

CENTRO UNIVERSITARIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
DÉBORA CORAÇA POSSA

VENTILADORES APLICADOS EM UM TROCADOR DE CALOR CASCO TUBO
ALETADO PARA REDUZIR A FORMAÇÃO DE GEADA

CASCADEL - PR
2017

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
DÉBORA CORAÇA POSSA

VENTILADORES APLICADOS EM UM TROCADOR DE CALOR CASCO TUBO
ALETADO PARA REDUZIR A FORMAÇÃO DE GEADA

Trabalho apresentado na disciplina e Trabalho de Conclusão de Curso, do curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador Mestre Engenheiro Mecânico:
Eliseu Avelino Zanella Junior

CASCADEL - PR
2017

CENTRO UNIVERSITARIO ASSIS GURGACZ

DÉBORA CORAÇA POSSA

**VENTILADORES APLICADOS EM UM TROCADOR DE CALOR CASCO TUBO
ALETADO PARA REDUZIR A FORMAÇÃO DE GEADA**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, da FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor EliSeu Avelino Zanella Junior.

BANCA EXAMINADORA

Orientador Prof. Me. Eliseu Avelino Zanella Junior
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico

Professor Me. Roberson Roberto Parizotto
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico

Professor Me. Sergio Henrique Rodrigues Mota
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 11 de Dezembro de 2017

RESUMO

Nos trocadores de calor tubo aletado ocorre a formação de geada quando a temperatura da superfície está abaixo do ponto de congelamento, assim reduz o seu desempenho ocasionando um desperdício de energia elétrica. Logo, buscou examinar a influência da rugosidade da superfície no aumento inicial da formação da camada de geada e seus efeitos nas características do ventilador nos trocadores de calor. A pesquisa limitou-se em um estudo numérico, onde foi realizado uma simulação no *software OpenFOAM®*, analisando como a espessura da geada formada nos canais de um trocador de calor de tubos com aletas de quatro linhas afeta seu desempenho, e foi observado a influência de um ventilador centrífugo e um ventilador axial no degelo da geada. Por fim, é notório que o aumento inicial da taxa de transferência de calor no trocador de calor esta relacionado com a condutividade da geada. A rugosidade da superfície não tem grande influência na formação de geada. Portanto, recomenda-se um ventilador centrífugo para trocadores de calor com passo de aleta pequeno. No entanto, em uma operação a longo prazo, com geada muito espessa, um ventilador axial é a melhor opção. Não há grande diferença entre o ventilador axial ou ventilador centrífugo para um trocador de calor de passo de aleta maior.

PALAVRAS CHAVES: Aleta. Transferência de calor. Resistência térmica.

ABSTRACT

In the heat exchangers finned tube occurs the frost formation when temperature on the surface is below the freezing point, which reduces the performance of the tube creating a waste of electrical energy. It was sought to examine the influence of the surface rugosity on the initial increase of the frost layer and the properties of the fan in the heat exchangers. The research was limited to a numerical study, where it was accomplished a simulation on the software OpenFOAM, to see how the frost thickness formed in the ducts of the heat exchangers finned tube with fin of four lines affects the performance and it was observed the influence of a centrifugal fan and axial fan on the frost melting. It is concluded that the initial increase of the transfer rate of heat in the heat exchangers is related to the frost conductivity. There's no considerable influence by the surface rugosity on the frost formation. It is recommended a centrifugal fan for change heat with short fin distance. However, a operation in a long term, with thick frost, the Best option is an axial fan. Therefore no big difference between the centrifugal fan or the axial fan for a heat exchanger with longer fin distance.

KEYWORD: Heat exchangers. Fin. Frost. Heat exchangers.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Processo de formação de uma camada de geada sobre uma superfície plana.	21
Figura 2 – Nucleação homogênea (a) e nucleação heterogênea (b).	24
Figura 3 – Características dos cristais de gelo em função da temperatura e supersaturação do ar para a pressão de 1 atm.	28
Figura 4 – Mudanças nos hábitos de crescimento dos cristais em ambientes com alto grau de saturação.	29
Figura 5 – Trocador de calor tipo casco e tubo.	31
Figura 6 – Condução de calor através de uma grande parede plana de espessura Δx e área A	32
Figura 7 - Radiação de um corpo negro.	36
Figura 8 – Absorção da radiação incidente em uma superfície opaca de absorvância α	36
Figura 9 – Transferência de calor por radiação entre uma superfície e superfícies vizinhas.	37
Figura 10 – Transferência de calor de uma superfície quente para o ar por convecção.	38
Figura 11 – Resfriamento de um ovo quente por convecção forçada e natural.	39
Figura 12 – Desenvolvimento da camada limite para o escoamento ao longo de uma placa plana e os diferentes regimes de escoamento	44
Figura 13 – Força de arrasto agindo em uma placa plana	48
Figura 14 – Esquema de um feixe de tubos em um escoamento cruzado	51
Figura 15 – Configurações dos tubos em um feixe. (a) Alinhados. (b) Alternados	52
Figura 16 – Condições de escoamento para tubos (a) alinhados (b) alternados	57
Figura 17 – Fator de atrito e fator de correção, configuração alinhada do feixe tubular.	59
Figura 18 – Fator de atrito e fator de correção, configuração alternada do feixe tubular.	59
Figura 19 – Esquema de uma aleta de pino projetando-se de uma parede.	60
Figura 20 – Representação esquemática de quatro condições de contorno na ponta de uma aleta.	62
Figura 21 – Esquemas de diferentes tipos de aletas.	65

Figura 22 – Eficiência das aletas retangulares e triangulares.	67
Figura 23 – Eficiência das aletas retangulares circunferências.....	67
Figura 24 – Geometria da aleta.....	71
Figura 25 – Malha computacional utilizada no estudo, (a) vista x-y, (b) perto do tubo.	73
Figura 26– Resultados calculados do campo de fluxo.	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condutividade térmica de alguns materiais em temperatura ambiente. ...	33
Tabela 2 – A difusividade térmica de alguns materiais na temperatura ambiente.....	34
Tabela 3 – Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção .	40
Tabela 4 – Faixas típicas do número de Prandtl de fluido comuns	47
Tabela 5 – Constantes para o escoamento de ar sobre um feixe de tubos com 10 ou mais fileiras.	53
Tabela 6 – Fator de correção para correlação de Grimison para $NL < 10$	54
Tabela 7 – Constantes para correlação de Zhukauskas	55
Tabela 8 – Fator de correção para correlação de Zhukauskas, para $NL < 20ReD > 103$	56
Tabela 9 – Equações para a distribuição de temperaturas e a taxa de transferência de calor por aletas de seção transversal uniforme ^a	64
Tabela 10 – Classificação dos ventiladores	69
Tabela 11 – Dimensões principais do trocador de calor.....	72
Tabela 12 – Propriedades das aletas e do ar utilizadas no software.	74
Tabela 13 – Teste de independência da grade.	77
Tabela 14 – Comparação dos cálculos com o trabalho de Wang et. al.....	77
Tabela 15 – Taxa de transferência de calor (W) para espessura de geada de 0 e 0,1 mm.	80

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Curva de desempenho dos ventiladores.....	72
Gráfico 2 – Efeito da espessura de geada na taxa de transferência de calor.	78
Gráfico 3 – Combinação das curvas dos ventiladores com a pressão do sistema.	81
Gráfico 4 – Taxa de transferência de calor por espessura de geada para FP de 4,23 mm.	82
Gráfico 5 – Taxa de transferência de calor por espessura de geada para FP de 6,35 mm.	83
Gráfico 6 – Taxa de transferência de calor por espessura de geada para FP de 12,7 mm.	84
Gráfico 7 – Taxa de transferência de calor por espessura de geada para FP de 25,4 mm.	85
Gráfico 8 – Efeitos da espessura da geada na taxa de transferência total do calor para diferentes modelos de aletas, operando com ventilador axial.	86
Gráfico 9 – Taxa total de transferência de calor para um trocador de calor com ventilador centrífugo.	87

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 - Energia livre necessária para ocorrer à nucleação.	22
Equação 2 - Energia latente para realizar mudança de fase de um embrião	22
Equação 3 - Energia total para ocorrer à nucleação	23
Equação 4 - Energia total para ocorrer à nucleação dada por Piucco	23
Equação 5 - Energia livre crítica para ocorrer a nucleação homogênea.	23
Equação 6 - Ângulo de contato de superfície.....	25
Equação 7 - Energia livre máxima para que ocorra a nucleação heterogênea	25
Equação 8 - Taxa de nucleações de novos embriões.....	25
Equação 9 - Energia livre total para ocorrer a nucleação sobre um cristal	26
Equação 10 - Raio do embrião para a nucleação sobre um cristal	26
Equação 11 - Energia livre máxima para a nucleação sobre um cristal	26
Equação 12 - Distribuição de vapor no interior da camada de geada.....	27
Equação 13 - Umidade absoluta	27
Equação 14 - Número de Hatta.....	27
Equação 15 - Coeficiente de dessublimação	27
Equação 16 -Lei de Fourier da condução térmica.....	32
Equação 17 - Difusividade térmica.....	34
Equação 18 - Taxa máxima e radiação emitida	36
Equação 19 - Taxa de radiação emitida.....	36
Equação 20 - Taxa de absorção de uma superfície	37
Equação 21 - Taxa de transferência de calor líquida por radiação	38
Equação 22 - Transferência de calor por convecção	40
Equação 23 - Número de Nusselt	41
Equação 24 - Número de Match.....	42
Equação 25 - Tensão de cisalhamento na superfície.....	45
Equação 26 - Força de atrito na superfície	45
Equação 27 - Viscosidade cinemática.....	45
Equação 28 - Número de Prandtl.....	46
Equação 29 - Número de Reynolds	47
Equação 30 - Coeficiente de arrasto	48
Equação 31 - Coeficiente total de arrasto	49
Equação 32 - Coeficiente de atrito para uma placa plana.....	49

Equação 33 - Força de arrasto	49
Equação 34 - Temperatura de filme	50
Equação 35 - Coeficiente médio de atrito	50
Equação 36 - Coeficiente de convecção média	50
Equação 37 - Taxa de transferência de calor	51
Equação 38 - Correlação de Grimison para ar	53
Equação 39 - Correlação de Grimison para outros fluidos	54
Equação 40 - Fator de correção para Grimison	54
Equação 41 - Velocidade máxima disposição alinhada	54
Equação 42 - Velocidade máxima para disposição alternada	55
Equação 43 - Correlação de Zhukauskas	55
Equação 44 - Fator de correção para Zhukauskas	56
Equação 45 - Média logarítmica das diferenças de temperatura	57
Equação 46 - Temperatura de saída	58
Equação 47 - Transferência de calor para feixes de tubos	58
Equação 48 - Queda de pressão	58
Equação 49 – Equação diferencial de 2° ordem, linear e homogênea	61
Equação 50 – Solução geral para Equação 49.	61
Equação 51 – Condição com temperatura da aleta igual à temperatura da parede ..	61
Equação 52 – Caso (a) com Equação 51 igual a zero	62
Equação 53 – Calor conduzido pela aleta	63
Equação 54 – Simplificação do calor conduzido pela aleta	63
Equação 55 – Haste com comprimento finito e ignorando perda de calor	63
Equação 56 – Distribuição de temperaturas	63
Equação 57 – Perda de calor a partir da aleta	64
Equação 58 - Eficiência da aleta	65
Equação 59 – Eficiência da uma aleta de pino circular	66
Equação 60 – Eficiência de uma aleta de seção transversal retangular	66
Equação 61 – Eficiência de uma aleta retangular longa, larga e fina	66
Equação 62 – Eficiência total	68
Equação 63 – Coeficiente global de transferência de calor	68
Equação 64 - Dissipação de energia turbulenta (lado ar)	76
Equação 65 - Modelo de energia para regimes laminar ou transiente (lado ar)	76
Equação 66 – Resistência térmica condutora	79

Equação 67 – Resistência térmica convectiva	79
---	----

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 OBJETIVOS	18
1.1.1 Objetivo geral	18
1.1.2 Objetivos específicos.....	18
1.2 JUSTIFICATIVA	19
1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	19
1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA.....	19
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
2.1 ASPECTOS GERAIS SOBRE O PROCESSO DE MUDANÇA DE FASE DO VAPOR D'ÁGUA	21
2.2 NUCLEAÇÃO	22
2.3 CRESCIMENTO	25
2.4 ADENSAMENTO.....	26
2.5 MORFOLOGIA	28
2.6 TROCADORES DE CALOR.....	30
2.7 TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO.....	30
2.8 CONDUÇÃO	31
2.8.1 Condutividade térmica.....	33
2.8.2 Difusividade térmica	34
2.9 RADIAÇÃO.....	35
2.10 CONVECÇÃO	38
2.11 NÚMERO DE NUSSELT	40
2.12 CLASSIFICAÇÃO DOS ESCOAMENTOS	41
2.12.1 Regiões de escoamento viscosos e não viscosos	41
2.12.2 Escoamento interno e externo.....	41
2.12.3 Escoamento compressível e incompressível.....	42
2.12.4 Escoamento laminar e turbulento	42
2.12.5 Escoamento natural e forçado.....	43
2.12.6 Escoamento permanente e transiente.....	43
2.12.7 Escoamento uni, bi e tridimensional	43
2.13 CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA.....	44
2.13.1 Tensão de cisalhamento na superfície	45

2.14 CAMADA LIMITE TÉRMICA	46
2.14.1 Número de Prandtl	46
2.15 NÚMERO DE REYNOLDS	47
2.16 ARRASTO EM ESCOAMENTO EXTERNO	48
2.17 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ESCOAMENTO EXTERNO	50
2.18 ESCOAMENTO EXTERNO ATRAVÉS DE FEIXES DE TUBOS	51
2.19 SUPERFÍCIES ESTENDIDAS	59
2.19.1 Aletas de seção transversal uniforme	60
2.19.2 Seleção e projeto de aletas	64
2.20 VENTILADORES	69
3 METODOLOGIA	71
3.1 MATERIAL	71
3.1.1 Aletas do trocador de calor	71
3.1.2 Ventilador	72
3.1.3 OpenFOAM®	73
3.1.4 Malha	73
3.2 MÉTODO	74
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	77
5 CONCLUSÃO	90
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	91
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92

1 INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor têm por finalidade aquecer, resfriar ou recuperar calor e são amplamente utilizados em equipamentos. Nos trocadores de calor utilizados na refrigeração ou sistema de bombeamento, a geada se forma na superfície, desde que a temperatura da superfície esteja abaixo do ponto de congelamento, a camada de geada na superfície irá aumentar a sua resistência térmica e a pressão do ar cai através do trocador de calor, reduzindo o desempenho do mesmo. Como consequência, a investigação das propriedades da geada e seu efeito no trocador de calor são importantes para melhorar o sistema e seu desempenho.

Yan *et al.* (2005) investigou experimentalmente o desempenho de trocadores de calor de tubo com diferentes tipos de aletas. Os efeitos da vazão de ar, umidade relativa do ar, temperatura do refrigerante e tipo de aleta nas características do termofluido dos trocadores de calor foram discutidos. Yang e Lee (2005) propuseram um modelo matemático para prever as propriedades de geada e calor de transferência de massa dentro da camada de geada formada em uma placa fria. (equações de fluxo laminar para ar úmido e correlações empíricas para as propriedades locais para prever o crescimento da camada de geada). Yang e Lee (2004) propõem correlações adimensionais para prever como as propriedades da geada afetariam uma placa fria. A temperatura do ar, velocidade do ar, umidade absoluta, temperatura da placa de resfriamento, tempo de geada foram utilizados para prever as propriedades da camada de geada.

Lee *et al.* (2003) apresentou uma análise matemática para prever o crescimento da camada de geada e as características de sua transferência de calor e massa por acoplamento do fluxo de ar com a camada de geada. Verificou-se que a taxa de transferência de calor diminui rapidamente na fase inicial da geada, mas a taxa de decréscimo é reduzida gradualmente com o tempo. Por outro lado, a taxa de transferência de calor latente, para a taxa de transferência de calor sensível foi mantida quase constante. Ahmet (2000) desenvolveu um modelo de coluna de geada para a avaliação de como ela afeta na eficácia da condutividade térmica durante o período de crescimento dos cristais. A condutividade térmica da geada efetiva aumentou com o tempo, como resultado da densificação. Uma temperatura superficial alta na aleta gera uma maior quantidade de geada, mais densa, diminuindo a sua condutividade térmica.

Iragorry *et al.* (2004) revisaram e compararam a literatura disponível sobre as propriedades da geada, correlações e modelos matemáticos, bem como a análise de ferramentas. No entanto, o seu trabalho no trocador de calor de tubo não foi eficaz. Wang *et al.* (2004) estudaram a formação de geada e o desempenho do ar em um conjunto de aletas por observação visual. Eles relataram que a espessura da geada na base da aleta é mais espessa do que na ponta e aumenta com o tempo, mas diminui com a velocidade frontal. O'Neal e Tree (1985) revisaram as correlações disponíveis na literatura sobre espessura de geada, condutividade térmica de geada, coeficiente de transferência de calor nas superfícies geladas e geometrias simples. Com este estudo apresentaram resultados no fluxo interno em regime laminar associado ao processo de efeito no trocador de calor de aletas de placas.

Kondepudi e O'Neal (1987) analisaram a disponibilidade dentro das literaturas sobre os efeitos da formação de geada e o crescimento no desempenho do trocador de calor tubo aletado. Quatro importantes variáveis de desempenho no trocador de calor foram investigadas: eficiência da aleta, coeficiente global da transferência de calor, queda de pressão e rugosidade da superfície. Muitas pesquisas mostraram que o aumento inicial do coeficiente de transferência de calor é atribuível ao aumento da rugosidade da superfície. Depois do aumento inicial da taxa de transferência de calor, a mesma diminui gradualmente, agregando resistência térmica devido ao crescimento da espessura da geada. Este argumento é geralmente adotado para explicar o aumento da taxa de transferência de calor do trocador de calor tubo aletado na etapa da geada.

Novas pesquisas foram realizadas a respeito do trocador de calor tubo aletado (KONDEPUDI e O'NEAL, 1990; YAN *et al.*, 2003; SEKER *et al.*, 2004; YANG *et al.*, 2006), a onda inicial de coeficiente de transferência de calor também foi observado e novas explicações se obtiveram. A rugosidade da geada ainda era a única razão para o aumento inicial da taxa de transferência de calor do trocador de calor de tubo. No entanto, em literaturas o efeito da rugosidade superficial sobre a transferência de calor só é bastante eficaz na região de fluxo turbulento (tal como os mostrados na Moodychart). A maioria dos trocadores de calor de tubos de aletas HVAC são operados na região de fluxo laminar devido ao estreito espaçamento entre as aletas. A respeito disto, seria útil reexaminar a causa do aumento inicial da taxa de transferência de calor no trocador de calor tubo aletado.

Mao *et al.* (1999) e Yun *et al.* (2002) estudaram as características da geada e a transferência de calor do ar sobre uma placa plana considerando o efeito de rugosidade da geada. Mao *et al.* (1999) investigou o crescimento da geada em uma superfície plana e fria fornecido por fluxo úmido. A superfície é classificada em geada lisa e áspera região de acordo com o intervalo de temperatura da superfície da placa e umidade relativa do ar. Eles correlacionaram o calor e os coeficientes de transferência de massa para dados ásperos, lisos e completos separadamente.

Yun *et al.* (2002) modelou o calor, a massa e o coeficiente de transferência usando o comprimento de mistura de Prandtl modificado para analisar os efeitos da rugosidade da geada e a espessura da camada limite turbulenta. Levando em consideração o efeito da rugosidade no modelo, o aumento inicial da taxa de transferência de calor é visto no resultado preditivo, mas não foi encontrado em experiências relevantes. Além disso, se a superfície da rugosidade é a única razão para o aumento inicial, espera-se que o surgimento do fenômeno apareça em ambos os casos de tubo de aletado e placa fria. Contudo, nenhum fenômeno apareceu nos resultados experimentais de Placas de Lee *et al.* (2003) e Yun *et al.* (2002).

Portanto, é razoável presumir que o efeito da rugosidade da superfície no aumento inicial pode ter uma importância menor, o fenômeno deve ser causado por outro motivo, com razão mais significativa. É de nosso conhecimento que a rugosidade da superfície pode aumentar a taxa de transferência de calor no regime de fluxo turbulento, mas se o efeito de rugosidade da geada é a principal causa de surgimento do aumento inicial do trocador de calor de tubos com aletas a geada deve ser verificada.

Yang *et al.* (2006) construiu um modelo incluindo coeficientes de transferência de calor de barbatana e de tubo para prever a geada. O comportamento dos trocadores de calor de tubo de barbatana foi variável. O desempenho incluiu a correlação do número de Nusselt sem o utilizar efeito da rugosidade da superfície no modelo. O que se tinha previsto e os resultados experimentais indicaram o aumento da taxa de transferência de calor devido ao crescimento da camada de gelo. Sommers e Jacobi (2006) apresentaram uma solução analítica para o trocador de calor com tubo de barbatana revestido por geada. A eficiência da aleta foi calculado a partir de um tubo bidimensional e um modelo de barbatana radial. Xia e Jacobi (2004) expressaram a solução exata da eficiência da aleta e da transferência de calor de um trocador de calor de tubo de barbatana com a ajuda de uma solução numérica de condução.

Xia e Jacobi (2005) revisaram os dados e os métodos de redução para a superfície úmida e esmerilada do trocador de calor. Os métodos LMTD e LMED para interpolação de dados, também foram formulados. Depois de comparar esses dois métodos, a UA-LMTD foi mais precisa do que a HA-LMED.

Durante o período de geada de um trocador de calor de tubo com aletas, Niederer (1976) informou que a diminuição do calor, o coeficiente de transferência e a capacidade correspondente do refrigerador de ar estavam diretamente relacionados à taxa de fluxo de ar reduzida resultante durante a acumulação de gelo nas superfícies das aletas. A redução da taxa de fluxo de ar durante o período de geada depende do tipo de ventilador utilizado.

Chen *et al.* (2003) estudou o trocador de calor de placa com diferentes ventiladores, seus resultados mostraram que as seleções para o ventilador, espaçamento das aletas e a espessura da aleta podem alterar o crescimento da geada e o tempo de ciclo entre descongelamentos dos trocadores de calor. Xia *et al.* (2006) investigou experimentalmente o desempenho de trocadores de calor durante a geada inicial, descongelamento e refrosting dos processos. O coeficiente global de transferência de calor, a pressão e os fatores de queda de pressão dos trocadores de calor foram comparados. Como acima mencionado nesta explanação, um dos objetivos deste estudo é examinar a influência da rugosidade da superfície no aumento inicial da formação da camada de geada, que impacta diretamente na eficiência de troca térmica e o segundo propósito é investigar os efeitos das características do ventilador nos trocadores de calor. Ambos Ventiladores axiais e centrífugos são examinados neste estudo.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Este trabalho tem o intuito de investigar os efeitos que os ventiladores, axiais e centrífugos, causam na geada presente no trocador de calor.

1.1.2 Objetivos específicos

- Examinar a influência da rugosidade da superfície no aumento da formação de geada;
- Investigar os efeitos das características do ventilador nos trocadores de calor;
- Comparar qual ventilador apresenta mais eficiência para a tarefa.

1.2 JUSTIFICATIVA

A formação de geada nos trocadores de calor gera uma camada em torno das aletas, elevando sua resistência térmica, tornando necessária uma quantidade maior de energia elétrica para realizar a troca de calor.

O uso lógico e eficiente das fontes energéticas tem grande importância na sociedade de hoje, além da preocupação com o meio ambiente, buscar formas de evitar gastos desnecessários com energia elétrica é de extrema importância para a população.

O Brasil conta com o Programa Nacional de Conservação de Energia elétrica (PROCEL), que teve início em 1985 com o objetivo de combater o desperdício da energia elétrica e proporcionar o uso eficaz da energia elétrica. Na área de equipamentos e eletrodomésticos, a PROCEL tem a identificação dos mais eficientes, o que incentiva o desenvolvimento e o aprimoramento tecnológico dos produtos que encontramos dentro do mercado atual. Assim com este estudo buscamos uma maneira de evitar o desperdício de energia elétrica.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Qual ventilador irá obter melhor eficiência para reduzir a formação de geada no trocador de calor de tubo aletado?

1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

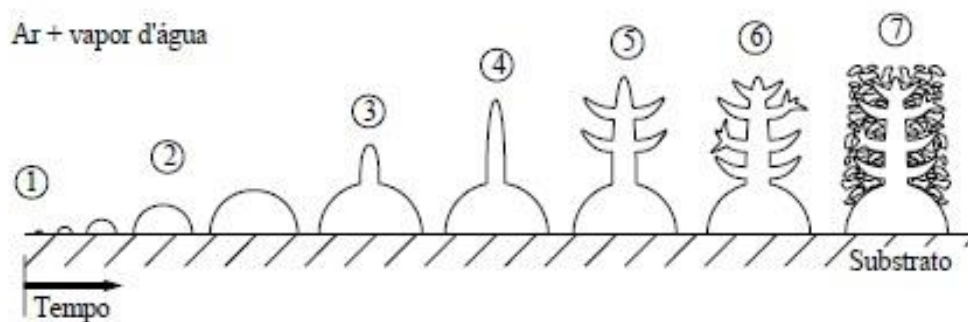
A pesquisa se limitou em um estudo numérico, onde foi realizado uma simulação no *software* OpenFOAM® para ver como a espessura da geada formada nos canais de um trocador de calor de tubos com aletas de quatro linhas afeta seu desempenho. A simulação foi limitada para fileiras de aletas com 25,4 mm, 12,7 mm, 6,35 mm e 4,23 mm e duas condições de geada, de 0,3 W/m.K e 0,1 W/m.K com densidade de gelo de 300 kg/m³ são selecionados. Foi observado também influência de um ventilador centrífugo e um ventilador axial no degelo da geada.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ASPECTOS GERAIS SOBRE O PROCESSO DE MUDANÇA DE FASE DO VAPOR D'ÁGUA

Em um processo onde a pressão se mantém constante, quando uma massa de ar úmido atinge uma temperatura com um valor abaixo do ponto de orvalho, numa temperatura acima de 0°C, e sem interação com uma área sólida, há condensação do vapor, tipo uma névoa. Quando esta situação ocorre na atmosfera, em uma temperatura abaixo de 0°C, o condensado pode passar para o estado sólido.

Figura 1 – Processo de formação de uma camada de geada sobre uma superfície plana.



Fonte: Piucco (2008).

Na Figura 1 pode se observar que o desenvolvimento da camada de geada pode ser dividido em algumas etapas. A nucleação, onde o embrião alcança o resfriamento necessário para ocorrer à mudança de fase, o crescimento através de adesão de novas moléculas (FLETCHER, 1970). Durante o crescimento do embrião a temperatura da superfície fica mais alta que a do substrato, devido à geração de energia térmica e do isolamento térmico incitado por ele próprio. Este embrião aumenta o seu volume e a sua área lateral enquanto cresce, o que requer uma quantidade de energia maior para manter o seu crescimento. Quando esta energia excede a quantidade de energia de nucleação, o embrião para de crescer e inicia uma nova nucleação sobre ele mesmo. O novo embrião desenvolve para suportar seu crescimento, assim, novas nucleações acontecem sobre o embrião crescido. Quando

a energia total disponível na superfície da geada não é suficiente para ocorrer novas nucleações, este processo para, resultando num meio poroso, que adensa conforme o vapor d'água se difunde para o seu interior.

Assim se a temperatura do meio estiver abaixo do ponto de orvalho e for inferior a 0°C, ocorre a nucleação de cristais de gelo estabelecido como geada. A geada apresenta uma estrutura irregular e bastante porosa, diferente do gelo que tem uma estrutura sólida e espessa.

2.2 NUCLEAÇÃO

A nucleação é a primeira fase no processo de formação de geada, sendo classificada como homogênea ou heterogênea (FLETCHER, 1970). A nucleação heterogênea ocorre com a interação de moléculas da água com substratos sólidos, enquanto que a homogênea acontece sem interação com outras superfícies. A energia livre para ocorrer a nucleação é dada por:

$$G = U + pv - TS \quad (1)$$

Onde

G : energia livre de Gibbs (J);

U : energia interna (J);

v : volume (m³);

T : temperatura (K);

S : entropia (J/K).

Para um gás ideal, a energia latente necessária para realizar a mudança de fase de um embrião pode ser escrita da seguinte forma.

$$\Delta G_{lat} \cong -\frac{\rho_i v R T_e}{M} \ln \left(\frac{\omega_a}{\omega_{sat}(T_e)} \right) \quad (2)$$

Onde:

T_e : temperatura do embrião (K);

ω_a : umidade absoluta do ar (kg_{água}/kg_{ar});

$\omega_{sat}(T_e)$: umidade absoluta na temperatura de saturação do embrião (kg_{água}/kg_{ar});

R : constante dos gases ideais (J/mol.K);

M : massa molar da água (kg/mol);

ρ_i : densidade do gelo sólido (kg/m³).

A energia total necessária para que aconteça a nucleação tem uma fração sensível, que depende das interações energéticas que ocorrem na superfície, e uma latente

$$\Delta G_{tot} = \Delta G_{lat} + \Delta G_{sup} \quad (3)$$

Onde:

ΔG_{tot} : energia livre total (J);

ΔG_{lat} : energia livre de interação superficial (J);

ΔG_{sup} : energia livre latente (J).

Sendo o embrião esférico de raio r , a energia livre total para que haja a nucleação homogênea, é dada por Piucco (2008).

$$\Delta G_{tot} = -\frac{4.\pi}{3}r^3 \frac{\rho_i.R.T_e}{M} \ln\left(\frac{\omega_a}{\omega_{sat}(T_e)}\right) + \gamma_{ag} \cdot 4.\pi.r^2 \quad (4)$$

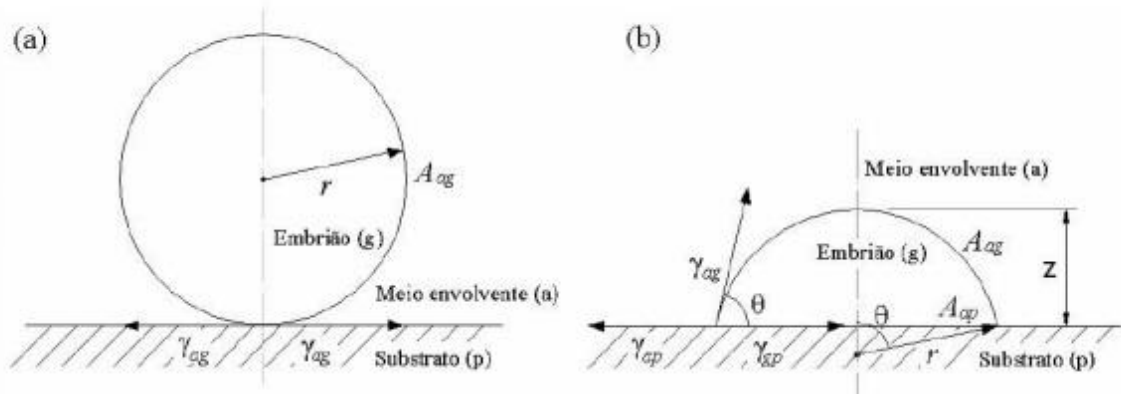
Onde γ_{ag} é a tensão superficial na interface do embrião e no meio envolvente (J/m²). Pode-se concluir da Equação 4 que há um valor de raio crítico do embrião, r^* , que resulta em um máximo valor de energia livre para que ocorra a nucleação homogênea, ele é dado por:

$$r^* = \frac{2.\gamma_{ag}}{\frac{\rho_i.R.T_e}{M} \ln\left(\frac{\omega_a}{\omega_{sat}(T_e)}\right)}$$

Aplicando na Equação 4, temos:

$$\Delta G_{tot}^* = \frac{\frac{16\pi}{3}\gamma_{ag}^3}{\left[\frac{\rho_i R T_e}{M} \ln\left(\frac{\omega_a}{\omega_{sat}(T_e)}\right)\right]^2} \quad (5)$$

Figura 2 – Nucleação homogênea (a) e nucleação heterogênea (b).



Fonte: Loyola (2013).

Onde:

A_{ag} : área da interface do embrião e meio envolvente (m^2);

A_{gp} : área da interface do embrião e substrato (m^2);

γ_{ap} : tensão superficial na interface do substrato e meio envolvente (J/m^2);

γ_{gp} : tensão superficial na interface embrião e substrato (J/m^2);

γ_{ag} : tensão superficial na interface embrião e meio envolvente (J/m^2).

Existem atuando sobre o embrião, na nucleação heterogênea, tensões superficiais em três interfaces (ag, gp e ap) o que diminui tanto o seu volume como a sua área lateral, comparando-se com a nucleação homogênea. Para atingir o equilíbrio termodinâmico, o sistema busca atingir uma condição de mínima energia livre, o embrião se acomoda à menor área superficial admissível para um determinado volume. Podemos assumir um formato esférico para o embrião no caso da nucleação homogênea, e um formato de calota esférica, no caso da nucleação heterogênea, como mostra a Figura 2 (HOBBS, 1973).

Através de um balanço de energia na interface é possível obter a relação do ângulo de contato da superfície

$$\theta = (\gamma_{ap} - \gamma_{gp})\gamma_{ag} \quad (6)$$

Sendo z a altura de uma ilha de nucleação, T_w a temperatura do substrato, $v = \pi \cdot z^2(3r - z)/3$, $A_{ag} = 2\pi \cdot r \cdot z$ e $A_{gp} = \pi \cdot r^2 \cdot \sin^2(\theta)$, com $z = r(1 - \cos \theta)$, segue que:

$$\Delta G_{tot}^* = \frac{\frac{4\pi}{3}\gamma_{ag}^3}{\left[-\frac{\rho_i R T_w}{M} \ln\left(\frac{\omega_a}{\omega_{sat}(T_e)}\right)\right]^2} (1 - \cos \theta)^2 (2 + \cos \theta) \quad (7)$$

Ao observar a Equação 7, podemos ver que a variação tanto da temperatura da superfície do evaporador como da umidade absoluta presente no ar influenciam na nucleação da geada, que estão relacionados às condições de operação do refrigerador.

Volmer e Flood (1934) notaram que para que ocorra uma nucleação homogênea é necessário uma taxa mínima de 2,2 embriões/cm²s. Já para a nucleação heterogênea, Becker e Doering (1935) apresentaram uma função exponencial para a taxa de nucleações de novos embriões,

$$I = I_0 \exp\left(-\frac{\Delta G_{tot}^*}{kT_w}\right) \quad (8)$$

onde $I_0 = 10^{29} m^{-2} s^{-1}$ é a constante cinética de dessublimação e $k = 1,381 \cdot 10^{-23} J/K$ é a constante de Boltzmann.

2.3 CRESCIMENTO

Após o início da nucleação de embriões, acontece a adesão de novas moléculas acarretando no crescimento de cristais de geada. Esses cristais crescem e adensam o meio poroso com o passar do tempo, devido à difusão de massa para dentro da camada.

Diferente da nucleação, o crescimento da geada é bidimensional, porque depende de sucessivas nucleações heterogêneas sobre a superfície dos cristais já existente (FLETCHER, 1970). Para um embrião de altura z e raio r , pode-se encontrar a energia livre total que precisa para ocorrer a nucleação sobre um cristal da seguinte forma,

$$\Delta G_{tot} = \pi \cdot r^2 \cdot z \frac{\rho_i \cdot R \cdot T_e}{M} \ln \left(\frac{\omega_a}{\omega_{sat}(T_f)} \right) + \gamma_{ag} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot z \quad (9)$$

onde $\omega_{sat}(T_f)$ é a umidade absoluta na temperatura de saturação da superfície.

Semelhante ao processo de nucleação sobre um substrato, a energia livre de formação atinge seu valor máximo, ΔG_{tot}^* , para um raio mínimo do embrião, r^* , que é achado derivando em relação ao raio a equação anterior e igualando a zero, obtendo-se,

$$r^* = \frac{2 \cdot \gamma_{ag}}{\frac{\rho_i \cdot R \cdot T}{M} \ln \left(\frac{\omega_a}{\omega_{sat}(T_f)} \right)} \quad (10)$$

que fornece o seguinte ΔG_{tot}^* ,

$$\Delta G_{tot}^* = \frac{\pi \cdot z \cdot \gamma_{ag}^2}{\frac{\rho_i \cdot R \cdot T}{M} \ln \left(\frac{\omega_a}{\omega_{sat}(T_f)} \right)} \quad (11)$$

Desprezando-se os efeitos de transporte de energia e de massa até o local de crescimento, a taxa de formação de embriões sobre os cristais de geada pode ser estimada através da Equação 8.

2.4 ADENSAMENTO

O vapor d'água se difunde em um meio poroso devido ao crescimento irregular dos cristais de geada. Declarando a difusão como unidimensional e analisando a dessublimação como uma reação química homogênea de primeira ordem, pode-se

observar a distribuição de vapor no interior da camada de geada através da seguinte expressão (BAEHR e STEPHAN, 1996).

$$\rho \cdot D_{ef} \frac{d^2 \omega}{dy^2} + \dot{\omega} = 0 \quad (12)$$

Onde D_{ef} é a difusividade efetiva do vapor d'água no meio poroso e $\dot{\omega}$ é o termo de dessublimação. A dessublimação do vapor d'água pode ser moldada como uma reação de primeira ordem, o termo de geração pode ser estabelecido como uma função de um coeficiente de dessublimação, $\dot{\omega} = -\rho \cdot \alpha \cdot \omega$, o sinal negativo indica que o vapor d'água é transferido do ar úmido para o sólido.

Resolvendo analiticamente a Equação 12 para uma condição de superfície impermeável em $y = 0$ e supondo α e D_{ef} constantes, tem-se como resultado a seguinte distribuição de umidade ao longo da camada de geada. (BAEHR e STEPHAN, 1996).

$$\omega = \omega_{sat}(T_w) \cosh \sqrt{\frac{\alpha \cdot \delta^2}{D_{ef}}} \quad (13)$$

Onde δ é a espessura da camada de geada, $\omega_{sat}(T_w)$ é a umidade absoluta na temperatura de saturação do substrato e o termo $\sqrt{\alpha \cdot \delta^2 \cdot D_{ef}^{-1}}$ é o número de Hatta (Ha), que elevado ao quadrado, configura a razão entre as escalas de tempo características de difusão, $t_{dif} = \delta^2/D_{ef}$ e de dessublimação, $t_{des} = 1/\alpha$,

$$Ha^2 = \frac{t_{dif}}{t_{des}} = \frac{\alpha \cdot \delta^2}{D_{ef}} \quad (14)$$

O coeficiente de dessublimação é obtido em função da relação entre as umidades nas superfícies da geada e do substrato, como sugerido por Lee *et al.* (1997).

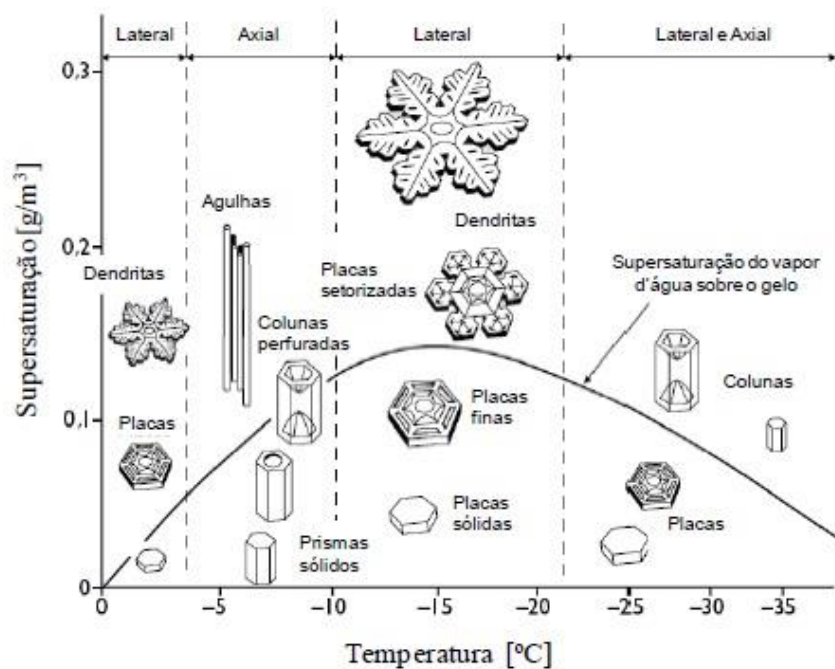
$$\alpha = \frac{D_{ef}}{\delta^2} \left[\operatorname{arc} \cosh \left(\frac{\omega_{sat}(T_f)}{\omega_{sat}(T_w)} \right) \right]^2 \rightarrow Ha = \operatorname{arc} \cosh \left(\frac{\omega_{sat}(T_f)}{\omega_{sat}(T_w)} \right) \quad (15)$$

No início do crescimento δ é baixo, assim o valor do coeficiente de absorção é alto, o que leva a uma alta taxa de crescimento da camada. Após o crescimento da camada, o coeficiente α tende a diminuir devido ao aumento da resistência à difusão de massa.

2.5 MORFOLOGIA

O físico japonês Ukichiro Nakaya deu início aos primeiros estudos científicos relacionados à morfologia dos cristais de gelo, que, em 1930, desenvolveu técnicas para realizar a produção de neve em meio artificial (BENDER, 1962). Com esses experimentos, ele observou que os cristais de gelo adquiriam diferentes morfologias dependendo da temperatura do ar e do grau de supersaturação em que eles se formavam. Com tais observações anotadas em diversas categorias, foi criado o diagrama de Nakaya, ilustrado na Figura 3, que proporciona estimar as condições meteorológicas que os cristais de neve atravessam durante a sua formação.

Figura 3 – Características dos cristais de gelo em função da temperatura e supersaturação do ar para a pressão de 1 atm.

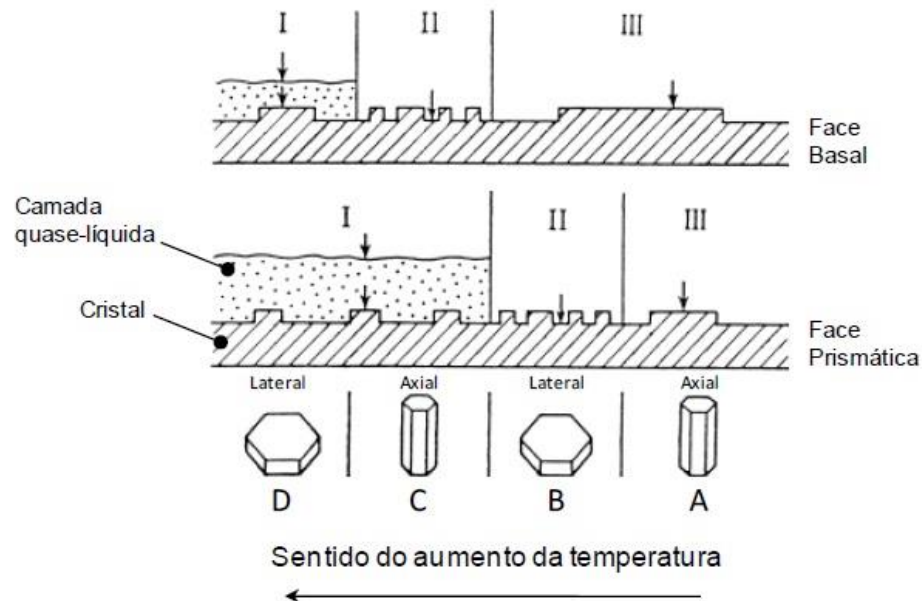


Fonte: Silva (2013).

Através de um acontecimento conhecido por derretimento superficial, a temperatura e a umidade do ar alteram as características superficiais do cristal, pelas condições da vizinhança pode alterar a direção de crescimento do cristal (LIBBRECHT, 2001).

As práticas de crescimento mostrados na Figura 3, foram examinados por Libbrecht e Yu (2001). Em condições controladas, os autores efetuaram medições das taxas de crescimento das faces de cristais e obtiveram grande assentimento com o modelo oferecido por Kuroda e Lacmann (1982), que justifica as mudanças percebidas nos padrões de crescimento dos cristais de gelo. Na Figura 4 apresenta um modelo esquemático que se baseia na formação de uma camada quase líquida sobre os lados do cristal. O modelo pode favorecer ou prejudicar o crescimento do cristal em uma determinada direção.

Figura 4 – Mudanças nos hábitos de crescimento dos cristais em ambientes com alto grau de saturação.



Fonte: Silva (2013).

Pela Figura 4, nota-se que as temperaturas baixas fazem com que a camada quase-líquida desapareça, o que contribui para o crescimento do cristal na direção axial, gerando a geometria (A). Ao aumentar a temperatura, a face prismática cresce mais rápido e torna-se mais irregular, gerando a forma (B). Ao aumentar mais ainda a

temperatura, forma-se a camada líquida somente sobre a face prismática e atrasa seu crescimento, originando em cristais com o formato (C). No canto esquerdo na escala de temperatura, forma-se uma camada quase-líquida em ambos os lados do cristal, o que favorece seu crescimento na forma (D).

Em função de alguns parâmetros como velocidade de crescimento e direção preferencial de crescimento, diferentes formas de cristal de geada podem ser observados para diferentes calores de temperatura e de grau de supersaturação, como mostra a figura (KOBAYASHI, 1958). Algumas das diversas formas de cristal existentes estão ilustradas na tabela.

2.6 TROCADORES DE CALOR

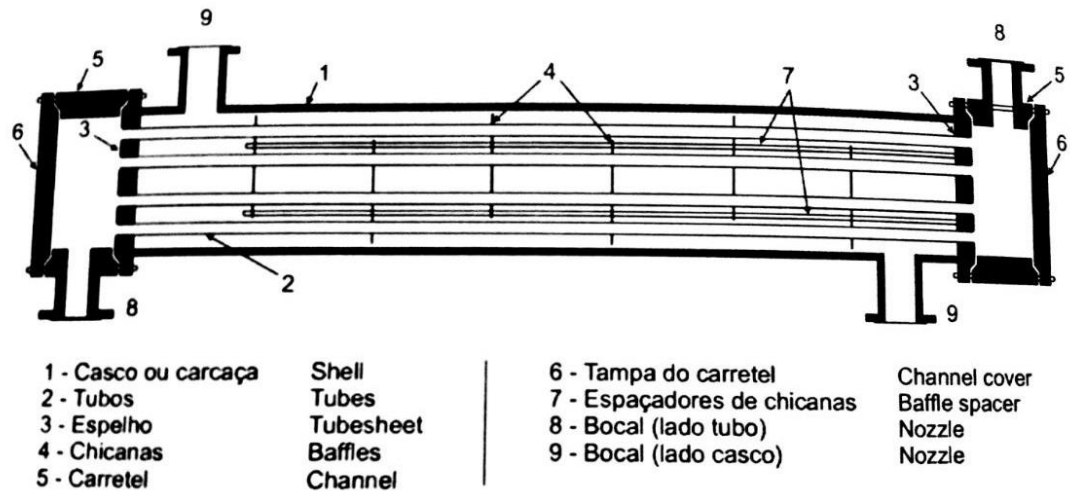
Os trocadores de calores são dispositivos que tem a finalidade de transferir calor entre dois fluidos, realizando o resfriamento e o aquecimento de fluido (ARAUJO, 2011). No trocador de calor, o fluido quente fornece calor e se resfria e o fluido frio recebe calor e se aquecerá.

Alguns tipos de trocadores de calor são: duplo tubo, casco e tubo, placas, trocadores compacto, resfriadores a ar, variações do casco e tubo, etc.

2.7 TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO

O trocador de calor casco e tubo é constituído por uma carcaça cilíndrica, com um conjunto de tubos distribuídos paralelamente ao longo do casco. Nas suas extremidades os tubos são presos a placas perfuradas nomeados espelhos. Os espelhos são fixados ao casco. Os tubos que compõem o feixe cruzam as chicanas, que suportam os tubos e direcionam o fluido que escoar na parte externa dos tubos. As chicanas têm suas posições fixas mantidas por meio dos espaçadores de chicanas (ARAUJO, 2011).

Figura 5 – Trocador de calor tipo casco e tubo.



Fonte: Araujo (2011).

Neste trocador de calor um dos fluidos escoar por dentro dos tubos e o outro por fora dos tubos. O fluido do lado do tubo entrará pelo bocal, seguindo para o carretel, chegando ao interior dos tubos e tendo acesso aos orifícios do espelho. Esse fluido atravessará o trocador e sairá pelo bocal do carretel na outra ponta do equipamento. O fluido do lado do casco entrará no trocador por um dos bocais posicionados no casco, será conduzido pelas chicanas, saindo pelo outro bocal localizado na outra ponta.

O trocador de calor casco e tubo, devido a sua extensa faixa de uso, é o mais utilizado na indústria química. Geralmente é o único tipo de trocador que pode ser utilizado a processos que demandam de áreas grandes de troca de calor (acima de 5000 m²), pressões acima de 30 bar e temperaturas superiores a 260°C. Por ter a possibilidade de ser construído com materiais diferentes, torna viável a operação com fluidos corrosivos. Pode ser operado com líquidos, gases ou vapores, em posição vertical ou horizontal.

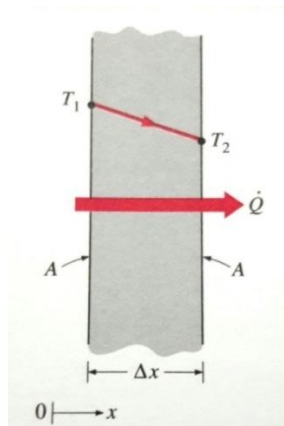
2.8 CONDUÇÃO

Condução é a transferência de energia do meio mais energético para o menos energético da vizinhança devido o contato entre elas. A condução pode acontecer em sólidos, líquidos ou gases. Nos sólidos a condução ocorre devido a vibração das

moléculas em uma rede e a energia transmitida por elétrons livres. E em líquidos e gases deve-se às colisões e difusão das moléculas em seus movimentos imprevisíveis (ÇENGEL, 2009).

A condução de calor depende de um meio depende de sua geometria, sua espessura, seu material e da variação da temperatura a que o meio está exposto. Quanto maior seu isolamento térmico menor será a sua perda de calor para o meio em que o objeto está sujeito e quanto maior sua área superficial, maior a quantidade de calor perdido para o meio.

Figura 6 – Condução de calor através de uma grande parede plana de espessura Δx e área A .



Fonte: Çengel (2009).

Admita a condução de calor em regime permanente por uma parede plana de espessura $\Delta x = L$ e área A (Figura 2.6). A diferença de temperatura de um extremo da parede ao outro se dá por $\Delta T = T_2 - T_1$. A taxa de transferência de calor de uma camada plana é proporcional à diferença de temperatura através da camada e à área de transferência de calor, mas inversamente proporcional à espessura da camada. Aplicando limite de $\Delta x \rightarrow 0$ para a situação descrita acima, temos a lei de Fourier da condução térmica:

$$\dot{Q}_{cond} = -k \cdot A \frac{dT}{dx} \quad (16)$$

Onde k é a condutividade térmica do material e dT/dx é o gradiente da temperatura. Esta relação indica que a condução de calor em dada direção é

proporcional ao gradiente da temperatura na mesma direção. O sinal negativo presente na Equação 16 mantém positivo a transferência de calor no sentido positivo de x . A área de transferência de calor é sempre perpendicular a direção da transferência de calor.

2.8.1 Condutividade térmica

A condutividade térmica é a taxa de transferência de calor através de uma unidade de comprimento de dado material por unidade de área por unidade de diferença de temperatura. A condutividade térmica é a capacidade do material de conduzir calor (ÇENGEL, 2009). Um baixo valor de condutividade indica que o material é um mal condutor de calor ou um isolante, enquanto um alto valor de condutividade garante um bom condutor de calor. Alguns valores de condutividade de diferentes matérias estão dispostos na Tabela 1.

Tabela 1 – Condutividade térmica de alguns materiais em temperatura ambiente.

MATERIAL	k (W/m.°C)
Diamante	2300
Prata	429
Cobre	401
Ouro	317
Alumínio	237
Ferro	80,2
Mercúrio (líquido)	8,54
Vidro	0,78
Tijolo	0,72
Água (líquido)	0,607
Pele humana	0,37
Madeira (carvalho)	0,17
Hélio (gás)	0,152
Borracha macia	0,13
Fibra de vidro	0,043
Ar (gás)	0,026
Uretano, espuma rígida	0,026

Fonte: Çengel (2009).

A condutividade térmica de uma substância é geralmente maior na fase sólida e menor na fase gasosa. Na maioria dos líquidos a sua condutividade térmica decresce com o aumento da temperatura, a água sendo uma exceção. A dependência da condutividade térmica sobre a temperatura não altera consideravelmente a análise da condução. Assim é normal avaliar a condutividade térmica k na temperatura média e assumir como uma constante nos cálculos.

2.8.2 Difusividade térmica

A difusividade térmica representa a velocidade com que o calor se difunde através de um material e é definido como

$$\alpha = \frac{\text{calor conduzido}}{\text{calor armazenado}} = \frac{k}{\rho_{cp}} \quad (17)$$

Onde:

α : difusividade térmica (m^2/s);

ρ_{cp} : capacidade térmica do material (J/m^3);

k : condutividade térmica ($\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$).

A difusividade térmica de um material pode ser entendida como a razão entre o calor conduzido através do material e o calor armazenado por unidade de volume. Quanto maior for a difusividade térmica de um material, mais rápida será a propagação de calor no meio. Um pequeno valor de difusividade térmica significa que a maior parte do calor é absorvida pelo material e uma pequena quantidade de calor é conduzida adiante. Na Tabela 2 é apresentado alguns valores de difusividade térmica para diferentes materiais.

Tabela 2 – A difusividade térmica de alguns materiais na temperatura ambiente

MATERIAL	α (m^2/s)
Prata	149×10^{-6}
Ouro	127×10^{-6}
Cobre	113×10^{-6}

Alumínio	$97,5 \times 10^{-6}$
Ferro	$22,8 \times 10^{-6}$
Mercúrio	$4,7 \times 10^{-6}$
Mármore	$1,2 \times 10^{-6}$
Gelo	$1,2 \times 10^{-6}$
Concreto	$0,75 \times 10^{-6}$
Tijolo	$0,52 \times 10^{-6}$
Solo denso (seco)	$0,52 \times 10^{-6}$
Vidro	$0,34 \times 10^{-6}$
Lã de vidro	$0,23 \times 10^{-6}$
Água	$0,14 \times 10^{-6}$
Bife	$0,14 \times 10^{-6}$
Madeira (carvalho)	$0,13 \times 10^{-6}$

Fonte: Çengel (2009).

2.9 RADIAÇÃO

A energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas é a radiação, a transferência por radiação não exige a presença de um meio interveniente. É o modo de transferência mais rápida e não sofre atenuação no vácuo, é a forma que a energia do Sol atinge a Terra (ÇENGEL, 2009).

No estudo da transferência de calor o que nos interessa é a radiação térmica, que é a radiação emitida pelos corpos em consequência de sua temperatura. Todos os corpos com uma temperatura acima do zero absoluto emitem radiação térmica.

Os sólidos, líquidos e gases emitem, absorvem ou transmitem radiação em diferentes graus, assim a radiação é um acontecimento volumétrico. Porém ela pode ser considerada um acontecimento superficial para sólidos que são opacos, uma vez que a radiação emitida do interior de tal material nunca chegara à superfície e a radiação incidente sobre estes corpos geralmente é absorvido dentro de alguns microns a partir da superfície.

A taxa máxima de radiação que pode ser emitida a partir de uma superfície a uma temperatura termodinâmica T_s (em K ou R) é dada pela lei de Stefan-Boltzmann da radiação térmica como:

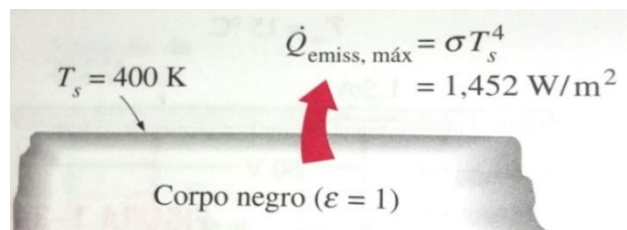
$$\dot{Q}_{emiss,m\acute{a}x} = \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4 \quad (18)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($5,670 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$). Corpo negro é denominado a superfície que emite essa taxa de radiação máxima (Figura 7). Aquela emitida por todas as superfícies reais é menor do que a emitida por um corpo negro à mesma temperatura, e é expressa por

$$\dot{Q}_{emiss} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4 \quad (19)$$

onde ε é a emissividade da superfície, este valor está na faixa de $0 \leq \varepsilon \leq 1$, é uma medida para quando uma superfície se aproxima da conduta de um corpo negro, na qual $\varepsilon = 1$.

Figura 7 - Radiação de um corpo negro

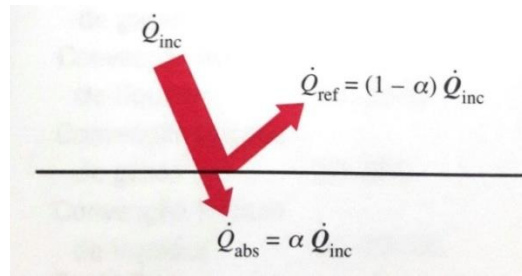


Fonte: Çengel (2009).

Outra propriedade da radiação é a absorvência α , que é a fração de energia de radiação incidente sobre uma superfície que a absorve. Assim como a emissividade seu valor se encontra na faixa $0 \leq \alpha \leq 1$. Um corpo negro é um excelente absorvedor e um ótimo emissor.

A lei de Kirchhoff da radiação indica que a emissividade e a absorvência de uma superfície a uma estipulada temperatura e comprimento de ondas são iguais. A taxa com que uma superfície absorve radiação é determinada a partir de (Figura 8).

Figura 8 – Absorção da radiação incidente em uma superfície opaca de absorvência α .



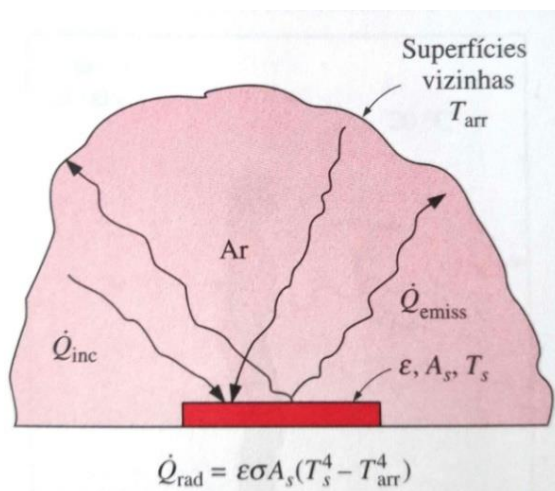
Fonte: Çengel (2009).

$$\dot{Q}_{abs} = \alpha \cdot \dot{Q}_{inc} \quad (20)$$

Onde $\dot{Q}_{inc}$ é a taxa em que a radiação incidente sobre uma superfície. Para superfícies opacas, a porção da radiação incidente não absorvida pela superfície é refletida de volta.

A diferença entre a taxa de radiação absorvida pela superfície e a taxa de radiação emitida é a transferência líquida por radiação. Se a taxa de absorção de radiação é superior a taxa de emissão de radiação, a superfície está ganhando energia por radiação. Caso contrário a superfície está perdendo energia por radiação.

Figura 9 – Transferência de calor por radiação entre uma superfície e superfícies vizinhas.



Fonte: Çengel (2009).

Uma superfície de emissividade ϵ e área superficial A_s a uma temperatura T_s é delimitada por uma superfície maior a uma temperatura T_{arr} separados por um gás

que não interfere na radiação (Figura 9), a taxa líquida de transferência de calor por radiação entre essas superfícies é dada por

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s (T_s^4 - T_{arr}^4) \quad (21)$$

Neste caso, uma superfície cercada por um gás, ocorre paralelamente à condução ou convecção entre a superfície e o gás. Assim a transferência de calor total será determinada somando a contribuição e ambos os mecanismo de transferência de calor.

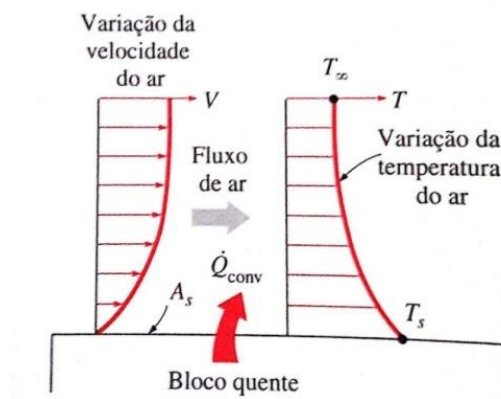
A radiação é geralmente significativa em sistemas que apresentam condução e convecção natural, mas em aplicações com convecção forçada ela é ignorada.

2.10 CONVECÇÃO

Convecção é a transferência de calor entre um sólido e um líquido ou gás adjacente, que está em movimento. A velocidade do fluido interfere na transferência de calor, quanto mais rápido a velocidade do fluido maior será a troca térmica entre eles (ÇENGEL, 2009). Na falta de movimento, a transferência de calor entre o sólido e o fluido adjacente é somente por condução. O movimento do fluido auxilia na transferência de calor entre eles, porém, trás uma dificuldade para a determinação das taxas de transferência de calor.

Admita o resfriamento de um bloco quente por ar frio soprando sobre a sua face superior (Figura 10). Primeiro o calor é transferido para a camada de ar próximo ao bloco por condução. Esse calor é então afastado da superfície por convecção, de outro modo, pelos efeitos aliados de condução dentro do ar, que retira o ar aquecido presente na superfície do bloco e o substitui por ar mais frio.

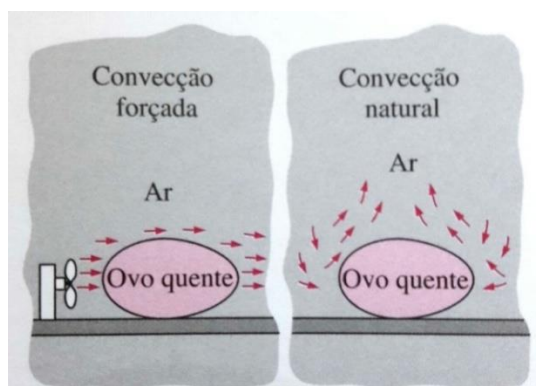
Figura 10 – Transferência de calor de uma superfície quente para o ar por convecção.



Fonte: Çengel (2009).

A convecção é conhecida por convecção forçada se através de meios externos o fluido é forçado a sair, tais como um ventilador, bomba ou vento. E a convecção é conhecida por convecção natural se o deslocamento do fluido é realizado por forças de flutuação que são provocadas por diferenças de densidade, causadas pela variação de temperatura no fluido (Figura 11). Por exemplo, na ausência de um ventilador, a transferência de calor a partir da superfície do bloco quente na Figura 10 é por convecção natural, assim nesse caso, o movimento do ar se deve pela subida do ar mais quente perto da superfície e da descida do ar mais frio para ocupar o lugar. Se a diferença entre a temperatura do bloco e a do ar ao seu redor não for muito grande, para vencer a resistência para movimentar o ar, a transferência de calor entre eles será por condução.

Figura 11 – Resfriamento de um ovo quente por convecção forçada e natural.



Fonte: Çengel (2009).

Observa-se que a taxa de transferência de calor por convecção é proporcional à diferença de temperatura, e sendo convenientemente expressa pela lei de Newton do resfriamento como

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s (T_s - T_{\infty}) \quad (22)$$

Onde:

h : coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m²°C);

A_s : área da superfície que ocorre transferência de calor (m²);

T_s : temperatura da superfície (°C);

T_{∞} : temperatura do fluido (°C).

Observe que na superfície a temperatura do sólido é igual à temperatura do líquido. O coeficiente de transferência de calor por convecção h é um parâmetro encontrado experimentalmente, seu valor depende das variáveis que intervêm na convecção, tais como o movimento do fluido, a geometria da superfície, as propriedades do fluido e a velocidade do fluido. Valores típicos de h são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção

TIPO DE CONVECÇÃO	h (W/m ² .°C)
Convecção livre de gases	2 – 25
Convecção livre de líquidos	10 – 1000
Convecção forçada de gases	25 – 250
Convecção forçada de líquidos	50 – 20000
Ebulição e condensação	2500 – 100000

Fonte: Çengel (2009).

2.11 NÚMERO DE NUSSELT

O número de Nuselt é uma homenagem a Wilhelm Nusselt que fez grandes contribuições para a transferência de calor por convecção na primeira metade do

século XX, e que é visto como o coeficiente adimensional de transferência de calor por convecção (ÇENGEL, 2009).

$$Nu = \frac{h.L_c}{k} \quad (23)$$

Onde:

L_c : comprimento característico (m)

Este valor representa o aumento da transferência de calor através de uma camada de fluido como resultado da convecção em relação à condução do mesmo fluido em toda camada. Quanto maior for o número de Nusselt, mais eficaz a convecção.

2.12 CLASSIFICAÇÃO DOS ESCOAMENTOS

A transferência de calor está intimamente ligada com a mecânica dos fluidos. Pela grande variedade de escoamentos de fluidos é conveniente classificá-los com base em algumas características comuns para melhor compreensão.

2.12.1 Regiões de escoamento viscosos e não viscosos

A viscosidade de um fluido é a sua capacidade de aderência interna do fluido, ela é causada por forças coesivas entre moléculas de líquidos e por colisões moleculares em gases, todos os escoamentos de fluidos apresentam comportamento viscoso até certo ponto (ÇENGEL, 2009). Escoamentos em que os efeitos do atrito são grandes são chamados de escoamentos viscosos. No entanto, há regiões em que as forças viscosas são desprezíveis comparadas às forças inerciais ou de pressão, assim admitindo escoamento não viscoso não acarreta em grande perda de precisão.

2.12.2 Escoamento interno e externo

Escoamento interno o fluido escoar por dentro do tubo ou duto, e escoamento externo o fluido escoar sobre uma superfície como uma placa, fio, ou tubo. Nos escoamentos internos têm grande influência da viscosidade ao longo do campo de escoamento. Os efeitos são limitados à camada limite perto das superfícies sólidas e as regiões de esteira do corpo nos escoamentos viscosos externos (ÇENGEL, 2009).

2.12.3 Escoamento compressível e incompressível

Dependendo do nível de variação de densidade durante o escoamento pode ser classificado como compressível ou incompressível (ÇENGEL, 2009). Um escoamento é dito incompressível se a densidade mantiver-se constante na maior parte do processo. Assim o volume do fluido permanece inalterado ao longo de seu movimento. Pela densidade dos líquidos serem basicamente constantes o escoamento de líquidos é incompressível.

O nível de variação da densidade no escoamento de gás são modelados como incompressíveis dependendo do número de Mach

$$Ma = \frac{V}{c} \quad (24)$$

Onde:

c : velocidade do som (m/s);

V : velocidade (m/s).

O escoamento de um gás pode ser considerado incompressível se as mudanças de densidade estão abaixo de 5%. Logo, os efeitos da compressibilidade podem ser ignorados para velocidades abaixo de 100 m/s. Um escoamento de um gás não é necessariamente um escoamento compressível.

2.12.4 Escoamento laminar e turbulento

O movimento do fluido caracterizado por camadas lisas e altamente ordenadas é denominado laminar. O movimento desordenado do fluido, que geralmente ocorre em velocidades altas, é denominado turbulento. O regime de escoamento tem grande influência na potência necessária para bombeamento. O escoamento que alterna entre laminar e turbulento é denominado escoamento de transição (ÇENGEL, 2009).

Em regimes de escoamento totalmente turbulentos os coeficientes de atrito e a transferência de calor atingem valores máximos.

2.12.5 Escoamento natural e forçado

Quando o fluido é forçado a fluir através de uma superfície ou em um tubo por meios externos, como um ventilador ou uma bomba, é chamado de escoamento forçado. Quando qualquer movimento do fluido é devido aos meios naturais, como o efeito de empuxo, é chamado de escoamento natural (ÇENGEL, 2009).

2.12.6 Escoamento permanente e transiente

A expressão permanente expressa que não ocorreu nenhuma alteração com o tempo em um ponto. O oposto de permanente é transiente (ÇENGEL, 2009).

A palavra transiente é empregada para qualquer escoamento que não seja permanente, mas transitório é geralmente utilizado para escoamentos em desenvolvimento. Muitos aparelhos operam por longos períodos de tempo sob as mesmas condições e são classificadas como dispositivos de escoamento permanente.

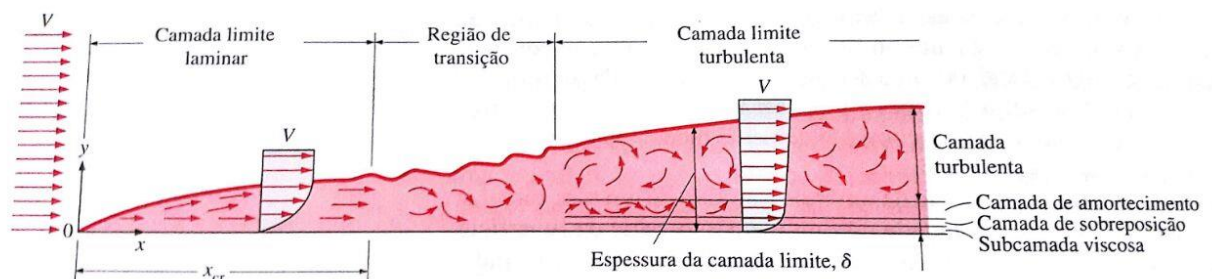
2.12.7 Escoamento uni, bi e tridimensional

Um escoamento é denominado uni, bi ou tridimensional se a sua velocidade varia em uma, duas ou três dimensões principais. Num escoamento típico envolve uma geometria tridimensional e a velocidade pode variar em todas as três dimensões. Porém, a alteração de velocidade em determinadas direções pode ser pequena em relação à variação nas outras direções e pode ser desprezada sem acarretar grande erro (ÇENGEL, 2009). Nestes casos, o escoamento pode ser modelado como uni ou bidimensional, que é mais simples de analisar.

2.13 CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA

Assumindo o escoamento paralelo de um fluido no comprimento de uma placa plana como na Figura 12. Onde x é medida ao longo da superfície da placa a partir do bordo de ataque da mesma na direção do escoamento e y é medido a partir da superfície na direção normal. O fluido chega à placa na direção x com uma velocidade uniforme V (ÇENGEL, 2009).

Figura 12 – Desenvolvimento da camada limite para o escoamento ao longo de uma placa plana e os diferentes regimes de escoamento



Fonte: Çengel (2009).

O espaço do escoamento acima da placa delimitada por δ no qual os efeitos das forças de cisalhamento viscoso geradas pela viscosidade do fluido são sentidos é denominado de camada limite hidrodinâmica. A espessura da camada limite é geralmente estabelecida como a distância y a partir da superfície em que $u = 0,99 \cdot V$.

A linha $u = 0,99 \cdot V$ divide o escoamento no comprimento da placa em duas regiões: a região da camada limite, onde as mudanças de velocidade e os efeitos

viscosos são consideráveis, e a região do escoamento irrotacional, onde os efeitos do atrito são irrelevantes e a velocidade permanece basicamente constante.

2.13.1 Tensão de cisalhamento na superfície

Supondo um escoamento de um fluido sobre a superfície de uma placa. A camada de fluido em contato com a superfície tenta arrastar a placa via atrito, exercendo uma força de atrito nela, denominada tensão de cisalhamento e é denotado por τ ,

$$\tau_s = C_f \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (25)$$

Onde:

ρ : densidade (kg/m³);

C_f : coeficiente de atrito (adimensional);

V : velocidade (m/s).

Os fluidos que seguem a Equação 25, como a água, ar, gasolina e óleos, são denominados fluidos newtonianos (ÇENGEL, 2009). Uma vez que o coeficiente médio de atrito ao longo de uma dada superfície é determinada a partir de

$$F_f = C_f \cdot A_s \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (26)$$

onde A_s é a área superficial.

A viscosidade de um fluido é uma forma de medir a sua resistência à deformação, a razão entre a viscosidade dinâmica e a densidade é chamada de viscosidade cinemática.

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho} \quad (27)$$

Onde:

μ : viscosidade dinâmica (kg/m.s);

ϑ : viscosidade cinemática (m²/s).

2.14 CAMADA LIMITE TÉRMICA

Admita um escoamento de um fluido a uma temperatura uniforme de T_∞ sobre uma placa plana isotérmica à temperatura T_s . O fluido adjacente à superfície e a placa atingem a mesma temperatura, T_s . As partículas do fluido trocam energia com as partículas do fluido na camada adjacente e assim por diante (ÇENGEL, 2009). Como consequência, um perfil de temperatura desenvolveu-se no campo do escoamento que varia de T_s a T_∞ . A região do escoamento na superfície em que a variação de temperatura na direção normal à superfície é considerável é a camada limite térmica. A espessura da camada limite térmica δ_t , em qualquer ponto ao longo da superfície é dita como a distância da superfície em que a diferença de temperatura $T - T_s$ equivale a $0,99(T_\infty - T_s)$.

Como os efeitos da transferência de calor são sentidos a distâncias maiores no escoamento a jusante da superfície, a espessura da camada limite térmica é maior na direção do escoamento. A transferência de calor por convecção entre uma superfície sólida e o fluido fluindo sobre ela é definida pela forma do perfil de temperatura na camada limite térmica.

2.14.1 Número de Prandtl

O número de Prandtl descreve a espessura relativa das camadas limite hidrodinâmica e térmica (ÇENGEL, 2009), definido como

$$Pr = \frac{\text{difusividade molecular de quantidade de movimento}}{\text{difusividade molecular de calor}} = \frac{\vartheta}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (28)$$

A Equação 28 é uma homenagem a Ludwig Prandtl, que iniciou o conceito da camada limite em 1904 e fez grandes contribuições para esta teoria. Na Tabela 4 estão dispostos faixas de valores de número de Prandtl para alguns fluidos muito usuais.

Tabela 4 – Faixas típicas do número de Prandtl de fluido comuns

FLUIDO	Pr
Metais líquidos	0,004 – 0,030
Gases	0,7 – 1,0
Água	1,7 – 13,7
Fluidos orgânicos leves	5 – 50
Óleos	50 – 100000
Glicerina	2000 – 100000

Fonte: Çengel (2009).

2.15 NÚMERO DE REYNOLDS

A transição de escoamento laminar para turbulento depende de vários parâmetros, como a geometria da superfície, rugosidade superficial, velocidade de escoamento, temperatura da superfície e do tipo de fluido, etc. Osborn Reynolds, após várias experiências na década de 1880, descobriu que o regime de escoamento obedece a razão das forças de inércia para as forças viscosas do fluido (ÇENGEL, 2009). Esta razão é conhecida como número de Reynolds, que é um valor adimensional e é presente num escoamento externo como

$$Re = \frac{\text{forças de inércia}}{\text{forças viscosas}} = \frac{V.L_c}{\vartheta} = \frac{\rho.V.L_c}{\mu} \quad (29)$$

Onde:

V: velocidade (m/s);

L_c : comprimento característico (m);

$\vartheta = \frac{\mu}{\rho}$: viscosidade cinemática ou difusividade viscosa (m²/s).

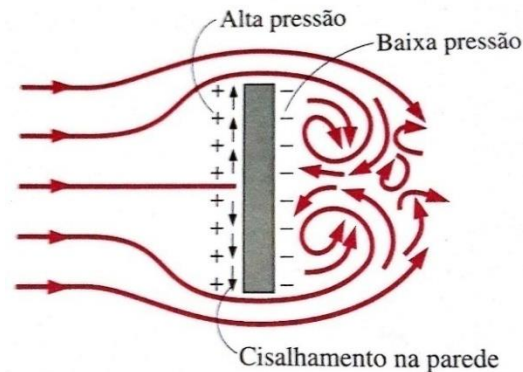
Onde o escoamento se torna turbulento o número de Reynolds é denominado de número de Reynolds crítico. O valor do número de Reynolds crítico varia conforme as geometrias e situações de escoamento. Para um escoamento sobre uma placa plana, o valor normalmente aceito para o número de Reynolds crítico é $Re_{cr} = 5 \times 10^5$.

2.16 ARRASTO EM ESCOAMENTO EXTERNO

A força de arrasto é a combinação dos efeitos das forças de pressão e de cisalhamento na parede no sentido do escoamento. É chamada de sustentação a soma das forças de pressão e de cisalhamento na parede, elas tendem a mover o corpo na direção normal ao escoamento (ÇENGEL, 2009).

Tanto o atrito quanto a pressão colaboram para o arrasto e para a sustentação. No caso de uma placa plana ordenada paralelamente à direção do fluxo, a força de arrasto depende apenas do cisalhamento, independente da pressão. Quando a placa plana é inserida na direção normal ao escoamento, a força de arrasto depende apenas da pressão, sendo assim independente do cisalhamento na parede (Figura 13).

Figura 13 – Força de arrasto agindo em uma placa plana



Fonte: Çengel (2009).

As propriedades de arrasto de um corpo são representadas pelo coeficiente adimensional C_D de arrasto definido como

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A} \quad (30)$$

Onde:

A : área frontal (m^2);

F_D : força de arrasto (N).

V : velocidade (m/s);

ρ : densidade (kg/m³).

O coeficiente de arrasto é basicamente uma função da forma do corpo, mas pode também depender do número de Reynolds e da rugosidade superficial.

A força de arrasto é a força exercida por um fluido em um corpo, na direção do escoamento, por consequência dos efeitos do cisalhamento na parede e das forças de pressão. A parte do arrasto que é causada pela tensão de cisalhamento na parede τ_w é chamada de arrasto de atrito. Quando temos os coeficientes de arrasto, de atrito e de pressão disponíveis, o coeficiente de arrasto total é determinado somando-os.

$$C_D = C_{D,atri} + C_{D,press} \quad (31)$$

O arrasto de atrito é a constituinte da força de cisalhamento na parede na orientação do escoamento e depende da direção do corpo, bem como do tamanho da tensão de cisalhamento na parede τ_w (ÇENGEL, 2009). O arrasto de atrito é máximo para uma superfície paralela ao escoamento e nulo para uma superfície normal ao escoamento. Assim, para um escoamento paralelo ao comprimento de uma placa plana, o coeficiente de arrasto é igual ao coeficiente de arrasto de atrito. Ou seja.

$$C_D = C_{D,atri} = C_f \quad (32)$$

Onde:

$C_{D,atri}$: coeficiente de arrasto de atrito

C_f : coeficiente médio de atrito

Uma vez que temos o coeficiente médio de atrito C_f , a força de arrasto sobre a superfície pode ser encontrada a partir da Equação 30. Para um fluido ideal (não viscoso) o arrasto total é zero.

$$F_f = C_f \cdot A \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (33)$$

2.17 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ESCOAMENTO EXTERNO

As ocorrências que afeta na força de arrasto influenciam também a transferência de calor, e este efeito manifesta-se também no número de Nusselt. A variação da temperatura do fluido na camada limite térmico vai de T_s na superfície até aproximadamente T_∞ na ponta da camada limite (ÇENGEL, 2009).

As características do fluido sofrem alterações com a temperatura e a sua posição através da camada limite. A fim de estimar a variação das propriedades com a temperatura, as características dos fluidos são normalmente avaliadas na temperatura do filme, definida como

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (34)$$

Consideramos que as propriedades do fluido permanecem constantes na temperatura de filme ao longo de todo o escoamento. Outra forma de estimar a variação das características com a temperatura é analisar todas as propriedades na temperatura do escoamento livre e multiplicar o número de Nusselt Equação 34 por $(Pr_\infty / Pr_s)^r$ ou $(\mu_\infty / \mu_s)^r$, onde r é uma constante estipulada experimentalmente.

Os coeficientes de arrasto e de convecção mudam no comprimento da superfície como resultado das variações na camada limite hidrodinâmica na direção do escoamento.

Quando as relações dos coeficientes locais de atrito e de convecção são definidas, os coeficientes médios de atrito e de convecção para a superfície podem ser encontradas pela integração (ÇENGEL, 2009).

$$C_D = \frac{1}{L} \int_0^L C_{D,x} dx \quad (35)$$

$$h = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx \quad (36)$$

Quando os coeficientes médios de arrasto e de convecção estão disponíveis, a força de arrasto pode ser encontrada a partir da Equação 30, assim como a taxa de

transferência de calor para uma superfície isotérmica pode ser determinada a partir de

$$\dot{Q} = h \cdot A_s (T_s + T_\infty) \quad (37)$$

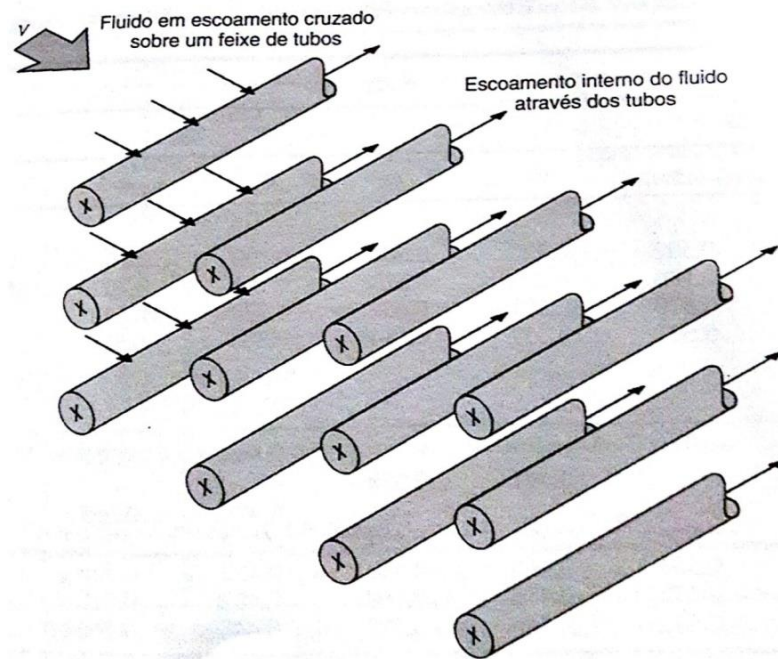
onde A_s é a área da superfície.

2.18 ESCOAMENTO EXTERNO ATRAVÉS DE FEIXES DE TUBOS

No escoamento em feixes de tubos normalmente, um fluido se move sobre os tubos, à medida que um segundo fluido escoar no interior dos tubos a uma temperatura diferente, o arranjo geométrico é mostrado na Figura 14 (INCROPERA e DEWITT, 1998).

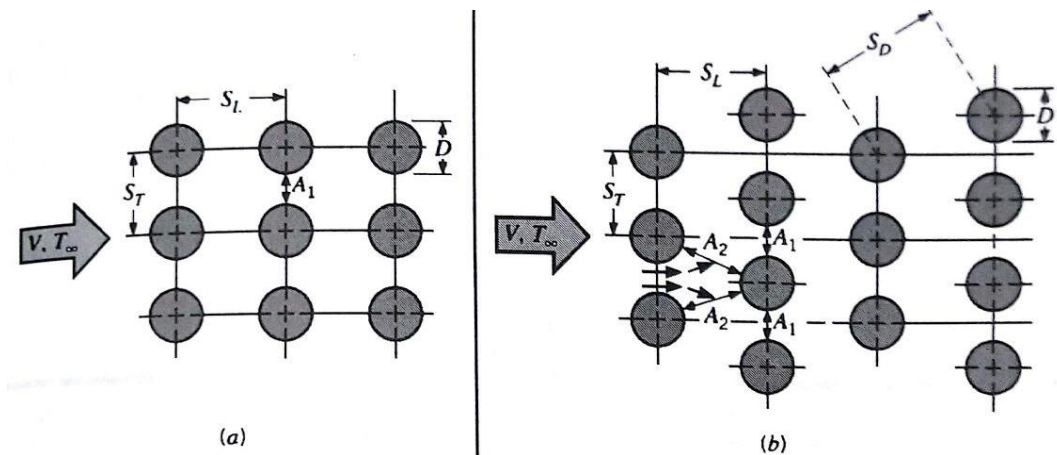
Em relação à direção da velocidade do fluido V as fileiras de tubos em um feixe podem ser distribuídas alinhadas ou alternadas (Figura 15). O arranjo é especificado pelo diâmetro dos tubos D , e pelos passos longitudinal S_L e transversal S_T , medidos entre os centros dos tubos. As circunstâncias do escoamento no interior do feixe são predominantes os efeitos de separação da camada limite e pelas interações das esteiras que intervêm na transferência de calor por convecção.

Figura 14 – Esquema de um feixe de tubos em um escoamento cruzado



Fonte: Incropera e Dewitt (1998).

Figura 15 – Configurações dos tubos em um feixe. (a) Alinhados. (b) Alternados



Fonte: Incropera e Dewitt (1998).

Onde:

A_1 : distância transversal (m);

A_2 : distância diagonal (m);

D : diâmetro (m);

S_T : passo transversal (m);

S_L : passo longitudinal (m);

S_D : passo de centro a centro (m).

O coeficiente de transferência de calor associado a um tubo específico é função de sua posição no feixe. Os tubos nas primeiras fileiras operam como uma malha de turbulência, que eleva o coeficiente de transferência de calor nos tubos nas fileiras seguintes. Contudo, em grande parte das ordenações as condições de transferência de calor se estabilizam, de forma que ocorre apenas uma pequena alteração no coeficiente de transferência de calor nos tubos que se localizam além da quarta ou quinta fileira.

Normalmente, desejamos conhecer o coeficiente médio de transferência de calor para a totalidade do feixe tubular. Para o escoamento de ar através de feixes de tubos compostos por 10 ou mais fileira ($N_L \geq 10$), temos a correlação de Grimison

$$\overline{Nu}_D = C_1 \cdot Re_{D,máx}^m \left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,máx} < 40000 \\ Pr = 0,7 \end{array} \right] \quad (38)$$

Onde C_1 e m estão listados na Tabela 5 e $Re_{D,máx} = \frac{\rho \cdot V_{máx} \cdot D}{\mu}$

Tabela 5 – Constantes para o escoamento de ar sobre um feixe de tubos com 10 ou mais fileiras.

S_T/D								
S_L/D	1,25		1,5		2		3	
	C₁	m	C₁	m	C₁	m	C₁	m
Alinhado								
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,1	0,704	0,0633	0,752
1,5	0,367	0,586	0,25	0,62	0,101	0,702	0,0678	0,744
2	0,418	0,57	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3	0,29	0,601	0,374	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Alternado								
0,6	-	-	-	-	-	-	0,213	0,636
0,9	-	-	-	-	0,446	0,571	0,401	0,581
1	-	-	0,497	0,558	-	-	-	-
1,125	-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,56
1,25	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,5	0,451	0,568	0,46	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,57

3	0,31	0,592	0,356	0,58	0,44	0,562	0,428	0,574
----------	------	-------	-------	------	------	-------	-------	-------

Fonte: Incropera e Dewitt(1998).

Pode-se estender esse resultado para outros fluidos através da introdução do fator $1,13Pr^{1/3}$, assim

$$\overline{Nu}_D = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_{D,máx}^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \left[\begin{array}{c} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,máx} < 40000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right] \quad (39)$$

As propriedades que aparecem nas equações acima são todas avaliadas na temperatura do filme. Se $N_L < 10$, um fator de correção pode ser utilizado, de tal modo que

$$\overline{Nu}_D|_{(N_L < 10)} = C_2 \cdot \overline{Nu}_D|_{(N_L \geq 10)} \quad (40)$$

Onde C_2 é dado pela Tabela 6.

Tabela 6 – Fator de correção para correlação de Grimison para $N_L < 10$.

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alinhado	0,64	0,8	0,87	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Alternado	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Fonte: Incropera e Dewitt (1998).

O número de Reynolds $Re_{D,máx}$ mostrado anteriormente é baseado na velocidade máxima alinhada, $V_{máx}$ ocorre no plano transversal A_1 , como mostra a Figura 15.a, de modo que, o fluido sendo incompressível, se tem

$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (41)$$

Para a disposição alternada, a velocidade máxima pode ocorrer no plano transversal A_1 e também no plano diagonal A_2 da Figura 15.b. Ela ocorre em A_2 se as fileiras estiverem espaçadas de modo que

$$2(S_D - D) < (S_T - D)$$

$V_{m\acute{a}x}$ ocorre em A_2 se

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2}$$

E é fornecida por

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (42)$$

Se $V_{m\acute{a}x}$ ocorrer no plano A_1 para a disposição alternada, o seu valor pode ser encontrado através da Equação 41.

Através da correlação de Zhukauskas (INCROPERA e DEWITT, 1998), temos

$$\overline{Nu}_D = C \cdot Re_{D,m\acute{a}x}^m \cdot Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{sup}} \right)^{1/4} \left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0,7 < Pr < 500 \\ 1000 < Re_{D,m\acute{a}x} < 2 \times 10^6 \end{array} \right] \quad (43)$$

Onde todas as propriedades, exceto Pr_{sup} , são examinadas na média aritmética das temperaturas de entrada e de saída do fluido, e as constantes C e m são encontrados na Tabela 7.

Tabela 7 – Constantes para correlação de Zhukauskas

Configuração	$Re_{d,max}$	C	M
Alinhado	$10 - 10^2$	0,8	0,4
Alternado	$10 - 10^2$	0,9	0,4
Alinhado	$10^2 - 10^3$	Aproximado por um único cilindro (isolado)	
Alternado	$10^2 - 10^3$		
Alinhado	$10^3 - 2 \times 10^5$	0,27	0,63
$(S_T/S_L > 0,7)^\alpha$			
Alternado	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0,35(S_T/S_L)^{1/5}$	0,6

$(S_T/S_L < 2)^a$			
Alternado	$10^3 - 2 \times 10^5$	0,4	0,6
$(S_T/S_L > 2)^a$			
Alinhado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,021	0,84
Alternado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,022	0,84

Fonte: Incropera e Dewitt (1998).

A razão de se examinar as características do fluido na média aritmética das temperaturas de entrada ($T_e = T_\infty$) e de saída (T_s) se deve pelo fato de que a temperatura do fluido irá diminuir ou aumentar devido à transferência de calor com os tubos. Se a variação na temperatura do fluido $|T_e - T_s|$, for alto, poderia resultar num erro considerável da avaliação das características na temperatura de entrada. Se $N_L < 20$, podemos aplicar um fator de correção, de tal modo que

$$\overline{Nu}_D|_{(N_L < 20)} = C_2 \cdot \overline{Nu}_D|_{(N_L \geq 20)} \quad (44)$$

Onde C_2 é fornecido pela Tabela 8

Tabela 8 – Fator de correção para correlação de Zhukauskas, para $N_L < 20$ ($Re_D > 10^3$)

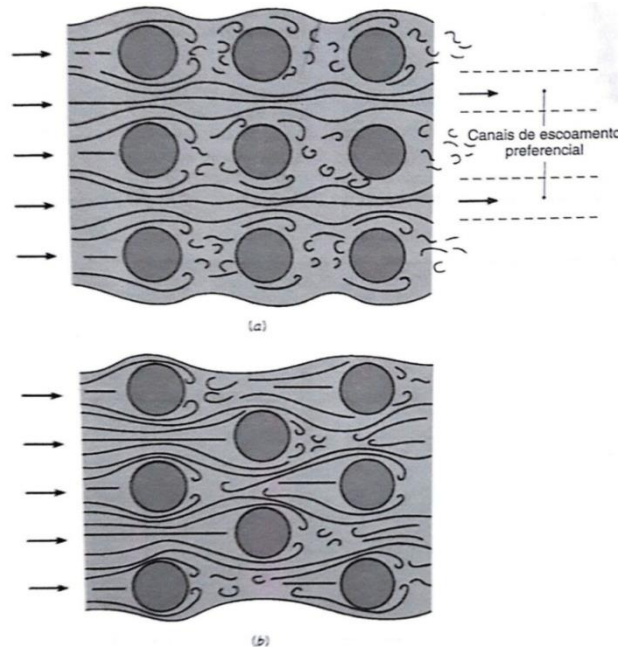
N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alinhado	0,7	0,8	0,86	0,9	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
Alternado	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Fonte: Incropera e Dewitt (1998).

O escoamento no entorno dos tubos na primeira fileira de uma matriz tubular equivale àquele em um único cilindro em um escoamento transversal. Porém, para as fileiras consecutivas, a distribuição dos tubos que influencia na forma do escoamento (Figura 16). Para tubos alinhados na maior parte dos casos, o coeficiente de transferência por convecção em uma fileira cresce com o aumento do número da fileira, até aproximadamente a quinta (INCROPERA e DEWITT, 1998). Porém, para valores pequenos de S_T/S_L , as fileiras a montante protegem as fileiras a jusante em grande parte do escoamento, afetando de forma contrária a transferência de calor. Assim, a operação de feixes tubulares alinhados com $S_T/S_L < 0,7$ (Tabela 7) não é

desejável. Para o arranjo alternado, geralmente, o aumento na transferência de calor é beneficiado pelo escoamento mais tortuoso, especialmente para pequenos números de Reynolds ($Re_D < 100$).

Figura 16 – Condições de escoamento para tubos (a) alinhados (b) alternados



Fonte: Incropera e Dewitt (1998).

Visto que o fluido pode experimentar uma grande variação de temperatura à medida que escoar através do feixe tubular, a taxa de transferência de calor pode ser estimada pelo uso de $\Delta T = T_{sup} - T_{\infty}$, como a diferença de temperatura na lei do resfriamento de Newton. Conforme a movimentação do fluido através do feixe, sua temperatura se aproxima de T_{sup} e, assim, o valor de $|\Delta T|$ diminui. Abaixo temos a média logarítmica das diferenças de temperatura.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{sup} - T_e) - (T_{sup} - T_s)}{\ln\left(\frac{T_{sup} - T_e}{T_{sup} - T_s}\right)} \quad (45)$$

Onde:

T_e : temperatura de entrada do feixe ($^{\circ}\text{C}$)

T_s : temperatura de saída do feixe ($^{\circ}\text{C}$)

T_{sup} : temperatura da superfície ($^{\circ}\text{C}$)

A temperatura de saída, que precisamos para determinar ΔT_{ml} , pode ser estimada pela expressão

$$\frac{T_{sup}-T_s}{T_{sup}-T_e} = \exp\left(\frac{\pi.D.N.\bar{h}}{\rho.V.N_T.S_T.c_p}\right) \rightarrow T_s = T_{sup} - \left\{\left[\exp\left(\frac{\pi.D.N.\bar{h}}{\rho.V.N_T.S_T.c_p}\right)\right](T_{sup} - T_e)\right\} \quad (46)$$

Onde:

N : é o número total de tubos no feixe;

N_T : número de tubos no plano transversal;

ρ : peso específico (kg/m³);

V : velocidade (m/s);

S_t : passo transversal (m);

c_p : calor específico (J/kg.K);

$\bar{h}$: coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m².K);

D : diâmetro (m).

Uma vez conhecida ΔT_{ml} , a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento dos tubos pode ser calculada por

$$q' = N(\bar{h}.\pi.D.\Delta T_{ml}) \quad (47)$$

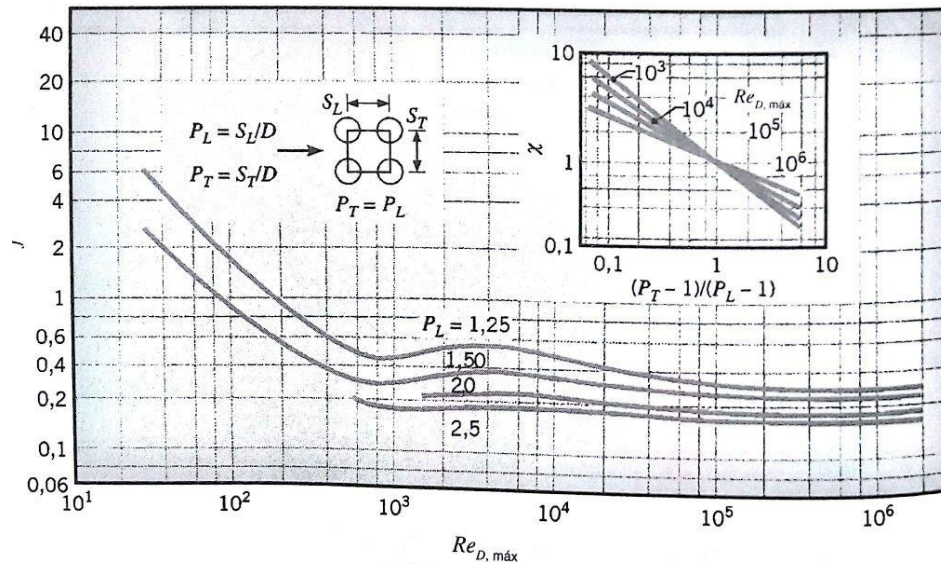
A potência necessária para deslocar o fluido através do feixe corresponde ao principal custo operacional e é diretamente proporcional à queda de pressão, que pode ser representado por

$$\Delta p = N_L X \left(\frac{\rho.V_{máx}^2}{2} \right) f \quad (48)$$

O fator de atrito f e o fator de correção X estão plotados na Figura 17 e Figura 18. A Figura 17 corresponde a uma configuração alinhada, onde os passos longitudinal e transversal adimensionais, $P_L \equiv S_L/D$ e $P_T \equiv S_T/D$, são iguais. O fator de correção X , plotado no detalhe, é usado com o intuito de possibilitar a aplicação dos resultados para outras distribuições de feixes tubulares com tubos alinhados (INCROPERA e DEWITT, 1998). A Figura 18 concentra-se a uma distribuição de tubos alternada, onde $S_T = S_D$ e o fator de correção é utilizado para outras distribuições

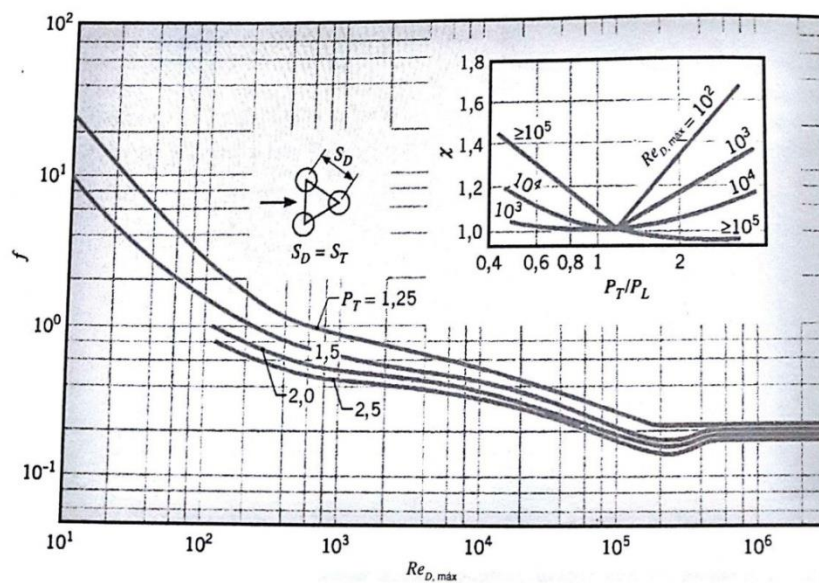
alternadas. O número de Reynolds que aparece na Figura 17 e 18 é baseado na velocidade máxima do fluido $V_{m\acute{a}x}$.

Figura 17 – Fator de atrito e fator de correção, configuração alinhada do feixe tubular.



Fonte: Incropera e Dewitt (1998).

Figura 18 – Fator de atrito e fator de correção, configuração alternada do feixe tubular.



Fonte: Incropera e Dewitt (1998).

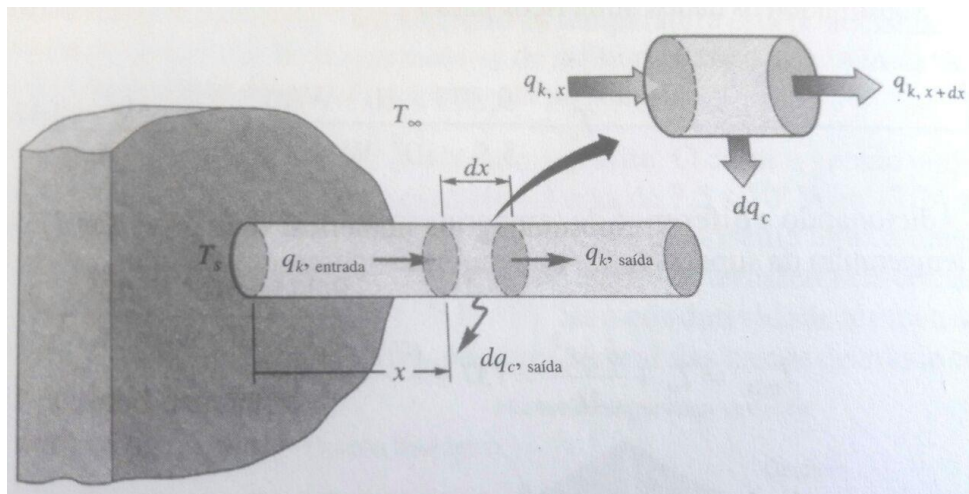
2.19 SUPERFÍCIES ESTENDIDAS

As superfícies estendidas têm grande aplicação industrial como aletas instaladas nas paredes de equipamentos de transferência de calor, com o objetivo de aumentar a taxa de resfriamento ou aquecimento (KREITH e BOHN, 2003).

2.19.1 Aletas de seção transversal uniforme

Considere uma aleta de pino da qual a base está fixada em uma superfície à temperatura T_s (Figura 19). A aleta é resfriada ao longo de sua extensão por um fluido a uma temperatura T_∞ , com uma área da seção transversal A uniforme e é composta por um material com condutividade k uniforme; sendo coeficiente de transferência de calor entre a superfície da aleta e o fluido $\bar{h}_c$ (KREITH e BOHN, 2003). Considerando que a temperatura em qualquer ponto da seção transversal da haste é uniforme, ou seja, $T = T(x)$ somente.

Figura 19 – Esquema de uma aleta de pino projetando-se de uma parede.



Fonte: Kreith e Bohn (2003).

Em um pequeno elemento da aleta o calor flui por condução para dentro da face esquerda do componente, ao passo que flui para fora do elemento por condução através da face direita e por convecção a partir da superfície. Sob condições de estado estacionário, e se k e $\bar{h}_c$ forem uniformes (KREITH e BOHN, 2003). Será pertinente definir um excedente de temperatura da aleta acima da temperatura ambiente, $\theta(x) = [T(x) - T_\infty]$, assumindo a seguinte forma

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \quad (49)$$

Onde $m^2 = \bar{h}_c \cdot P / k \cdot A$

A Equação 49 é uma equação diferencial de segunda ordem, linear e homogênea, e sua solução geral é

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (50)$$

Para definir as constantes C_1 e C_2 é essencial identificar as condições de contorno adequadas. Uma condição é que, na base ($x = 0$), a temperatura da aleta é igual à temperatura da parede, ou

$$\theta(0) = T_s - T_\infty = \theta_s \quad (51)$$

Outras condições de contorno podem ser estabelecidas pela condição física na ponta da aleta (KREITH e BOHN, 2003). Abordaremos os quatro casos seguintes.

a) A aleta é muito extensa e a temperatura na ponta se aproxima da temperatura do fluido:

$$\theta = 0 \quad \text{em} \quad x = L$$

b) A ponta da aleta é isolada:

$$\frac{d\theta}{dx} = 0 \quad \text{em} \quad x = L$$

c) A temperatura na ponta da aleta é fixa:

$$\theta = \theta_L \quad \text{em} \quad x = L$$

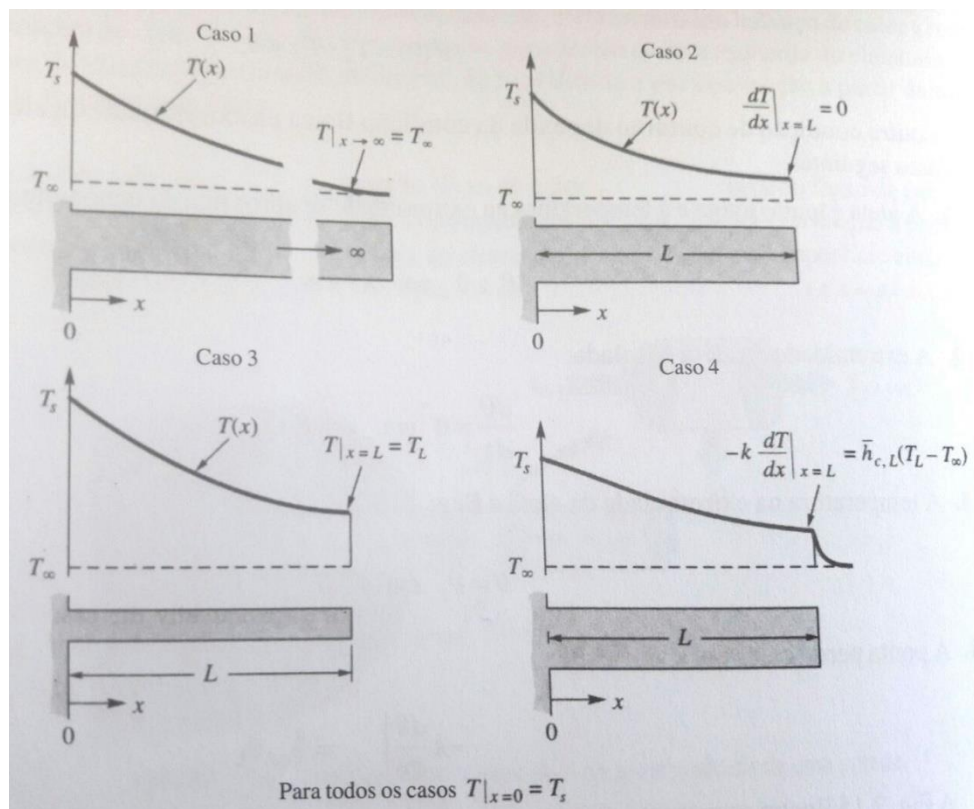
d) A extremidade perde calor por convecção:

$$-k \frac{d\theta}{dx} \Big|_{x=L} = \bar{h}_{c,L} \theta_L$$

No caso (a), a segunda condição de contorno pode ser realizada somente se C_1 na Equação 51 for igual a zero, ou seja,

$$\theta(x) = \theta_s e^{-mx} \quad (52)$$

Figura 20 – Representação esquemática de quatro condições de contorno na ponta de uma aleta.



Fonte: Kreith e Bohn (2003).

Geralmente nosso interesse não é só no arranjo de temperaturas, mas também na taxa total de transferência de calor para a ou a partir da aleta, e podemos obter ela por de dois métodos distintos (KREITH e BOHN, 2003). Como o calor conduzido através da raiz da aleta deve ser igual ao calor transferido por convecção a partir da superfície da haste para o fluido, temos

$$q_{aleta} = -k.A \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = \int_0^{\infty} h_c.P[T(x) - T_{\infty}]dx = \int_0^{\infty} \bar{h}_c.P.\theta(x)dx \quad (53)$$

Efetuada a diferenciação da Equação 52 e substituindo o resultado para $x = 0$ na Equação 53, obtemos

$$q_{aleta} = -k.A[m.\theta(0)e^{(-m)0}] = \sqrt{\bar{h}_c.P.A.K}.\theta_s \quad (54)$$

As Equações 52 e 54 são uma estimativa aceitável da distribuição de temperatura e da taxa de fluxo de calor em uma aleta finita, se o quadrado de seu comprimento for maior que à sua área da seção transversal (KREITH e BOHN, 2003). Se a haste for de comprimento finito, mas ignorando a perda de calor a partir de sua extremidade, a segunda condição de contorno requer que o gradiente de temperatura em $x = L$ seja zero, ou seja, $\frac{dT}{dx} = 0$ em $x = L$. Estas condições exigem que

$$\left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{x=L} = 0 = m.C_1.e^{mL} - C_2.e^{-mL} \quad (55)$$

Resolvendo a Equação 55 para a condição 2 juntamente com a relação para a condição 1, a qual exige que

$$\theta(0) = \theta_s = C_1 + C_2$$

Obtemos

$$C_1 = \frac{\theta_s}{1+e^{2.m.L}} C_2 = \frac{\theta_s}{1+e^{-2.m.L}}$$

Trocando as relações acima para C_1 e C_2 na Equação 50, obtemos a distribuição de temperaturas

$$\theta = \theta_s \left(\frac{e^{m.x}}{1+e^{2.m.L}} + \frac{e^{-m.x}}{1+e^{-2.m.L}} \right) = \theta_s \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh(m.L)} \quad (56)$$

A perda de calor a partir da aleta pode ser dada pela substituição do gradiente da temperatura na raiz dentro da Equação 53. Notamos que $\tanh(m.L) = (e^{m.L} - e^{-m.L})/(e^{m.L} + e^{-m.L})$, obtemos

$$q_{aleta} = \sqrt{\bar{h}_c P.A.k.\theta_s} \tanh(m.L) \quad (57)$$

Os resultados para as outras duas condições da ponta podem ser obtidos de forma similar, porém a álgebra é mais extensa (KREITH e BOHN, 2003). Por conveniência, os quatro casos estão resumidos na Tabela 9.

Tabela 9 – Equações para a distribuição de temperaturas e a taxa de transferência de calor por aletas de seção transversal uniforme^a.

Caso	Condição da ponta ($x = L$)	Distribuição de temperaturas θ/θ_s	Taxa de transferência de calor da aleta q_{aleta}
1	Aleta infinita ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$	$e^{-m.x}$	M
2	Adiabática: $\frac{d\theta}{dx} _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m.L - (x_L/x_s)}{\cosh m.L}$	$M \tanh m.L$
3	Temperatura fixa $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_s) \sinh m.x \times \sinh m(L-x)}{\sinh m.L}$	$\frac{\cosh ML - (\theta_L/\theta_s)}{\sinh ML}$
4	Transferência de calor por convecção $\bar{h}_c \theta(L) = -k \frac{d\theta}{dx} _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x + (\bar{h}_c/m.k)) \sinh m(L-x)}{\cosh m.L + (\bar{h}_c/m.k) \sinh m.L}$	$\frac{\sinh mL + (\bar{h}_c/m.k) \cosh m.L}{\cosh mL + (\bar{h}_c/m.k) \sinh m.L}$

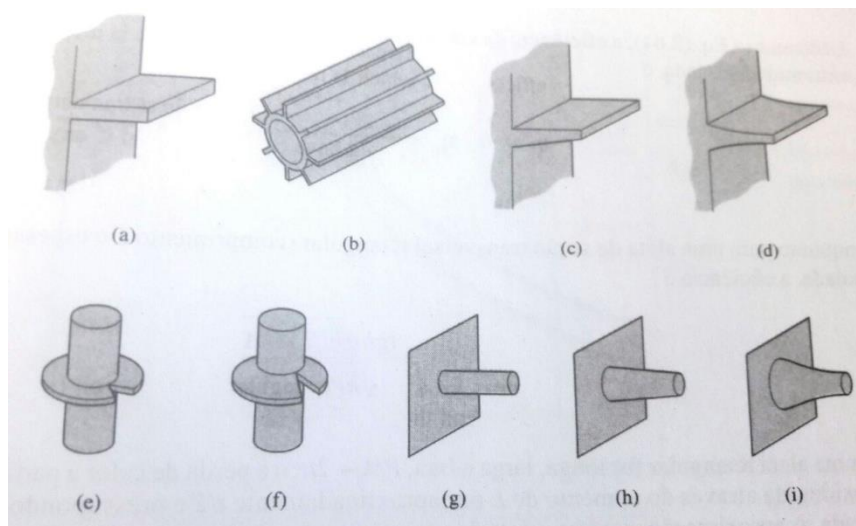
Fonte: Kreith e Bohn (2003)

2.19.2 Seleção e projeto de aletas

As aletas são aplicadas quando se quer aumentar a taxa de transferência de calor a partir de uma superfície (KREITH e BOHN, 2003). As aletas são utilizadas para acrescer a taxa de transferência de calor da parede, aumentando a dimensão de

contato entre as superfícies que trocam de calor. Se o material que a aleta é composta ter alta condutividade térmica, o gradiente de temperatura ao longo da mesma será baixo e as propriedades de transferência de calor da parede serão aperfeiçoadas. As aletas são fornecidas em diversas formas e formatos, como mostrado pela Figura 21, onde (a) aleta longitudinal de perfil retangular; (b) tubo cilíndrico com aletas de perfil retangular; (c) aleta longitudinal de perfil trapezoidal; (d) aleta longitudinal de perfil parabólico; (e) tubo cilíndrico com aleta radial de perfil retangular; (f) tubo cilíndrico com aleta radial de perfil cônico truncado; (g) aleta de pino cilíndrico; (h) saliência cônica truncada; (i) saliência parabólica.

Figura 21 – Esquemas de diferentes tipos de aletas



Fonte: Kreith e Bohn (2003)

A seleção de uma geometria apropriada de aleta requer compromisso entre custo, peso, espaço livre e queda de pressão do fluido de transferência de calor, assim como, das propriedades de transferência de calor da superfície estendida. Tendo em vista o desempenho térmico, o tamanho, a forma e o comprimento mais cobiçáveis de aleta podem ser obtidos por meio de uma análise (KREITH e BOHN, 2003).

A eficiência da transferência de calor de uma aleta é medida através de um parâmetro denominado eficiência da aleta η_f , que é definido como

$$\eta_f = \frac{\text{calor real transferido}}{\text{calor que seria transferido se um inteiro estivesse na temperatura de base}} \quad (58)$$

Aplicando a Equação 58, a eficiência de uma aleta de pino circular de Diâmetro D e comprimento L , com uma ponta isolada, é

$$\eta_f = \frac{\tanh \sqrt{4.L^2.\bar{h}/k.D}}{\sqrt{4.L^2.\bar{h}/k.D}} \quad (59)$$

ao mesmo tempo que para uma aleta de seção transversal retangular (comprimento L e espessura t) e uma ponta isolada, a eficiência é

$$\eta_f = \frac{\tanh \sqrt{P.L^2.\bar{h}/k.A}}{\sqrt{P.L^2.\bar{h}/k.A}} \quad (60)$$

Se uma aleta retangular for longa, larga e fina, $P/A \sim 2/t$, e a perda de calor a partir da ponta pode ser estimada através do aumento de L por aproximadamente $t/2$ e sabendo que a ponta esteja isolada (KREITH e BOHN, 2003). A aproximação mantém a área da superfície igual ao caso real e a eficiência da aleta faz-se então

$$\eta_f = \frac{\tanh \sqrt{2.L_c^2.\bar{h}/k.t}}{\sqrt{2.L_c^2.\bar{h}/k.t}} \quad (61)$$

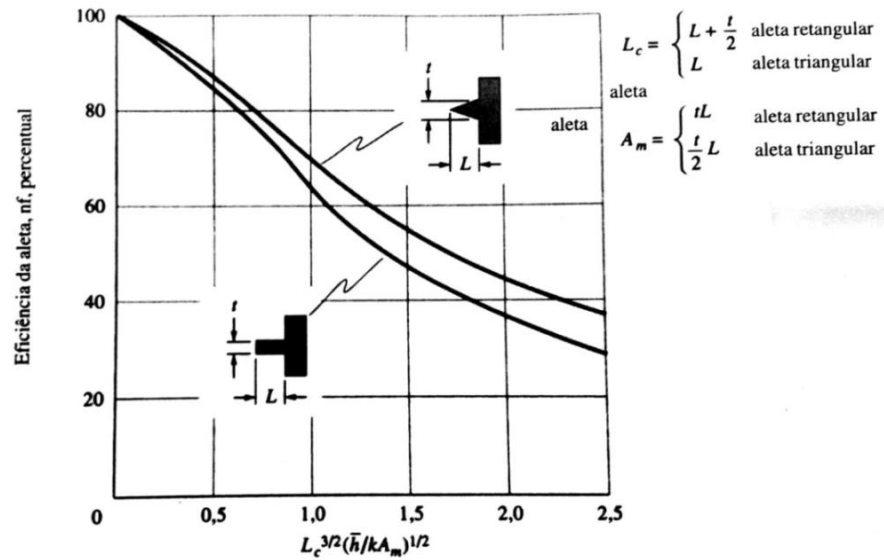
Onde $L_c = \left(L + \frac{t}{2}\right)$

O erro derivado dessa aproximação será menor que 8% quando

$$\left(\frac{\bar{h}t}{2.k}\right)^{1/2} \leq \frac{1}{2}$$

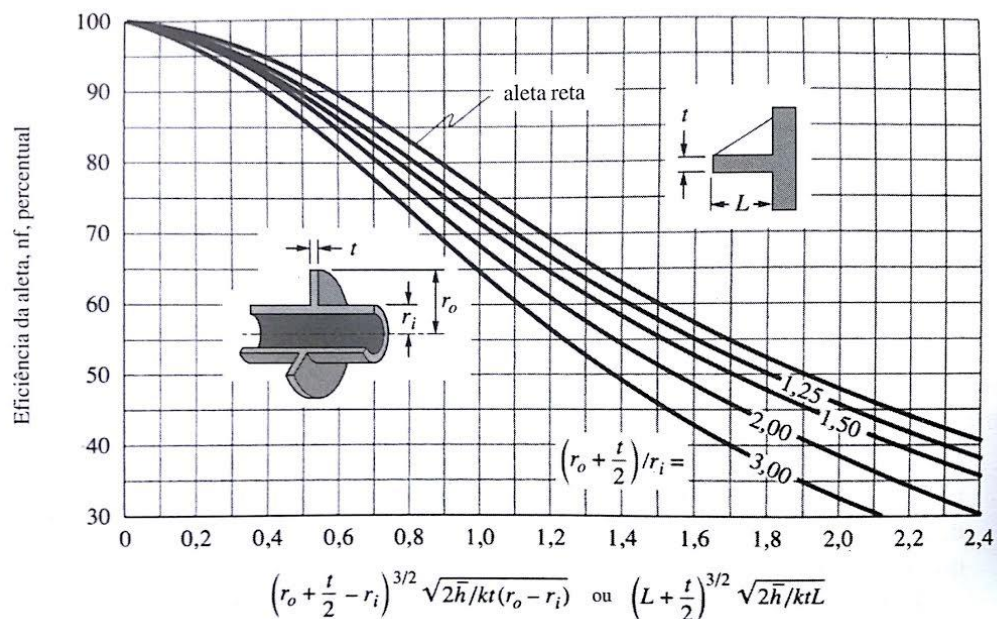
Constantemente, é conveniente usar a área do perfil de uma aleta, A_m . Para um formato retangular, A_m é L_t , enquanto para uma seção transversal triangular, A_m é $L_t/2$, em que t é a espessura da base. Na Figura 22, as eficiências para aletas retangulares e triangulares são contrapostas. A Figura 23 mostra a eficiência para aletas circunferências de seção transversal retangular.

Figura 22 – Eficiência das aletas retangulares e triangulares.



Fonte: Kreith e Bohn (2003).

Figura 23 – Eficiência das aletas retangulares circunferências.



Fonte: Kreith e Bohn (2003).

Para uma área A sendo a superfície plana, a resistência térmica é $1/\bar{h} \cdot A$. Adicionando as aletas aumentam a área superficial, mas também introduz uma resistência de condução sobre a porção da superfície original na qual as aletas estão

dispostas (KREITH e BOHN, 2003). Assim, a adição de aletas nem sempre acresce a taxa de transferência de calor.

Pode-se notar que a eficiência da aleta atinge seu valor máximo para o caso de $L = 0$, isto é, sem nenhuma aleta. Não é viável aumentar o desempenho em relação ao comprimento da aleta. Geralmente é de nosso interesse aumentar a eficiência em relação à quantidade de material na aleta, já que essa otimização afeta diretamente o custo.

As aletas aumentam a transferência de calor para ou a partir de um gás e apresentam menor eficiência quando o meio é um líquido em convecção forçada, no entanto não apresentam vantagens na transferência de calor para líquidos em ebulição ou de vapores em condensação (KREITH e BOHN, 2003).

Assim, se forem empregadas aletas, elas devem ser aplicadas no lado da superfície de troca de calor onde o coeficiente de transferência de calor entre a superfície e o fluido é menor. Dando enfoque a transferência de calor, aletas finas, delgadas, próximas umas das outras são preferíveis a poucas aletas espessas. Evidentemente, aletas feitas de materiais que tenham alta condutividade térmica são melhores.

Para obter a eficiência total, η_t , de uma superfície com aletas, compatibilizamos a porção não aletada da superfície, a 100% de eficiência, com área da superfície das aletas a η_f , ou

$$A_0\eta_t = (A_0 - A_f) + A_f\eta_f \quad (62)$$

Onde:

A_0 = área total de transferência de calor;

A_f = área de transferência de calor das aletas.

Para a transferência de calor entre dois fluidos separados por uma parede o coeficiente global de transferência de calor U_0 é dado pela Equação 63 (KREITH e BOHN, 2003).

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{t0}h_0} + R_{k_{parede}} + \frac{A_0}{\eta_{ti}A_ih_i}} \quad (63)$$

Onde

$R_{k_{parede}}$ = resistência térmica da parede na qual as aletas estão montadas, superfície externa ($m^2.K/m$);

A_0 = área total da superfície externa, (m^2);

A_i = área total da superfície interna, (m^2);

η_{t0} = eficiência total para superfície externa;

η_{ti} = eficiência total para superfície interna;

$\bar{h}_0$ = coeficiente médio de transferência de calor para a superfície interna, ($W/m^2.K$).

Para tubos com aletas apenas na parte externa-o mais usual na prática, η_{ti} é unitário e $A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$.

2.20 VENTILADORES

Um ventilador pode ser definido como uma turbomáquina que transmite energia com o fim de gerar a pressão exigida para manter o fluxo de ar contínuo (GOMES, 2010).

Um ventilador possui basicamente um motor de acionamento, dispositivos de controle próprio, regulação de velocidade, comutação de polaridade, etc, e um propulsor giratório em contato com o ar. O propulsor pode ser da forma de rotor com pás, para ventiladores centrífugos, ou de uma hélice com pás de diversas formas e em vários números, para ventiladores axiais.

Os ventiladores são classificados pelo tipo de rotor, número de estágios, nível de pressão e pelos seus detalhes construtivos. Pelo tipo de rotor o ventilador pode ser classificado como ventiladores centrífugos e axiais.

Tabela 10 – Classificação dos ventiladores

TIPO	Nº DE ESTÁGIOS	CARACTERÍSTICAS	NOME
Ventilador Radial ou Centrifugo	1	Baixa pressão: até 150 mmH ₂ O D ₂ /D ₁ = 1,1 ~ 1,3	Ventilador centrífugo

Ventilador Axial		Média pressão: até 250 mmH ₂ O D ₂ /D ₁ = 1,3 ~ 1,6	Ventilador centrífugo
		Alta pressão: até 250 ~ 750 mmH ₂ O D ₂ /D ₁ = 1,6 ~ 2,8	Soprador
	>1	p até 10 kgf/cm ² (100 mmH ₂ O, D ₁ /D ₂ até 4)	Compressor ou turbocompressor
	1	Hélices simples para movimentação de ar ambiente, ventilador de teto, ventilador de coluna, carcaça tubular envolve rotor único.	Ventilador helicoidal Tubo-axial
	>1	p até 3 kgf/cm ² (30 mmH ₂ O)	Turbo compressor

Fonte: Alé (2001).

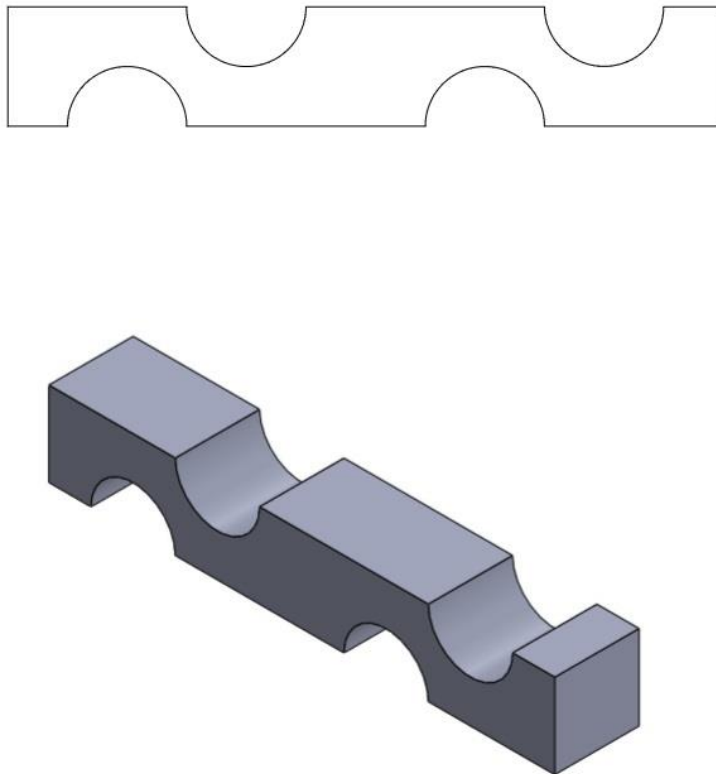
3 METODOLOGIA

3.1 MATERIAL

3.1.1 Aletas do trocador de calor

Neste estudo, as simulações são feitas com trocadores de calor de tubos com arranjos escalonados em quatro fileiras de aletas com 25,4 mm, 12,7 mm, 6,35 mm e 4,23 mm. As geometrias são mostradas na Figura. 24 e listadas na Tabela 11. Os dados computacionais incluem fluxo de ar, camada de geada e aleta de alumínio.

Figura 24 – Geometria da aleta.



Fonte: Autor (2017).

Tabela 11 – Dimensões principais do trocador de calor

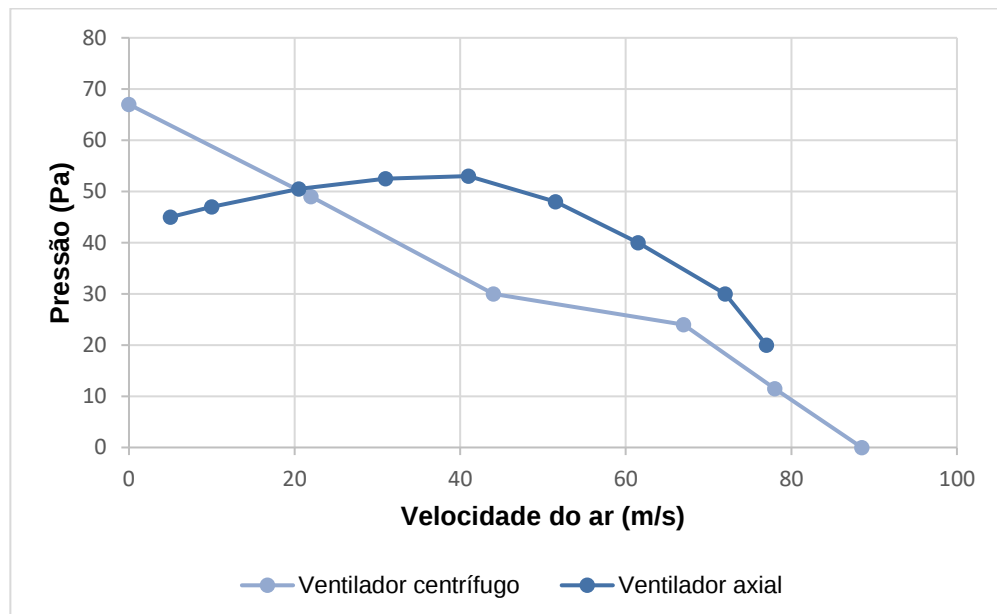
FP (mm)	25,4 – 12,7 – 6,35 – 4,23	x_1	36,21 mm
P_t	21 mm	x	72,4 mm
P_e	18,1 mm	x_0	72,4 mm
D_f	0,25 mm	D_c	7,53 mm

Fonte: Autor (2017).

3.1.2 Ventilador

Nesta simulação utilizou-se o ventilador centrífugo e o ventilador axial. As características do ventilador são representadas por uma curva de volume pressão-ar, que pode ser obtida com os fabricantes de ventiladores e modificada pela “lei de ventilador”, em que o fluxo de volume foi alterado para uma velocidade média. No Gráfico 1 foi observado que esses dois modelos têm uma grande diferença em suas curvas de desempenho e causam um comportamento diferente após a combinação com o trocador de calor.

Gráfico 1 – Curva de desempenho dos ventiladores.



Fonte: Autor (2017).

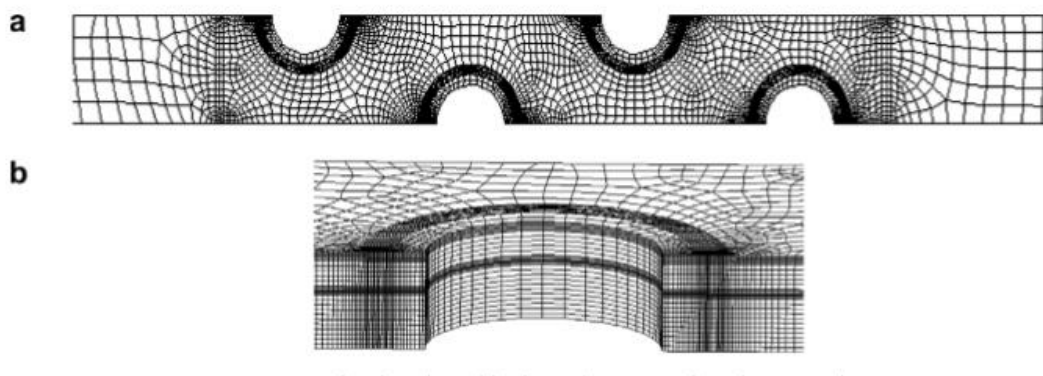
3.1.3 OpenFOAM®

Em 2004, a versão 1.0 do pacote CFD OpenFOAM® (*Open Field Operation and Manipulation*) foi liberada sob a GPL (*General Public Licence*), este programa pode simular fluxos de fluidos complexos envolvendo reações químicas, turbulência, transferência de calor, dinâmicas sólidas, eletromagnéticas e custos do sistema. A OpenFOAM® é um pacote gratuito de código livre produzido pela Open CFD Ltda. Para validar as capacidades dos casos de teste simples do OpenFOAM® o *software* foi configurado e os resultados foram comparados com o pacote CFD (*Computacional Fluid Dynamics*) comercial. Os resultados obtidos no OpenFOAM foram muito promissores em comparação com o pacote de *Software* CFD Comercial de código aberto.

3.1.4 Malha

A malha utilizada no estudo é mostrada na Figura 25. Devido à complexidade da geometria do tubo aletado, um sistema de grade desestruturado é gerado pela função “Auto Mesh” do Star-CD para o canal de fluxo de ar e a grade estruturada é usada na parte sólida. Star-CD é um pacote de CFD com volume finito.

Figura 25 – Malha computacional utilizada no estudo, (a) vista x-y, (b) perto do tubo.



Fonte: Autor (2017).

3.2 MÉTODO

Neste estudo, as simulações foram realizadas no *software* OpenFOAM®, onde os trocadores de calor são de tubos com aletas de quatro fileiras de 4,23 mm, 6,35 mm, 12,7 mm e 25,4 mm. Dois modelos de ventiladores, axial e centrífugo, são utilizados para as simulações. As seguintes proposições são feitas

- a) Fluxo incompatível, propriedades constantes, flutuabilidade e força são desprezadas;
- b) As camadas de geada que são formadas na superfície das aletas e tubos são homogêneas;
- c) A transferência de calor dentro da camada de gelo é apenas através da condução de calor, e ignoramos a transferência de massa;
- d) De acordo com o estudo de Mago e Sherif (2005), a camada de gelo cresce lentamente, assim, assumimos que o processo é quase estável no modelo. As variações de espessura, condutividade e a densidade da geada durante o processo são desprezados;
- e) Com base nos estudos de Ahmet (2000) e Iragorri (2004), duas condições de geada, de 0,1 W/m.K e 0,3 W/m.K com densidade de gelo de 300 kg/m³ são selecionados para cobrir as diferentes condições de geada. O calor específico do gelo usado no software é de 1930 J/kg.K.

As propriedades das aletas de alumínio e do ar utilizadas no software estão dispostas na Tabela 12.

Tabela 12 – Propriedades das aletas e do ar utilizadas no software.

Densidade kg/m ³	Calor específico J/kg.K	Condutividade térmica W/m.K	Viscosidade dinâmica kg.m/s
2702	903	237	
1265	1006	0,02637	1,75x10 ⁻⁵

Fonte: Autor (2017).

As condições de fronteira do domínio computacional são definidos da seguinte forma:

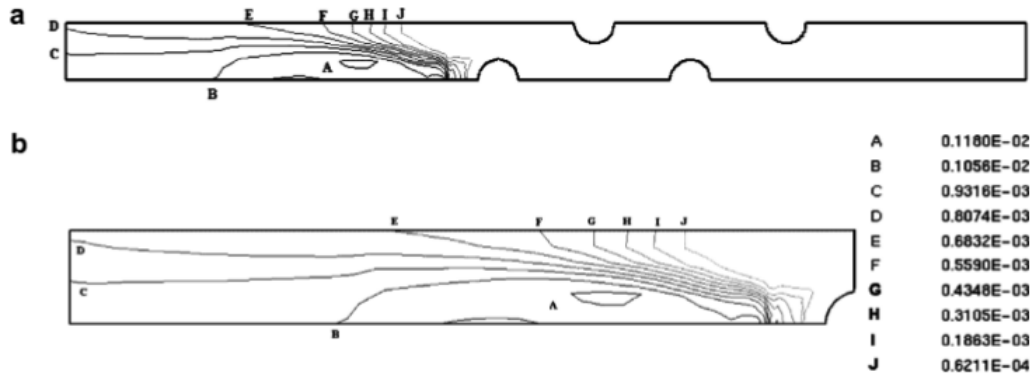
- a) Velocidade uniforme do ar com uma temperatura de entrada constante de 5 °C;

- b) Uma condição de limite da tomada do livre-gradiente é ajustada;
- c) O limite de “simetria” é definido nos dois planos simétricos;
- d) A condição de limite anti-deslizante é definida em toda a superfície sólida enquanto a temperatura da parede do tubo é mantida a uma temperatura constante de 35 °C com transferência de calor conjugado entre a camada de trás e da frente.

Um código CFD comercial Star-CD é usado neste estudo para determinar os campos de fluxo e temperatura. Com exceção de Leu *et al.* (2004), que utilizou um padrão k-e (condutividade térmica pela espessura) como modelo turbulento, a maioria das pesquisas anteriores, como Jang *et al.* (1996) e Mendez *et al.* (2000) usaram equações de fluxo laminar em suas simulações do trocador de calor de aletas e tubo. Neste estudo, o fluxo do fluido na saída do trocador de calor pode estar em transição ou em regime turbulento quando a camada de geada é consideravelmente espessa. Nesse caso, a simulação pode não convergir pelo modelo de fluxo laminar, portanto, o número de Reynolds para o modelo número k-e é aplicado neste estudo para calcular campos de fluxo misto (laminar combinado, transição e fluxo turbulento). Um teste do modelo de número de Reynolds é realizado para examinar a aplicabilidade deste modelo no campo de fluxo misto.

Em primeiro lugar, o modelo de número de Reynolds foi usado para calcular um campo de fluxo totalmente laminar (um trocador de calor com 0,2 m/s de velocidade do ar de entrada). A solução é quase a mesma como a do cálculo das equações laminares. As viscosidades de Foucault são pequenas em comparação com as viscosidades moleculares. Isso indica que o número de Reynolds é turbulento e o modelo pode ser aplicado diretamente no laminar na região de fluxo. Em seguida, a velocidade do ar de entrada foi aumentada para 2 m/s, os resultados calculados do campo de fluxo são mostrados na Figura 26, onde as viscosidades de Foucault do fluxo entre as aletas são próximos de zero, sugerindo que uma região de fluxo laminar prevalece. No entanto, a viscosidade de Foucault aumenta rapidamente à medida que o fluxo sai das aletas. Na verdade, a maior viscosidade dos redemoinhos na saída é cerca de 70 vezes maior do que a viscosidade molecular ($1,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$), assim, o fluxo já não é laminar.

Figura 26– Resultados calculados do campo de fluxo.



Fonte: Huang *et al.* (2008).

As seguintes equações são usadas neste estudo, a Equação 64 para o momento reduzido do modelo de turbulência (k-e), e a Equação 65 para o modelo de energia para um número de Reynolds pequeno (k-e).

$$\begin{aligned}
 & \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho U \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \rho V \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} + \rho W \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \\
 &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} + \mu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} + \mu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} + \mu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right] - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \\
 & C_1 \rho \frac{\varepsilon}{K} \left[2 \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 \right]
 \end{aligned} \quad (64)$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon \\
 & \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} f_\varepsilon \frac{\varepsilon^2}{k}
 \end{aligned} \quad (65)$$

O Programa SIMPLE foi aplicado no procedimento de iteração. A convergência numérica aceita apenas quando a vazões de velocidades, pressão, temperatura e turbulência são menores que 105. Optou-se pelo método do vento devido a sua boa estabilidade. Há várias separações das regiões de fluxo neste estudo, especialmente na saída do trocador de calor, que torna a convergência do processo iterativo numérica mais complicada. Esta é a razão de se utilizar o método upwind neste estudo e a sua precisão poderia ser melhorada utilizando grades.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Um teste de independência de grade foi realizado no caso de velocidade do ar de entrada de 2 m/s, passo de 6,35 mm, aleta de 0,25 mm espessura e 1 mm de espessura de geada. A taxa de transferência de calor é a principal variável afetada pela geada, ela é selecionada em um teste independente de grade variável, e é comparada com diferentes malhas. Além disso, o desequilíbrio de energia entre o lado do tubo e o lado do ar também é verificado para diferentes malhas. Para o desequilíbrio de energia de cada malha é necessário um CFD baseado em um volume finito e deve ser cuidadosamente verificado. Isso ocorre porque o desequilíbrio de energia de cada malha é demasiadamente pequeno, sua acumulação pode tornar o valor inaceitável. O teste de independência da grade é apresentado na Tabela 13. Pode-se observar que o erro de desequilíbrio de energia para 151.890 malhas é de 0,541% e o erro relativo entre 151,890 e 213 350 malhas é de 0,144%. Para obter um valor em um tempo mais curto, com boa precisão e erro de desequilíbrio de energia aceitável, foram utilizados 150.000 malhas em todos os casos neste estudo.

Tabela 13 – Teste de independência da grade.

	NÚMERO DE MALHAS			
	61.206	122.956	151.890	213.350
Erro relativo	1,13228	1,06278	1,06561	1,06715
Erro de desequilíbrio de energia	0,24%	0,42%	0,51%	0,41%
Taxa de transferência de calor (W)	6,96%	0,27%	0,27%	0,14%

Fonte: Autor (2017).

Da Tabela 13 pode-se ver que a erro de desequilíbrio de energia de todas as malhas é inferior a 105 malhas com o erro total acumulado até 0,005%.

Para validar a precisão da simulação, os cálculos são comparados com o trabalho experimental de Wang *et al.* (2000), e as comparações são tabuladas na Tabela 14.

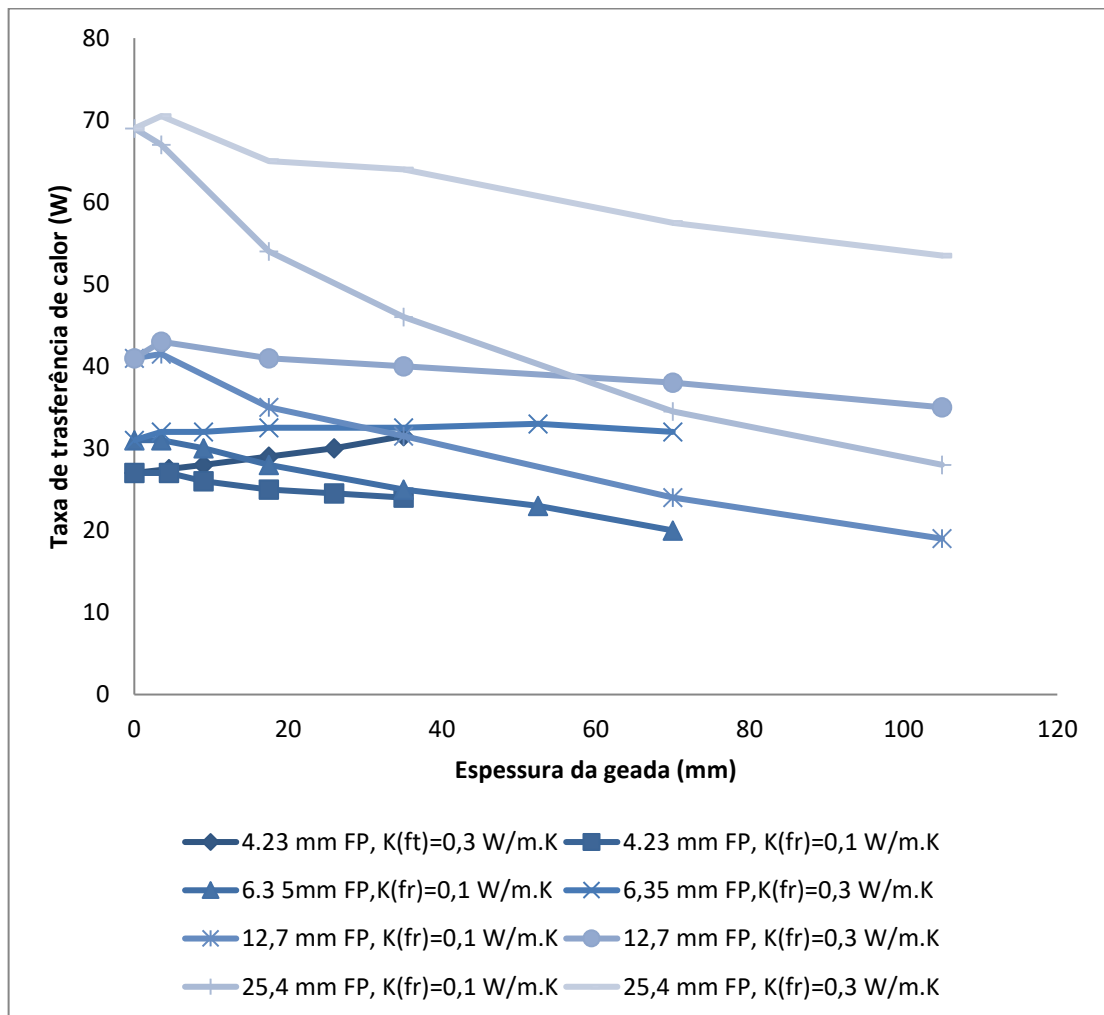
Tabela 14 – Comparação dos cálculos com o trabalho de Wang et. al.

	Resultado Computacional	Resultado Experimental	Erro
Coefficiente de transferência de calor	47 W/m ² .K	42 W/m ² .K	11,90%

Fonte: Autor (2017).

Como visto na Tabela 14, o desvio entre valores de Wang *et al.* e os resultados experimentais são cerca de 12%, que está dentro da incerteza experimental (3 - 15%). A partir da validação acima, conclui-se que o software de simulação é capaz de resolver o problema do trocador de calor com uma precisão razoável.

Gráfico 2 – Efeito da espessura de geada na taxa de transferência de calor.



Fonte: Autor (2017).

O efeito da espessura de geada causa perda de carga e diminui a taxa de transferência de calor em um canal único, com diferentes campos de aletas e

conduções de frio. A velocidade no início da entrada é de 2 m/s, como mostrado no Gráfico 2.

A camada de gelo tem dois efeitos no mecanismo de transferência de calor no trocador de calor de tubo aletado. O crescimento da geada leva ao estreitamento do canal de fluxo que desencadeia à aceleração da velocidade do ar quando seu volume é fixo, resultando em um aumento do coeficiente de transferência de calor do lado do ar. Devido à contração do fluxo a resistência térmica da camada de gelo será aumentada

Assim, a resistência térmica total efetiva do ar para a aleta compreende-se em duas partes: resistência térmica condutora e a resistência térmica convectiva do fluxo de ar, e é expresso da seguinte forma:

$$\text{Resistência térmica condutora} = \frac{\text{espessura da geada}}{\text{condutividade térmica da geada} \times \text{área}} \quad (63)$$

$$\text{Resistência térmica convectiva} = \frac{1}{\text{coeficiente de transferência de calor} \times \text{área}} \quad (64)$$

Portanto, a influência do crescimento da geada na taxa de transferência de calor depende dos efeitos combinados do aumento de resistência condutora e diminuição de resistência de convecção.

O efeito da condutividade da geada combinado com a influência do passo da barbatana é mostrada no Gráfico 2. Como mostrado no Gráfico 2, a taxa de transferência de calor do passo da aleta com valores de FP de 4,23 mm e 6,35 mm com kfr de 0,3 W/m.K. A condutividade térmica aumenta com o crescimento da espessura da geada, principalmente por acelerar a velocidade do ar, no entanto, pode-se ver que, quando a condutividade da geada é reduzido para 0,1 W/m.K, a transferência de calor diminui uniformemente. A redução da condutividade térmica da geada não só aumenta sua resistência térmica, mas também reduz a eficiência da aleta. Nestes dois casos, o aumento da transferência de calor por aceleração do fluxo pode superar a resistência térmica condutora causada pela camada de gelo. Ao contrário dos casos de 6,35 mm e 4,23 mm de aleta, as taxas de transferência de calor para valores de FP de 25,4 mm e 12,7 mm também diminuiu uniformemente, com a espessura da geada para valores de kfr de 0,3 W/m.K e 0,1 W/m.K. Isto é relacionado

ao espaçamento maior da aleta que diminui o efeito de aceleração na transferência de calor causada pela camada de geada. A diminuição da transferência de calor causado pela resistência térmica da camada de gelo supera o aumento da transferência de calor pela aceleração do fluxo, resultando na diminuição da taxa de transferência de calor. Perto da espessura da geada de 0,1 mm, a taxa de transferência de calor para os arranjos de aleta de 25,4 e 12,7 mm com kfr de 0,3 W/m.K também revela uma queda.

Depois de verificar os resultados da computação, temos algumas opiniões diferentes sobre esse fenômeno. Muitas pesquisas mostraram que o aumento inicial do coeficiente de transferência de calor acontece devido o aumento da rugosidade da superfície.

Observou que a transferência de calor do ar para o trocador de calor pode ser dividido em duas partes, uma é do ar através da geada até a aleta; o outro é da aleta para o tubo.

As taxas de transferência de calor relevantes (através da aleta e direto para tubo) com a espessura da geada de 0,1 mm para um trocador de calor idêntico sem geada são mostrados na Tabela 15 para comparação detalhada.

Tabela 15 – Taxa de transferência de calor (W) para espessura de geada de 0 e 0,1 mm.

Passo de aleta	Sem geada (0 mm)	Tubo (0 mm)	Com geada (0,1 mm)	Tubo (0,1 mm)
25,4	0,857	2,009	0,841	2,096
12,7	0,881	0,829	0,883	0,906

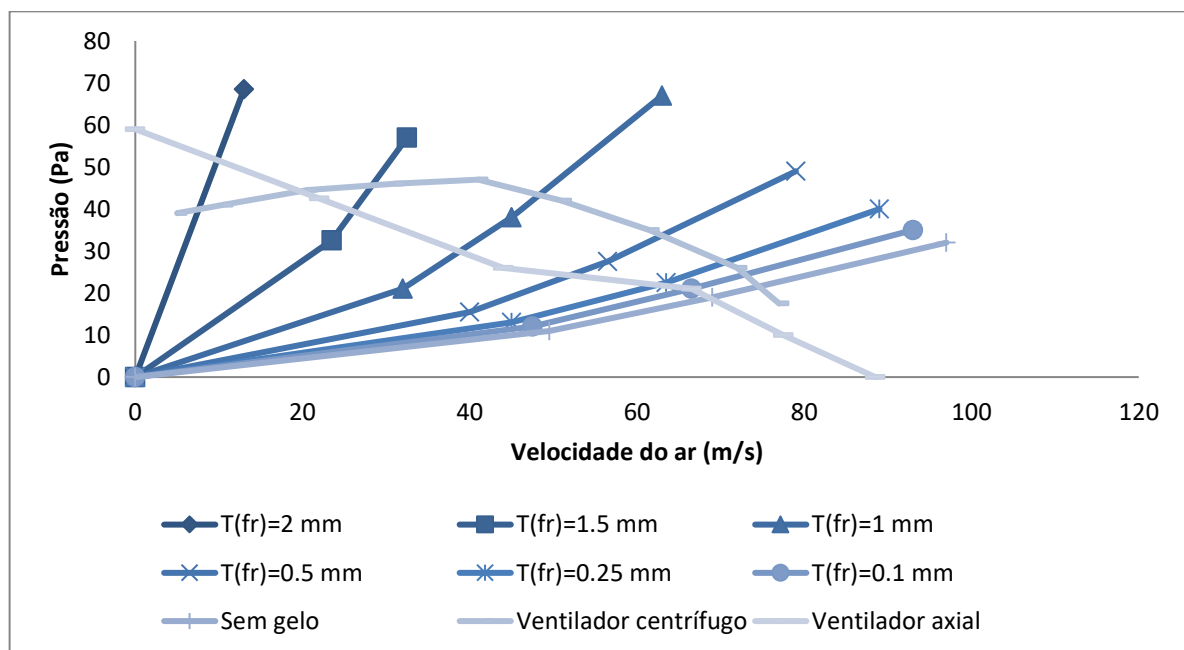
Fonte: Autor (2017).

Verifica-se que a taxa de transferência de calor para a aleta para com ou sem geada é quase o mesmo, mas a taxa de transferência de calor direta para o tubo com uma espessura de geada de 0,1 mm é maior do que o encontrado na Tabela 15 sem geada. Isso ocorre porque a taxa de transferência de calor para a aleta é insignificante com apenas 0,1 mm de camada de gelo, mas ao contrário, a transferência de calor para o tubo é aumentada cerca de 10% por um efeito de raio crítico (kfr por hora). A transferência média de calor e o coeficiente neste caso é de cerca de 73 W/m².K e o raio crítico médio dos tubos é em torno de 4,1 mm, o que é significativamente maior

que o raio do tubo (3,765 mm). Lá não há nenhum efeito da rugosidade levando em consideração a simulação no software. Com base nos comentários anteriores, é sugerido que o efeito do raio crítico passa a ser uma importante contribuição ao surgimento da geada. Nos casos de FP igual a 4,23 e 6,35 mm, a taxa de transferência de calor diretamente para o tubo é muito menor que para a aleta devido à proporção da superfície ser maior da aleta para o tubo. Como resultado, o aumento inicial da taxa de transferência de calor não é visto.

Em uma aplicação prática, mantendo o ar constante, o volume em um evaporador com uma camada crescente de geada não é realista, uma vez que o trocador de calor é geralmente operado com um ventilador axial ou centrífugo. A resistência correspondente do fluxo afeta as taxas de fluxo consideravelmente. Assim a queda de pressão de resistência ao fluxo estão sujeitas a diferentes velocidades de entrada de ar, as espessuras da geada e os espaçamento das aletas são calculados separadamente.

Gráfico 3 – Combinação das curvas dos ventiladores com a pressão do sistema.



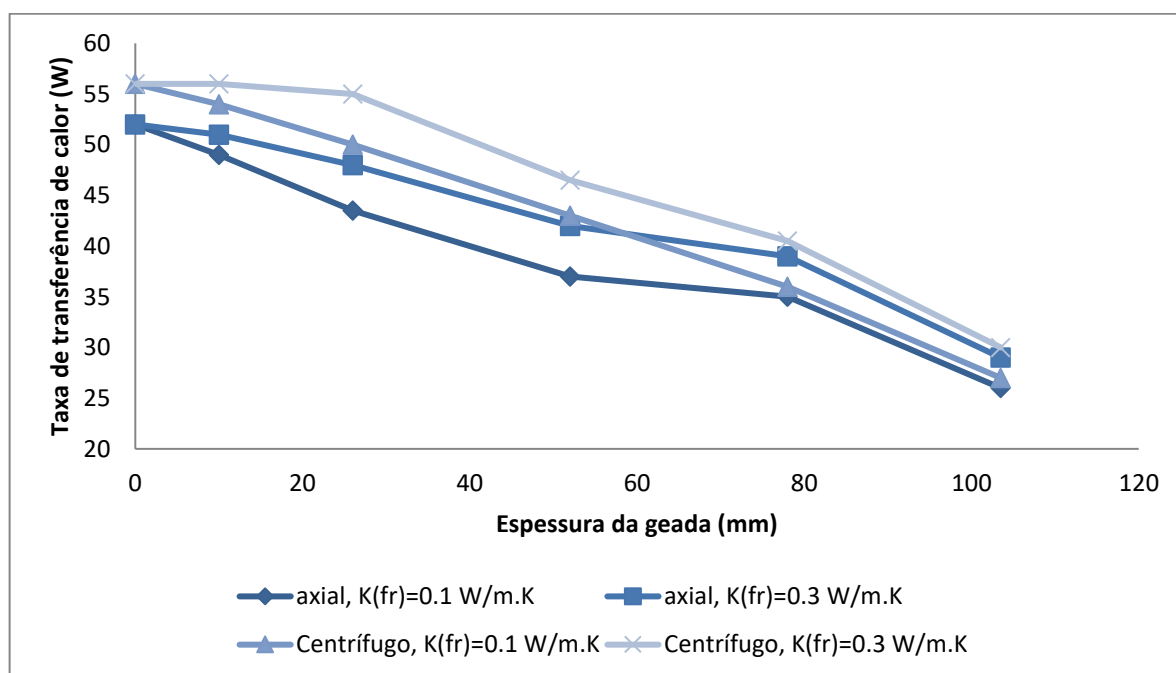
Fonte: Autor (2017).

Um resultado típico é mostrado no Gráfico 3 que representa a combinação de curvas do ventilador (Gráfico 1) com a pressão do sistema de um trocador de calor FP 4,23 mm sob diferentes espessuras de geada.

As interseções da queda de pressão do sistema com a curva do ventilador denotam os pontos de operação reais que determinam o fluxo real de ar em um trocador de calor com diferentes espessuras de camada de gelo. A taxa de fluxo de ar diminui pela crescente camada de geada ao longo da curva do ventilador.

Quando o volume de ar é altamente reduzido, o ventilador centrífugo pode subir sua velocidade de ar e o fluxo torna-se instável, enquanto o ventilador axial aumentará na parte de entrada de forma constante, mas com uma maior pressão na região do meio que diminui o volume de ar mais rápido. O Gráfico 4 mostra as taxas de transferência de calor em diferentes espessuras de geada para um trocador de calor FP de 4,23 mm operando com ventiladores axiais e centrífugos.

Gráfico 4 – Taxa de transferência de calor por espessura de geada para FP de 4,23 mm.

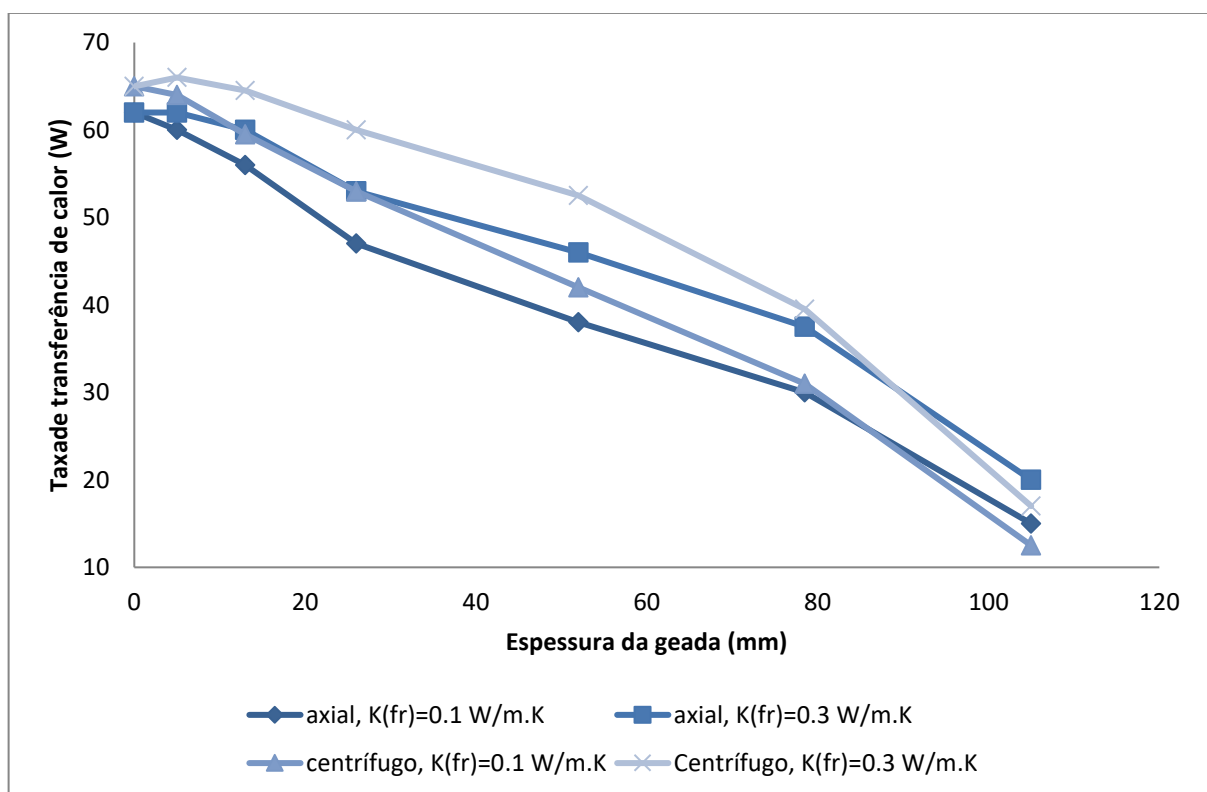


Fonte: Autor (2017).

A camada de gelo na superfície restringe o fluxo e aumenta a queda de pressão que passam ao longo da curva do ventilador. As taxas de transferência de calor das condutividades térmicas (k_{fr}) de 0,3 W/m.K e 0,1 W/m.K diminuíram em comparação com os casos de volume de ar constantes como indicado na Figura 26, onde o efeito de aceleração do fluxo aumenta a transferência de calor para k_{fr} igual 0,3 W/m.K e diminui a taxa de redução para k_{fr} igual 0,1 W/m.K. Na região de espera

de um ventilador axial ele não consegue gerenciar a resistência do fluxo do sistema e o volume de ar pode cair rapidamente, isso faz com que a taxa de transferência de calor diminua mais rapidamente quando operado nesta região (espessura da camada de gelo entre 0,1 mm e 0,5 mm). Por causa das características do ventilador centrífugo, a taxa de transferência de calor do trocador de calor diminui mais rápido do que com um ventilador axial quando a camada de gelo começa a crescer e se tornar mais espessa (espessura da camada de gelo entre 0,5 mm e 1,0 mm). A taxa de transferência de calor de um trocador de calor de FP de 6,35 mm é mostrada no Gráfico 5 que é bastante semelhante ao do Gráfico 4. Mas o aumento inicial (cerca de 0,1 mm de espessura de geada) e o efeito do tipo de ventilador (de 1 a 2 mm de espessura de geada) são mais pronunciados no resultado.

Gráfico 5 – Taxa de transferência de calor por espessura de geada para FP de 6,35 mm.



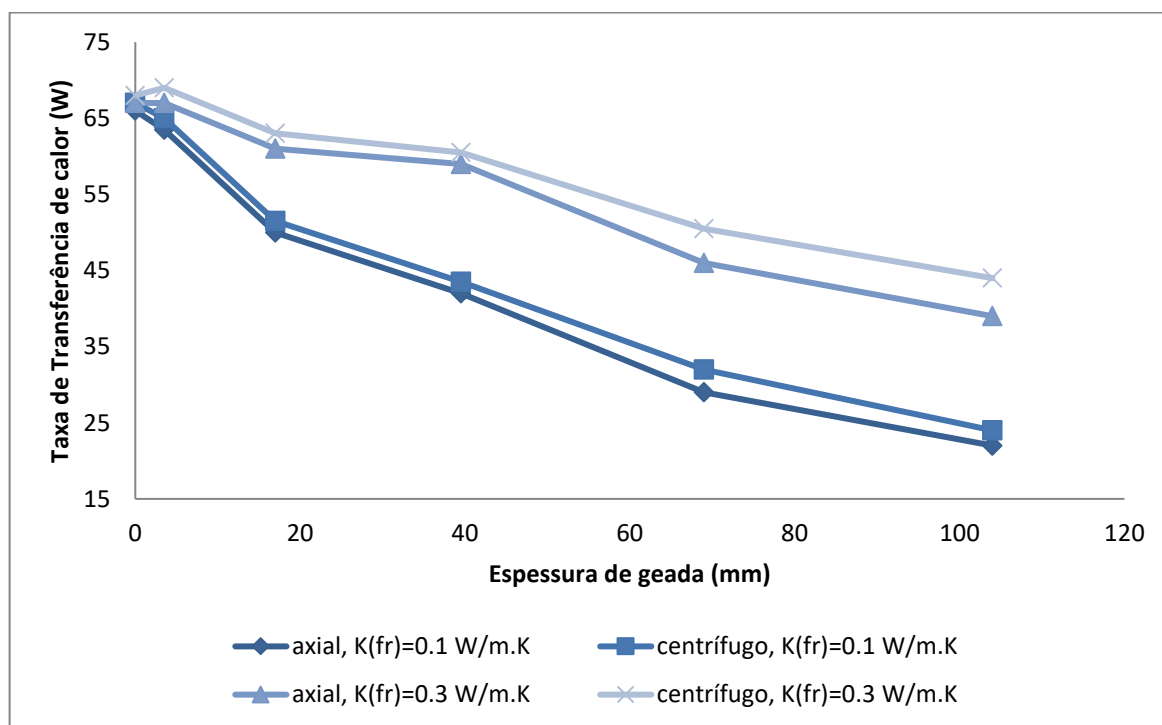
Fonte: Autor (2017).

A taxa de transferência de calor para os ventiladores axiais e centrífugos se interceptam durante o processo de geada. O Gráfico 3 mostra que o ventilador centrífugo poderia suportar uma resistência ao fluxo baixo ou médio, mas não

conseguiu tolerar a alta resistência ao fluxo devido ao fenômeno do “aumento” da resistência em função da espessura da geada, aparecendo na curva do ventilador.

Em contrapartida, o ventilador axial pode tolerar uma resistência ao fluxo muito maior. Isso seria porque o volume de ar do trocador de calor funcionou com um ventilador axial para ser superior ao de uma ventoinha centrífuga na camada de geada mais espessa. Assim, a taxa de transferência de calor com um ventilador axial excede aquele com um ventilador centrífugo quando o as geadas são mais espessas. O Gráfico 6 mostra as taxas de transferência de calor para um FP de 12,7 mm com um trocador de calor operando com ventiladores axiais e centrífugos durante a geada.

Gráfico 6 – Taxa de transferência de calor por espessura de geada para FP de 12,7 mm.

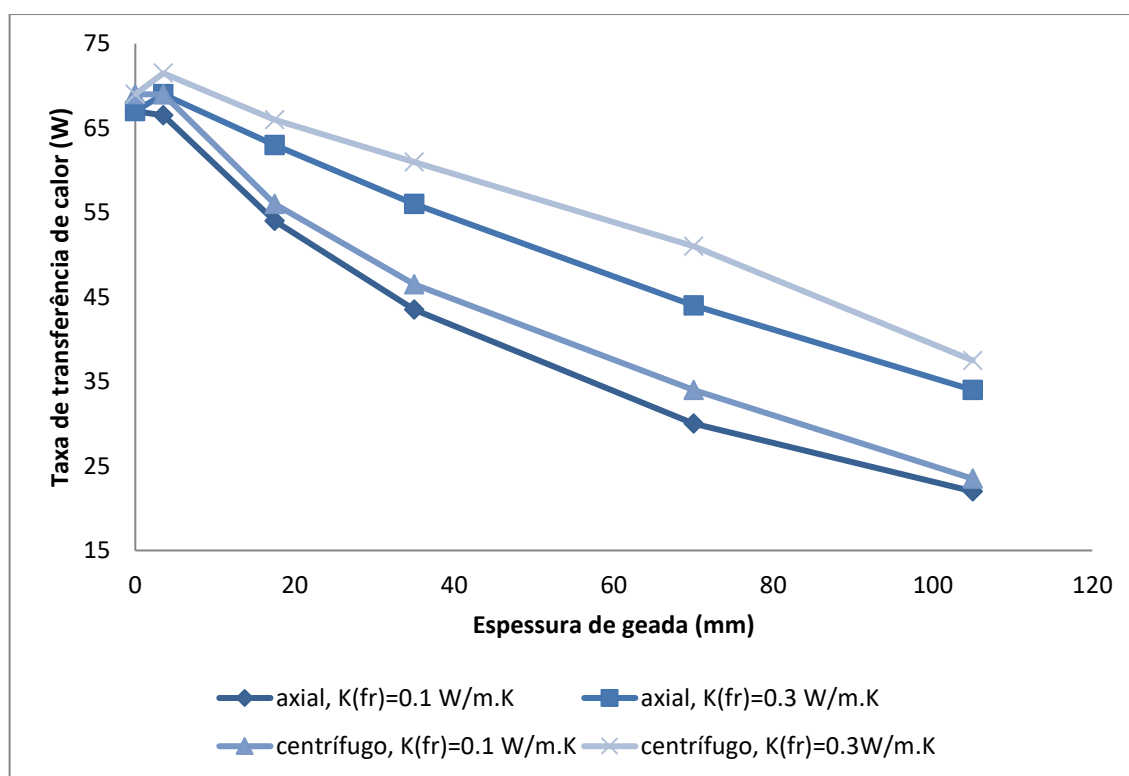


Fonte: Autor (2017).

A taxa de bloqueio do canal de fluxo com a mesma espessura de geada é maior para um trocador de calor de passo de aleta maior do que em relação àquele com um passo de aleta menor. A redução do volume de ar por frosting em um pequeno passo de aleta do trocador de calor não é tão significativo. Isso eventualmente leva a uma taxa de transferência de calor menor à medida que o volume de ar diminui lentamente como mostrado no Gráfico 6. Além disso, a diferença na taxa de

transferência de calor para um trocador de calor FP de 12,7 mm em associação com ventiladores diferentes é menor que o de 6,35 mm FP e 4,23 mm FP. Isto é especialmente profundo em k_{fr} igual a 0,1 W/m.K. A principal diferença de desempenho entre ventiladores centrífugos e axiais é a capacidade de ajuste de fluxo contra a resistência do sistema. A resistência do fluxo em um trocador de calor com FP de 12,7 mm é menor que o de FP de 4,23 mm e FP de 6,35 mm com a mesma espessura de geada.

Gráfico 7 – Taxa de transferência de calor por espessura de geada para FP de 25,4 mm.

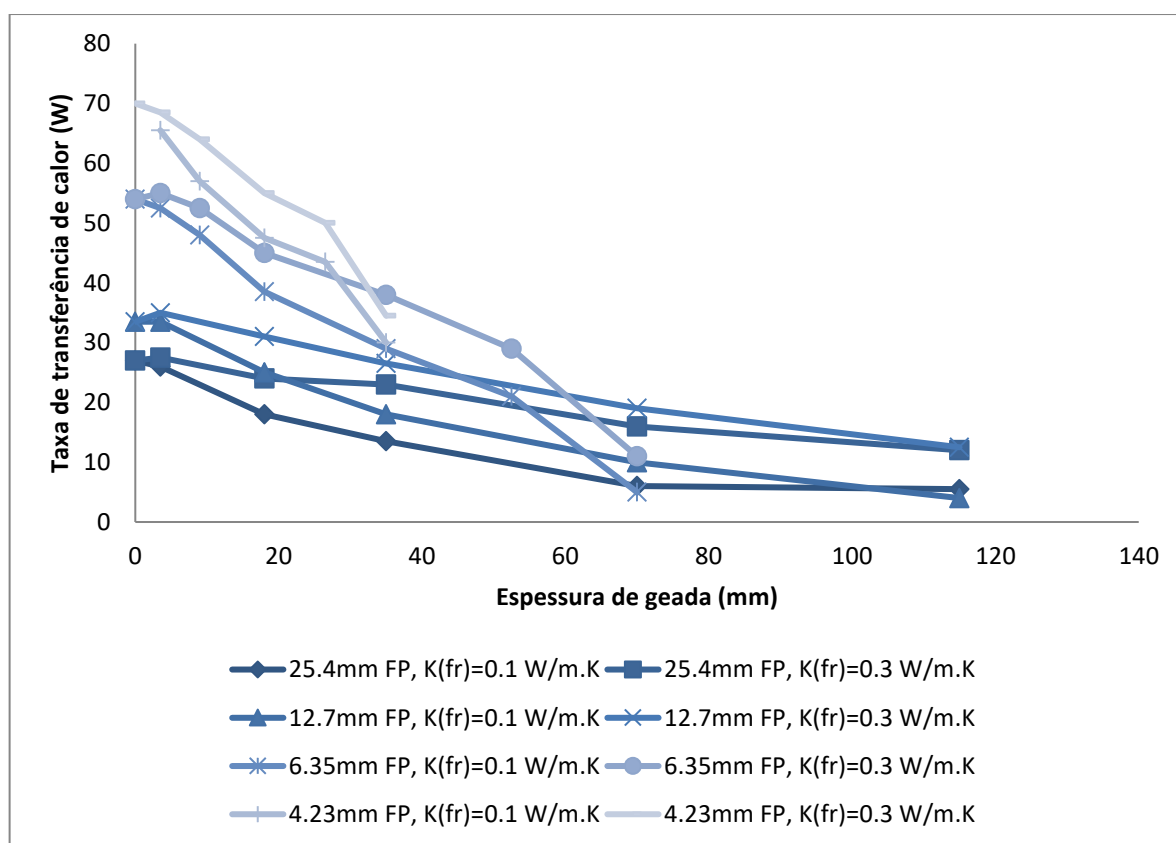


Fonte: Autor (2017).

No entanto, deve-se notar que o efeito do tipo de ventilador é insignificante em um trocador de calor de passo de aleta para curvas semelhantes para ventiladores axiais e centrífugos. O Gráfico 7 mostra os resultados de um permutador de calor FP de 25,4 mm. A taxa total de transferência de calor do trocador de calor FP de 25,4 mm diminui mais lentamente com o aumento da camada de geada. Um pequeno valor de sobreposição da taxa de transferência de calor também é obtido quando k_{fr} tem valor de 0,1 W/m.K. A influência do tipo de ventilador em um trocador de calor FP de 25,4

mm é geralmente a mais baixa entre as amostras simuladas para sua área de superfície menor. Entretanto, a diferença diminui gradualmente enquanto a espessura da camada da geada aumenta. A taxa de transferência de calor mostrada nos Gráficos 4 e 7 é aplicável somente para um canal de fluxo. Para comparar um trocador de calor do mesmo tamanho com diferentes aletas, quatro tipos de aletas usadas (FP de 25,4 mm, 12,7 mm, 6,35 mm e 4,23 mm) com 0,3048 m de largura são calculados e comparados.

Gráfico 8 – Efeitos da espessura da geada na taxa de transferência total do calor para diferentes modelos de aletas, operando com ventilador axial.



Fonte: Autor (2017).

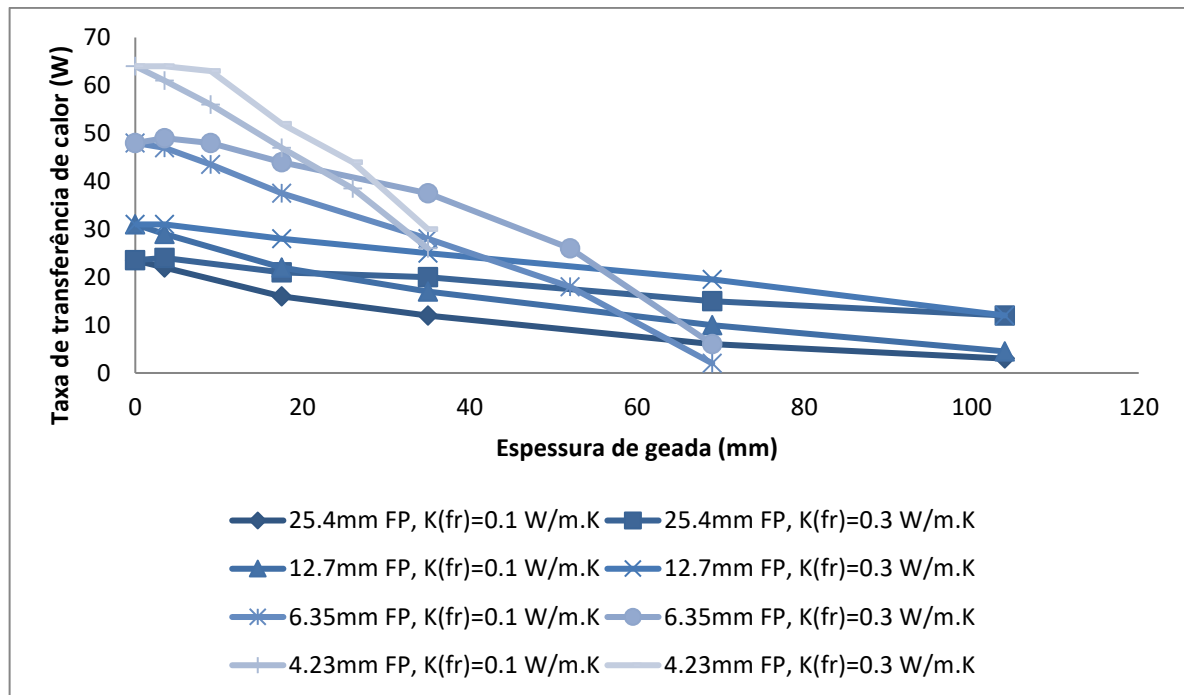
A transferência de calor e a velocidade em que foi operada com um ventilador axial é mostrada no Gráfico 8.

Como esperado, quando a espessura da geada for menor que 0,9 mm, a taxa total de transferência de calor do trocador de calor FP de 4,23 mm é a mais alta entre as simulações para sua maior área de superfície. No entanto, o permutador de calor com FP de 6,35 mm mostra a taxa mais alta de transferência de calor total quando a

espessura da geada é entre 1 mm e 1,75 mm. Quando a espessura da geada cresce para 2 mm, cerca de 2/3 canais de largura do calor FP 6,35 mm o trocador de calor é bloqueado e a resistência do fluxo torna-se assim grande para compensar a taxa de transferência de calor para um trocador de calor com FP de 6,35 mm, levando a uma menor taxa de transferência de calor do que a de um permutador de calor com FP de 12,7 mm. A taxa de transferência de calor total de um trocador de calor com FP de 25,4 mm é geralmente o mais baixo entre as amostras simuladas para uma menor área de superfície. No entanto, a diferença diminui gradualmente à medida que a espessura da camada de gelo aumenta. A taxa total de transferência de calor torna-se a mesma para o trocador de calor com FP de 12,7 mm quando a espessura da camada de gelo cresce para 3 mm. Embora a taxa de transferência de calor total do trocador de calor com FP de 25,4 mm excederia o de um trocador de calor com FP de 12,7 mm quando a espessura da geada é maior do que 3 mm.

A taxa total de transferência de calor para trocadores de calor operados com um ventilador centrífugo é mostrado no Gráfico 9. Avaliando cuidadosamente os Gráficos 9 e 8, descobriu-se que a localização de FP de 4.23 mm intercepta-se com FP de 6.35 mm com uma espessura de geada em torno de 0,85 - 1 mm. A localização no trocador de calor com FP de 6.35 mm intercepta com um trocador de calor com FP de 12,7 mm com uma espessura de gelo de 1,65 - 1,75 mm. O trocador de calor com FP de 12,7 mm intersecta com o trocador de calor com FP de 25,4 mm com uma espessura de geada de cerca de 3 mm. Os trocadores de calor operavam com diferentes tipos de ventiladores, mas têm pontos de interseção semelhantes entre as taxas de transferência de calor dos trocadores de calor com passos de aletas diferentes. Das discussões anteriores, descobrimos que o trocador de calor com o passo da aleta menor é mais benéfico em uma condição de gelo fraca (ou nenhuma geada), uma vez que possui uma área de superfície maior.

Gráfico 9 – Taxa total de transferência de calor para um trocador de calor com ventilador centrífugo.



Fonte: Autor (2017).

No entanto, a vantagem de ter uma área de superfície maior diminui quando a geada é acumulada, isso ocorre devido ao bloqueio do fluxo de ar. Para um trocador de calor com FP de 4,23 mm, como pode ser visto nos Gráficos 8 e 9 que a taxa total de transferência de calor em um trocador de calor com FP de 4,23 mm é aproximadamente o mesmo que em um trocador de calor com FP de 6,35 mm quando a espessura da camada de gelo é de cerca de 0,9 mm. Nessa situação, cerca de metade do fluxo do canal é bloqueado pela geada e pelas aletas (espessura de geada igual a 0,9 mm, espessura da aleta igual a 0,25 mm, afinação igual a 4,23 mm).

A taxa de transferência de calor total de um permutador de calor com FP de 6,35 mm é aproximadamente o mesmo que um trocador de calor de 12,7 mm em 1,65 mm de espessura de geada. Nessa condição, cerca de metade dos canais de fluxo é bloqueado pela geada e pelas aletas (espessura de geada igual 1,65 mm, espessura da aleta igual 0,25 mm, afinação igual 6,35 mm). A taxa de transferência de calor total de um trocador de calor com FP de 12,7 mm é aproximadamente o mesmo que um trocador de calor com FP de 25,4 mm e espessura de geada de 3 mm. Semelhante aos dois casos acima, aproximadamente metade do canal de fluxo é bloqueado pela geada e pelas aletas (espessura da geada igual a 3 mm, espessura da aleta igual a 0,25 mm, afinação igual a 12,7 mm). Por isso, conclui-se que a taxa de transferência

de calor total de um trocador de calor é aproximadamente o mesmo relativo a um trocador de calor com passo de aleta maior quando a metade do canal de fluxo está bloqueada. Um crescimento da espessura da geada reduziria substancialmente a taxa de transferência de calor total quando comparada à de um trocador de calor de passo maior entre as aletas. O objetivo do descongelamento é manter o desempenho de um sistema de refrigeração.

Na prática, o evaporador deve ser descongelado periodicamente. O ciclo de degelo certamente afetará o desempenho do sistema e a qualidade do produto. Um descongelamento excessivo aumentará a carga de resfriamento de um equipamento de refrigeração, resultando em uma variação da temperatura do produto armazenado, até descongelamento e congelando o produto repetidamente. Em resumo, selecionar um evaporador apropriado e determinar o ciclo de descongelação é uma questão importante no projeto e operação do sistema de refrigeração.

A aleta de meio bloqueio atual do ponto de vista da espessura fornece uma maneira eficaz de selecionar um evaporador e seu ciclo de descongelação. Sugere-se que a descongelação ocorra para o trocador de calor quando a metade do canal de fluxo está bloqueada. Devera substituir um trocador de calor de ponta a ponta maior se ocorrer o descongelamento excessivo. Além disso, é recomendado um ventilador centrífugo com um pequeno trocador de calor de ponta-passo. Entretanto, se uma operação a longo prazo acompanhada com uma situação grossa de geada for inevitável, um ventilador axial deve ser selecionado. Não há nenhuma diferença grande entre a seleção de um ventilador axial ou do ventilador centrífugo para um trocador de calor com diferentes tipos de aletas.

5 CONCLUSÃO

Esta pesquisa realizou um estudo numérico sobre o efeito da espessura da geada no desempenho da transferência de calor de um trocador de calor de tubos com aletas de quatro linhas. Cálculos são feitos sob volume de ar constante e condições de volume do ar variáveis. Com base nas discussões anteriores, as seguintes conclusões são feitas:

1. O aumento inicial da taxa de transferência de calor no trocador de calor de tubo com aletas está relacionado com a condutividade de calor da geada. Não há quase nenhum fenômeno de surto quando a condutividade térmica da geada está abaixo de $0,1 \text{ W/m.K}$.

2. A rugosidade da superfície tem apenas uma pequena influência no aumento inicial da formação da geada. Pela análise cuidadosa dos resultados obtidos, sugere-se que a principal causa deste surto inicial está associado ao efeito do raio crítico em vez da rugosidade da superfície

3. Deve-se descongelar o refrigerador quando metade de um único fluxo da área do canal é bloqueada pela geada. A taxa de transferência de calor diminuirá rapidamente se a geada cresce continuamente. Sugere-se que o trocador de calor seja substituído por outro com passo de aleta maior para o degelo mais rápido.

4. Recomenda-se um ventilador centrífugo para um trocador de calor com passo de aleta pequeno. No entanto, em uma operação a longo prazo, com uma espessura de geada consideravelmente grande, um ventilador axial deve ser selecionado. Não há grande diferença na seleção entre um ventilador axial ou ventilador centrífugo para um trocador de calor de passo de aleta maior.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Análise do efeito da velocidade na transferência de calor.

Análise da variação de temperatura ao longo da tubulação

Análise da variação da temperatura ao longo da aleta

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AHMET, Z. S.; **Effective thermal conductivity of frost during the crystal growth period**, International Journal of Heat and Mass Transfer. 2000, v. 43, p. 539 - 553.
- ALÉ, J. V. **Sistema de Ventilação Industrial – Ventiladores**. PUCRS – Departamento de Engenharia Mecânica e Mecatrônica, Abril, 2001.
- ARAUJO, E. C. C. **Trocadores de calor**. São Carlos SP. EdUFSCAR, 2011.
- BAEHR, H. D., STEPHAN, K., **Heat and mass transfer**. 2ª ed. Berlin: Springer Verlag, 1996.
- BECKER, R.; DOERING, W. **Ann. Physik** . [S.I.], 1935.
- BENDER, J. A. **Ukichiro Nakaya**. Arctic Institute of North America, Vol. 15, nº 3, 1962.
- ÇENGEL, Y. A. **Transferência de calor e massa**: 3 ed. São Paulo, SP: McGraw – Hill Interamericana do Brasil, 2009.
- CHEN, H.; THOMAS, L.; BESANT, R. W. **Fan supplied heat exchanger fin performance under frosting condition**. International Journal of Refrigeration. 2003, v. 26, p. 140 - 149.
- COSTA, E. C. **Refrigeração**: 3 ed. São Paulo- SP: Edgard Blucher, 2009.
- CREDER, Hélio **Instalações de Ar Condicionado: Volume 1**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1988.
- FLETCHER, N. H. **Chemical Physics of Ice**. Cambridge, UK. Cambridge University Press, 1970.
- GOMES, C. J. **Melhoramentos em um Ventilador centrífugo através de simulação numérica**. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.
- GOSNEY, W.C. **Principles of refrigeration**, Cambridge University Press, Cambridge, UK. 1982.
- HOBBS, P. V. **Ice Physics**. Oxford, UK: Claredon Press, 1974.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**: 4 ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 1998.
- IRAGORRY, J.; TAO, Y. X.; JIA, S. **A critical review of properties and models for frost formation analysis**. HVAC&R Research. 2004, v. 10, p. 393 - 420.
- JANG, J. Y.; WU, M. C.; CHANG, W. J. **Numerical and experimental studies of threedimensional plate-fin and tube heat exchangers**, International Journal of Heat and Mass Transfer. 1996, v. 39, p. 3057 - 3066.

KOBAYASHI, T. **On the habit of snow crystals artificial ly produced at low pressures**, Vol. 36. Journal of the Meteorological Society of Japan, Japan, 1958.

KONDEPUDI, S. N.; O'NEAL, D. L. **The effect of frost growth on extended surface heat exchanger performance: a review**. ASHRAE Transactions. 1987, v. 93, p. 258 - 277.

KONDEPUDI, S. N.; O'NEAL, D. L. **The effects of different fin configurations on the performance of finned-tube heat exchangers under frosting conditions**. ASHRAE Trans. 1990, v. 96, p. 439 - 444.

KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios de Transferência de Calor**. São Paulo, SP: Thomson Learning, 2003.

KURODA, T.; LACMANN, R. J. **Growth kinetics of ice from the vapor phase and its forms**, *Journal of Crystal Growth*, Vol 56, 1982.

LEE, K. S.; LEE, J. S.; YANG, D. K. **Prediction of the frost formation on a cold flat surface**. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2003, v. 46, p. 3789 - 3796.

LEU, J. S.; WU, Y. H.; JANG, J. Y. **Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators**, International Journal of Heat and Mass Transfer. 2004, v. 47, p. 4327 - 4338.

LIBBRECHT, K. G., YU, H. **Crystal growth in the presence of surface melting: Supersaturation dependence of the growth of columnar ice crystals**. Journal of Crystal Growth, Vol. 22, 2001.

MAGO, P. J.; SHERIF, S. A. **Frost formation and heat transfer on a cold surface in ice fog**. International Journal of Refrigeration. 2005, v. 28, p. 538–546.

MAO, Y.; BESANT, R. W.; CHEN, H. **Frost characteristics and heat transfer on a flat plate under freezer operating conditions: Part I, Experimentation and correlations**. ASHRAE Transactions. 1999, v. 105, p. 231 - 251.

MENDEZ, R. R.; SEN, M.; YANG, K. T.; CLAIN, R. M.; **Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger**. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2000, v. 43, p. 39 – 51.

NIEDERER, H. **Frosting and defrosting effects on coil heat transfer**, ASHRAE Transactions. 1976, v. 82, p. 467 - 473.

O'NEAL, D. L.; TREE, D. R. **A review of frost formation in simple geometries**, ASHRAE Transactions. 1985, v. 91, p. 267 - 281.

PIUCCO, R. O. **Análise Teórico-Experimental da Formação de Geada em Refrigeradores Domésticos**. Dissertação de Mestrado – POSMEC, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

SEKER, D.; KARATAS, H.; EGRICAN, N. **Frost formation on fin- and-tube heat exchangers. Part II - Experimental investigation of frost formation on fin- and-**

tube heat exchangers. International Journal of Refrigeration. 2004, v. 27, p. 375 - 377.

SILVA, D. L. **Análise da formação de gelo e geada e seu efeito no desempenho termo-hidráulico de evaporadores do tipo tubo aletado.** Tese de Doutorado – POSMEC, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2013.

SILVA, D. L. **Análise da formação de gelo e geada e seu efeito no desempenho termo-hidráulico de evaporadores do tipo tubo aletado.** Tese de Doutorado – POSMEC, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2013.

SOMMERS, A. D.; JACOBI, A. M. **An exact solution to steady heat conduction in a two-dimensional annulus on a one-dimension fin: application to frosted heat exchangers with round tube,** J. Heat Transfer. 2008, v. 128, p. 397 - 404.

VOLMER, M.; FLOOD, H. Z. **Phys. Chem.** [S.I.], 1934.

WANG, C. C.; CHANG, Y. J.; FAN, S. J.; SHEU, W. J. **Some observations of the frost formation in fin arrays.** Heat Transfer Engineering. 2004, v. 25, p. 35 - 47.

WANG, C. C.; CHI, K. U.; CHANG, C. J. **Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part 1: new experimental data.** International Journal of Heat and Mass Transfer. 2000, v. 43, p. 2681 - 2691.

XIA, Y.; JACOBI, A. M. **Air-side data interpretation and performance analysis for heat exchangers with simultaneous heat and mass transfer: Wet and frosted surfaces.** International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005, v. 48, p. 5089 - 5102.

XIA, Y.; JACOBI, A. M. **An exact solution to steady heat conduction in a two-dimensional slab on a one-dimensional fin: application to frosted heat exchangers,** International Journal of Heat and Mass Transfer. 2004, v. 47, p. 3317 - 3326.

XIA, Y.; ZHONG, Y.; HRNJAK, P. S.; JACOBI, A. M. **Frost, defrost, and refrost and its impact on the air-side thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers.** International Journal of Refrigeration. 2006, v. 29, p. 1066 - 1079.

YAN, W. M.; HUNG, Y. L.; TSAY, Y. L. **Thermofluid characteristics of frosted finned-tube heat exchangers.** International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005, v. 48, p. 3073 – 3080.

YAN, W. M.; LI, H. Y.; WU, Y. J.; LIN, J. Y.; CHANG, W. R. **Performance of finned tube heat exchangers operating under frosting conditions.** International Journal of Heat and Mass Transfer. 2003, v. 46, p. 871 - 877.

YANG, D. K.; LEE, K. S. **Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate.** International Journal of Refrigeration. 2004, v. 27, p. 89 - 96.

YANG, D. K.; LEE, K. S. **Modeling of frosting behavior on a cold plate,** International Journal of Refrigeration. 2005, v. 28, p. 396 - 402.

YANG, D. K.; LWW, K. S.; SONG, S. **Modeling for predicting frosting behavior of a fin-tube heat exchanger**. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006, v. 49, p. 1472 - 1479.

YANG, D.; LEE, K.; SONG, S. **Modeling for predicting frosting behavior of a fin-tube heat exchanger**. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2006, v. 49, p. 1472 - 1479.

YUN, R.; KIM, Y.; MIN, M. **Modeling of frost growth and frost properties with airflow over a flat plate**. International Journal of Refrigeration. 2002, v. 25, p. 362 - 371.