

RODRIGO DUCATTI MARSON

Determinação de coeficientes convectivos em tubos aletados não padronizados

Rodrigo Ducatti Marson

Determinação de coeficientes convectivos em tubos aletados não padronizados

Trabalho de Mestrado apresentado ao Conselho de Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Alexandre Matelli
Coorientador: Prof. Dr. Alex Mendonça Bimbato

Guaratinguetá - SP
2020

M373d	Marson, Rodrigo Ducatti Determinação de coeficientes convectivos em tubos aletados não padronizados / Rodrigo Ducatti Marson - Guaratinguetá, 2020. 571 f : il. Bibliografia: f. 55-57 Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2020. Orientador: Prof. Dr. José Alexandre Matelli Co-Orientador: Prof. Dr. Alex Mendonça Bimbato 1. Permutadores térmicos. 2. Tubos de calor. 3. Calor - Transmissão. I. Título. CDU 621.643.2(043)
-------	---

RODRIGO DUCATTI MARSON

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Profª. Drª. Ivonete Ávila
pr Coordenadora

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ ALEXANDRE MATELLI
Orientador / UNESP/FEG


Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO PERRELLA BALESTIERI
UNESP/FEG


Profª. Drª. DÂNIELA HELENA PELEGRINE GUIMARÃES
EEL/USP

Janeiro de 2020

DADOS CURRICULARES

RODRIGO DUCATTI MARSON

NASCIMENTO	27.12.1982 – Glicério / SP
FILIAÇÃO	Aurélio Marson Célia Ducatti Marson
2008/2015	Graduação em Engenharia Mecânica Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho UNESP, Brasil.

*Num país desacreditado pelos governantes,
dedico este trabalho à "Coragem":
De minha Mãe, ao segurar um giz;
De meu Pai, uma enxada;
De minha Esposa, em constituir uma família.*

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha família e meus amigos;

Ao meu orientador, *Prof. Dr. José Alexandre Matelli*, e ao meu coorientador *Prof. Dr. Alex Mendonça Bimbato*, pelo profissionalismo, qualidade e vocação em orientar, sem os quais o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível;

Aos técnicos do Departamento de Energia, *Sr. Rodolfo dos Santos* e *Sr. Antonio Augusto Moretti Rizzato*, e à *Srta. Livia Vitória de Souza Batista*, que me ajudaram a preparar e conduzir os experimentos;

Ao *Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi*, pelo desenvolvimento da bancada de testes para o Laboratório de Fluidos, que futuramente viria a ser utilizada no meu trabalho de mestrado.

Aos funcionários da Faculdade de Engenharia do Câmpus de Guaratinguetá pela dedicação no atendimento.

Ao *Engenheiro Eletricista Gabriel Dallacqua*, consultor de vendas da empresa Novus Automation, pelo apoio e treinamento na utilização dos sensores de aquisição de dados.

Aos senhores *Robson Mangini* e *Henrique Vaz* da empresa Brasar Serviços de Brasagem, pela realização dos trabalhos de brasagem nos tubos aletados.

RESUMO

Os trocadores de calor estão presentes em vários processos produtivos industriais. Possuem superfícies de inúmeras geometrias e materiais, calculados para promoverem a troca controlada de calor entre diferentes fluidos. Em trocadores de calor que envolvem escoamentos externos gasosos, o uso de tubos aletados é recomendado. Correlações clássicas encontradas em livros-texto de transferência de calor abrangem apenas os tubos lisos, enquanto que a literatura que aborda o dimensionamento de trocadores de calor apresenta gráficos e valores experimentais tabelados aplicáveis somente para uma classe muito limitada e padronizada de diâmetros de tubos, aletas e passos, o que acaba por restringir os projetos de trocadores de calor à disponibilidade daquela classe limitada de tubos. Este trabalho surgiu da necessidade de se obter coeficientes convectivos apropriados para tubos aletados diferentes daqueles padronizados na literatura. O objetivo foi, portanto, obter uma correlação experimental para tubos aletados não padronizados. A correlação foi obtida a partir de amostras de tubos aletados, que foram testadas em um túnel de vento disponível no Laboratório de Mecânica dos Fluidos do Departamento de Energia da UNESP/FEG. Os resultados obtidos pela correlação experimental foram consistentes e, para tubos lisos, significativamente concordantes com resultados obtidos a partir da correlação clássica de Zukauskas de acordo com o teste do qui-quadrado de Pearson, tendo sido encontrados erros entre $-1,3\%$ e $+3,5\%$.

PALAVRAS-CHAVE: Trocador de calor. Tubos aletados. Correlação. Túnel de vento.

ABSTRACT

Heat exchangers are present in several industrial processes. Exchange surfaces of heat exchangers presents a number of geometries and materials, so they are sized to promote controlled heat exchange between two different fluids. In heat exchangers involving gaseous external flows, the use of finned tubes is recommended. Classical correlations found in heat transfer textbooks cover only plain tubes, while heat exchanger literature presents tabulated graphical and experimental values applicable only to a very limited and standardized class of pipe diameters, fins and steps. This work comes from the need to obtain appropriate convective coefficients for finned tubes different from those standardized in the literature. Thus, the objective of this work is to obtain an experimental correlation for non-standard finned tubes. The correlation is obtained from finned tubes samples tested in a wind tunnel available in the Fluid Mechanics Laboratory at the Department of Energy, UNESP/FEG. The results obtained by the experimental correlation are consistent and, in the particular case of plain tubes, significantly in agreement with the results obtained from the classical Zukauskas' correlation, as shown by the Pearson's chi-squared test. The errors found are in the range from -1.3% to $+3.5\%$.

KEYWORDS: Heat exchanger. Finned pipes. Correlation. Wind tunnel.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Valor adicionado em 2010 pela pesquisa em transferência de calor em setores selecionados da economia dos EUA.....	16
Figura 2. Hipocausto: sistema de aquecimento do piso.	18
Figura 3. Aquecedor de água quente.	18
Figura 4. Esquema de uma usina termonuclear.....	19
Figura 5. Desenho esquemático de um tubo aletado	20
Figura 6. Trocador de calor de uma autoclave (retirado para manutenção).	20
Figura 7. Tipos de trocadores de calor de acordo com o escoamento.	22
Figura 8. Classificação de trocadores de calor baseada no diâmetro hidráulico.	23
Figura 9. Diagrama esquemático do trocador de calor triplo de tubos concêntricos.....	24
Figura 10. Distribuições de temperatura em trocadores de calor de casco e tubo.....	25
Figura 11. Trocador de calor com fluxo cruzado	25
Figura 12. Trocador de calor compacto cruzado com placas paralelas:	26
Figura 13. Camada única do trocador de calor compacto	27
Figura 14. Trocador de calor com tubos circulares	27
Figura 15. Trocador de calor com tubos circulares aletados	28
Figura 16. Projeto e fotografia do experimento.....	29
Figura 17. Bancada de testes do Laboratório de Fluidos UNESP, Câmpus de Guaratinguetá	33
Figura 18. Forma construtiva do tubo aletado.....	34
Figura 19. Tubos aletados e tubo liso com as resistências elétricas	35
Figura 20. Croqui ilustrativo da posição dos sensores	36
Figura 21. Posicionamento do termopar na superfície do tubo aletado.....	37
Figura 22. Manômetro graduado inclinado	38
Figura 23. Display do Wattímetro empregado no experimento	38
Figura 24. Módulo de aquisição DigiRail-2A NOVUS	39
Figura 25. Conversor USB-i485 com comunicação RS-485.....	39
Figura 26. Local de fixação do termopar.....	40
Figura 27. Determinação gráfica da constante B e do expoente m	42
Figura 28. Comportamento da temperatura superficial para o tubo liso.	46
Figura 29. Comportamento da temperatura superficial para o tubo aletado de passo 15 mm..	46
Figura 30. Comportamento da temperatura superficial para o tubo aletado de passo 10 mm..	47
Figura 31. Comportamento da temperatura superficial para o tubo aletado de passo 5 mm....	47

Figura 32. Tubo liso-Comparação entre os resultados experimentais e as correlações	51
Figura 33. Curvas de Nusselt em função de Reynolds ($Pr \approx 0,7$)	52
Figura 34. Curvas log-log de Nusselt em função de Reynolds ($Pr \approx 0,7$).....	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Características das amostras de tubos aletados.....	35
Tabela 2. Parâmetros detalhados dos instrumentos	43
Tabela 3. Velocidade e temperatura da corrente livre para diferentes rotações	45
Tabela 4. Coeficiente de transferência de calor médio das superfícies para diferentes rotações.	49
Tabela 5. Número de Nusselt obtido para tubo liso comparado com os obtidos por correlações consagradas (diâmetro igual a 21,3 mm).....	50
Tabela 6. Comparativo entre Nusselt Experimental x Nusselt da Correlação.....	53

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

PIB	Produto Interno Bruto
FEG	Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá
UNESP	Universidade Estadual Paulista
ASTM	American Society for Testing and Materials
RS485	Recommended Standard 485

LISTA DE SÍMBOLOS

A_s	Área superficial do tubo aletado (m ²)
A_f	Área superficial externa da aleta dos tubos agruados (m ²)
A_{sf}	Área superficial externa da aleta sólida com dimensões iguais as aletas serrilhadas (m ²)
a	Expoente associado ao passo entre as aletas
C	Constante associada à correlação de Nusselt
cp	Calor específico do ar (J/kgK)
C_s	Comprimento da seção (mm)
D	Comprimento característico (mm)
D_a	Diâmetro da aleta (mm)
D_h	Diâmetro hidráulico da seção (mm)
D_o	Diâmetro externo do tubo (m)
E_i	Frequência esperada, segundo o modelo testado, dessa classe ou valor da variável no cálculo do qui-quadrado
e	Espessura da aleta (mm)
g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
H	Altura da aleta (mm)
$\bar{h}$	Coefficiente convectivo (W/m ² K)
h_f	Altura da aleta (m)
k	Condutividade térmica do material (W/mK)
k	Número de classes ou valores considerados no cálculo do qui-quadrado
m	Expoente associado ao número de Reynolds
n	Expoente associado ao número de Prandtl
n	Número de elementos da amostra no cálculo do qui-quadrado
$\overline{Nu}_D$	Número de Nusselt médio para geometrias radiais
$\overline{Nu}_{D,Z}$	Número de Nusselt médio pela correlação de Zukauskas
$\overline{Nu}_{D,H}$	Número de Nusselt médio pela correlação de Hilpert
Nu_{TAL}	Número de Nusselt pela correlação do tubo aletado e liso
Nu_{TA}	Número de Nusselt pela correlação do Tubo Aletado
O_i	Frequência observada de uma determinada classe ou valor da variável no cálculo do qui-quadrado

P	Passo (mm)
Pr	Número de Prandtl
p_0	Pressão de estagnação (mmH ₂ O)
p	Pressão de estática (mmH ₂ O)°C)
q_e	Potência elétrica (W)
Q_e	Consumo de Energia (Wh)
Re	Número de Reynolds
S	Espaço entre duas aletas (m)
s	Coefficiente de correção da relação diâmetro da aleta por passo
T_∞	Temperatura do ar (°C)
T_f	Temperatura de filme (°C)
T_s	Temperatura de superfície (°C)
T_∞	Temperatura do fluido (°C)
t	Espessura da aleta (m)
u	Medida de velocidade do ar (m/s)
U	Diferença de potencial (V)
μ	Viscosidade absoluta do ar (Pa s)
ν	Viscosidade cinemática do ar (m ² /s)
ρ	Massa específica do fluido (kg/m ³)
α	Difusividade térmica (m ² /s)
ω	Frequência (Hz)
χ^2	Teste do qui-quadrado
Δh	Diferença entre a pressão de estagnação p_0 e a pressão estática p (mmH ₂ O)
θ	Diferença entre as temperaturas da superfície do tubo e do escoamento (K)
Δt	Intervalo de tempo (s)
$\sigma_{\bar{h}}$	Incerteza da propagação de erro

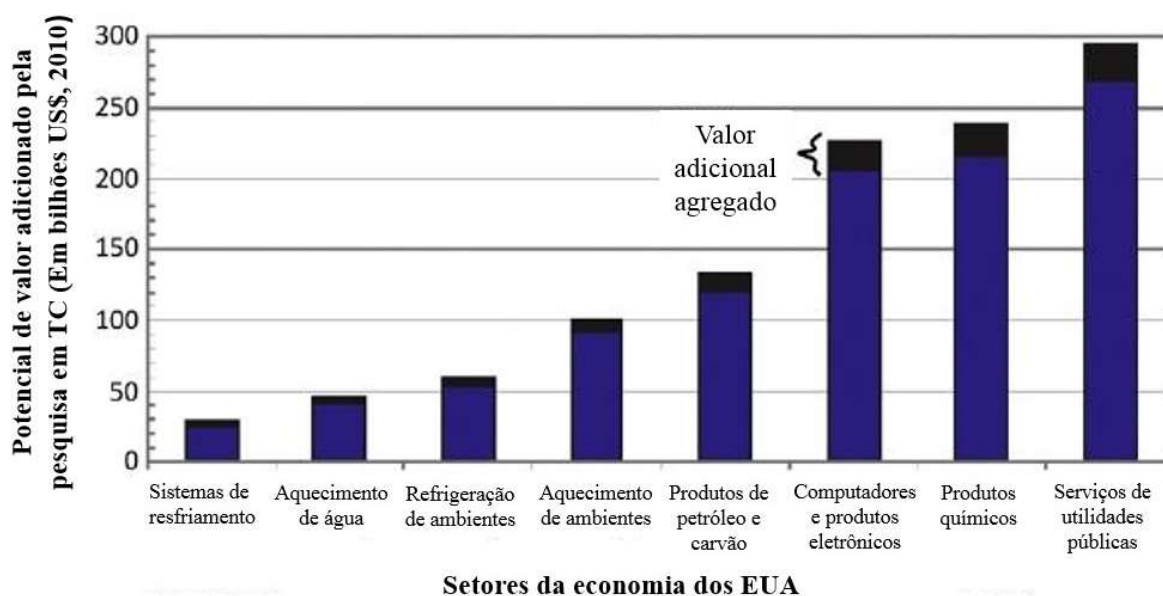
SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	TROCADORES DE CALOR E SUPERFÍCIES ESTENDIDAS	17
1.2	OBJETIVO	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1	TROCADORES DE CALOR E SUPERFÍCIES DE TROCA	22
2.1.1	Trocador de calor de tubos concêntricos	23
2.1.2	Trocador de calor casco e tubos	24
2.1.3	Trocadores de calor com escoamento cruzado: com aleta e sem aleta	25
2.1.3.1	Placa aletada com um único ou múltiplos passes	26
2.1.3.2	Tubos planos e circulares com placas contínuas como aleta	27
2.1.3.3	Tubos e aletas circulares	28
2.2	DETERMINAÇÃO DE COEFICIENTE CONVECTIVO EM ESCOAMENTOS EXTERNOS POR MÉTODOS NUMÉRICOS	28
2.3	DETERMINAÇÃO DE COEFICIENTE CONVECTIVO EM ESCOAMENTOS EXTERNOS POR CORRELAÇÕES EXPERIMENTAIS	29
3	MATERIAL E MÉTODO	32
3.1	CONCEPÇÃO DO EXPERIMENTO	32
3.1.1	Abordagem empírica e descrição geral do experimento	32
3.1.2	Análise da seção de testes	33
3.1.3	Projeto do tubo aletado	34
3.1.4	Instrumentação da bancada experimental	36
3.2	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	39
3.3	DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO E OBTENÇÃO DE CORRELAÇÕES EXPERIMENTAIS	40
3.4	TESTE DE PEARSON E ANÁLISE DE INCERTEZAS	42
4	ANÁLISE DE RESULTADOS	44
4.1	ENSAIO DAS AMOSTRAS	44
4.2	OBTENÇÃO DO COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL	48
4.3	OBTENÇÃO DAS CORRELAÇÕES	52
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	55
	REFERÊNCIAS	56

1 INTRODUÇÃO

Na última década o Brasil viveu um bom momento econômico com altas taxas de crescimento. Atualmente, em tempos de crise econômica, faz-se ainda mais necessária a economia de recursos e a melhora de competitividade. Em uma análise conduzida por Taylor et al. (2012), estima-se que o impacto socioeconômico de pesquisas em processos de transferência de calor corresponda a uma adição de valor de 10% em setores selecionados da economia dos EUA (Figura 1). Em termos absolutos, são 110 bilhões de dólares de potencial valor agregado anual, equivalentes a 0,76% do PIB total dos EUA em 2010. Uma extrapolação simples destes dados para a realidade brasileira indicaria um impacto positivo de 15,6 bilhões de dólares (60 bilhões de reais) anuais, tendo como base o PIB do Brasil de 2,05 trilhões de dólares em 2017.

Figura 1. Valor adicionado em 2010 pela pesquisa em transferência de calor em setores selecionados da economia dos EUA



Fonte: Adaptado de Taylor et al. (2012)

O potencial de ganho na eficiência da conversão de energia está associado a processos de transferência de calor, sendo que grande parte desses processos ocorrem em trocadores de calor, tais como refrigeração de ambientes, aquecimento de água, destilação de petróleo, resfriamento de componentes eletrônicos, arrefecimento de máquinas, recuperação de calor e muitos outros. Os trocadores de calor possuem diversas geometrias e configurações, são construídos com uma variedade de materiais e podem possuir superfícies estendidas para intensificação de trocas

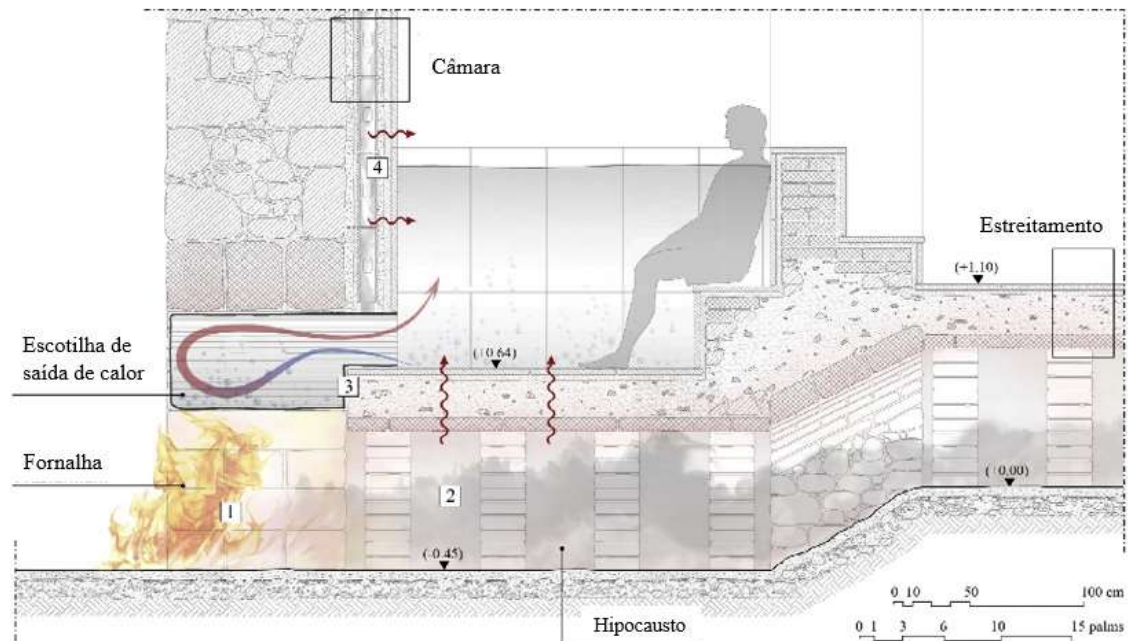
convectivas. As pesquisas para melhorar o controle, a precisão e o aumento da troca térmica dos trocadores de calor buscam otimizar geometrias e condições de escoamento, propor uso de novos materiais e a determinação de parâmetros de transferência de calor, tais como coeficientes convectivos.

A presente pesquisa surge da inexistência de informações na literatura sobre coeficientes convectivos de um tipo particular de superfície estendida, que no presente texto é chamada de tubo aletado não padronizado. Embora estudos sobre as correlações experimentais para coeficientes convectivos disponibilizadas por London e Kays (1964) sejam detalhados há mais de meio século para tubos padronizados, tais correlações não se aplicam aos perfis de tubos ASTM disponíveis atualmente em vários países, incluindo o mercado nacional brasileiro, o que causa dificuldades no projeto de trocadores de calor que envolvem escoamentos gasosos e que, tipicamente, requerem perfis aletados.

1.1 TROCADORES DE CALOR E SUPERFÍCIES ESTENDIDAS

A energia térmica em trânsito devido à diferença de temperatura é um fenômeno que ocorre constantemente na natureza e suas aplicações são conhecidas desde a antiguidade. Um exemplo são as termas romanas, locais públicos para banhos em piscinas de água quente, que possuíam sistemas de aquecimentos no piso conhecidos como hipocausto, como apresentado na Figura 2 (GAGLIANO et al., 2017).

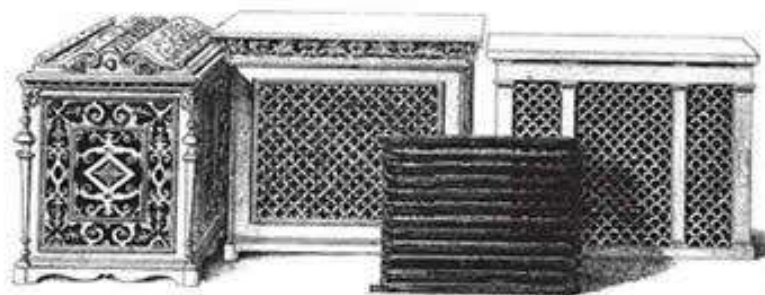
Figura 2. Hipocausto: sistema de aquecimento do piso.



Fonte: Adaptado de Gagliano et al. (2017).

Sistemas de trocadores de calor começaram a surgir e se diversificar durante a Revolução Industrial. Havia um aumento populacional nas cidades e, com isso, o interesse por condições sanitárias, proliferação de doenças, higiene e conforto levou ao desenvolvimento de aquecimento central, água, gás canalizado e uma rede de esgotos subterrâneos de ferro fundido. Em 1829, os irmãos Price, de Bristol, receberam a primeira patente na Inglaterra para aquecimento doméstico (RECLAIMED, 2019). O dispositivo contava com água quente e aquecimento a vapor. Os primeiros trocadores de calor, chamados de radiadores, eram "distribuidores de calor" de várias formas, uma mistura de tubos e placas de metal, conforme ilustrado na Figura 3.

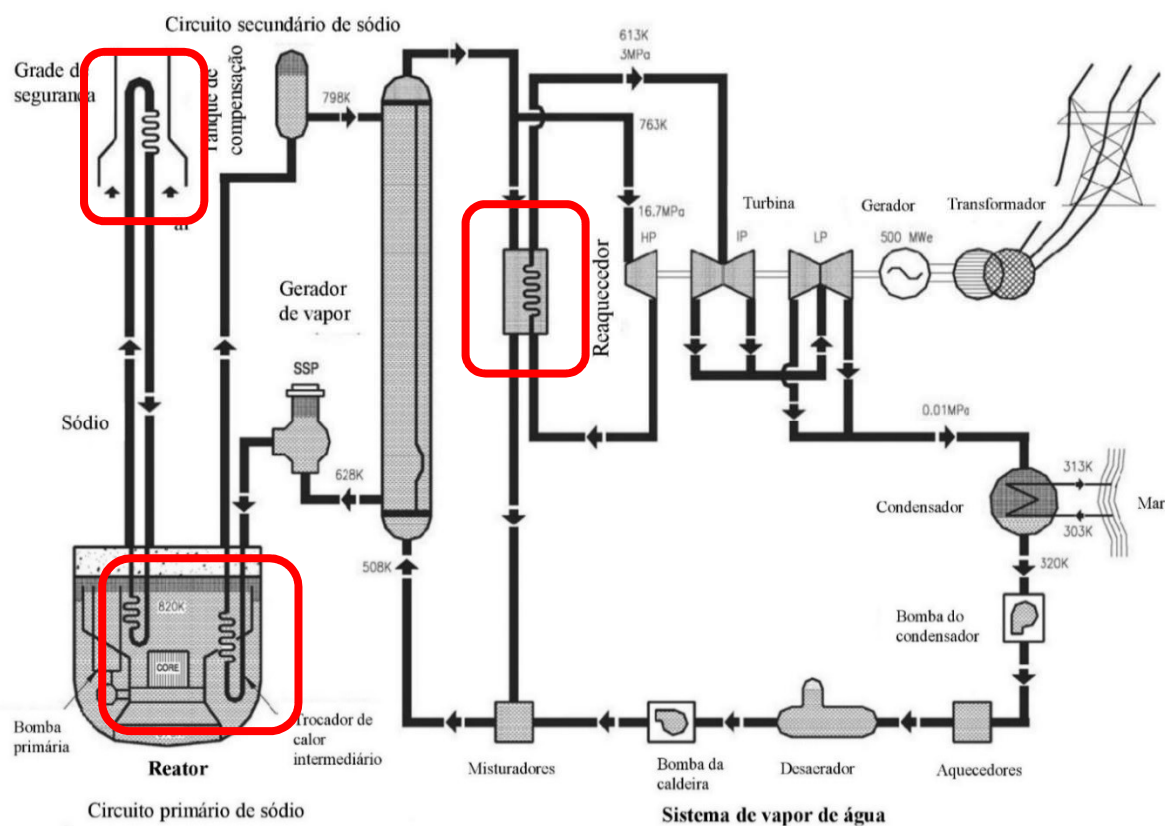
Figura 3. Aquecedor de água quente.



Fonte: Reclaimed (2019).

Entre aplicações modernas, a geração termelétrica de grande porte é uma das mais difundidas e intensivas no que diz respeito ao uso de trocadores de calor. Os geradores de vapor d'água dessas usinas têm a função de transferir calor de uma fonte de energia (normalmente utiliza-se a queima de um combustível) para a água, transformando-a em vapor superaquecido a altas temperatura e pressão. Essa transferência de calor se dá através de trocadores de calor, classificados como economizadores, evaporadores e superaquecedores. A Figura 4 ilustra o esquema de uma usina termonuclear, com os trocadores de calor destacados.

Figura 4. Esquema de uma usina termonuclear.



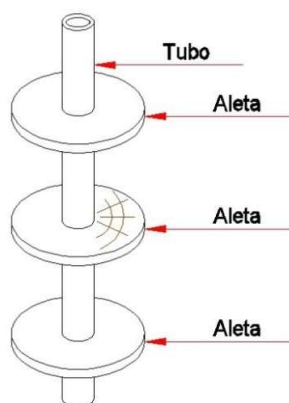
Fonte: Adaptado de Chetal et al. (2005)

Trocadores de calor que tenham um dos escoamentos gasosos podem requerer o uso de tubos com superfícies estendidas (ou simplesmente tubos aletados) em sua configuração, como esquematizado na Figura 5. É frequente o uso de tubos aletados não padronizados na indústria nacional, sendo que este tipo específico de superfície é adaptado com relativa facilidade nos mais diversos projetos de trocadores de calor para as mais variadas aplicações, tais como:

- Aquecedores de água;

- Resfriadores de óleo mediante ar em conjuntos hidráulicos;
- Resfriadores de ar de geradores hidrelétricos;
- Aquecedores de ar a vapor;
- Evaporadores e condensadores de ar em sistemas de ar-condicionado;
- Radiador de motores estacionários (*air cooler*);
- Trocadores de calor para autoclaves (Figura 6).

Figura 5. Desenho esquemático de um tubo aletado



Fonte: Produção do próprio autor

Figura 6. Trocador de calor de uma autoclave (retirado para manutenção).



Fonte: Produção do próprio autor

1.2 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é determinar experimentalmente o coeficiente convectivo de transferência de calor em tubos aletados não padronizados de grande aplicação na indústria nacional. A partir deste coeficiente, é proposta uma correlação experimental generalizada para este tipo de tubo. Para tanto, amostras de tubos aletados foram ensaiadas em um túnel de vento no Laboratório de Fluidos do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia da UNESP, Câmpus de Guaratinguetá.

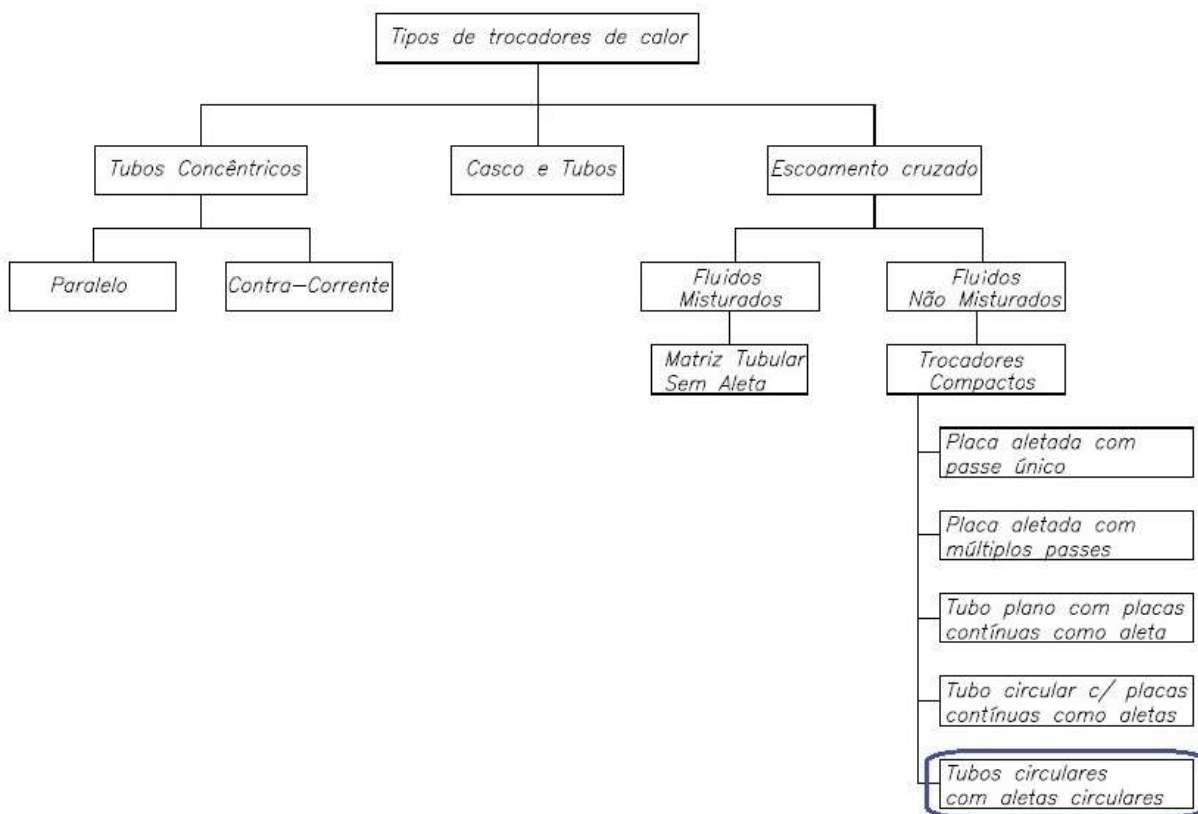
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O intuito deste capítulo é apresentar uma revisão bibliográfica atualizada sobre as superfícies utilizadas em trocadores de calor, enfatizando aquelas que empregam tubos aletados. São também revisadas correlações empíricas (ou numéricas) disponíveis, bem como técnicas de regressão linear aplicadas na obtenção de correlações deste tipo.

2.1 TROCADORES DE CALOR E SUPERFÍCIES DE TROCA

Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com a configuração do escoamento e o tipo de construção, conforme apresentado na Figura 7, ou quanto ao diâmetro hidráulico da superfície de troca, Figura 8. A classificação pelo diâmetro hidráulico é sugerida por Dondapati et al. (2017) e se justifica pela variedade de aplicações advindas, principalmente, de aparelhos eletrônicos presentes no cotidiano das pessoas, tais como celulares, computadores, tablets e televisores. Destaca-se na Figura 7 a categoria em que se enquadram os tubos aletados considerados nesta pesquisa.

Figura 7. Tipos de trocadores de calor de acordo com o escoamento.



Fonte: Adaptado de Bergman et. al. (2014).

Figura 8. Classificação de trocadores de calor baseada no diâmetro hidráulico.



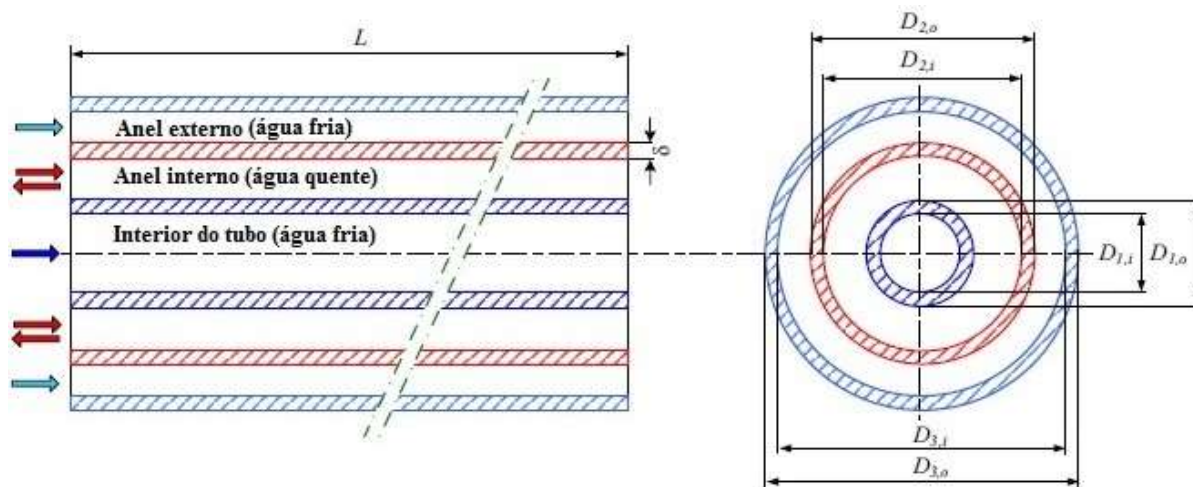
Fonte: Adaptado de Dondapati et al. (2017).

A seguir, algumas linhas de pesquisas para projeto de trocadores de calor são revisadas, sempre se baseando na superfície de troca térmica.

2.1.1 Trocador de calor de tubos concêntricos

Um das configurações mais simples de trocadores de calor é o trocador de calor de tubos concêntricos, podendo ser em escoamento paralelo ou contracorrente. No escoamento paralelo, os fluidos quente e frio entram pela mesma extremidade, escoam no mesmo sentido e deixam o equipamento na extremidade oposta. Na configuração de escoamento contracorrente, os fluidos entram em extremidades opostas e percorrem sentidos opostos, deixando o equipamento também em extremidades opostas. Tais trocadores de calor apresentam forma construtiva simples e são comumente empregados na indústria alimentícia, principalmente em pasteurização de leite. Gomaa, Halim, Elsaid (2016) propõem novas configurações para esta classe de trocador de calor; uma dessas configurações consiste em um trocador de calor triplo de tubos concêntricos, com escoamento contracorrente, ilustrado na Figura 9. Resultados experimentais apontam para uma efetividade de 51,4 % para a configuração de fluxo paralelo e de 53,8% para a configuração de contracorrente, em relação ao trocador de casco duplo.

Figura 9. Diagrama esquemático do trocador de calor triplo de tubos concêntricos

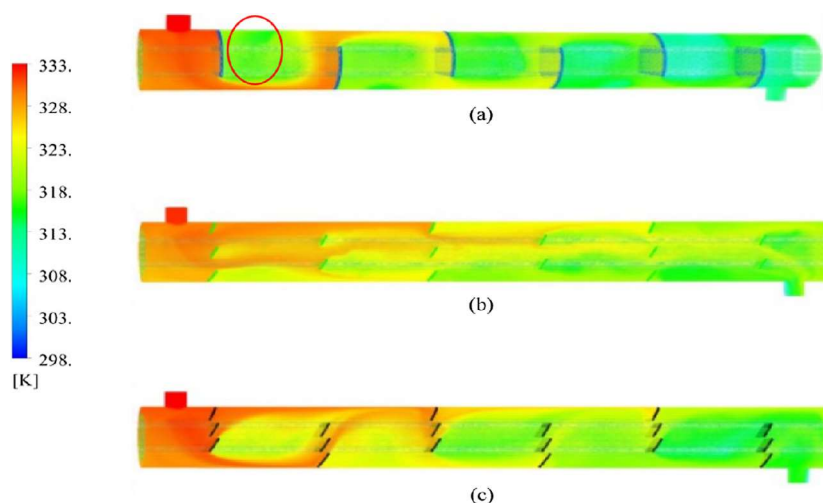


Fonte: Adaptado de Gomaa, Halim, Elsaid (2016).

2.1.2 Trocador de calor casco e tubos

Nos trocadores de calor tipo casco e tubos há um casco externo envolvendo vários tubos internos que fazem a separação dos escoamentos a diferentes temperaturas. São caracterizados em função do número de passes no casco e nos tubos, além de artifícios construtivos como chicanas perpendiculares, cujo propósito é intensificar o coeficiente convectivo do escoamento do lado do casco (Figura 10a). São utilizados quando os escoamentos estão na fase líquida, tais como em resfriadores de água e de óleo, ou quando um dos escoamentos muda de fase, tais como em evaporadores e condensadores. É também uma classe consagrada de trocadores de calor que têm sido objeto de recentes inovações, como apresentado em Yonggang et al. (2017) sobre novos tipos de chicanas defletoras. As chicanas tipo venezianas, apresentadas nas Figura 10b e 10c, propiciam uma distribuição uniforme e uma diminuição gradual da temperatura a medida que o fluido escoar da esquerda para a direita. Com isso, são evitadas zonas em que a não circulação do fluido causa má distribuição de temperatura e troca térmica, como destacado na Figura 10a. Estas chicanas fazem com que os trocadores de calor apresentem, segundo os autores, menor perda de carga e maior troca de calor, resultando em uma economia entre 10 e 15%.

Figura 10. Distribuições de temperatura em trocadores de calor de casco e tubo

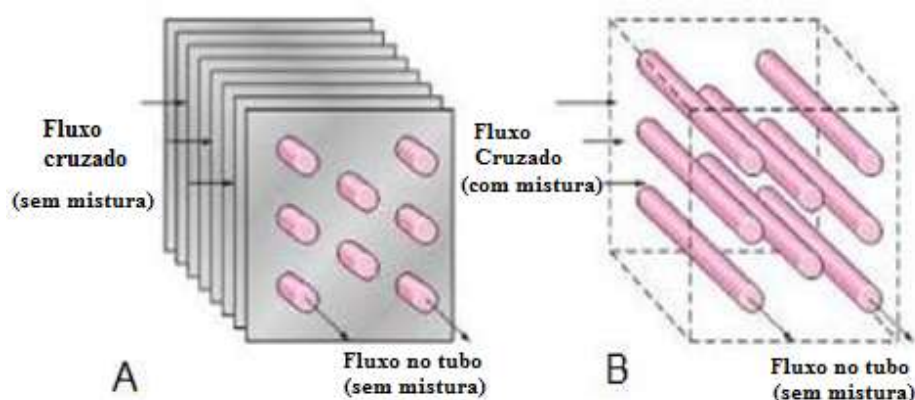


Fonte: Adaptado de Yonggang et al. (2017)

2.1.3 Trocadores de calor com escoamento cruzado: com aleta e sem aleta

A transferência de calor nos trocadores com escoamento cruzado ocorre em uma matriz tubular composta por diversos tubos, sendo que no interior dos tubos escoam um fluido que troca calor com o escoamento de outro fluido na região externa da matriz tubular. Os trocadores são ditos cruzados porque os fluidos escoam perpendicularmente entre si. Os tubos que compõem a matriz podem ou não apresentar aletas. Caso apresentem, as aletas se configuram como placas inteiriças que fazem com que o fluido da região externa escoe pelos canais formados entre as aletas, o que se conhece por escoamento não misturado (Figura 11a). Nessa configuração, são criadas zonas de diferentes temperaturas no escoamento externo à matriz. Quando não há aletas, não há canais e o escoamento é dito misturado (Figura 11b), fazendo com que a temperatura do escoamento externo seja mais homogênea.

Figura 11. Trocador de calor com fluxo cruzado



Fonte: Adaptado de Bergman et. al. (2014)

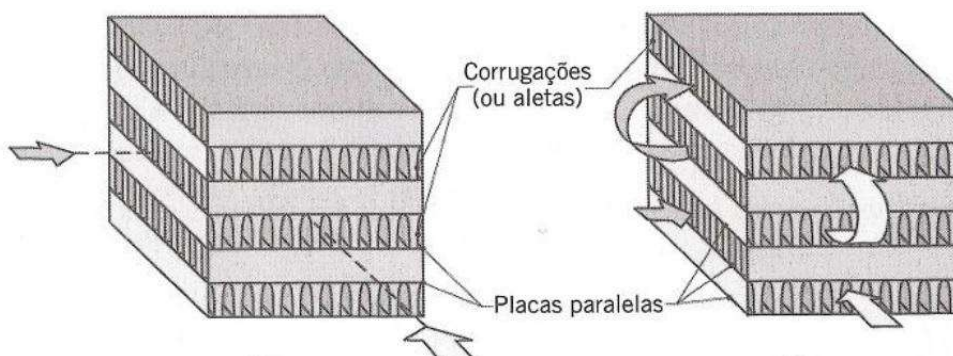
Ao aumentar a quantidade de placas, a área externa das superfícies de troca térmica é também aumentada. Quando essa densidade de placas é grande, o trocador é denominado trocador de calor compacto. Estes trocadores apresentam diversas superfícies, destacando-se:

- Placa aletada (ou corrugada) com passe único ou com múltiplos passes;
- Tubo plano ou circular com placas contínuas como aleta;
- Tubos circulares com aletas circulares.

2.1.3.1 Placa aletada com um único ou múltiplos passes

São construídos com placas paralelas corrugadas ou com aletas, em camadas, podendo operar com um único passe ou com múltiplos passes, conforme ilustrado na Figura 12.

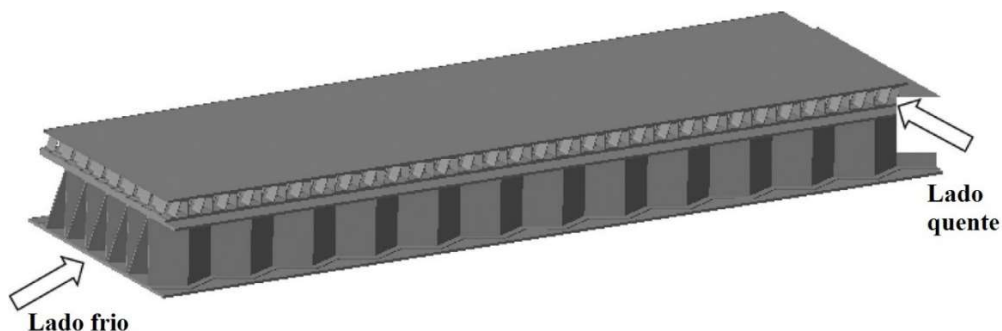
Figura 12. Trocador de calor compacto cruzado com placas paralelas:
Passe único (esquerda); passes múltiplos (direita).



Fonte: Adaptado de Bergman et. al. (2014).

Segundo Starace et al. (2017), os trocadores de calor compactos de fluxo cruzado têm sua forma construtiva modelada como camadas (Figura 13). O desempenho é calculado supondo uma distribuição uniforme do fluido ao longo da pilha de camadas e multiplicando a taxa de transferência de calor correspondente à camada única pelo número de camadas existentes. As análises de Starace et al. (2017) envolvem novos métodos híbridos, mesclando dinâmica de fluidos computacional na microescala com técnicas de regressão, que são, segundo os autores, alternativas interessantes para reduzir o tempo computacional das simulações.

Figura 13. Camada única do trocador de calor compacto

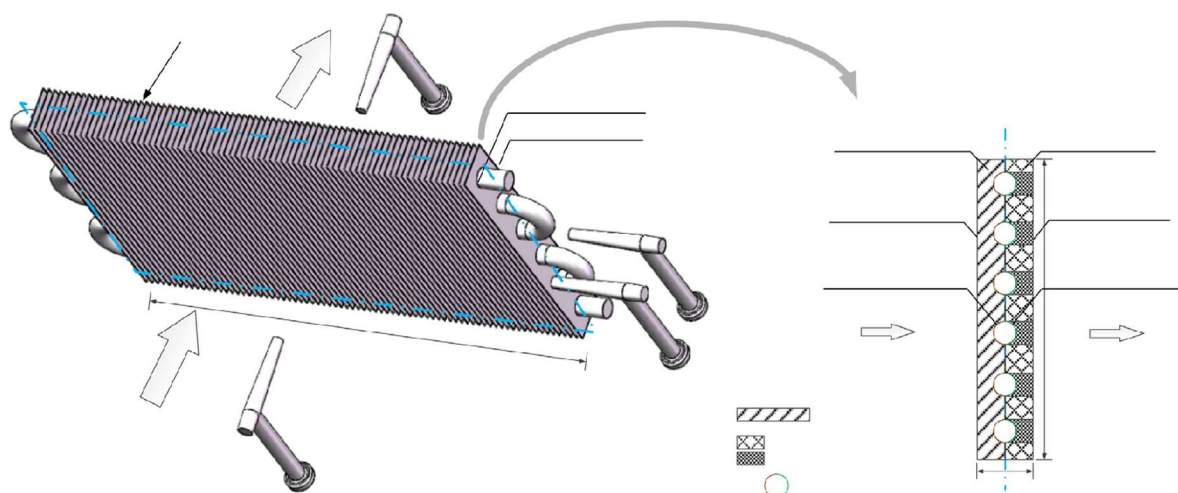


Fonte: Adaptado de Starace et. al. (2017)

2.1.3.2 Tubos planos e circulares com placas contínuas como aleta

Os trocadores de calor com tubos planos ou circulares são construídos com aletas em forma de placas planas paralelas, em camadas. São muito utilizados para trocas de calor com o ar ambiente, tais como em condicionadores de ar, refrigeradores ou radiadores de motores de combustão interna. Wang et al. (2019) apresentam um trocador de calor com tubos circulares de placas planas paralelas para um refrigerador, no qual se busca otimizar a passagem do ar pelas aletas de maneira a evitar a formação de gelo na parte externa do trocador (Figura 14). Esta é uma premissa fundamental neste tipo de aplicação, pois o gelo formado na superfície atuaria como um isolante térmico e, também, como obstáculo à passagem de ar, diminuindo drasticamente o calor transferido.

Figura 14. Trocador de calor com tubos circulares



Fonte: Wang et al. (2019).

2.1.3.3 Tubos e aletas circulares

São construídos com aletas circulares ou em espiral, numa determinada distância padronizada entre elas chamada passo. São utilizados em diversas aplicações para trocar calor entre diferentes tipos de fluidos e o ar. O projeto é flexível e o custo relativamente baixo quando comparado com os outros tipos de trocadores de calor. Com aplicações em refrigeração, geração de energia, recuperação de calor de gases de exaustão, aquecimento, geração de vapor e muitos outros. Na Figura 15 é apresentado um trocador de calor composto por uma matriz de tubos aletados, que promove o aquecimento de uma autoclave destinada ao processo de recauchutagem de pneus, através da circulação de vapor no seu interior.

Figura 15. Trocador de calor com tubos circulares aletados



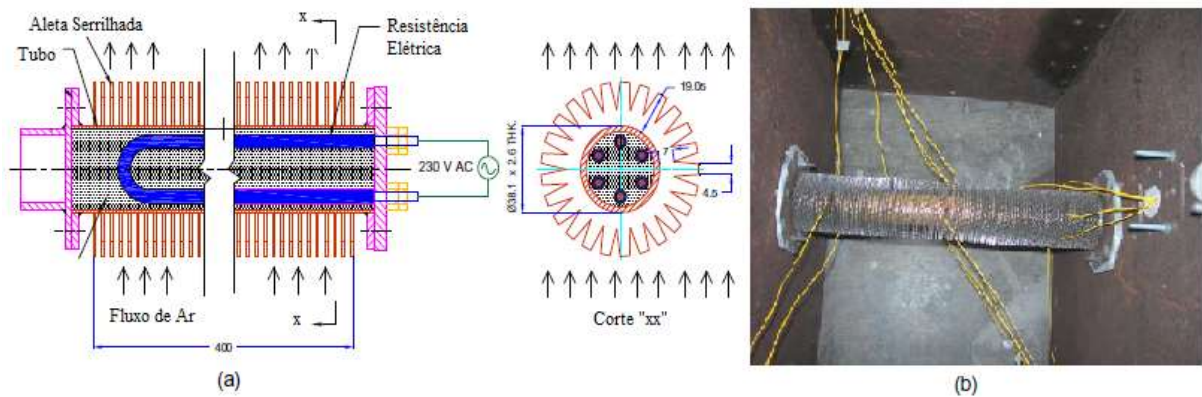
Fonte: Produção do próprio autor

2.2 DETERMINAÇÃO DE COEFICIENTE CONVECTIVO EM ESCOAMENTOS EXTERNOS POR MÉTODOS NUMÉRICOS

Para determinar analiticamente coeficientes convectivos deve-se resolver um sistema acoplado de equações diferenciais parciais referentes, respectivamente, à conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Segundo Anoop, Balaji, Velusamy (2015), não se conhecem soluções analíticas para geometrias radiais em escoamentos turbulentos com separação de camada-limite, como é frequentemente o caso de tubos aletados. As alternativas

para essas situações são simulações computacionais baseadas em métodos numéricos e a determinação de correlações entre números adimensionais obtidos a partir de ensaios de laboratório. No trabalho de Anoop, Balaji, Velusamy (2015), a abordagem experimental se baseia na amostra detalhada na Figura 16(a), que apresenta o projeto do tubo aletado serrilhado; na Figura 16 (b) tem-se a fotografia do tubo instrumentado com termopares.

Figura 16. Projeto e imagem do experimento de Anoop, Balaji, Velusamy (2015)



Fonte: Anoop, Balaji, Velusamy (2015).

2.3 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE CONVECTIVO EM ESCOAMENTOS EXTERNOS POR CORRELAÇÕES EXPERIMENTAIS

Correlações experimentais típicas para geometrias radiais de diâmetro D têm a forma da Equação (1), como a clássica correlação de Hilpert (1933) para escoamentos externos perpendiculares sobre cilindros isotérmicos.

$$\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^n \quad (1)$$

Os termos da Equação (1) são detalhados a seguir.

Número de Nusselt médio, $\overline{Nu}_D$: é um parâmetro adimensional que relaciona o transporte de calor convectivo com o transporte de calor convectivo na camada-limite. Através da adimensionalização das equações de conservação das camadas-limite fluidodinâmica e térmica, pode-se provar que o número de Nusselt médio é uma função dos números de Reynolds e de Prandtl (BERGMAN, 2014), conforme Equação (2).

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = f(Re_D, Pr) \quad (2)$$

na qual $\bar{h}$ é o coeficiente convectivo, D é o comprimento característico e k é a condutividade térmica do fluido.

Número de Reynolds, Re_D : o trabalho de Morales e Loredó (2018) apresenta duas possibilidades para a velocidade do escoamento no cálculo do número de Reynolds: a velocidade a montante do tubo (i.e., a velocidade de corrente livre) ou a velocidade máxima do escoamento sobre a geometria. O número de Reynolds é característico para a geometria especificada e representa a razão entre as forças de inércias e viscosas naquela geometria, conforme Equação (3).

$$Re_D = \frac{u\rho D}{\mu} = \frac{uD}{\nu} \quad (3)$$

na qual u é a velocidade do escoamento, ρ é a massa específica do fluido, μ é a viscosidade dinâmica do fluido e ν é a viscosidade cinemática do fluido.

Número de Prandtl, Pr : O número de Prandtl é uma medida da prevalência do transporte de quantidade de movimento, representado pela viscosidade cinemática, sobre o transporte de energia térmica, representado pela difusividade térmica, α , conforme Equação (4).

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (4)$$

Comprimento característico D : em tubos aletados, o comprimento característico da geometria estudada pode ser o diâmetro do tubo, o diâmetro da aleta ou o passo da aleta, conforme revisão conduzida por Morales e Loredó (2018).

A obtenção de correlações é uma prática de engenharia que permite obter parâmetros importantes para projeto de trocadores de calor. Um exemplo é a obtenção de uma correlação para tubos aletados reportada no trabalho de Anoop, Balaji, Velusamy (2015). Os autores realizaram um estudo numérico sobre as características de transferência de calor de tubos com aletas serrilhadas usados em um trocador de calor de sódio. A correlação específica para este

perfil serrilhado é dada pela Equação (5). A correlação obtida numericamente foi validada por experimentos, sendo obtido um desvio médio de + 5% para Reynolds entre 1300-8000.

$$\overline{Nu_D} = 0,192 \cdot Re_D^{0,647} \cdot \left(\frac{D_o}{h_f}\right)^{0,709} \cdot \left(\frac{S}{D_o}\right)^{0,171} \cdot \left(\frac{A_f}{A_{sf}}\right)^{0,274} \cdot \left(\frac{t}{D_o}\right)^{0,273} \quad (5)$$

O estudo de Anoop, Balaji, Velusamy (2015) tinha como objetivo desenvolver uma correlação para tubo de aletas serrilhadas e comparar o desempenho com as aletas sólidas. Os autores concluíram que as aletas serrilhadas não proporcionam nenhuma melhoria notável no desempenho térmico em relação aos tubos que apresentam aletas sólidas.

3 MATERIAL E MÉTODO

O presente capítulo está dividido em três partes. Na primeira parte descreve-se o experimento e a bancada de testes utilizada. Na sequência, apresenta-se o procedimento experimental realizado para a aquisição de dados referentes a diversos perfis de aletas e diferentes materiais. Ao final do capítulo é apresentado o método de obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção e a obtenção da correlação experimental.

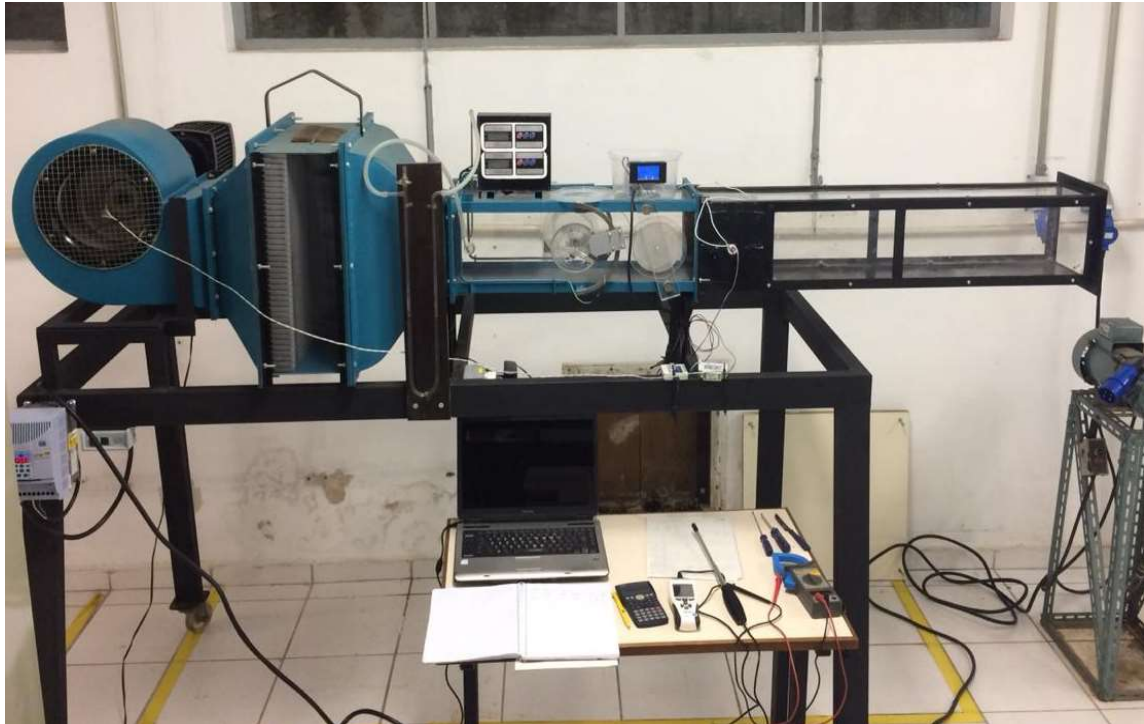
3.1 CONCEPÇÃO DO EXPERIMENTO

3.1.1 Abordagem empírica e descrição geral do experimento

Apesar do grande avanço verificado na área computacional, a abordagem experimental ainda é imprescindível para tratar de problemas envolvendo transferência de calor, especialmente em geometrias não triviais, como tubos aletados. Segundo Anoop, Balaji, Velusamy (2015), a precisão de um modelo numérico depende de vários aspectos como, por exemplo, as condições de contorno do problema, a qualidade da malha gerada para delimitar o domínio computacional, o modelo de turbulência utilizado, dentre outros. Assim, muitas vezes, o esforço de conceber e executar experimentos acaba sendo menor que o esforço para implementar um modelo computacional de boa precisão, bem como o tempo computacional requerido para resolvê-lo.

Os experimentos aqui propostos foram realizados no Laboratório de Fluidos do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia da UNESP, Câmpus de Guaratinguetá. Conforme apresentado na Figura 17, o túnel de vento de circuito aberto (tipo *Blower*) é composto por um motor elétrico com inversor de frequência acoplado a um ventilador. O escoamento incidente, uniformizado por uma malha homogeneizadora, entra na seção de testes e é descarregado para a atmosfera.

Figura 17. Bancada de testes do Laboratório de Fluidos UNESP, Câmpus de Guaratinguetá



Fonte: Produção do próprio autor

A seguir são apresentados, de maneira detalhada, os componentes da bancada experimental utilizada neste trabalho:

- Dimensões da seção de testes: 200 mm x 200 mm
- Velocidade máxima do escoamento: 27 m/s (medida através de um tubo de Pitot)
- Especificações do motor do ventilador: WEG 2 CV-220 V-60 Hz /1730 RPM

3.1.2 Análise da seção de testes

Segundo Martinez et al. (2010), para o caso de testes experimentais que envolvam medidas de pressão estática e de temperatura, é desejável que a camada limite desenvolvida ao longo das paredes da seção de testes não influencie as medições. Para tanto, foi necessário que o comprimento da seção de testes, C_s , seja de, ao menos, 1,5 vezes o valor do diâmetro hidráulico da seção, D_h , Equação (6). A bancada utilizada atende este critério, já que apresenta $C_s = 0,92$ m e $D_h = 0,20$ m.:

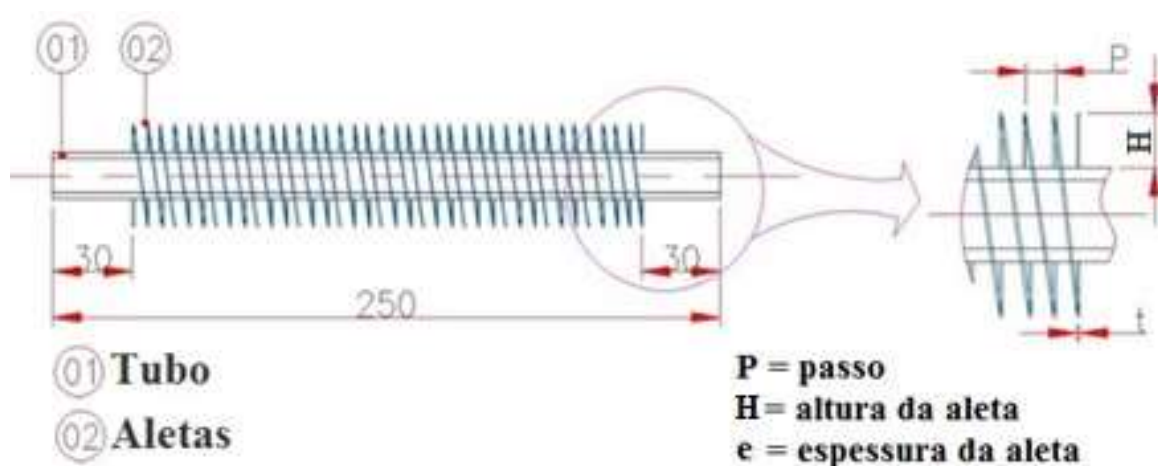
$$C_s > 1,5D_h \quad (6)$$

Além disso, é importante mencionar que, como a seção de testes é quadrada (razão de aspecto igual a 1,0), as correlações experimentais válidas para escoamentos em dutos de seção circular (tubos) podem ser estendidas para a seção de testes utilizada neste trabalho.

3.1.3 Projeto do tubo aletado

Com o intuito de simular as condições de trocas de calor em laboratório, amostras de tubos aletados foram projetadas e fabricadas a partir de um tubo liso ao qual são acrescentadas as aletas (veja a Figura 18). O material utilizado é o aço carbono ASTM A-53 Gr.B recomendado para o uso onde há pressão e/ou altas temperaturas.

Figura 18. Forma construtiva do tubo aletado



Fonte: Produção do próprio autor

Na Tabela 1 apresentam-se as principais características das amostras fabricadas para a realização dos testes experimentais. No interior de cada uma das amostras foi inserida uma resistência elétrica tipo cartucho de 180 W, alimentada por uma tensão de 220 V / 60 Hz, conforme ilustrado na Figura 19.

Tabela 1. Características das amostras de tubos aletados

Amostra	Material ASTM	Diâmetro externo [mm]	Comprimento [mm]	Comprimento aletado [mm]	Espessura da aleta [mm]	Altura da aleta [mm]	Passo [mm]	Área total [m ²]
1	A-52 Gr.B	21,3	250	0	0	0	0	0,0134
2	A-52 Gr.B	21,3	250	190	0,45	17	5	0,1700
3	A-52 Gr.B	21,3	250	190	0,45	17	10	0,0914
4	A-52 Gr.B	21,3	250	190	0,45	17	15	0,0651

Fonte: Produção do próprio autor

Figura 19. Tubos aletados e tubo liso com as resistências elétricas



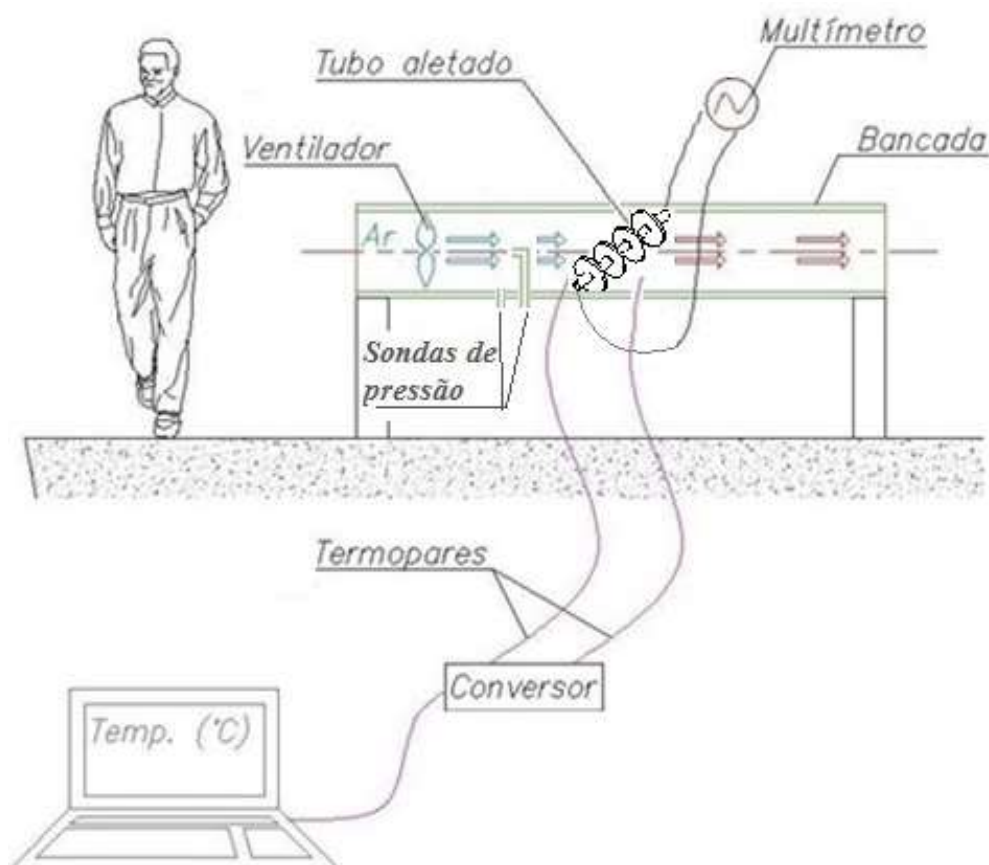
Fonte: Produção do próprio autor

Na Figura 19, a amostra 1 corresponde ao tubo liso (sem aletas); a amostra 2, ao tubo com passo de aleta igual a 15 mm; a amostra 3, ao tubo com passo de aleta igual a 10 mm; e, por fim, a amostra 4 corresponde ao tubo com passo igual a 5 mm. Em todas as amostras, os tubos têm 21,3 mm de diâmetro externo e paredes com 2,77 mm de espessura, sendo construídos em aço A-53 Gr.B, conforme norma ASTM. As aletas têm 55,3 mm de diâmetro e 0,45 mm de espessura.

3.1.4 Instrumentação da bancada experimental

Para que seja possível propor uma correlação experimental para tubos aletados não padronizados, são necessárias as seguintes medições: a temperatura do ar na admissão da seção de testes; a potência dissipada pela resistência elétrica utilizada para aquecer o tubo; a temperatura na superfície do tubo aletado; e a pressão dinâmica do escoamento a montante da amostra. Na Figura 20 apresenta-se um esquema da instrumentação da bancada para medição dos parâmetros mencionados.

Figura 20. Croqui ilustrativo da posição dos sensores



Fonte: Produção do próprio autor

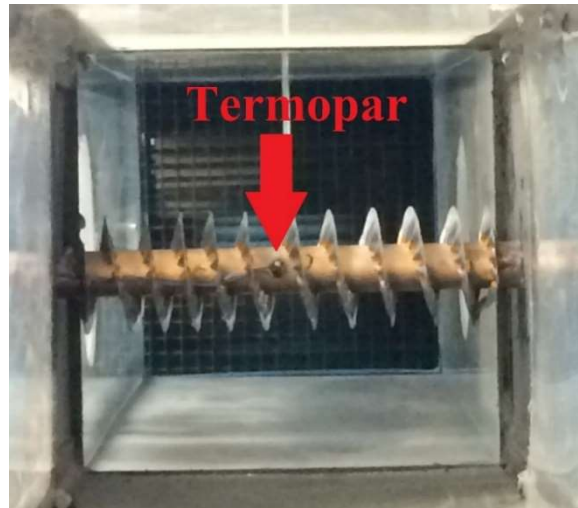
A seguir apresenta-se, de maneira sucinta, a descrição dos componentes apresentados na Figura 20.

Termopares

Dada a simplicidade das medições envolvidas nos testes experimentais (não há problemas

envolvendo instabilidades químicas, limitações mecânicas e as temperaturas medidas estão abaixo de 400°C), opta-se pela utilização de dois termopares do tipo “J”. Tais termopares indicam a temperatura do ar a montante da seção de testes e a temperatura na superfície do tubo aletado conforme ilustrado na Figura 21.

Figura 21. Posicionamento do termopar na superfície do tubo aletado.



Fonte: Produção do próprio autor

Sondas de pressão

Para a medição da pressão dinâmica do escoamento a montante, utiliza-se uma tomada de pressão instalada na parede do duto (pressão estática p) e uma sonda com seu eixo perpendicular à superfície (pressão de estagnação p_0). A velocidade do escoamento é relacionada com a pressão dinâmica (Equação 7), que é a diferença entre a pressão de estagnação e a pressão estática. A leitura desta diferença é feita no manômetro inclinado, com escala Δh em milímetro já corrigida para a inclinação, tendo como fluido manométrico a água (Figura 22).

$$u = \sqrt{2(p_0 - p)/\rho_{ar}} = \sqrt{2g\rho_{H_2O}\Delta h/\rho_{ar}} \quad (7)$$

Figura 22. Manômetro graduado inclinado

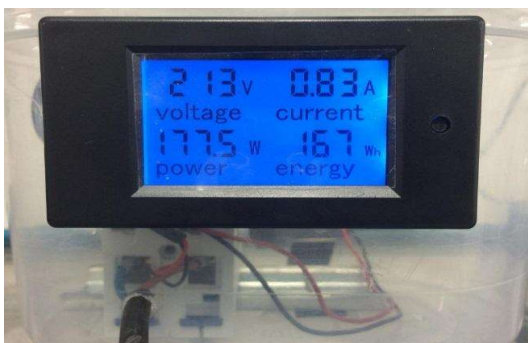


Fonte: Produção do próprio autor

Wattímetro/Multímetro

Para a medição da potência dissipada pela resistência elétrica durante o processo de aquecimento do tubo aletado, utiliza-se o wattímetro apresentado na Figura 23. Para fins de verificação, a corrente elétrica indicada no wattímetro é comparada àquela indicada em um alicate amperímetro.

Figura 23. Display do Wattímetro empregado no experimento



Fonte: Produção do próprio autor

Módulos de aquisição, conversão e transmissão

A aquisição das medidas de temperatura é realizada através de um módulo universal DigiRail-2A NOVUS. O módulo de aquisição, apresentado na Figura 24, é conectado a um notebook (modelo: Semp Toshiba Dual Core E3200 Windows 7, disco rígido de 2 Gb e 500 Mb de memória RAM), através de um conversor USB-i485 (veja a Figura 25), com sistema de comunicação RS485.

Figura 24. Módulo de aquisição DigiRail-2A NOVUS



Fonte: Produção do próprio autor

Figura 25. Conversor USB-i485 com comunicação RS-485

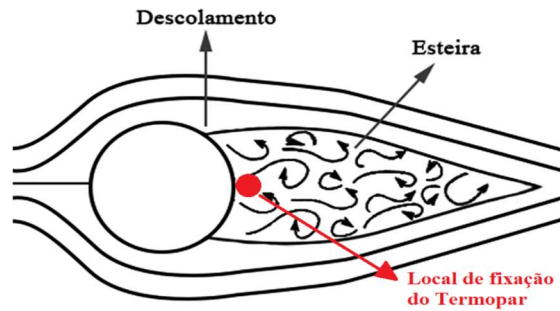


Fonte: Produção do próprio autor

3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a realização dos testes experimentais foi necessário fixar o termopar na amostra. Com o intuito de minimizar as perturbações no escoamento a montante, o termopar foi fixado na região da esteira viscosa, conforme apresentado na Figura 26. Em seguida foi acionado o motor elétrico ajustando-o na rotação desejada para proceder as medições.

Figura 26. Local de fixação do termopar



Fonte: Produção do próprio autor

Nos ensaios realizados neste trabalho, seis rotações do ventilador foram testadas: 600 rpm (20 Hz), 900 rpm (30 Hz), 1200 rpm (40 Hz), 1350 rpm (45 Hz), 1500 rpm (50 Hz) e 1800 rpm (60 Hz). As diferentes rotações utilizadas, para cada uma das amostras, têm influência na velocidade do escoamento e, conseqüentemente, na taxa de transferência de calor.

Para cada uma das rotações do motor, acionou-se o resistor elétrico no interior do tubo aletado, monitorando a velocidade a montante do escoamento e a temperatura superficial da amostra. Quando essa temperatura se estabiliza, considera-se que a condição de regime permanente foi atingida. Em condições de regime permanente, mediu-se ainda a energia consumida pela resistência ao longo do ensaio, a temperatura do escoamento e as condições ambiente (temperatura, pressão e umidade relativa do ar).

3.3 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO E OBTENÇÃO DE CORRELAÇÕES EXPERIMENTAIS

A taxa de transferência de calor por convecção é descrita através da Equação (8), conhecida como Lei de Newton do Resfriamento. Em regime permanente e desprezando trocas radiativas, essa taxa corresponde à potência elétrica dissipada pelo resistor.

$$q_e = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty) \quad (8)$$

sendo $\bar{h}$ o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, T_∞ a temperatura do fluido, T_s e A_s a temperatura e a área superficial do tubo aletado, respectivamente, e q_e a potência elétrica dissipada. Para contornar as flutuações de tensão observadas durante a realização dos experimentos, a potência elétrica dissipada é calculada como a razão entre a energia consumida Q_e durante um intervalo de tempo Δt e o intervalo de tempo Δt . Assim, o coeficiente médio de

transferência de calor por convecção é obtido reescrevendo a potência dissipada e rearranjando a Equação (8), resultando na Equação (9).

$$\bar{h} = \frac{Q_e}{\Delta t_s (T_s - T_\infty)} \quad (9)$$

A partir do procedimento experimental descrito na seção 3.2, a variação da velocidade do escoamento a montante permite a obtenção de diferentes coeficientes médios de transferência de calor por convecção. Alternativamente, em termos adimensionais, para diferentes números de Reynolds se obtém diferentes valores do Nusselt para um fluido com número de Prandtl conhecido. Sendo assim, é possível obter uma correlação experimental tal qual a apresentada na Equação (1).

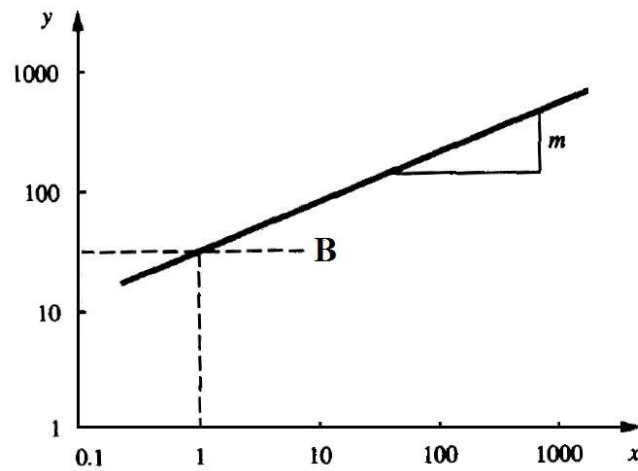
No caso de tubos aletados, o comprimento característico para cálculo dos números de Nusselt e Reynolds pode ser o diâmetro do tubo, o diâmetro da aleta ou ainda o passo da aleta (Morales, Lored, 2018). No presente trabalho, opta-se pelo diâmetro do tubo, D , por conveniência, como comprimento característico da geometria.

Uma vez calculados os parâmetros adimensionais correspondentes a um dado teste experimental, obtém-se uma curva de $\overline{Nu}_D$ em função de Re_D para um dado número de Prandtl. No entanto, a correlação deve contemplar também diferentes combinações de diâmetro de aleta D_a e passo P , de tal modo que a Equação 1 é modificada para levar em conta estes parâmetros (Equação 10). Nota-se que a Equação 10 é válida apenas para o ar, de tal modo que o número de Prandtl considerado implicitamente na constante B . O número de Prandtl não apresenta variações significativas para as temperaturas de trabalho e velocidades do ar em trocadores de calor, que normalmente estão entre 20 °C e 200 °C e $Ma < 0,3$. Nessa condição, é aproximado como constante com valor $Pr \approx 0,7$.

$$\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{D_a}{P}\right)^s = B Re_D^m \left(\frac{D_a}{P}\right)^s \quad (10)$$

A dependência de uma variável em uma segunda variável elevada a um expoente é uma relação física que ocorre com frequência na prática de engenharia. Segundo Stoecker (1989), se é possível plotar uma linha reta em um gráfico log-log (Figura 10) com valores conhecidos, deve ser adotado o método gráfico para determinar as constantes B e m presentes na Equação (10).

Figura 27. Determinação gráfica da constante B e do expoente m



Fonte: Adaptado de Stoecker (1989)

3.4 TESTE DE PEARSON E ANÁLISE DE INCERTEZAS

O método de Karl Pearson, também conhecido por teste qui-quadrado de Pearson, é um teste de aderência que se baseia na estatística para analisar hipóteses, o qual estabelece dois níveis de significância (α): nível rigoroso (5%) e nível rigoroso especial (1%). A seguinte hipótese é avaliada: há correlação estatisticamente significativa entre os resultados experimentais obtidos e aqueles calculados pelas correlações consagradas. A Equação (11) descreve o teste de qui-quadrado de Pearson, cujos respectivos resultados são apresentados na última linha da Tabela 5.

$$X^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(O_i - E_i)^2}{E_i} \quad (11)$$

A análise de incertezas e erros quantifica a influência dos instrumentos de medição na obtenção dos valores experimentais. No presente trabalho, dois parâmetros medidos requeridos na Equação 9 são considerados:

- Diferença entre as temperaturas da superfície do tubo e do escoamento ($\theta = T_s - T_\infty$);

- Potência dissipada (q_e).

. A incerteza do wattímetro é informada pelo fabricante, enquanto a incerteza do termopar é regida pela norma ABNT NBR 12771, como detalhado na Tabela 2.

Tabela 2. Parâmetros detalhados dos instrumentos

Parâmetros	Instrumento	Faixa	Erro	Precisão
T_s, T_∞	Termopar tipo J - Classe 1	-40 a +375°C	$\pm 1,5^\circ\text{C}$	0,1 °C
q_e	Wattímetro	Não aplicável	$\pm 0,5\%$	1 kW

Fonte: Produção do próprio autor

Ozturka, Doğanb e Erbayb (2019) utilizaram o método de Taylor e Kuyatt (1994) para analisar as incertezas da propagação de erro na análise de desempenho de aletas de trocador de calor semelhante ao trabalho proposto. Assim, o cálculo das incertezas $\sigma_{\bar{h}}$ é feito de acordo com as Equações 12-14, resultando em $\sigma_{\bar{h}} = \pm 1,31 \text{ W/m}^2\text{K}$.

$$\sigma_{\bar{h}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \bar{h}}{\partial q} \cdot \sigma_q\right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \cdot \sigma_\theta\right)^2} \quad (12)$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial q} = \frac{1}{A_s \theta} = 0,24 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}^{-1} \quad (13)$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} = -\frac{q}{A_s \theta^2} = -0,86 \text{ W} \cdot \text{(m}^2 \cdot \text{K}^2\text{)}^{-1} \quad (14)$$

4 ANÁLISE DE RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos a partir do experimento proposto para as amostras descritas na Tabela 1 e Figura 19. A partir dos dados obtidos em cada ensaio, os respectivos coeficientes convectivos de transferência de calor são calculados, para então se propor uma correlação experimental generalizada. Como forma de atestar o bom funcionamento do aparato experimental, os resultados para tubo liso obtidos a partir da correlação proposta são comparados com os resultados obtidos de correlações consagradas, tais como as de Hilpert (1933), Churchill-Bernstein (1977) e Zukauskas (1972).

4.1 ENSAIOS DAS AMOSTRAS

Cada tubo foi ensaiado para seis diferentes velocidades de escoamento, correspondentes a diferentes rotações pré-estabelecidas do ventilador (20 Hz, 30 Hz, 40 Hz, 45 Hz, 50 Hz e 60 Hz). Para cada rotação, utilizam-se as sondas de pressão para medir a pressão dinâmica em mmH_2O , que é relacionada com a velocidade a partir da Equação 7, e o termopar é utilizado para medir a temperatura ambiente, ambos os resultados sendo apresentados na Tabela 3. É importante frisar que as sondas de pressão são posicionadas à montante da seção de testes, tal como no trabalho de Morales e Loredó (2018).

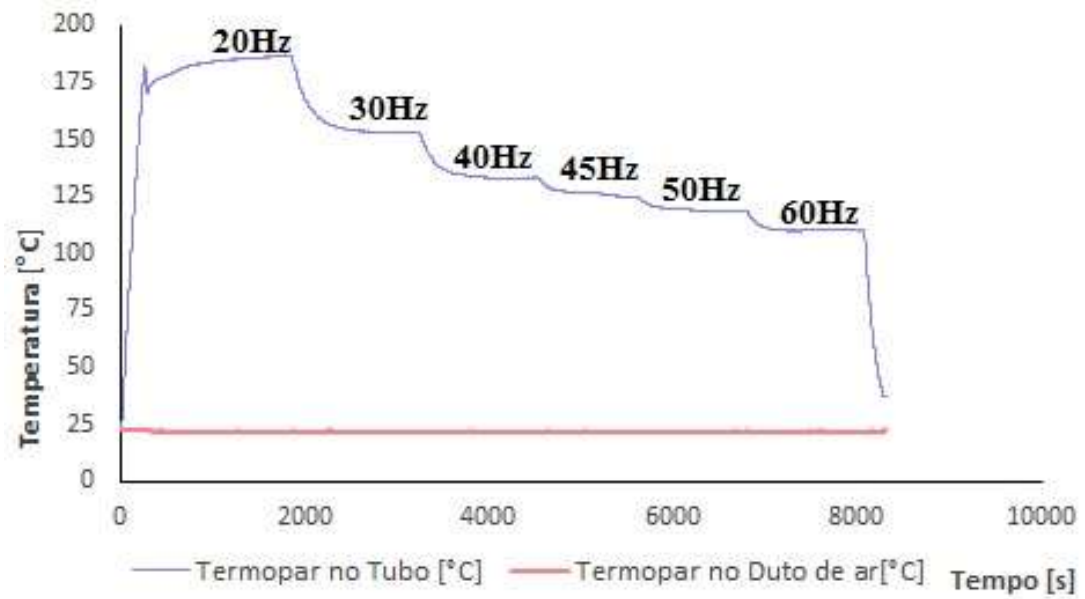
As temperaturas da superfície do tubo e da corrente livre são medidas em intervalos de 1 segundo e registradas em arquivo no formato csv. Com isto, são obtidos pelo menos 6000 valores de temperatura para cada tubo, a partir dos quais são geradas as curvas de temperatura em função do tempo apresentadas nas Figuras 28-31 para os seguintes tubos: liso, de passo 15 mm, de passo 10 mm e de passo 5 mm, respectivamente.

Tabela 3. Velocidade e temperatura da corrente livre para diferentes rotações

Tubo	Frequência ω [Hz]	Coluna de água Δh [mmH2O]	u_{∞} [m/s]	Temperatura ambiente [°C]
Liso	20	2,50	6,4	22,0
	30	5,75	9,7	21,9
	40	11,50	13,8	21,9
	45	14,50	15,5	22,0
	50	18,25	17,4	22,0
	60	26,5	20,9	22,1
Aletado p=15mm	20	2,50	6,4	21,9
	30	5,62	9,6	21,9
	40	11,25	13,6	21,9
	45	14,50	15,5	22,0
	50	17,75	17,1	22,0
	60	25,75	20,6	22,1
Aletado p=10mm	20	2,50	6,4	22,5
	30	6,00	9,9	22,4
	40	11,00	13,5	22,5
	45	14,00	15,2	22,5
	50	17,50	17,0	22,5
	60	25,12	20,4	22,6
Aletado P=5mm	20	2,50	6,4	22,6
	30	5,50	9,5	22,5
	40	10,50	13,2	22,4
	45	13,50	14,9	22,4
	50	17,00	16,8	22,4
	60	24,50	20,1	22,5

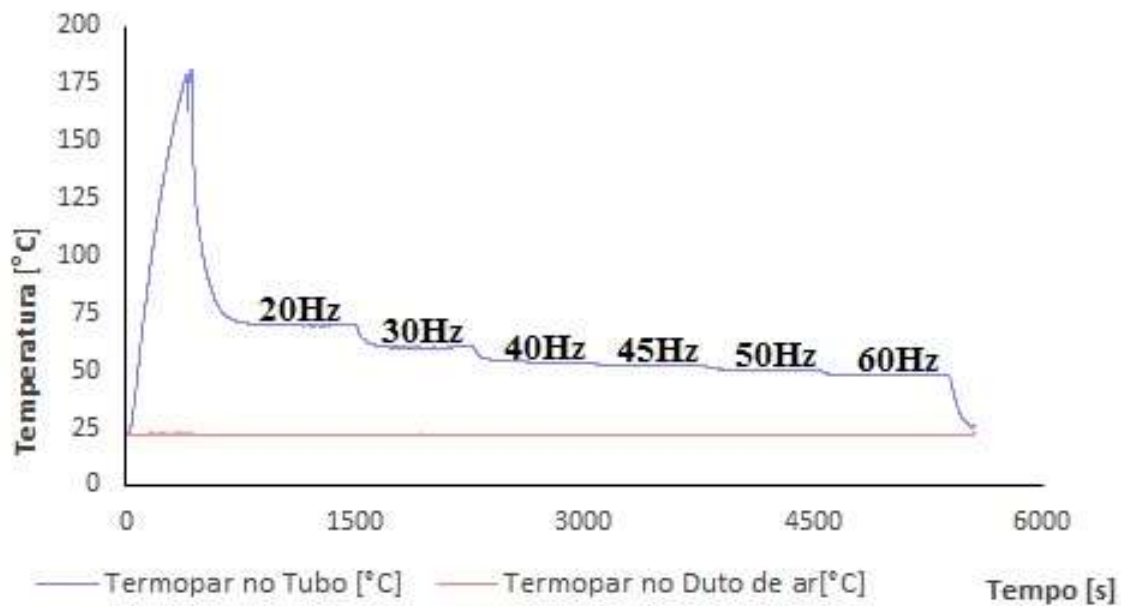
Fonte: Produção do próprio autor

Figura 28. Comportamento da temperatura superficial para o tubo liso.



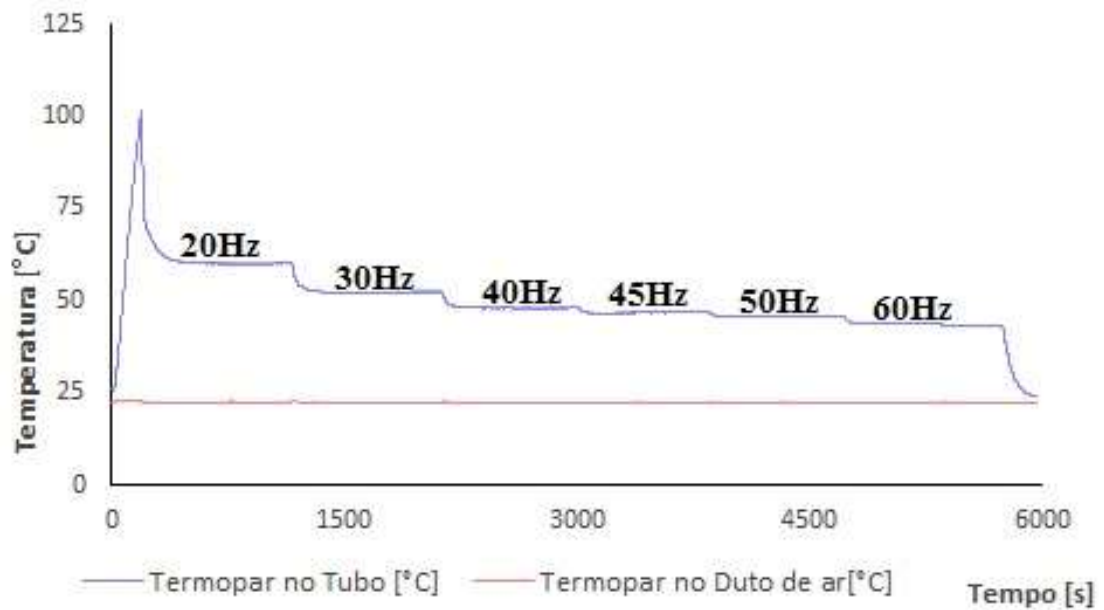
Fonte: Produção do próprio autor

Figura 29. Comportamento da temperatura superficial para o tubo aletado de passo 15 mm.



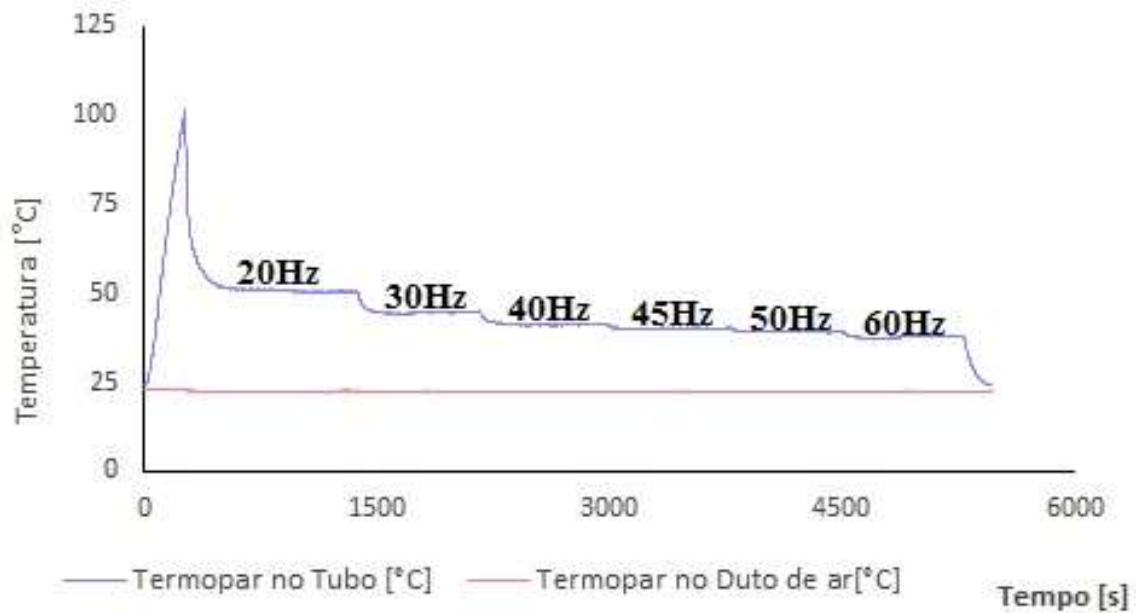
Fonte: Produção do próprio autor

Figura 30. Comportamento da temperatura superficial para o tubo aletado de passo 10 mm.



Fonte: Produção do próprio autor

Figura 31. Comportamento da temperatura superficial para o tubo aletado de passo 5 mm.



Fonte: Produção do próprio autor

Pode-se observar nas Figuras 28-31 que o comportamento do perfil da curva da temperatura superficial x tempo, ao variar a velocidade de escoamento do ar com rotações iguais em todas as amostras de tubo aletado, é similar para todas as curvas, notando-se patamares distintos para cada rotação utilizada, no qual a temperatura superficial do tubo aletado decai à medida que a rotação aumenta produzindo patamares distintos entre si para cada rotação considerada. Ao comparar os patamares dos gráficos das figuras 28-31, numa mesma rotação, observa-se que a maior temperatura superficial é medida para o tubo liso, seguido respectivamente, dos tubos aletados com passos de 15 mm, de 10 mm e de 5 mm, conforme o esperado, pois quanto menor o passo, maior é a quantidade de aletas e a área superficial de troca, resultando numa menor temperatura na superfície do tubo.

4.2 OBTENÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

Considerando os valores de temperatura da superfície dos tubos em regime permanente (i.e., quando os perfis de temperatura superficial se tornam praticamente horizontais em cada rotação), é possível determinar o coeficiente de transferência de calor convectivo médio de cada superfície para determinada rotação através da Equação (9). Para cada rotação, foi mantido um tempo mínimo de 20 minutos na condição de regime permanente. Os resultados de $\bar{h}_s$ são apresentados na Tabela 4.

É possível observar que os valores dos coeficientes convectivos são maiores para o tubo liso, e que estes diminuem à medida que o passo é reduzido. Isto não significa que o tubo liso troque mais calor do que o tubo aletado, mas sim que este possui a menor área de troca térmica, entre 5 a 15 vezes menor que nos tubos aletados.

Tabela 4. Coeficiente de transferência de calor médio das superfícies para diferentes rotações.

Tubo	A_s (m ²)	ω (Hz)	Q_e^* (Wh)	q_e^{**} (W)	T_s (°C)	T_∞ (°C)	$\bar{h}_s$ (W/m ² K)
Liso	0,0134	20	17,5	175	186,5	22,0	79,4
		30	17,6	176	153,1	21,9	100,1
		40	17,6	176	134,5	21,9	116,6
		45	17,5	175	125,2	22,0	126,5
		50	17,5	175	119,4	22,0	134,1
		60	17,5	175	110,4	22,1	147,9
Aletado P = 15 mm	0,0651	20	18,1	181	69,6	21,9	59,3
		30	18,3	183	60,3	21,9	73,2
		40	18,2	182	53,5	21,9	88,5
		45	18,0	180	51,8	22,0	92,8
		50	18,0	180	50,4	22,0	97,4
		60	18,0	180	48,0	22,1	106,8
Aletado P = 10 mm	0,0914	20	17,5	175	60,2	22,5	50,8
		30	17,5	175	52,4	22,4	63,8
		40	17,5	175	48,0	22,4	74,8
		45	17,6	176	46,9	22,5	78,9
		50	17,6	176	45,6	22,5	83,4
		60	17,3	173	43,2	22,6	91,9
Aletado P = 5 mm	0,1700	20	17,1	171	50,5	22,6	36,1
		30	17,3	173	44,7	22,5	45,8
		40	17,5	175	41,2	22,4	54,8
		45	17,4	174	40,2	22,4	57,5
		50	17,4	174	39,1	22,4	61,3
		60	17,4	174	37,9	22,5	66,5

* Energia consumida em 20 minutos

** Potência média dissipada em 20 minutos

Fonte: Produção do próprio autor

Com o intuito de validar o arranjo experimental, os coeficientes convectivos médios (Equação 9) e o número de Nusselt médio (Equação 2) foram calculados a partir dos valores

obtidos empiricamente e comparados com os resultados obtidos a partir das correlações consagradas de Zukauskas (1972), Hilpert (1933) e de Churchill e Bernstein (1977), apresentadas nas Equações 15-17, respectivamente. A Tabela 5 ilustra a comparação dos valores obtidos experimentalmente para o número de Nusselt em tubo liso (diâmetro igual a 21,3 mm) com aqueles calculados pelas correlações consagradas expressas pelas Equações 14-16. Na tabela 5, a primeira coluna é referente a temperatura de filme (T_f), que é a média entre a temperatura de superfície do tubo e a temperatura da corrente livre; a segunda coluna é referente aos valores do coeficiente de transferência de calor por convecção ($\bar{h}_s$) calculados para o tubo liso, obtidos na Tabela 4; a terceira coluna é referente a velocidade e escoamento do ar a montante (u_∞) obtidos na Tabela 3; a quarta e quinta coluna são as propriedades de condutividade térmica do material (k) e a viscosidade cinemática do ar (ν) avaliadas na temperatura de filme.

$$\overline{Nu}_{D,z} = 0,26 Re_D^{0,6} Pr^{0,37} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \text{ para } 1000 \lesssim Re_D \lesssim 200000 \quad (15)$$

$$\overline{Nu}_{D,h} = 0,193 Re_D^{0,618} Pr^{1/3} \text{ para } 4000 \lesssim Re_D \lesssim 40000 \quad (16)$$

$$\overline{Nu}_{D,c} = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} [1 + (\frac{Re_D}{282.00})^{5/8}]^{4/5} \text{ para } Re_D Pr \gtrsim 0,2 \quad (17)$$

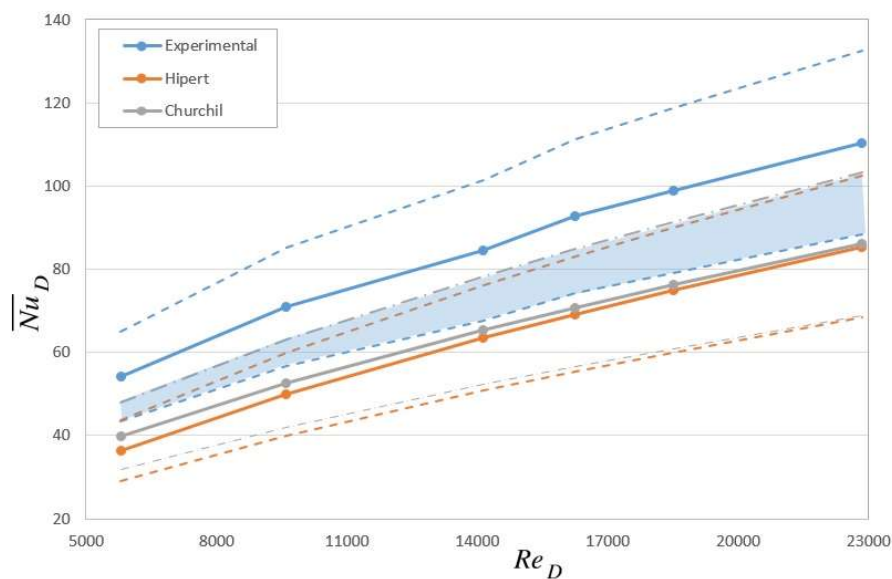
Tabela 5. Número de Nusselt obtido para tubo liso comparado com os obtidos por correlações consagradas (diâmetro igual a 21,3 mm).

T_f (°C)	$\bar{h}_s$ (W/m²K)	u_∞ (m/s)	$\nu \times 10^5$ (m²/s)	$k \times 10^2$ (W/m.K)	Pr	Re_D	$\overline{Nu}_D$	$\overline{Nu}_{D,h}$	$\overline{Nu}_{D,z}$	$\overline{Nu}_{D,c}$
104,3	79,4	6,4	2,351	3,125	0,7111	5799	54,12	36,47	54,67	39,9
87,5	100,1	9,7	2,174	3,006	0,7142	9503	70,92	49,88	70,53	52,56
78,2	116,6	13,8	2,078	2,940	0,7161	14144	84,48	63,43	86,53	65,3
73,6	126,5	15,5	2,031	2,907	0,7170	16252	92,7	69,14	92,7	70,69
70,7	134,1	17,4	2,002	2,886	0,7176	18511	98,98	74,96	99,33	76,18
66,25	147,9	20,9	1,957	2,854	0,7186	23831	110,4	85,41	111,1	86,11
χ^2								5,0. 10 ⁻⁹	0,9999	4,5. 10 ⁻⁷⁹

Fonte: Produção do próprio autor.

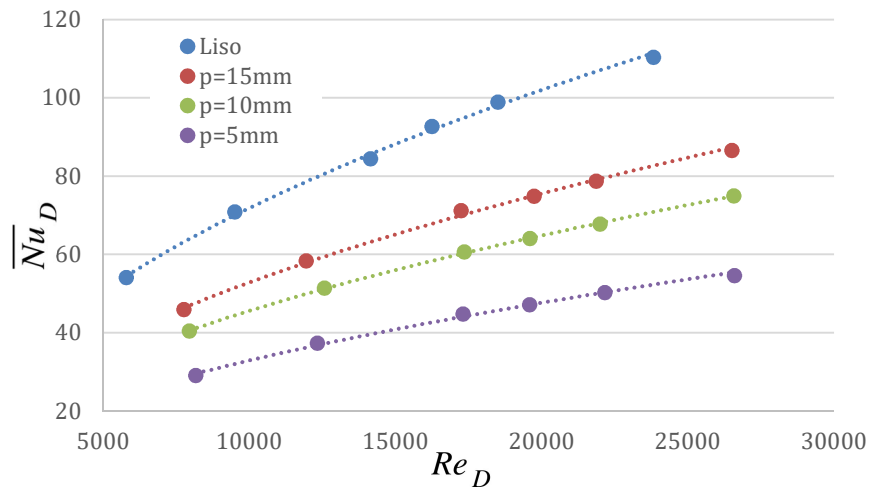
O teste de Pearson indica que a probabilidade de haver correlação entre os resultados experimentais e os de Zukauskas é maior que 99,99%. Por outro lado, não se observa correlação estatisticamente significativa com as outras duas correlações (ou seja, a probabilidade de haver correlação é menor que 95%). Deve-se notar, porém, que as correlações consagradas de número de Nusselt apresentam precisão típica da ordem de 20% (BERGAMAN et al., 2014). A Figura 32 aplica esta precisão nos resultados experimentais comparando-os com as correlações em que o teste de Pearson resulta negativo. A faixa azul destacada corresponde à possibilidade de todas as correlações apresentarem resultados similares. Esta constatação, aliada ao teste de Pearson positivo para a correlação de Zukauskas, permite considerar que o arranjo experimental proposto tem capacidade de gerar resultados confiáveis e que é razoável extrapolar essa confiança para o caso dos tubos aletados. Na Figura 33 são apresentadas, para cada tubo, as curvas de Nusselt em função de Reynolds para números de Prandtl próximos de 0,7.

Figura 32. Tubo liso-Comparação entre os resultados experimentais e as correlações



Fonte: Produção do próprio autor

Figura 33. Curvas de Nusselt em função de Reynolds ($Pr \approx 0,7$)

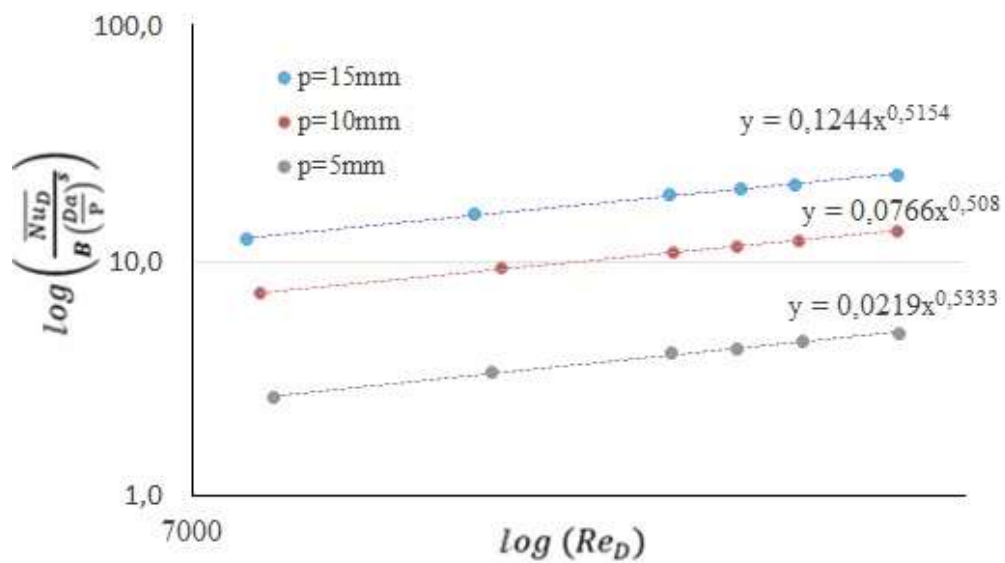


Fonte: Produção do próprio autor

4.3 OBTENÇÃO E VERIFICAÇÃO DAS CORRELAÇÕES

Os expoentes e a constante da Equação 10 são determinados a partir das curvas experimentais plotadas na Figura 34, sendo que o eixo das ordenadas é obtido a partir do rearranjo da Equação 10.

Figura 34. Curvas log-log de Nusselt em função de Reynolds ($Pr \approx 0,7$)



Fonte: Produção do próprio autor

É possível observar na Figura 34 que as retas são praticamente paralelas, sendo que o expoente associado ao número de Reynolds corresponde à inclinação das retas. Assim, assume-se que o expoente resultante é uma média dos expoentes obtidos na Figura 34, resultando em $m = 0,518$.

Os coeficientes B e s da Equação 10 são obtidos utilizando uma função suplemento do Excel para teste de hipóteses chamada *Solver*, na qual o objetivo é encontrar um valor ótimo para B e S que corresponda a um erro mínimo. A aplicação da função *Solver* resulta em $B = 0,776$ e $s = -0,418$. Com isso, a correlação final obtida é expressa como na Equação 18, sendo válida para $Pr \approx 0,7$ e $5000 \leq Re_D \leq 26.000$.

$$\overline{Nu}_D = 0,776 Re_D^{0,518} \left(\frac{D_a}{P} \right)^{-0,418} \quad (18)$$

Os erros da correlação em relação aos valores experimentais são apresentados na Tabela 6, em que se varia o passo e o número de Reynolds (ou seja, a velocidade do escoamento) para um tubo de diâmetro $D = 21,3$ mm e aletas de diâmetro $D_a = 55,3$ mm.

Tabela 6. Comparativo entre Nusselt Experimental x Nusselt da Correlação

Passo [m]	Re_D	$\overline{Nu}_D$ Experimental	$\overline{Nu}_D$ Equação 20	Erro
0,015	7761	45,9	46,5	1,3%
	11943	58,4	58,2	-0,4%
	17244	71,2	70,3	-1,3%
	19742	74,9	75,4	0,7%
	21866	78,7	79,5	1,0%
	26514	86,6	87,9	1,4%
0,010	7951	40,5	39,8	-1,8%
	12574	51,4	50,4	-2,0%
	17361	60,6	59,6	-1,8%
	19603	64,1	63,4	-1,0%
	22005	67,8	67,4	-0,7%
	26580	75,0	74,3	-0,9%
0,005	8168	29,1	30,2	3,5%
	12329	37,3	37,3	0,0%
	17308	44,8	44,5	-0,7%
	19593	47,1	47,5	0,7%
	22161	50,3	50,6	0,5%
	26599	54,7	55,6	1,7%
χ^2			0,9999	

Fonte: Produção do próprio autor

São observados erros entre $-1,3\%$ a $+3,5\%$, que são consistentes com o resultado $\sigma_{\bar{h}} = \pm 1,31 \text{ W/m}^2\text{K}$ da análise de incerteza obtida no item 3.4. Além disso, o teste do qui-quadrado de Pearson (Equação 17) indica que, para tubos lisos, há uma probabilidade maior que 99,99% de haver correlação estatisticamente significativa entre os resultados obtidos experimentalmente e aqueles obtidos pela correlação proposta no presente trabalho.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O projeto de trocadores de calor que envolvem escoamentos gasosos e requerem frequentemente o uso de tubos aletados baseia-se no cálculo do coeficiente convectivo. Para determinar experimentalmente o coeficiente convectivo de transferência de calor, foram ensaiadas uma amostra sem aletas (tubo liso) e três diferentes amostras de tubos aletados com a variação do passo.

Com os dados obtidos para a amostra do tubo liso foi possível calcular o Nusselt experimental e compará-lo com os resultados das correlações clássicas existentes na literatura. Obteve-se uma faixa de erro aceitável e, em conjunto com o teste de Pearson, verificou-se que o experimento é capaz de gerar resultados confiáveis, possibilitando extrapolar essa confiança para os tubos aletados.

A análise dos dados das amostras dos tubos aletados, combinada com técnicas de ajuste de equações exponenciais, permitiu gerar a correlação experimental generalizada. Observou-se que os erros encontrados são compatíveis com a análise de incerteza. Além disso, o teste do qui-quadrado de Person positivo mostrou que há probabilidade maior que 99,99% de haver correlação estatisticamente significativa entre os resultados gerados pela correlação proposta e os resultados obtidos pela correlação clássica de Zukauskas para tubos lisos.

Este trabalho contribui com adição de valor tecnológico para o setor produtivo, facilitando a utilização de materiais disponíveis no mercado nacional; a criação de uma metodologia de cálculo aplicável para outros perfis de tubo aletado além de fornecer uma base de dados confiável para validação de futuras modelagens numéricas e computacionais.

De um modo geral, o desenvolvimento do conjunto da bancada de testes e amostras produziram resultados consistentes. Obteve-se a correlação generalizada para tubos aletados, equação (20), capaz de calcular os valores de Nusselt com boa precisão, podendo ser utilizada como uma ferramenta para projetos de trocadores de calor que utilizam tubos aletados. Apresentam-se como limitações de estudo: o ensaio de apenas um tipo de fluido, o ar, restringindo o número de Prandtl a valores próximos de 0,7; a faixa de variação da velocidade do ar da bancada, restringindo a coleta de dados em $5000 \leq Re_D \leq 26.000$; a disponibilidade de diferentes perfis e materiais de tubos aletados, impossibilitando uma correlação mais abrangente; e apenas um sensor de temperatura na superfície do tubo aletado, não permitindo traçar um perfil de temperatura superficial da amostra.

Para trabalhos futuros, sugere-se o ensaio de outros perfis de tubos aletados, variando-se o material, o diâmetro do tubo, a espessura, a altura e o passo de aleta, possibilitando assim obter uma correlação mais abrangente.

REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 12771**: termopares: tabelas de referências. Rio de Janeiro: ABNT, 2000.
- ANOOP, B.; BALAJI, C.; VELUSAMY, K. A characteristic correlation for heat transfer over serrated finned tubes. **Annals of Nuclear Energy**, Oxford, v.30, p. 1052–1065, 2015.
- BERGMAN, T.L.; LAVINE, S.L.; INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos de transmissão de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- CHETAL, S. C.; BALASUBRAMANIYAN, V.; CHELLAPANDI, P.; PILLAI, C. P.; MOHANAKRISHNAN, P.; PUTHIYAVINAYAGAM, P.; RAGHUPATHY, S.; SHANMUGHAM, T. K.; PILLAI, C. S. The design of the prototype fast breeder reactor. **Nuclear Engineering and Design**, Amsterdam, v. 236, p. 852-860, 2006.
- CHURCHIL, C. W.; BERSTEIN, M. J. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 99, p. 300-306, 1977.
- DONDAPATI, R. S.; SAINI, V.; VERMA, K. N.; USURUMARTI, P. R. Computational prediction of pressure drop and heat transfer with cryogen based nanofluids to be used in micro-heat exchangers. **International Journal of Mechanical Sciences**, Elmsford, v. 130, p. 133-142, 2017.
- GAGLIANO, A.; LIUZZOB, M.; MARGANIC, G.; PETTINATOC, W. Thermo-hygrometric behaviour of Roman thermal buildings: the “Indirizzo” Baths of Catania (Sicily). **Energy and Buildings**, Lausanne, v. 138, p. 704-715, 2017.
- GOMAA, A.; HALIM, M.A.; ELSAID, A. M. Experimental and numerical investigations of a triple concentric-tube heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 99, p. 1303-1315, 2016.
- HILPERT, R. Heat emission from heated wires and pipes in the air stream. **Forschung auf dem Gebiet. des Ingenieurwesens**, v. 4, p. 215, 1933.
- LONDON, A. L.; KAYS, W. M.; **Compact heat exchangers**. 2. ed. New York: McGraw-Hill Books Company, 1964.
- MARTINEZ, E.; VICENTE, W.; SOTO, G.; SALINAS, M. Comparative analysis of heat transfer and pressure drop in helically segmented finned tube heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v.30, p. 1470-1476, 2010.
- OZTURKA, M. M.; DOGAND, B; ERBAYB, L.B. Performance analysis of a compact heat exchanger with offset strip fin by non-uniform uninterrupted fin length. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 159, p. 113-114, 2019.

MORALES, A.; LOREDO, Y. A. Identifying the geometry parameters and fin type that lead to enhanced performance in tube-and-fin geometries. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 131, p. 793-805, 2018.

RECLAIMED RADIATORS. **Website da reclaimed radiators**: figura e dados do trocador de calor. 2019. Disponível em: <https://www.reclaimedradiators.co.uk/hx.html>. Acesso em: 24 fev. 2019.

STARACE, G.; FIORENTINO, M.; LONGO, M.P.; CARLUCCIO, E. A hybrid method for the cross flow compact heat exchangers design. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 111, p. 1129-1142, 2017.

STOECKER, W. F. **Design of thermal systems**. 3. ed. New York: McGraw-Hill Books Company, 1989.

TAYLOR R.A.; PHELAN, P. E.; OTANICAR, T.; PRASHER, R. S.; PHELAN, B. E. Socioeconomic impacts of heat transfer research. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, New York, v. 39, p. 1467-1473, 2012.

TAYLOR, B.N.; KUYATT, C.E. **Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results**. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 1994. Disponível em: <https://emtoolbox.nist.gov/Publications/NISTTechnicalNote1297s.pdf>. Acesso em: 25 fev. 2019.

WANG F.; TANG S.; HE Y.; KULACKI F.A.; YU Y. Heat transfer and fouling performance of finned tube heat exchangers: experimentation via on line monitoring. **Fuel**, Guildford, v. 236, p. 949–959, 2019.

YONGGANG LEI; YAZI LI; SHENGLAN JING; CHONGFANG SONG; YONGKANG LYU FEI WANG. Design and performance analysis of the novel shell-and-tube heatexchangers with louver baffles. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 125, p. 870-879, 2017.

ZUKAUSKA, A.; HARTNETT, J.P.; IRVINE T.F. Heat transfer from tubes in cross flow. **Advances in Heat Transfer**, New York, v. 8, 1972.