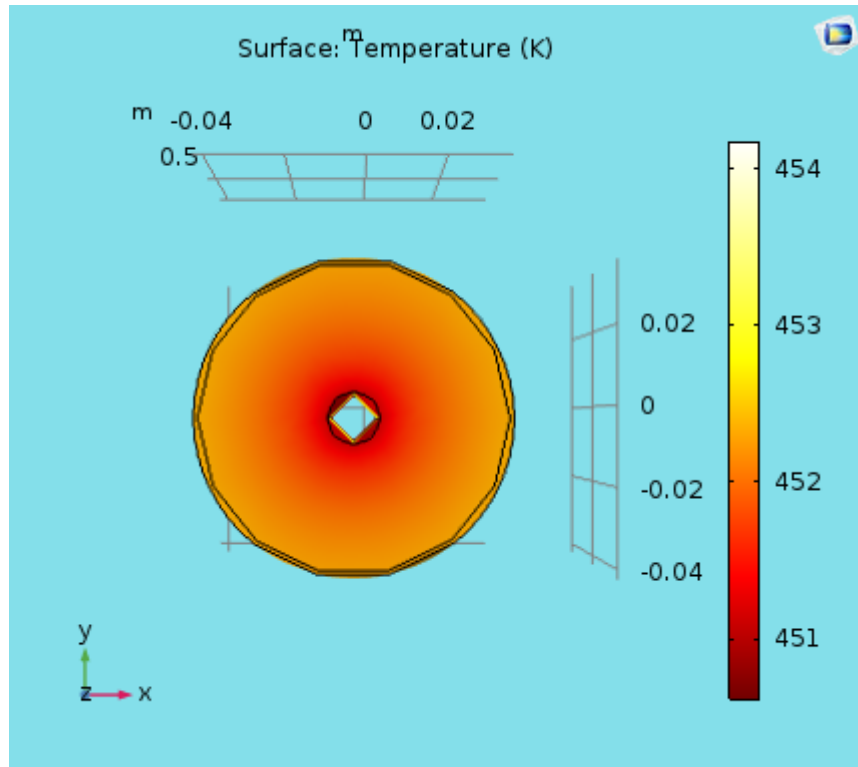


FIGURA 4.2: Distribuição de temperatura no tarugo de alumínio para baixas potência
 FONTE: O Autor

4.2 Validação do método experimental

A validação do método experimental foi realizada com a seção de testes estacionária (sem rotação) e com um escoamento de água na direção axial do tarugo de alumínio. Essa configuração foi adotada tendo em vista a existência de diversos trabalhos e correlações sobre a transferência de calor por convecção dentro de um tubo estacionário. Os testes foram conduzidos com água no estado líquido e nos estados vapor.

A FIG. 4.3 mostra o total de trinta e dois testes realizados para o tubo estacionário, variando-se a potencia elétrica de 10 a 30% para água no estado vapor e de 70 a 100 % para água no estado líquido e a vazão de água de 20 a 40 kg/h para água no estado de vapor e de 1 a 2 m^3/h para água no estado líquido. A figura revela que o número de Nusselt em função do produto $Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$ evolui de forma quase que linear, um resultado esperado e amplamente discutido na literatura especializada, indicando coerência dos resultados obtidos experimentalmente com aqueles fornecidos pela literatura. Não obstante a correlação de Dittus e Boelter (1930) ser valida para escoamentos turbulentos ($Re > 10^4$), os pontos na FIG. 4.3 com $Re < 10^4$ ficaram mais próximos da referida correlação do que os pontos com $Re > 10^4$. Efeitos da rugosidade do tubo podem ter afetado o coeficiente de troca de calor, de modo que

pequenos ajustes nos valores dos expoentes dos números de Reynolds e de Prandtl presentes na abscissa do gráfico poderão reduzir os desvios entre os resultados experimentais e teóricos.

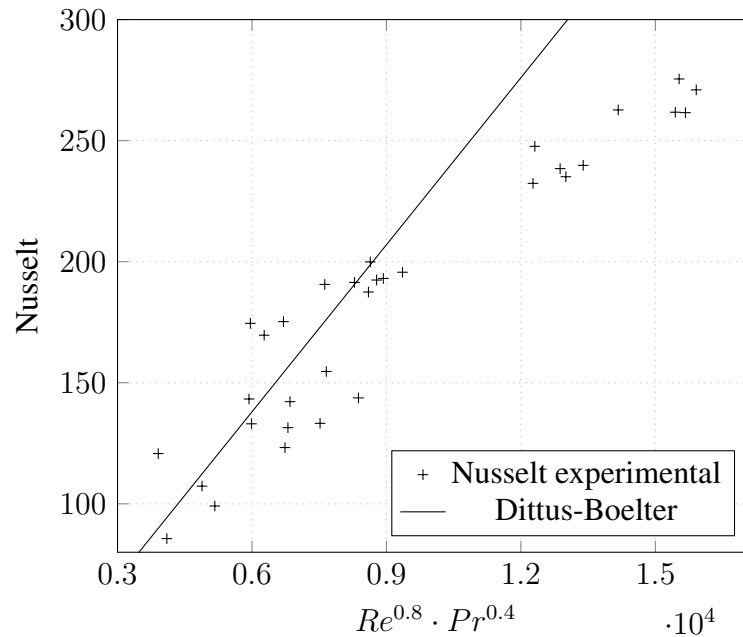


FIGURA 4.3: Número de Nusselt em função de Reynolds e Prandtl
 FONTE: O Autor

A FIG. 4.4 mostra o comportamento do coeficiente de troca calor em função do número de Reynolds. Como pode ser observado o aumento da vazão ocasiona um aumento da troca de calor, este aumento ocorre de maneira mais pronunciada para a água no estado líquido, contudo o comportamento para ambos os estados é coerente com a literatura.

A FIG. 4.5 e a FIG. 4.6 mostram os valores dos coeficientes de troca de calor obtidos experimentalmente comparados com valores obtidos teoricamente a partir de correlações disponíveis na literatura para a água no estado de vapor e líquido, respectivamente. Os resultados obtidos experimentalmente tiveram boa concordância com os resultados teóricos obtidos a partir de correlações. Para a água no estado vapor, 95% dos pontos experimentais apresentaram erros iguais ou inferiores a $\pm 30\%$ em relação aos resultados teóricos, com o MARD (EQ. 3.12) de aproximadamente 18%. Para a água líquida, 75% dos pontos ficaram com erro abaixo ou igual a $\pm 30\%$, com um MARD de 28%. Observa-se também que os valores experimentais, em sua maioria, acham-se abaixo dos valores teóricos, ou seja, as correlações tendem a superestimar o coeficiente de troca de calor. Esse comportamento ocorre de forma mais destacada para a correlação de Gnielinski (1976).

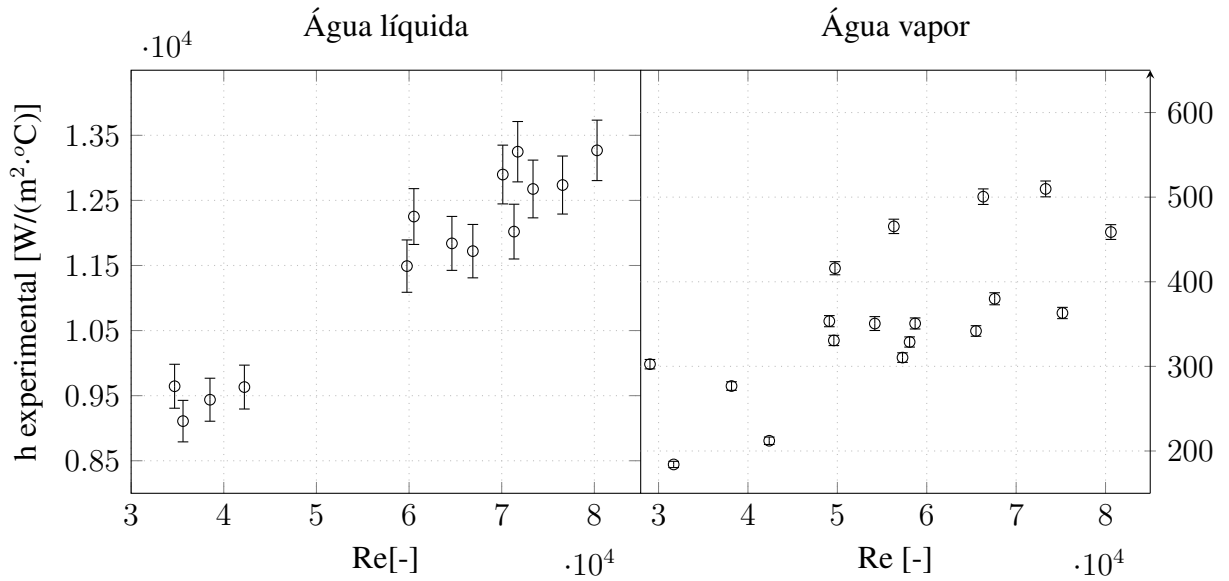


FIGURA 4.4: Coeficiente de troca de calor convectivo em função do número de Reynolds axial

FONTE: O Autor

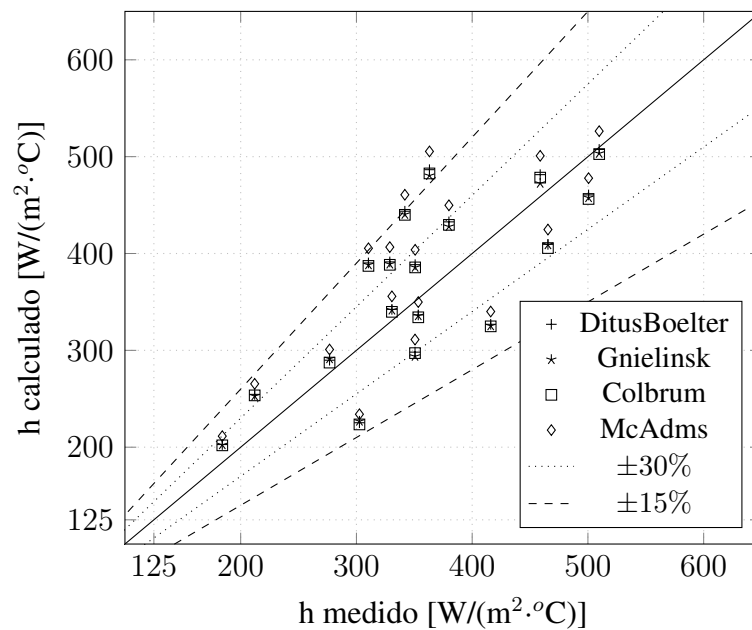


FIGURA 4.5: Comparação dos dados experimentais com valores teóricos para água no estado vapor

FONTE: O Autor

A FIG. 4.5 compara os valores experimentais obtidos para água no estado de vapor com as correlações de Dittus e Boelter (1930) e Gnielinski (1976) e suas respectivas incertezas. A FIG. 4.6 mostra os resultados para a água líquida. Observa-se que, para o vapor, as duas correlações apresentam comportamentos similares e com boa assertividade, apresentando valores de MARD em torno de 18%. Por outro lado, para o estado líquido, as correlações apontaram

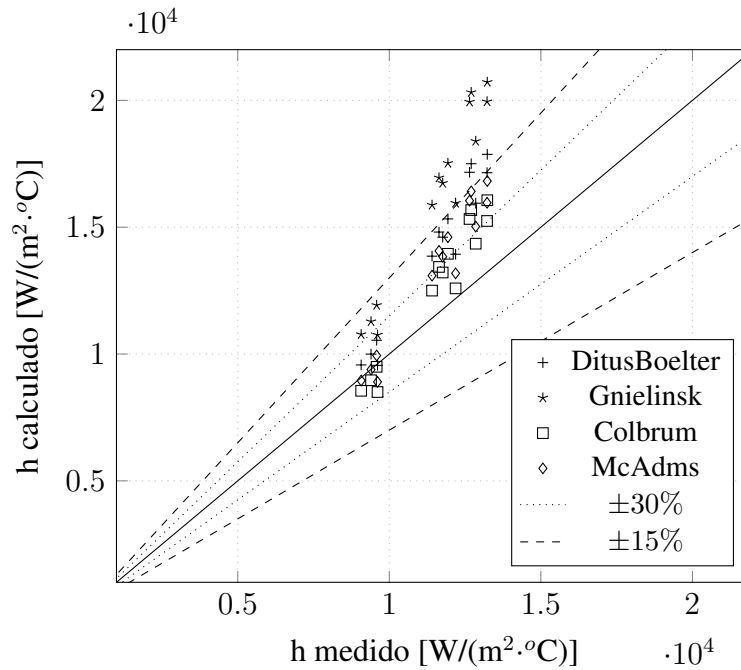


FIGURA 4.6: Comparação dos dados experimentais com valores teóricos para água no estado líquido

FONTE: O Autor

uma diferença significativa com MARD em torno de 14% para a correlação de Dittus and Boelter (1930) e de 28% para a correlação de Gnielinski (1976). Outro aspecto em evidência no caso da água líquida é que as correlações apresentaram valores sistematicamente superiores aos valores do coeficiente de troca de calor experimental.

O fato de que as correlações teóricas apresentem melhor concordância para a água no estado de vapor do que no estado líquido pode ser explicada pelo efeito da rugosidade da superfície. Um comportamento similar foi observado por NUNNER (1955), que, ao usar o ar ($Pr = 0,7$) como fluido de troca de calor, a rugosidade teve pouca influência na transferência de calor. Como o vapor de água tem um número de Prandtl baixo ($Pr = 1$), e próximo ao do ar, o mesmo comportamento poderia ter ocorrido no presente trabalho. Um fato que reforça este argumento é que a correlação de Dittus e Boelter (1930) foi mais assertiva que a correlação de Gnielinski (1976), sendo que a segunda leva em consideração o fator de atrito, enquanto a primeira não. Ademais, a superfície interna do tarugo da seção de testes pode ter ficado sujeita ao que NUMRICH (1991) chamou de irregularidades do tipo areia, causadas por corrosões e/ou incrustações. Como a seção de testes do presente trabalho é de difícil desmontagem, ela nunca foi limpa desde a sua instalação no banco de testes. Em razão de vários contratemplos (troca de resistências queimadas e de juntas de vedação da seção de testes, correção do sistema

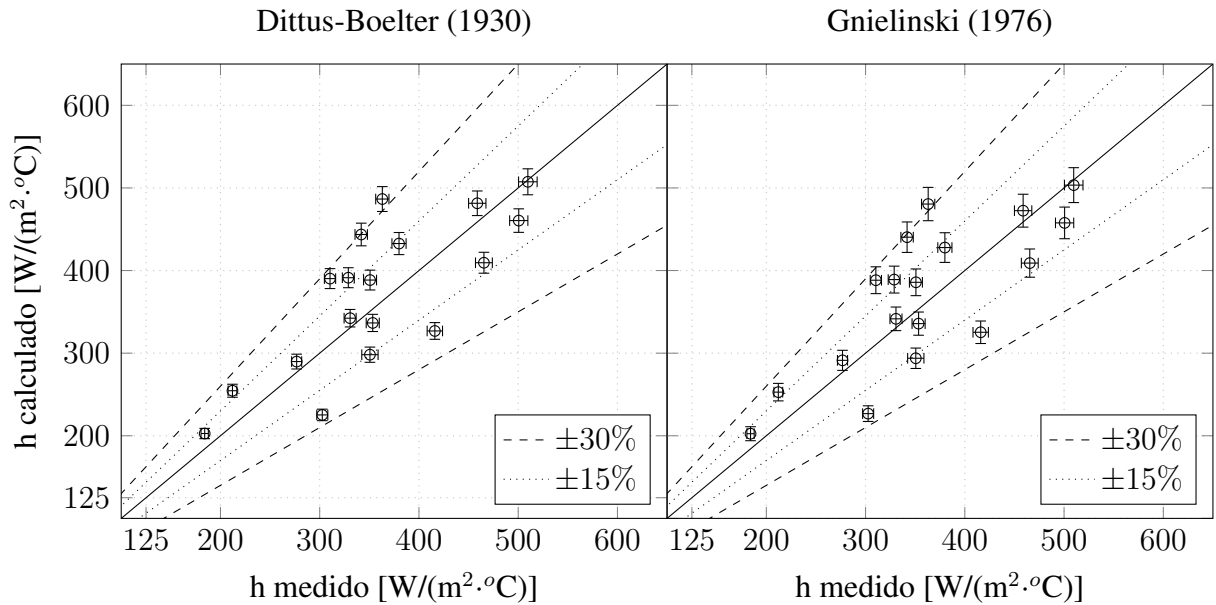


FIGURA 4.7: Comparação das incertezas dos dados experimentais e dos valores teóricos para água no estado de vapor

FONTE: O Autor

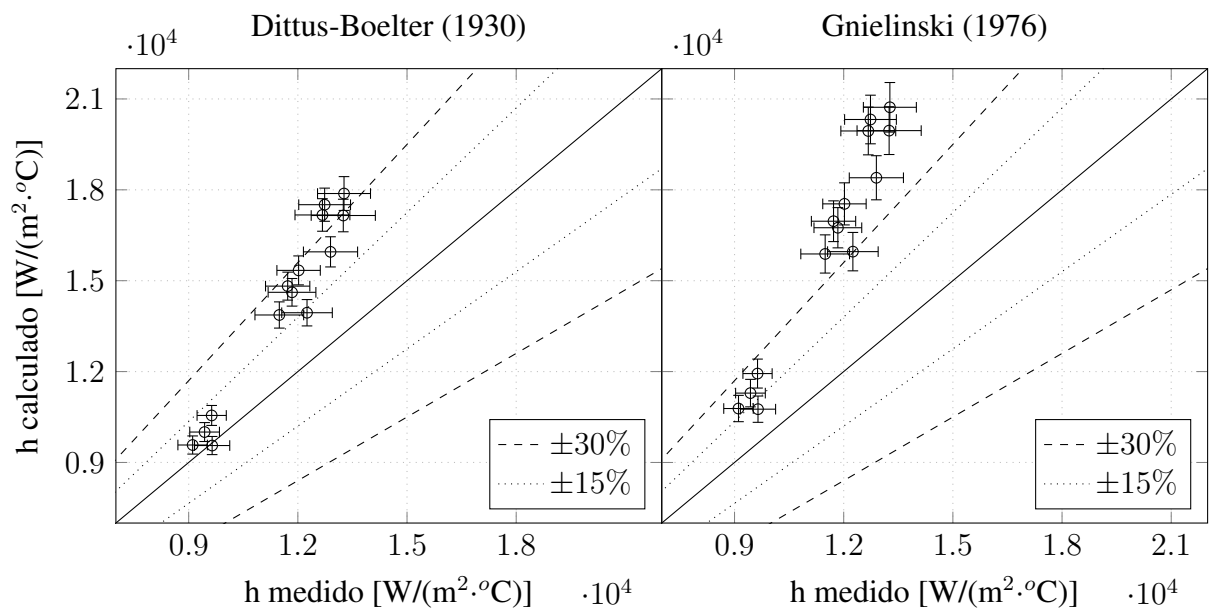


FIGURA 4.8: Comparação das incertezas dos dados experimentais e dos valores teóricos para água no estado líquido

FONTE: O Autor

de proteção das resistências da caldeira, etc), os testes experimentais foram conduzidos cerca de seis meses após a montagem do banco de testes. Por sua vez, esses testes demandaram três meses para serem realizados. Assim, o fator de atrito na parede interna do tarugo estaria

significativamente alto na ocasião da realização dos testes finais, realizados recentemente e usados nas construções das curvas apresentadas neste capítulo.

O fato de as correlações terem apresentado valores maiores do que aqueles obtidos experimentalmente para a água líquida pode ser explicado com base no que foi observado por DIPPREY e SABERSKY (1963) na região de transição entre a superfície “lisa” e a superfície “rugosa” para altos números de Prandtl (5,94). Nessas circunstâncias, a rugosidade afeta negativamente a troca de calor. Como os testes com água apresentam número de Prandtl em torno de 5, os coeficientes experimentais mais baixos podem ser explicados pela rugosidade da superfície do tarugo estar na transição entre tubo “liso” e tubo “rugoso”. Isso também reforça a hipótese de que, com o uso, a superfície do tarugo da seção de testes adquiriu uma rugosidade do tipo “areia”.

Finalmente, a análise das FIG. 4.5 e 4.6 mostra que a incerteza dos resultados experimentais possui a mesma ordem de grandeza dos resultados teóricos e que, em geral, a correlação de Gnielinski (1976) possui maior incerteza que a correlação de Dittus e Boelter (1930).

4.3 Efeitos da rotação na troca de calor

Os efeitos da rotação foram estudados utilizando água apenas no estado de vapor. Foram analisadas quatro vazões de vapor (20, 25, 30 e 35 kg/h) e quatro rotações (0, 25, 50 e 100 RPM). A FIG. 4.9 mostra a influência da rotação no número de Nusselt para uma vazão fixa. Pode ser observado que, embora o comportamento do número de Nusselt tenha oscilado nas rotações intermediárias em relação ao valor do tubo parado, houve uma queda do valor do número de Nusselt para a rotação mais alta. A tendência de que a troca de calor piorou com a rotação encontra ressonância com a maioria dos estudos encontrados na literatura e apresentados neste trabalho. Segundo os estudos de REICH e BEER (1989) e REICH, WEIGAND e BEER (1992), a rotação pode estabilizar o escoamento, que passaria de turbulento para laminar, piorando, portanto, a troca de calor.

A FIG. 4.10 mostra a influência do aumento da vazão de vapor para uma rotação fixa. Observa-se que, apesar das oscilações mostradas na figura, em todas as rotações, o número de Nusselt relativo ao maior de Reynolds axial (maior vazão) foi menor do que o relativo ao tubo parado, implicando degradação da troca de calor.

SSEGHIR-OUALI et al. (2006) propuseram duas correlações para determinação do

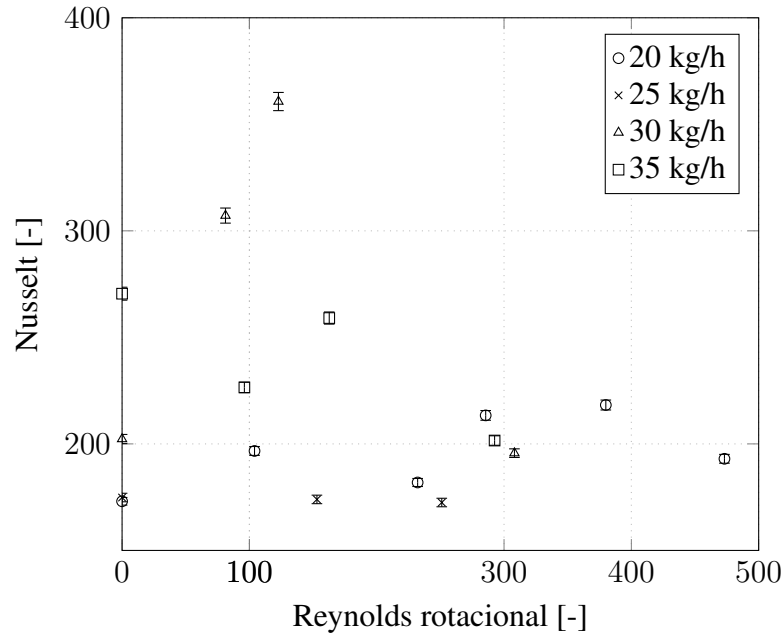


FIGURA 4.9: Influência do aumento da rotação no número de Nusselt para uma vazão de vapor fixa

FONTE: O Autor

número de Nusselt em um cilindro rotativo. A primeira (EQ. 2.41) é aplicada para rotações mais baixas e, segundo os autores, a transferência de calor é função dos Reynolds axial e rotacional. A segunda correlação (EQ. 2.42) é aplicada para rotações mais altas e é função apenas do Reynolds rotacional. A FIG. 4.11 mostra o comportamento do número de Nusselt teórico, obtido com a correlação proposta pelo autor (EQ. 2.41), utilizando os valores obtidos experimentalmente no presente trabalho. É importante ressaltar que esses valores estão fora do intervalo válido para a correlação proposta por SEGHIR-OUALI et al. (2006), de modo os valores apresentados devem ser usados apenas para uma análise da tendência de comportamento coeficiente de troca de calor em função da rotação do tubo e vazões do fluido escoando no tubo. De uma forma geral, o comportamento dos resultados experimentais foram coerentes com os aqueles obtidos a partir das correlações.

Observa-se que os valores teóricos apresentaram a mesma tendência oscilatória nas rotações intermediárias e com uma queda em relação ao valor estacionário para as rotações mais altas. Por outro lado, tanto a oscilação quanto a diminuição do número de Nusselt foram mais suaves do que aquelas observadas experimentalmente. Para algumas vazões, como 25 kg/h , e dentro da margem das incertezas experimentais, observa-se que a rotação não influenciou na troca de calor.

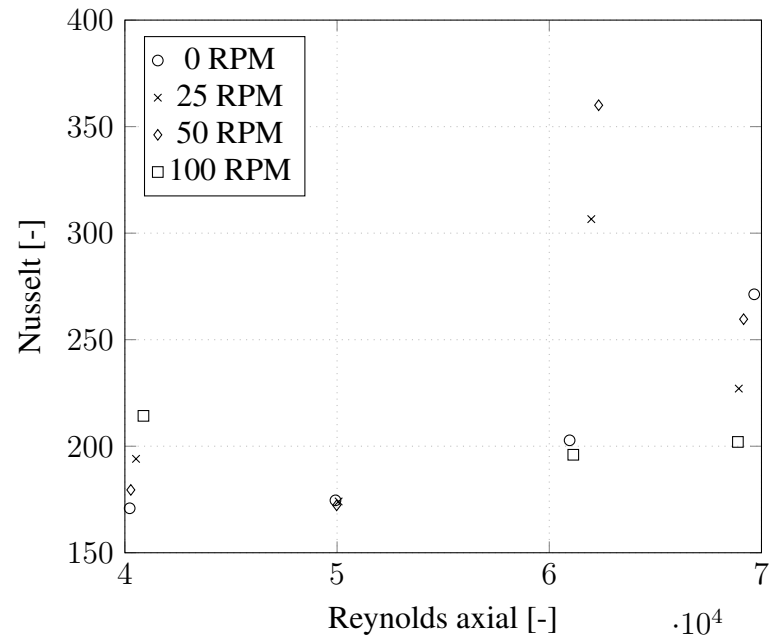


FIGURA 4.10: Influência do aumento de vazão no numero de Nusselt para uma rotação fixa

FONTE: O Autor

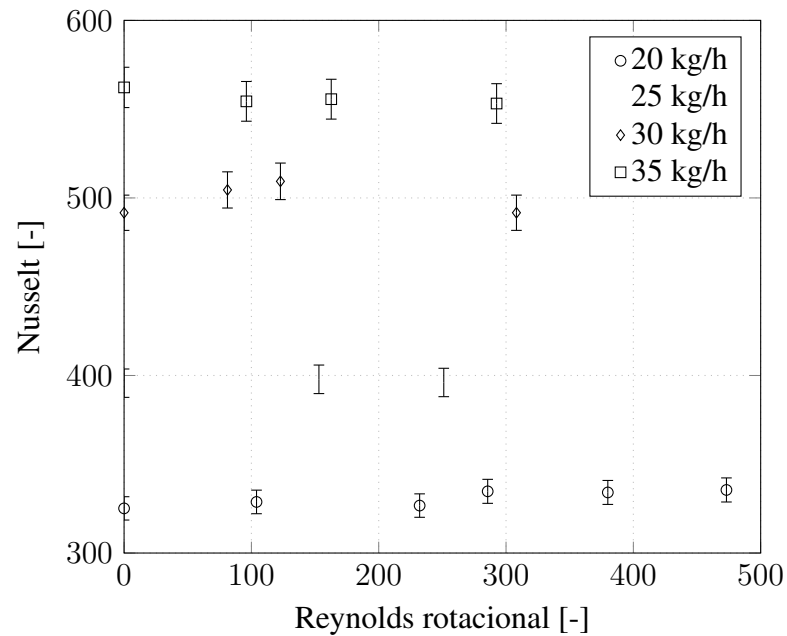


FIGURA 4.11: Número de Nusselt teórico em função do número de Reynolds rotacional para uma vazão de vapor fixa

FONTE: O Autor

5. CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo central a construção e validação de um banco de testes experimentais para determinação do coeficiente de troca de calor convectivo entre a superfície interna do tubo e a água durante o processo de têmpera. Testes operacionais realizados para avaliar o funcionamento dos equipamentos e dos sistemas de controle e aquisição de dados apresentaram resultados satisfatórios, permitindo considerar o banco de testes apto a operar. Dentre todos os testes realizados pode-se destacar os seguintes: As válvulas de controle de vazão mostraram boa linearidade na atuação, tanto no controle manual quanto em automático; os controladores PID tiveram boa resposta às variações de vazão apresentando um desvio máximo de 1% em relação ao setpoint; o controlador de potência apresentou valores médios de potência dentro dos parâmetros setados e com pouca flutuação; o sistema de rotação se manteve estável e sem escorregamentos para toda faixa de operação; por fim os sistemas de aquisição de dados e supervisorio operaram sem falhas e com todas funcionalidades habilitadas.

Os testes de validação foram realizados para água no estado líquido e vapor. Foram obtidos 18 pontos experimentais para o vapor e 14 para água líquida e para um tubo estacionário. Os resultados experimentais do coeficiente de troca de calor foram comparados com valores teóricos calculados a partir de correlações disponíveis na literatura. Os testes com água no estado vapor mostraram boa concordância com literatura com 95% dos pontos apresentando desvios máximos de $\pm 30\%$ e com um valor de MARD de 14%. Os testes com água líquida mostram uma menor concordância com a literatura, com 75 % dos pontos apresentado desvios máximos de $\pm 30\%$ e MARD de 28%. Os testes com água no estado líquido também mostraram uma tendência de coeficientes experimentais menores do que aqueles obtidos teoricamente. Essa tendência pode ser explicada pela rugosidade da superfície da seção de testes do aparato experimental estar na região de transição entre “lisa” e “rugosa”. Como a rugosidade não tem muita influência para números de Prandtl mais baixos, caso da água no estado de vapor, a referida tendência foi observada apenas para a água líquida.

Os testes para avaliar os efeitos da rotação na transferência de calor foram conduzidos para quatro rotações diferentes, totalizando 17 pontos experimentais. Nas faixas de rotação intermediárias, foi observado um comportamento aleatório do número de Nusselt. Para uma maior rotação, foi observada uma tendência de o valor do número de Nusselt ser inferior em

relação a tubo estacionário. Essa redução do número de Nusselt concorda com a maioria dos estudos disponíveis na literatura, que apontam uma queda da transferência de calor com a rotação. Os dados experimentais também foram comparados com valores teóricos, que, embora fora do intervalo de validade da correlação, mostram o mesmo perfil de comportamento.

Os testes experimentais, tanto com tubo estacionário quanto em rotação, apresentaram valores coerentes com a literatura. Assim, a metodologia e o banco de testes experimentais estão validados, podendo ser aplicados para outras situações, como por exemplo, para escoamentos bifásicos de água no interior de um tubo estacionário ou girante, típicas do processo de têmpera.

5.1 Trabalhos Futuros

O presente trabalho e a metodologia aqui proposta são uma base para futuras pesquisas relacionadas à determinação do coeficiente de transferência de calor durante o processo de têmpera em tubos sujeito a jatos internos de água. Os três estudos relacionados à continuidade deste projeto estão listados a seguir, podendo configurar trabalhos de mestrados e/ou de doutorados:

- Estudo experimental em regime permanente para a determinação da troca de calor interna entre um tubo estacionário e a água em regimes bifásicos.
- Estudo da influência da rugosidade da superfície interna do tubo sobre a troca de calor entre o tubo e a água;
- Estudo sobre a influência da rotação do tubo sobre a troca de calor entre a superfície interna do tubo e a água.

REFERÊNCIAS

- BALETA, J. et al. Numerical investigation of the transient spray cooling process for quenching applications. **Thermal Science**, v. 22, p. 261–261, jan. 2018.
- CALLISTER, W. D.; RETWISCH, D. G. **Ciência e engenharia de materiais uma introdução**. Rio de Janeiro: LTC, 2012.
- CANNON, J. N.; KAYS, W. . Heat transfer to a fluid flowing inside a pipe rotating about its longitudinal axis. **Jornal of Heat Transfer**, v. 1, n. 91, p. 135–139, 1969.
- CENGEL, Y. A.; KANOGLI, M.; GHAJAR, A. J. **Heat And Mass Transfer A Practical Approach**. 4. ed. USA: MCGraw-Hill, 2012.
- CHIAVERINI, V. **Tratamento térmico das ligas metálicas**. São Paulo: Associação Brasileira de metalurgia e materiais, 2008.
- CHURCHILL, S. W.; CHU, H. H. S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 18, n. 9, p. 1049–1053, 1975.
- COLBURN, A. Heat transfer in automobile radiator of the tubular type. **Trans. AICHE**, v. 29, p. 174–210, 1933.
- CORRÊA, T. m. **Estudo experimental em regime permanente para determinação do coeficiente de transferência de calor externo durante o processo de têmpera por imersão em água de tubos de aço**. 2019. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Minas Gerais.
- DIPPREY, D.; SABERSKY, R. Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various prandtl numbers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 6, n. 5, p. 329–353, 1963.
- DITTUS, F.; BOELTER, L. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. **University of California Engineering Publication 13:443**, 1930.
- FRIEND, W. L.; METZNER, A. B. Turbulent Heat Transfer inside Tubes and the Analogy among Heat, Mass, and Momentum Transfer. **AICHE J**, v. 4, p. 393–402, 1958.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **Int. Chem. Eng.**, v. 16, n. 2, p. 359–368, 1976.

GREIF, D. et al. Numerical Simulation Approach for Immersion Quenching of Aluminum and Steel Components. **International Journal of Automotive Engineering**, v. 8, p. 45–49, abr. 2017.

HAUSEN, H. Neue Gleichungen für die Wärmeübertragung bei freier oder erzwungener Strömung. **Allg. Warmtech.**, v. 9, p. 75–79, 1959.

HOLMAN, J. P. **Heat Transfer**. 10. ed. New York: McGraw-Hill, 2010.

INCROPERA, F. P. et al. **Introduction to Heat Transfer**. 6. ed. USA: John Wiley & Sons, 2011.

KÁRMÁN, T. von. The Analogy Between Fluid Friction and Heat Transfer. **Trans. ASME**, v. 61, p. 705–710, 1939.

KOBASKO, N.; ARONOV, M.; POWELL, J. **Intensive Quenching Systems: Engineering and Design**. [S.l.: s.n.], nov. 2010. ISBN 978-0-8031-7019-3.

LISCIC, B. et al. **Quenching Theory and Technology**. Florida: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2010.

MCADAMS, L. Transmission de la chaleur. **Dunod Paris**, 1961.

METROLOGY, W. G. 1. O. T. J. C. F. G. I. **Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement**. 1. ed. USA: JCGM, 2008.

MORGAN, V. T. The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders. **Advances in heat transfer**, v. 11, p. 199–264, 1975.

NUMRICH, R. Heat transfer in rough tubes. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 29, n. 2, p. 117–119, 1991.

NUNNER, I. W. 1955. Diss. (Mestrado) – Tech. Univ. Hanover.

PRANDTL, L. Führer durch die Strömungslehre. **Vieweg, Braunschweig**, p. 359, 1944.

RAMEZANZADEH, H.; RAMIAR, A.; YOUSEFIFARD, M. Numerical investigation into Coolant liquid velocity effect on forced convection quenching process. **Applied Thermal Engineering**, v. 122, mai. 2017.

REICH, G.; BEER, H. Fluid flow and heat transfer in an axially rotating pipe—I. Effect of rotation on turbulent pipe flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 32, n. 3, p. 551–562, 1989.

REICH, G.; WEIGAND, B.; BEER, H. Fluid flow and heat transfer in an axially rotating pipe subjected to external convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 35, n. 7, p. 1803–1809, 1992.

_____. Fluid flow and heat transfer in an axially rotating pipe—II. Effect of rotation on laminar pipe flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 32, n. 3, p. 563–574, 1989.

ROHSENOW, W. M.; HARTNETT, J. P.; CHO, Y. I. **Handbook of Heat Transfer**. 3. ed. USA: MCGraw-Hill, 1998.

SAKAMOTO, A. et al. **Water Cooling Technologies for Steel Pipe Production Processes**. Shintomi, Japão, 2016.

SEGHIR-OUALI, S. et al. Convective heat transfer inside a rotating cylinder with an axial air flow. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 45, n. 12, p. 1166–1178, 2006.

SIEDER, E. N.; TATE, G. E. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes. **Ind. Eng. Chem**, v. 28, p. 1429–1436, 1936.

TAYLOR, B. N.; KUYATT, C. E. **Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results**. 1. ed. USA: National Institute of Standards e Technology, 1994.

WAGNER, J. H.; JOHNSON, B. V.; HAJEK. Heat Transfer in Rotating Passages With Smooth Walls and Radial Outward Flow. **The American Society of Mechanical Engineers**, v. 1, 89-GT-272, 1989.

WEBB, R. L. A Critical Evaluation of Analytical Solutions and Reynolds Analogy Equations for Turbulent Heat and Mass Transfer in Short Tubes. **Wärme-und stoffübertrag.**, v. 4, p. 197–204, 1971.

YANG; FANN, S.; KIM, J. Heat and fluid flow inside rotating channels. **Applied Mechanics Reviews**, v. 47, n. 8, p. 367–396, 1994.