

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

LAÍS STOCCO BANDINI

**INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADOR DE
CALOR COMPACTO DE ALETA ONDULADA ATRAVÉS DE GERADORES DE
VÓRTICES LONGITUDINAIS**

Ilha Solteira

2021

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LAÍS STOCCO BANDINI

**INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADOR DE
CALOR COMPACTO DE ALETA ONDULADA ATRAVÉS DE GERADORES DE
VÓRTICES LONGITUDINAIS**

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia de Ilha Solteira – UNESP como
parte dos requisitos para obtenção do título
de mestre. Especialidade: ciências térmicas.

Nome do orientador
Prof. Dr. Leandro Oliveira Salviano

FICHA CATALOGRÁFICA
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

B214i Bandini, Laís Stocco.
Intensificação da transferência de calor em trocador de calor compacto de aleta ondulada através de geradores de vórtice longitudinais / Laís Stocco Bandini. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2021
89 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2021

Orientador: Leandro Oliveira Salviano

Inclui bibliografia

1. Intensificação da transferência de calor . 2. Trocador de calor compacto .
3. Técnicas passivas combinadas . 4. Gerador de vórtice . 5. Aleta ondulada.

Raiane da Silva Santos
Raiane da Silva Santos

Supervisora Técnica de Seção
Seção Técnica de Referência, Atendimento ao usuário e Documentação
Diretoria Técnica de Biblioteca e Documentação
CRB3 - 9999

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: Intensificação da transferência de calor em Trocador de Calor compacto de aleta ondulada através de Geradores de Vórtices Longitudinais

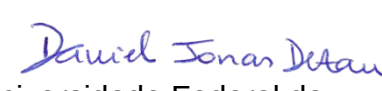
AUTORA: LAÍS STOCCO BANDINI

ORIENTADOR: LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO

Aprovada como parte das exigências para obtenção do Título de Mestra em ENGENHARIA MECÂNICA, área: Ciências Térmicas pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO (Participação Virtual) 
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – UNESP

Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS (Participação Virtual) 
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

Prof. Dr. DANIEL JONAS DEZAN (Participação Virtual) 
Centro de Engenharia, Modelagem e Ciências Sociais / Universidade Federal do ABC

Ilha Solteira, 26 de janeiro de 2021

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pelas oportunidades e pelas séries de acontecimentos e coincidências na minha vida que me trouxeram até aqui.

Agradeço a minha família, em destaque os meus pais, pelo apoio incondicional e pela confiança depositada em mim.

Em especial agradeço o meu orientador, Dr. Leandro Oliveira Salviano por todos os conhecimentos transmitidos e pela enorme paciência. O meu desenvolvimento pessoal e esse trabalho não seriam os mesmos sem a sua ajuda e ensinamentos.

Aos meus amigos, agradeço pelo apoio e companheirismo ao longo de todos esses anos. Destaco aqui aqueles que estiveram juntos desde o início: Isabele Oliveira de Paula, Mateus Faria de Andrade, Renato Candido Reis e o que chegou por último, Gabriel Coelho.

Agradeço aos meus queridos amigos de infância que se fazem presentes até hoje, em especial meu anjo e eterno melhor amigo Francisco, que me ilumina e me acompanha sempre!

E por fim, agradeço à CAPES pelo auxílio financeiro. “O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001”

RESUMO

Considerando a necessidade atual de pesquisas contínuas para o desenvolvimento de trocadores de calor de alta eficiência com baixa penalização na queda de pressão, visando a redução de custos com materiais e processo de fabricação. O presente trabalho avalia a intensificação da transferência de calor em um trocador de calor compacto operando em baixo número de Reynolds, que são característicos em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar, através da combinação de técnicas passivas com aletas onduladas e geradores de vórtices longitudinais. A modelagem computacional considera um modelo tridimensional, com um escoamento incompressível, em regime estacionário e turbulento. O trocador de calor com aletas onduladas será avaliado considerando tubos circulares e elípticos combinados à geradores de vórtices do tipo *delta-winglet* e retangular-*winglet*, com razão de aspecto 2 e ângulos de ataque de 15°, 30° e 45°. A transferência de calor é avaliada pelo Fator de Colburn e a queda de pressão é analisada pelo Fator de Atrito. Em comparação com o trocador de calor de referência (sem geradores de vórtices), os resultados mostraram aumento na transferência de calor de 41% com o uso de tubos elípticos associados a um gerador de vórtice tipo *winglet*-retangular. Para o fator de atrito, a configuração com geradores de vórtice do tipo *winglet*-retangular apresentou queda de pressão maior que a do tipo *delta-winglet* e os arranjos de tubos circulares apresentaram fator de atrito maior que os tubos elípticos. De maneira geral, os resultados mostraram que a técnica passiva composta é eficaz para aumentar a troca de calor em trocadores de calor compactos, permitindo, entre outros aspectos, a redução de materiais em seu processo de fabricação e nos processos de manufatura.

Palavras-chave: Trocador de calor compacto. Gerador de vórtice. Transferência de calor. Técnica passiva. Dinâmica dos fluidos computacional.

ABSTRACT

Considering the actual necessity of continuous research to develop heat exchangers with higher efficiency and low pressure drop penalty, looking to reduce the costs with materials and manufacturing, the present work investigate the heat transfer augmentation for a compact heat exchanger operating at low Reynolds numbers, related to refrigeration and air conditioning systems, by combining passives techniques of wavy fin and longitudinal vortices generators. The computational modeling considers a tridimensional model, for an incompressible, steady-state and turbulent flow. The heat exchanger with wavy fins is evaluated considering circular and elliptical tubes combined with vortex generator of delta-winglet and rectangular-winglet with aspect ratio of 2 and attack angles of 15°, 30° and 45°. The heat transfer was performed by Colburn Factor and the pressure drop by friction factor. In comparison with the reference heat exchanger (without vortices generators), the results show an increasing in the heat exchange of 41% using the elliptical tubes associated with a rectangular-winglet vortex generator. For the friction factor, the configuration with rectangular-winglet vortex generators resulted higher pressure drop than delta-winglet vortex generator. Moreover, the friction factor for circular tubes is higher than elliptical tubes. Overall, the results shown that compound passive techniques is an efficient technique to improve the heat exchange in compact heat exchanger, allowing, among others things, the reduction of materials for fabrication process and manufacturing.

Keywords: Compact heat exchanger. Vortex generators. Heat transfer. Passive technique. Computational fluid dynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	- Geometria da aleta ondulada do trocador de calor.....	12
Figura 2	- Geradores de vórtice do tipo <i>winglet</i>	14
Figura 3	- Desenho esquemático de um trocador de calor com tubos em arranjo escalonado para quatro fileiras de tubos.....	18
Figura 4	- Geradores de vórtice longitudinais do tipo <i>Wing/Winglet</i>	21
Figura 5	- Tipos de vórtice longitudinal.....	22
Figura 6	- Diferentes formatos de geradores de vórtice utilizados por Samadifar; Toghraie (2018). a) SRW, b) RTW, c) ARW, d) WW, e) IVG, f) WVG.....	23
Figura 7	- Geradores de vórtice analisados por Zhou; Ye (2012).....	24
Figura 8	- Exemplo de configuração CFD e CFU.....	24
Figura 9	- Parâmetros geométricos do trocador de calor.....	30
Figura 10	- Domínio computacional do trocador de calor.....	30
Figura 11	- Vista superior do trocador de calor com os geradores de vórtice.....	32
Figura 12	- Gerador de vórtice do tipo <i>Delta-winglet</i> com razão de aspecto 2.....	33
Figura 13	- Valores base para o parâmetro de qualidade ortogonal de malha.....	34
Figura 14	- Refino com camadas de primas na malha e elementos tetraédricos.....	35
Figura 15	- Malha do modelo do trocador de calor compacto.....	36
Figura 16	- Comparação resultados da simulação com a correlação para o fator de Colburn.....	40
Figura 17	- Comparação resultados da simulação com a correlação para o fator de atrito.....	41
Figura 18	- Modelo com tubos circulares e elípticos.....	42
Figura 19	- Fator de Colburn (j) para os casos referência.....	44
Figura 20	- Fator de atrito (f) para os casos referência.....	45
Figura 21	- Figura 21- Razão entre o Fator de Colburn e o Fator de Atrito (j/f).....	46
Figura 22	- Fator de Colburn (j) para configuração tubo circular com gerador de vórtice <i>delta-winglet</i>	47
Figura 23	- Fator de atrito para configuração tubo circular com gerador de vórtice <i>delta-winglet</i>	48
Figura 24	- Fator j/f para configuração tubo circular com gerador de vórtice <i>delta-</i>	

	<i>winglet</i>	49
Figura 25	- Fator de Colburn (j) para configuração tubo circular com gerador de vórtice retangular- <i>winglet</i>	50
Figura 26	- Fator de atrito (f) para configuração tubo circular com gerador de vórtice retangular- <i>winglet</i>	51
Figura 27	- - Fator j/f para a configuração tubo circular com gerador de vórtice retangular- <i>winglet</i>	52
Figura 28	- Fator de Colburn para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice delta- <i>winglet</i>	53
Figura 29	- Fator de atrito (f) para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice <i>delta-winglet</i>	54
Figura 30	- Fator de j/f para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice <i>delta-winglet</i>	55
Figura 31	- Fator de Colburn (j) para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice retangular- <i>winglet</i>	56
Figura 32	- Fator de atrito (f) para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice retangular- <i>winglet</i>	57
Figura 33	- Fator j/f para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice retangular- <i>winglet</i>	58
Figura 34	- Comparação para o tubo circular a) Fator de Colburn e b) j/f	59
Figura 35	- Comparação no tubo elíptico a) Fator de Colburn e b) j/f	60
Figura 36	- Comparação j/f para tubo circular a) j/f e b) Fator de Colburn.....	61
Figura 37	- Comparação j/f para tubo elíptico a) j/f e b) Fator de Colburn.....	62
Figura 38	- Casos com os melhores valores do fator de Colburn (j) a) Fator de Colburn b) j/f	63
Figura 39	- Casos com os melhores valores de j/f . a) j/f b) Fator de Colburn.....	64
Figura 40	- Perfil do fator de Colburn (j) ao longo de todo o domínio principal para o caso CD.....	65
Figura 41	- Perfil de queda de pressão ao longo de todo o domínio principal para o caso CD.....	66
Figura 42	- Perfil do fator de Colburn (j) ao longo do domínio principal para o caso CR.....	67
Figura 43	- Perfil da queda de pressão ao longo do domínio principal para o caso	

	CR.....	68
Figura 44	- Perfil do fator de Colburn (j) ao longo do domínio principal para o caso ED.....	69
Figura 45	- Perfil de queda de pressão ao longo do domínio principal para o caso ED.....	70
Figura 46	- Perfil de Colburn ao longo de todo o domínio principal para o caso ER a) e b).....	71
Figura 47	- Perfil de queda de pressão ao longo do domínio principal para o caso ER.....	72
Figura 48	- Perfil do fator de Colburn para o caso CD a) ângulo de ataque 15°,b) 30° e c) 45°.....	73
Figura 49	- Perfil do fator de Colburn para o caso CR a) ângulo de ataque 15°,b) 30° e c) 45°.....	74
Figura 50	- Perfil do fator de Colburn para o caso ED a) ângulo de ataque 15°,b) 30° e c) 45°.....	75
Figura 51	- Perfil de Colburn para o caso ER a) ângulo de ataque 15°,b) 30° e c) 45°.....	76
Figura 52	- Visualizações dos campos de temperatura (a) e velocidade (b) para a configuração ED com ângulo de ataque de 45°.....	78
Figura 53	- Visualizações dos campos de temperatura (a) e velocidade (b) para a configuração CD com ângulo de ataque de 45°.....	79
Figura 54	- Visualizações dos campos de temperatura (a) e velocidade (b) para a configuração CR com ângulo de ataque de 45°.....	80
Figura 55	- Visualizações dos campos de temperatura (a) e velocidade (b) para a configuração ER com ângulo de ataque de 15°.....	81
Figura 56	- Visualizações dos campos de temperatura (a) e velocidade (b) para a configuração ED com ângulo de ataque de 15°.....	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	-	Dimensões geométricas do trocador de calor compacto.....	31
Tabela 2	-	Características das malhas obtidas para cálculo de GCI.....	38
Tabela 3	-	Valores dos GCI para cada um dos casos analisados.....	39
Tabela 4	-	Valores médios e máximos de y^+	39

SUMÁRIO

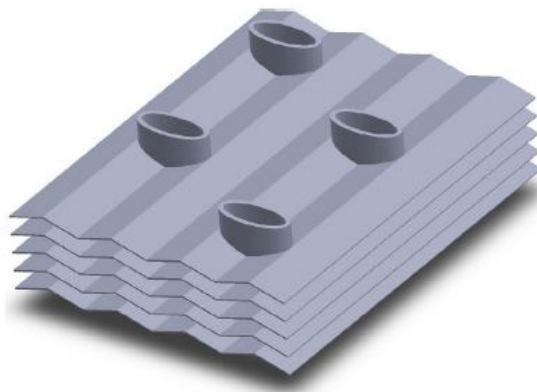
1	INTRODUÇÃO	12
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	TROCADORES DE CALOR COMPACTO	16
2.2	GEOMETRIA DOS TUBOS	17
2.3	INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR	19
2.4	GERADORES DE VÓRTICE	21
2.5	TÉCNICAS DE INTENSIFICAÇÃO COMBINADAS	25
3	METODOLOGIA NUMÉRICA	28
3.1	EQUAÇÕES GOVERNANTES	28
3.2	DOMÍNIO COMPUTACIONAL, GEOMETRIA E CONDIÇÕES DE CONTORNO	29
3.3	PARÂMETROS TERMO-HIDRÁULICOS	36
3.4	ANÁLISE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA	37
3.5	VALIDAÇÃO NUMÉRICA	39
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	42
4.1	IMPACTO DO FORMATO DE TUBO	42
4.2	ANÁLISE DOS CASOS COM TUBOS CIRCULARES	46
4.2.1	Gerador de vórtices do tipo <i>delta-winglet</i>	46
4.2.2	Gerador de vórtices do tipo <i>rectangular-winglet</i>	49
4.3	ANÁLISE DOS CASOS COM TUBOS ELÍPTICOS	52
4.3.1	Gerador de vórtices do tipo <i>delta-winglet</i>	52
4.3.2	Gerador de vórtices do tipo <i>rectangular-winglet</i>	55
4.4	COMPARAÇÃO ENTRE OS GERADORES DE VÓRTICES	58
4.5	IMPACTO DO ÂNGULO DE ATAQUE	64
4.6	IMPACTO DO SEGUNDO GERADOR DE VÓRTICE	72
4.7	VISUALIZAÇÕES DO ESCOAMENTO	77
5	CONCLUSÃO	83
	REFERÊNCIAS	85

1 INTRODUÇÃO

O crescente desenvolvimento industrial ao longo das últimas décadas, tem levado ao aprimoramento de diversos dispositivos térmicos. Dentre os principais equipamentos que evoluíram nas últimas décadas, os trocadores de calor se destacam. Trocadores de calor são dispositivos que têm como objetivo proporcionar a transferência de calor entre dois ou mais fluidos.

O campo de aplicação dos trocadores de calor é amplo, presente desde os mais complexos processos industriais até em equipamentos domésticos de uso cotidiano. No segmento industrial, podem ser utilizados de forma direta em processos de aquecimento e resfriamento de produtos, ou mesmo de maneira indireta, como condensadores e evaporadores. Outro papel importante dos trocadores de calor está voltado ao conforto térmico de ambientes, onde cada vez mais trocadores compactos, eficientes e de fácil manutenção, são necessários em busca da melhor condição custo-benefício. A Figura 1 mostra um modelo esquemático de um trocador de calor compacto com aletas onduladas e tubos elípticos.

Figura 1- Geometria da aleta ondulada do trocador de calor.



Fonte: Darvish, Damavandi; Forouzanmehr e Safikhani (2017).

A necessidade de uma maior eficiência térmica nos trocadores de calor promoveu o desenvolvimento de várias técnicas de intensificação. O modo de transferência de calor predominante é a convecção, que se dá quando há o escoamento de um líquido ou gás sobre, ou ao redor, de uma superfície sólida sob diferentes temperaturas, podendo ser classificado como convecção forçada, quando o escoamento é induzido por meios externos (ventilador ou bomba), ou convecção natural, quando o escoamento é devido às forças de empuxo. A existência de ambas as condições também é possível, embora na maioria dos casos em

trocadores de calor compactos o efeito térmico devido à convecção natural pode ser negligenciável (CHU *et al.*, 2009).

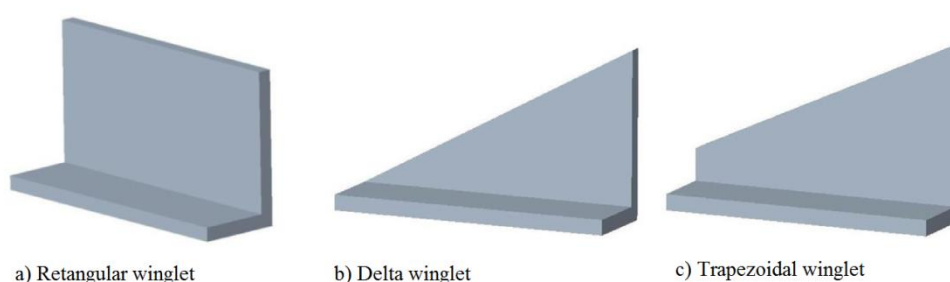
A necessidade de aumentar a transferência de calor em trocadores de calor estimulou o desenvolvimento de várias técnicas de intensificação, mas o aumento da taxa de transferência de calor é geralmente acompanhado de um aumento na queda de pressão, resultando em um aumento na potência de bombeamento do sistema (ALAM; KIM, 2018). Sendo assim, técnicas vêm sendo desenvolvidas com o objetivo de aumentar a taxa de transferência de calor com a menor queda de pressão possível.

Os métodos de intensificação da transferência de calor podem ser classificados como métodos ativos e passivos. No método ativo, energia externa é necessária para aumentar a taxa de transferência de calor convectiva. Os métodos ativos são complexos devido ao difícil controle da energia externa a ser aplicada, sendo usado somente quando é necessário um rigoroso controle de temperatura. Dentre os métodos ativos destacam-se as técnicas de vibração da superfície de transferência de calor, fluxo pulsante, aplicação de campo elétrico, entre outros (ALAM; KIM, 2018). Na maioria das aplicações, este método torna-se comercialmente inviável. Já os métodos passivos não necessitam de qualquer fonte externa, pois geralmente utilizam superfícies modificadas e/ou a inserção de elementos que promovam a distorção do escoamento. Estes dispositivos alteram a dinâmica do escoamento, aumentando, conseqüentemente, o coeficiente de transferência de calor convectivo. Um dos principais objetivos destes dispositivos passivos de intensificação de transferência de calor é interromper o desenvolvimento da camada limite térmica e dinâmica, aumentando a mistura das correntes quentes e frias do fluido, levando a uma alta taxa de transferência de calor (ALAM; KIM, 2018).

A taxa de transferência de calor também pode ser aumentada através da utilização de superfícies estendidas, conhecidas como aletas. Segundo Chang e Wang (1997), essas superfícies aumentam a taxa de transferência de calor e são utilizadas para melhorar o desempenho térmico dos trocadores de calor refrigerados a ar, onde é necessário reduzir a elevada resistência térmica. Essa alternativa é altamente difundida, considerando que a superfície de contato influencia diretamente nesse processo de transferência de calor, embora limitações de instalações com restritivo espaço físico, além dos custos com materiais, limitam sua deliberada aplicação. As aletas, além de proporcionarem um aumento na área de troca térmica e superfície de contato, também têm grande influência nas características dinâmicas e térmicas do escoamento, podendo inclusive promover a transição do regime do escoamento de laminar para turbulento.

Outra importante técnica de intensificação da transferência de calor são os chamados geradores de vórtice (VG), conforme mostrado na Figura 2. Nesta técnica passiva, dispositivos são intencionalmente inseridos sobre as aletas com o objetivo de produzir um escoamento secundário. Desse modo, o VG não só perturba o escoamento e interrompe o crescimento da camada limite, mas, também, causa uma intensa troca térmica entre o fluido e as paredes do trocador de calor, levando ao aumento da transferência de calor (SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2015).

Figura 2- Geradores de vórtice do tipo *winglet*.



Fonte: Modi, Kale e Rathod (2020).

Contudo, conforme evidenciado pela quantidade de trabalhos publicados na última década, o estudo detalhado da dinâmica do escoamento e transferência de calor para avaliar a eficiência das técnicas de intensificação da transferência de calor está associada à evolução dos recursos computacionais. (DARVISH DAMAVANDI; FOROUZANMEHR; SAFIKHANI; SALVIANO, 2017; DEZAN; YANAGIHARA, 2015; LOTFI *et al.*, 2014; KE *et al.*, 2019; TIAN *et al.*, 2009). Atualmente, com a aceleração da cadeia produtiva e os altos custos de produção, a busca por soluções práticas, rápidas e confiáveis, está suportada pelo desenvolvimento de simulações computacionais. O vertiginoso desenvolvimento de computadores de alto desempenho tem permitido o uso de técnicas numéricas para a solução de problemas complexos de engenharia, como o escoamento ao redor de aviões, veículos, motocicletas e também no interior de trocadores de calor. Diversas pesquisas associadas à Dinâmica dos Fluidos Computacional têm sido conduzidas no desenvolvimento de algoritmos para a solução dos mais variados problemas de engenharia, chamando a atenção de um número cada vez maior de analistas e engenheiros de pesquisa e desenvolvimento. A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), aplicada no desenvolvimento de equipamentos modernos, sujeito a aspectos fenomenológicos complexos, é uma área em ascensão nas

universidades, centros de pesquisa e nas principais empresas multinacionais, especialmente pela sua relativa simplicidade e versatilidade de aplicação. A Dinâmica dos Fluidos Computacional tem sido essencialmente desenvolvida com base no Método dos Volumes Finitos, devido a sua robustez e confiabilidade nos resultados e processo de convergência. Existem diversos pacotes computacionais que auxiliam na solução de problemas complexos através de simulações na área de dinâmica dos fluidos. Tais pacotes permitem o projeto de diversos equipamentos de engenharia, bem como a discretização dos modelos para submissão aos métodos de solução das equações governantes.

Desta forma, considerando a necessária e contínua busca pelo desenvolvimento de trocadores de calor com alta eficiência de transferência de calor, e com pequena perda de carga associada, permitindo, entre outras coisas, a redução nos custos com materiais e processos de manufatura, este trabalho aborda a modelagem e a simulação numérica do processo de transferência de calor em um trocador de calor compacto. A intensificação da transferência de calor será estudada considerando a combinação de duas técnicas passivas: Aletas Onduladas combinada à inserção de Geradores de Vórtices Longitudinais. A faixa operacional deste trocador de calor abrangerá aplicações na área de refrigeração e condicionamento de ar, que operam na faixa do Número de Reynolds entre 150 e 600 (calculado baseado no espaçamento entre as aletas, F_p , como comprimento característico).

Sendo assim o objetivo principal desta pesquisa é investigar, através da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), o processo de intensificação da transferência de calor em um trocador de calor compacto através da combinação das técnicas passivas com aletas onduladas e geradores de vórtice longitudinais.

A efetividade da combinação destas técnicas passivas será avaliada com o arranjo de tubos desalinhados considerando tubos circulares e elípticos. A Faixa de número de Reynolds investigada é aquela verificada em aplicações de sistemas de refrigeração e condicionamento de ar.

Com a modelagem computacional e a análise da dinâmica do escoamento e transferência de calor, o processo de intensificação da transferência de calor é justificado através da caracterização dos principais fenômenos termo-hidráulicos do escoamento.

1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção é apresentada uma revisão considerando as principais publicações na literatura científica, aderente aos trocadores de calor compacto aletados, geometria dos tubos, aspectos fenomenológicos do processo de intensificação da transferência de calor e geradores de vórtices.

2.1 TROCADORES DE CALOR COMPACTO

Trocadores de calor são equipamentos usados para transferir calor entre dois ou mais fluidos com diferentes temperaturas, os quais são separados por paredes sólidas (INCROPERA; WITT, 2008). Estes dispositivos podem apresentar diferentes tamanhos e operar em diferentes níveis de temperatura. Estes equipamentos apresentam características mecânicas interessantes como a capacidade de suportar altas pressões e temperaturas. Sendo, desta forma, amplamente utilizados em diversas aplicações tecnológicas, como, por exemplo, em usinas termelétricas, unidades de processamento químico e de alimentos, indústria de petróleo, refrigeração e condicionamento de ar, dentre outras. Assim, tendo em vista este amplo leque de aplicações, têm sido objeto de estudo por diversos grupos de pesquisadores espalhados em todo o mundo.

Li *et al.* (2011) caracterizam os trocadores de calor compactos pela alta densidade, definido como a razão entre a área de transferência de calor e o seu volume, e pelo elevado coeficiente de transferência de calor entre os fluidos. Portanto, trocadores de calor compacto ocupam menores espaços e requerem menores estruturas de suporte quando comparados aos trocadores de calor tradicionais como do tipo casco-tubo. Por exemplo, trocadores de calor (TC) são referidos como trocador de calor compacto (TCC) se a sua densidade de área for maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Kew e Reay (2011) afirmaram que dois fatores principais impulsionaram o desenvolvimento de trocadores de calor compactos (TCC). Primeiro, a necessidade da indústria (por exemplo, a indústria química e de eletrônicos) por equipamentos menores e mais eficientes termicamente e, segundo, a evolução das ciências dos materiais, que permitiu a fabricação de objetos menores, com alta precisão, baixo custo e em grande quantidade. De acordo com Li *et al.* (2011), as dimensões reduzidas dos canais do trocador de calor compacto resultam em dois principais efeitos na operação do equipamento: 1) o escoamento do fluido tende ao regime laminar e, 2) observa-se altas quedas de pressão no canal. Diferentes soluções

foram propostas para resolver o problema de baixo coeficiente de transferência de calor associado ao escoamento laminar, como a introdução de dispositivos passivos que geram no escoamento estruturas de vórtices que alteram a dinâmica do escoamento, contribuindo para aumentar a transferência de calor com pequena penalização na perda de carga associada.

2.2 GEOMETRIAS DOS TUBOS

Dally, Riley e McConnell (1993) apresentaram resultados de uma pesquisa experimental comparando arranjos de tubos elípticos e circulares para a transferência de calor e a perda de carga associada, baseado na observação de que a geometria do tubo elíptico tem uma configuração aerodinâmica melhor do que a do tubo circular. Portanto, conjecturam de que seria razoável esperar uma redução na força total de arrasto para o arranjo de tubos elípticos em comparação ao arranjo de tubos circulares, quando submetidos a um escoamento cruzado. Os tubos elípticos tiveram uma perda de carga 18 % menor do que em tubos circulares. Os experimentos foram realizados com número de Reynolds variando de 4.000 à 10.000.

Schulenberg (1966) avaliou o potencial da utilização de tubos elípticos em trocadores de calor na indústria, mostrando experimentalmente resultados da transferência de calor e perda de carga. O estudo constatou que um trocador de calor construído com tubos elípticos aletados requer menor superfície de troca de calor e consome menos potência para acionamento dos ventiladores, do que um trocador de calor construído com tubos circulares aletados.

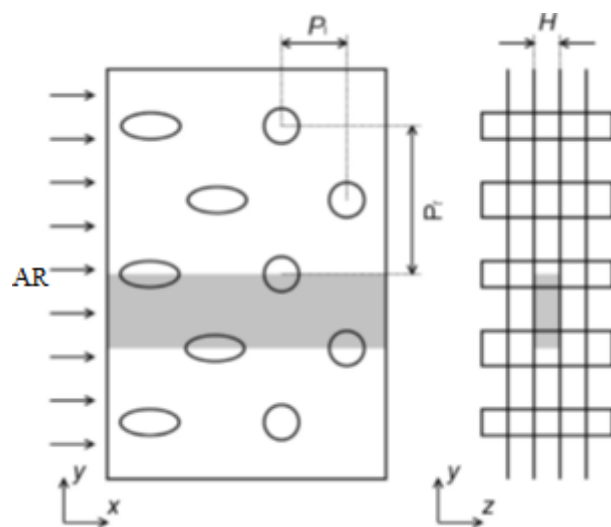
Jang, Wu e Chang (1996) estudaram numericamente e experimentalmente trocadores de calor com tubos circulares aletados. Foram analisados os efeitos dos parâmetros geométricos, tais como o arranjo de tubos, o número de fileiras (1 a 6 fileiras) e o número de aletas por polegada (8 a 12 aleta/pol), para o número de Reynolds (baseado no espaçamento entre aletas e na velocidade frontal) variando de 60 a 900. O escoamento foi considerado incompressível, tridimensional e em regime laminar. Os resultados demonstraram que o coeficiente médio de transferência de calor para o arranjo alternado é maior do que para o arranjo de tubos alinhados, com maior perda de carga, também, para o arranjo alternado. O valor médio do número de Nusselt diminui quando o número de fileiras de tubos é aumentado de 1 a 6. O número de fileiras de tubos tem um efeito pequeno no coeficiente médio de transferência de calor quando o número de fileiras se torna maior que 4. O coeficiente médio de transferência de calor do arranjo alternado foi de 15% a 27% mais elevado do que para o

arranjo alinhado, enquanto que a perda de pressão da configuração alternada foi de 20% a 25% mais elevada do que para a configuração alinhada.

Jang e Yang (1998) estudaram experimental e numericamente o escoamento e a transferência de calor sobre trocadores de calor de quatro fileiras. Três tipos de configurações de tubos aletados foram investigados para diferentes valores da velocidade frontal variando de 2 a 7 m/s: dois com tubos elípticos aletados com arranjos alternados e alinhados e outro com tubos circulares com arranjo alternado. Os resultados indicaram que o coeficiente médio de transferência de calor em um trocador de calor com um tubo elíptico aletado é equivalente a 35% a 50% comparado ao do tubo circular aletado com o mesmo perímetro, enquanto que a perda de pressão corresponde a 25% a 30%.

Deepakkumar e Jayavel (2017), realizaram um estudo numérico tridimensional em trocadores de calor de tubo aletado com múltiplas linhas de tubos. Foram estudados os efeitos de diferentes combinações de tubos circulares e elípticos no escoamento do lado do ar e as características de transferência de calor com várias velocidades de entrada de ar na faixa de 0,5 a 2,5 m/s. Os resultados são analisados em função do número de Nusselt, Fator de Atrito e Ângulo de Sinergia. Os resultados mostram que, para baixas velocidades de entrada, a combinação de tubo elíptico e circular é uma alternativa melhor comparada a trocadores de calor apenas com tubo circular. Além disso, o desempenho do trocador de calor foi melhor considerando tubos elípticos na região à montante e tubos circulares na região à jusante. A Figura 3 mostra um desenho esquemático do trocador de calor com os tubos elípticos e circulares desalinhados com quatro fileiras.

Figura 3- Desenho esquemático de um trocador de calor com tubos em arranjo escalonado para quatro fileiras de tubos.



Fonte: Deepakkumar e Jayavel (2017).

Rocha, Saboya e Vargas (1997) realizaram um estudo numérico bidimensional para comparar o desempenho dos tubos circulares e elípticos com uma e duas fileiras de tubos, operando a baixo número de Reynolds. Seus resultados mostraram que o trocador de calor com tubo elíptico produz melhor desempenho global do que o trocador de calor com tubo circular em condições operacionais semelhantes.

2.3 INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Umas das importantes linhas de pesquisa ainda muito ativa na academia concentra-se na intensificação da transferência de calor em trocadores de calor através de técnicas passivas. (ALAM; KIM, 2018).

Bergles (2001) classificou os mecanismos de melhoria da transferência de calor como métodos ativos ou passivos. As técnicas passivas geralmente usam modificações geométricas ou de superfície, incorporando inserções ou dispositivos, promovendo o aumento do coeficiente de transferência de calor, distorcendo a dinâmica do escoamento, resultando, conseqüentemente, no aumento da queda de pressão. No caso de superfícies estendidas, a área efetiva de transferência de calor é aumentada.

Khaled *et al.* (2010) descreveram vários métodos ativos que podem ser usados para intensificar a transferência de calor. Essas técnicas são mais complexas do ponto de vista de uso, pois o método requer a entrada de energia externa para o acionamento de algum dispositivo que possa causar a modificação do escoamento e a melhoria na taxa de transferência de calor. Em comparação às técnicas passivas, essas técnicas não mostraram muito potencial devido à dificuldade de fornecer energia externa em muitas aplicações.

Em contrapartida, os métodos de intensificação passivos são aqueles que não requerem energia externa para modificar o escoamento. Exemplos de métodos passivos são: superfícies rugosas, superfícies estendidas, tubos em espiral, geradores de vórtice, aditivos para fluidos, e muitos outros.

As técnicas de intensificação são aplicáveis em diversos modos de transferência de calor e massa:

- Escoamento monofásico: convecção forçada e natural no interior e exterior de tubos;
- Escoamento bifásico: ebulição e condensação no interior de tubos e bancos de tubos;
- Radiação;
- Transferência convectiva de massa.

Resultados da aplicação de duas ou mais técnicas mostraram que a combinação produz melhor resultado do que se as técnicas fossem usadas separadamente (LUO *et al.*, 2019). As indústrias atualmente fazem uso de técnicas passivas, já que o emprego de técnicas ativas leva a um custo adicional, mais ruído por parte dos mecanismos, segurança e preocupações com a confiabilidade do dispositivo de intensificação (ALAM; KIM, 2018).

Algumas aplicações envolvem técnicas de intensificação de transferência de calor no interior de canais, escoamento exterior, ou ambos os lados, como é no caso de evaporadores e condensadores aplicados em sistemas de refrigeração. Nos casos em que é necessário intensificar a troca térmica tanto no interior do tubo quanto no exterior, a mesma geometria usada internamente pode não ser interessante externamente, e vice-versa. Logo, é interessante estudar mudanças geométricas que seriam necessárias para ambos os lados, paralelamente a avaliações de manufatura.

Entre as técnicas passivas empregadas em trocadores de calor compacto, as aletas onduladas têm demonstrado grande efetividade. Kim, Lim e Rhee (2016) caracterizaram uma aleta ondulada como uma superfície ondulada capaz de mudar periodicamente a direção do escoamento principal e provocar a mistura do fluido, gerando elevado desempenho térmico. O aumento na transferência de calor é função tanto do aumento da área de transferência de calor quanto da alteração da dinâmica do escoamento. Entretanto, assim como para qualquer outro meio passivo de intensificação da transferência de calor, ocorre também um significativo aumento na queda de pressão, aumentando a potência de bombeamento requerida (ALAM; KIM, 2018).

Xu *et al.* (2015) realizaram um trabalho experimental voltado para melhorar a transferência de calor utilizado somente aletas onduladas, e mostraram que os resultados do critério PEC (Critério de avaliação de desempenho que quantifica o desempenho de um trocador de calor com técnica de intensificação em relação a um trocador de referência) são maiores do que 1,0, evidenciando um significativo aumento na transferência de calor em relação à perda de carga associada (WEBB, 1981).

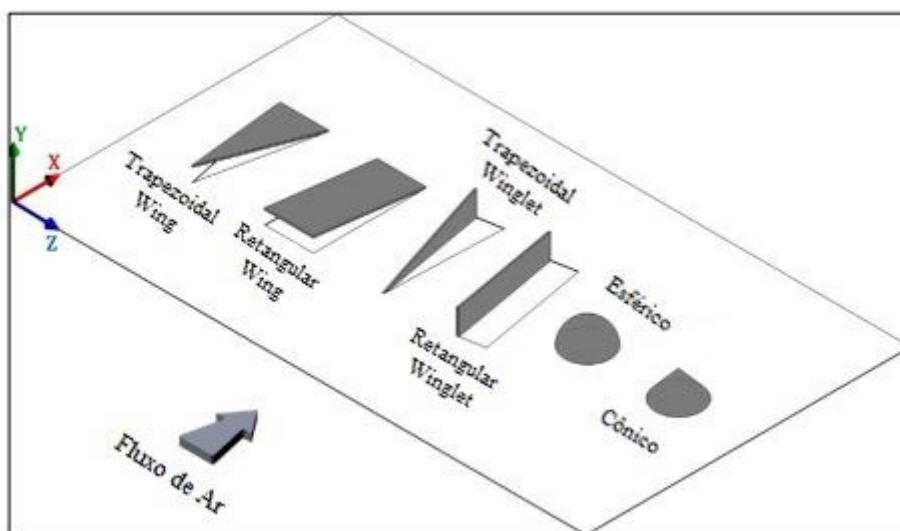
Dong *et al.* (2013) estudaram o desempenho termo-hidráulico do lado do ar do trocador de calor de alumínio com aleta ondulada. Um conjunto de testes experimentais foi realizado sob diferentes condições operacionais para 16 conjuntos de parâmetros de geometria da aleta ondulada. Os pesquisadores mostraram que a amplitude e o comprimento de uma aleta ondulada foram os mais importantes fatores para o desempenho térmico hidráulico do trocador de calor. Já Kim, Lim e Rhee (2016) conduziram um estudo numérico considerando uma aleta de 5 ondas e ângulo de 20°, com corte na 3ª onda, trabalhando com o número de

Reynolds na faixa de 100 a 400 (escoamento laminar), resultando em um aumento da transferência de calor de 24% com um aumento associado na queda de pressão de 7%.

2.4 GERADORES DE VÓRTICE

Geradores de vórtice (GV) são dispositivos reconhecidos por aumentar o desempenho da transferência de calor em trocadores de calor compacto. Nesta técnica passiva, o escoamento é intencionalmente distorcido para introduzir um escoamento secundário ao escoamento principal. Embora a área total da superfície da transferência de calor não seja significativamente alterada devido à superfície do GV, a dinâmica do escoamento do fluido pode ser fortemente perturbada. A Figura 4 mostra os VGs mais comuns aplicados em trocadores de calor compactos. De fato, GV não apenas perturba o escoamento do fluido e interrompe o crescimento das camadas limites, mas também provoca distorção e troca de calor intensa entre o escoamento e as paredes, levando ao aumento da transferência de calor com uma moderada penalização na perda de pressão do escoamento (SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2016). Muitas pesquisas usam esses dispositivos simples devido à sua eficiência, baixo custo de manutenção e operação.

Figura 4- Geradores de vórtice longitudinais do tipo *Wing/Winglet*.



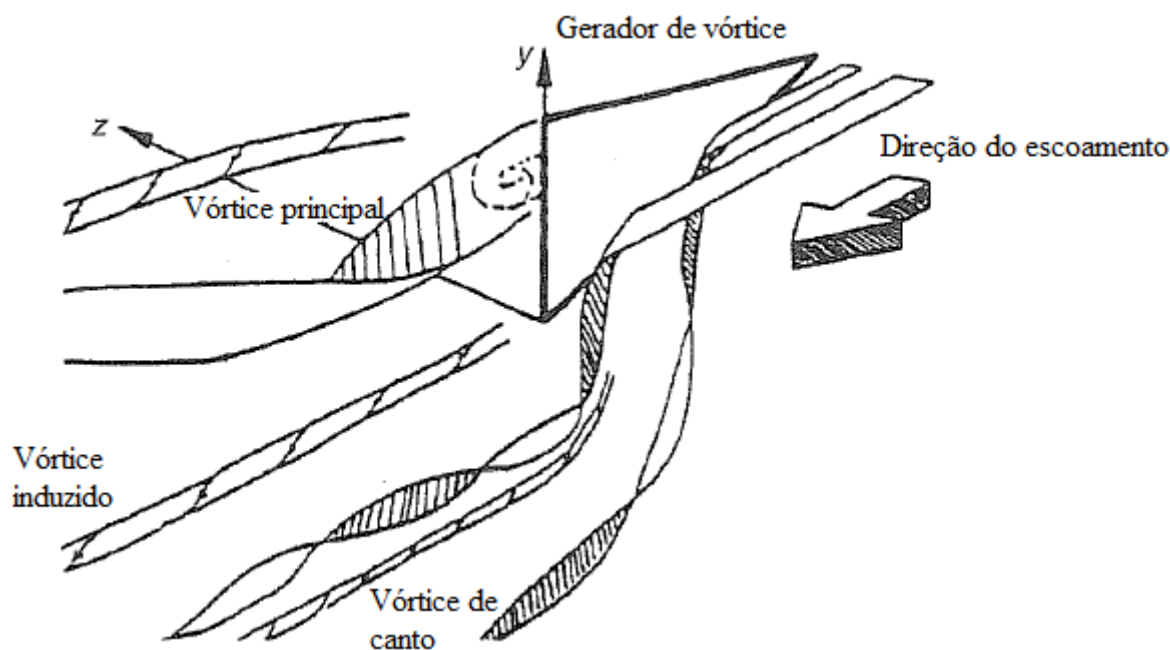
Fonte: Lotfi et al. (2014).

Geradores de vórtice podem ser divididos em dois grupos: Gerador de Vórtice Transversal (GVT) e Gerador de Vórtice Longitudinal (GVL). O eixo de rotação do GVT é normal à direção do escoamento principal, caracterizando uma estrutura essencialmente

bidimensional, enquanto os vórtices gerados pelo GVL têm seu eixo rotativo paralelo ao escoamento principal, sendo caracterizado por um movimento tridimensional (AWAIS; BHUIYAN, 2018). Na Figura 5, os autores identificam três tipos de vórtices longitudinais gerados por um GVL do tipo *Delta-Winglet*:

- Vórtice principal: é formado devido ao escoamento que se separa na ponta do GVL, rotacionando devido à diferença de pressão entre a parte frontal e a traseira do gerador de vórtice;
- Vórtice de canto: é gerado na junção entre a parte frontal do GVL e a aleta;
- Vórtice induzido: é gerado pela sinergia do vórtice principal e o vórtice de canto.

Figura 5- Tipos de vórtice longitudinal.



Fonte: Torii (1992).

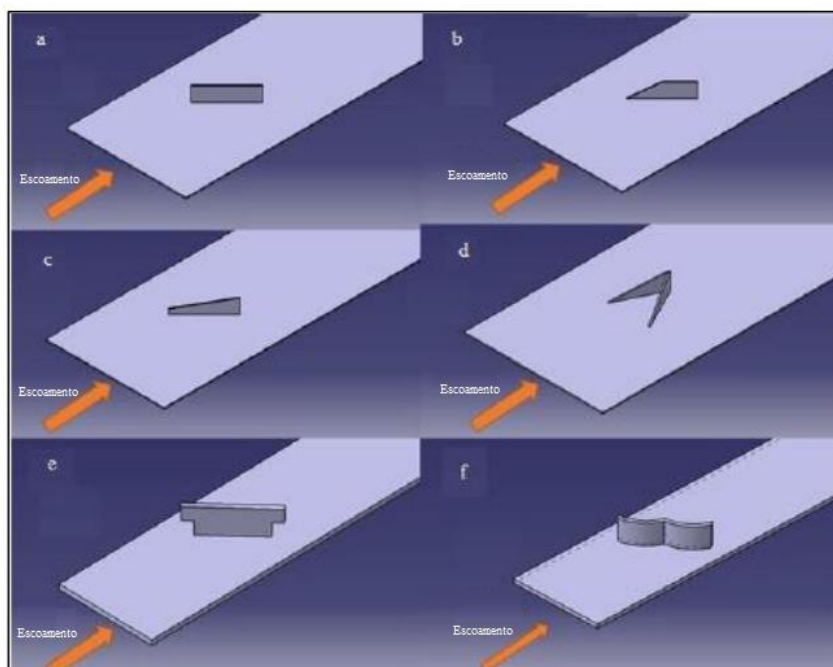
O efeito dos GV na transferência de calor foi primeiramente relatado por Johnson e Joubert (1969) que, como resultado, obtiveram um aumento no número de Nusselt de 7 a 17,5%, para o intervalo de números de Reynolds testados.

Gentry e Jacobi (2002), investigaram experimentalmente o efeito de GVL do tipo delta no desempenho da transferência de calor em um trocador de calor compacto. De acordo com os autores, a média de transferência de calor aumentou 50 e 60% em comparação a um canal sem gerador de vórtice.

Samadifar e Toghraie (2018) avaliaram por meio de simulação numérica o efeito de diferentes geradores de vórtices no desempenho de um trocador de calor de seção transversal em canal triangular. A análise foi realizada considerando seis geradores de vórtice diferentes,

sendo eles: gerador de vórtice retangular simples (SRW), gerador de vórtice trapezoidal retangular (RTW), gerador de vórtice angular retangular (ARW), geradores de vórtice *Wishbone* (WW), gerador de vórtice em T (IVG) e gerador de vórtice ondulado (WVG). As conclusões obtidas sugerem que simples gerador de vórtices retangulares foram os mais efetivos para aumentar a transferência de calor do trocador de calor. Além disso, foi verificado que, com o aumento da altura dos geradores de vórtice a taxa de transferência de calor é aumentada, sendo 45° o melhor ângulo de ataque para a instalação do gerador de vórtice. A Figura 6 mostra os tipos de geradores de vórtice estudados pelos autores.

Figura 6- Diferentes formatos de geradores de vórtice utilizados por Samadifar; Toghraie (2018). a) SRW, b) RTW, c) ARW, d) WW, e) IVG, f) WVG.



Fonte: Samadifar e Toghraie (2018).

Zhou e Ye (2012) estudaram experimentalmente o efeito de diferentes tipos de geradores de vórtice, como: *winglet* trapezoidal curvo (CTW), *winglet* retangular, *winglet* delta e *winglet* trapezoidal. Os pesquisadores concluíram que os geradores de vórtice do tipo trapezoidal curvo proporcionou melhor desempenho termo-hidráulico em regime turbulento, porém, o par delta-*winglet* proporcionou melhor desempenho termo-hidráulico no regime laminar e na transição. A Figura 7 mostra os geradores de vórtice investigados.

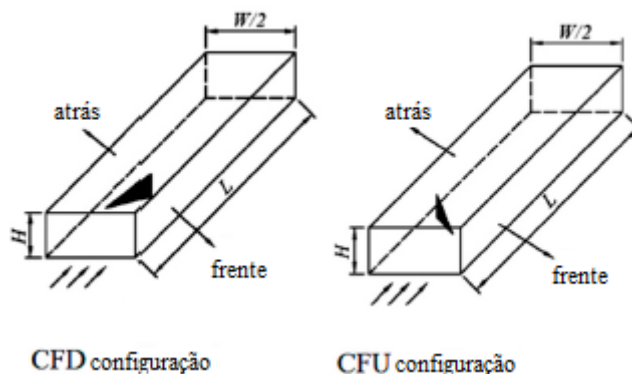
Figura 7- Geradores de vórtice analisados por Zhou; Ye (2012).



Fonte: Zhou e Ye (2012).

Sinha *et al.* (2013) investigaram numericamente o aumento da transferência de calor em um trocador de calor com aleta de placa usando duas fileiras de geradores de vórtice do tipo *winglet*. Alguns arranjos dos GVs foram avaliados, conhecidos como: CFU-CFU (*common-flow-up*), CFD-CFD (*common-flow-down*), CFD-CFU. Os parâmetros de desempenho em termos do número de Nusselt e Fator de Atrito foram avaliados. O número de Reynolds variou de 250 a 1580. Os resultados mostraram que entre os diferentes tipos de arranjos dos geradores de vórtices, o desempenho da configuração CFU-CFU foi melhor em termos de transferência de calor. A Figura 8 mostra as configurações CFD e CFU.

Figura 8- Exemplo de configuração CFD e CFU.



Fonte: Chai e Tasso (2018).

Yang, Seo e Lee (2001) realizaram um estudo numérico onde investigaram o efeito do ângulo de ataque do GV *delta winglet* sobre o processo de transferência de calor e na dinâmica do escoamento. Os pesquisadores afirmam que o gerador de vórtice do tipo *delta*, com o ângulo de ataque de 45°, resultou no melhor desempenho termo-hidráulico.

Embora as técnicas de aletas onduladas e geradores de vórtices sejam efetivas para promover a intensificação da transferência de calor quando aplicadas isoladamente, é promissora a utilização destas técnicas combinadas. Du *et al.* (2014) estudaram a aplicação de geradores de vórtices longitudinais perfurados sobre a superfície ondulada da aleta, comumente aplicados em condensadores e em sistemas de refrigeração. Os pesquisadores

concluíram que o par de *winglet* do tipo delta, com ângulo de ataque de 25°, promoveu a maior intensificação da transferência de calor com minimização na perda de pressão do escoamento.

Lotfi, Sundén e Wang (2016) realizaram simulação numérica tridimensional de um trocador de calor de tubo circular e elíptico de aleta ondulada, considerando três tipos de geradores de vórtices, levando em conta parâmetros como: número de Reynolds ($Re = 500-3000$), forma geométrica dos GVs, ângulo de ataque dos GVs ($\theta = 15-75^\circ$), taxa de excentricidade do tubo ($e = 0,65-1,0$) e altura da aleta ondulada ($H = 0,8-1,6$ mm). Os resultados demonstram que, com o aumento do número de Reynolds, da altura da aleta ondulada e da taxa de excentricidade do tubo, a taxa na transferência de calor foi aumentada.

Luo *et al.* (2019) também estudaram uma combinação de aleta ondulada e geradores de vórtice longitudinais. Os efeitos de diferentes ângulos de ondulação da aleta ondulada e diferentes ângulos de ataque dos geradores de vórtice foram numericamente estudados, para otimizar o desempenho termo-hidráulico da combinação de técnicas passivas. O número de Nusselt, o Fator de Atrito e o coeficiente de desempenho térmico foram comparados para diferentes ângulos de ondulação e de ataque. O desempenho térmico aumentou 26,4% devido à combinação do gerador de vórtice e a aleta ondulada. O ângulo de ataque ideal do gerador de vórtice, que produziu o mais alto desempenho de transferência de calor, foi 45 °.

Contudo, conforme apresentado nesta revisão bibliográfica, ainda há oportunidades de pesquisa para abordagem da intensificação da transferência de calor com técnicas passivas combinadas aplicadas a trocadores de calor compactos, em especial as técnicas utilizando aletas onduladas e geradores de vórtices longitudinais. Desta forma, esta pesquisa tem potencial para contribuir no avanço do conhecimento da dinâmica do escoamento e dos principais fenômenos associados à intensificação da transferência de calor, considerando a sinergia entre diferentes formas de tubo, geradores de vórtices e aleta ondulada, em uma faixa operacional aplicada em sistema de refrigeração.

2.5 TÉCNICAS DE INTENSIFICAÇÃO COMBINADAS

O uso de técnicas combinadas consiste no uso associado de duas ou mais técnicas de intensificação de transferência de calor. (KE *et al.*, 2019) realizaram uma investigação numérica e otimização do ângulo de ataque de geradores de vórtices do tipo *delta-winglet* em trocadores de calor de tubo com aletas planas e onduladas. Os modelos de trocadores considerados neste estudo são os trocadores de calor com três fileiras de tubos em disposição

escalonada. O ângulo de ataque do GV e o número de Reynolds variaram de 15° a 75° e 500 a 1300, respectivamente. Os resultados são apresentados investigando as estruturas do escoamento e o coeficiente de transferência de calor local. Os resultados mostram que, em comparação com as aletas planas, aletas onduladas melhoram a transferência de calor do trocador de calor devido à interrupção do desenvolvimento da camada limite térmica. A aplicação de geradores *delta-winglets* nas aletas planas e onduladas aumentou significativamente a transferência de calor, reduzindo a região de esteira dos tubos enquanto o fator de atrito também é ligeiramente aumentado. Os resultados mostram que, em comparação com as aletas lisas correspondentes, a transferência de calor por unidade de volume e a potência de bombeamento por unidade de volume nas aletas onduladas aumentou 12,5% e 7,14%, respectivamente.

Aletas onduladas e geradores de vórtices são métodos eficazes para aumentar a transferência de calor em trocadores de calor. Em geral, aletas onduladas e geradores de vórtice são estudados separadamente na literatura. Luo *et al.* (2019) propõem uma nova combinação de aleta ondulada e geradores de vórtice. Os efeitos de diferentes ângulos de ondulação da aleta e diferentes ângulos de ataque dos geradores de vórtice são estudados numericamente para aumentar o desempenho termo-hidráulico da combinação. O número de Nusselt, Fator de Atrito e fator de desempenho térmico são comparados para os diferentes ângulos de ondulação e ângulos de ataque, e também, entre as aletas onduladas, com e sem geradores de vórtices. O desempenho da transferência de calor é consideravelmente melhorado com a combinação das técnicas passivas. O fator de desempenho térmico aumentou em 26,4% devido à combinação do gerador de vórtice e aleta ondulada. O ângulo de ataque ideal do gerador de vórtice, que produz o melhor desempenho de transferência de calor do trocador de calor de placa de aleta ondulada, foi igual a 45°.

O desempenho térmico do lado do ar de aletas onduladas com geradores de vórtice do tipo retangulares-*winglets* também foi estudado por Chimres *et al.* (2020), usando métodos experimentais e numéricos. Os seguintes parâmetros são selecionados para a investigação: o ângulo de ataque, localização do gerador, extensão e comprimento do gerador retangular-*winglet*. Os resultados mostram que as aletas onduladas com gerador retangular-*winglet* fornecem um maior coeficiente de transferência de calor e, conseqüentemente, maior queda de pressão do que para aletas onduladas convencionais. As aletas onduladas com gerador de vórtice resultaram em uma maior relação $j/f^{1/3}$ de 14,6% comparada às aletas onduladas tradicionais (CHIMRES *et al.*, 2020).

Tian *et al.* (2009) investigaram numericamente as características de transferência de calor do lado do ar em um trocador de calor com aleta ondulada e geradores de vórtice do tipo *delta-winglet*. Foi modelado um trocador de calor com três fileiras de tubos circulares em arranjos alinhado e desalinhado. Os resultados numéricos mostram que os vórtices longitudinais gerados pelo GV *delta-winglet* causam um aumento considerável no desempenho da transferência de calor no trocador de calor com aleta ondulada com moderada penalidade na queda de pressão do escoamento.

Contudo, as pesquisas anteriores mostram que tanto a aleta ondulada como os geradores de vórtices são eficazes para melhorar a transferência de calor. Geralmente os geradores de vórtices e as aletas onduladas são estudados separadamente, revelando a necessidade de avançar no estudo da combinação dessas técnicas, especialmente na caracterização dos fenômenos termo-hidráulicos.

2 METODOLOGIA NUMÉRICA

Neste capítulo é apresentada a abordagem de modelagem numérica (equações governantes, domínio computacional e condições de contorno) aplicada ao trocador de calor compacto com aleta ondulada e gerador de vórtice, além dos parâmetros de desempenho termo-hidráulicos, utilizados para caracterizar a transferência de calor e a dinâmica do escoamento, e a análise de independência de malha (GCI) e validação numérica.

3.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES

Para a modelagem da transferência de calor e da dinâmica do escoamento em um trocador de calor compacto, as hipóteses de escoamento incompressível, tridimensional, regime permanente e turbulento, são adequadas de acordo com Aslam Bhutta *et al.* (2012). Considerando um fluido Newtoniano com propriedades constantes, as equações da continuidade, *momentum* e energia, podem ser definidas, respectivamente.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j h - k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = -u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

onde, u é a componente de velocidade, h é o coeficiente de convecção, x_i e x_j são coordenadas generalizadas, p é a pressão, τ_{ij} é tensão cisalhante, ρ é a densidade, k é a condutividade térmica e T é temperatura.

Embora a faixa do número de Reynolds seja baixa o escoamento é considerado turbulento, pois a inserção dos geradores de vórtices longitudinais e o escoamento ao redor dos tubos podem introduzir instabilidades ao escoamento que podem provocar a transição de um escoamento laminar para um escoamento turbulento (REZAEIHA; KALKMAN;

BLOCKEN, 2017). A metodologia dos Volumes Finitos é utilizada para discretizar as equações governantes do escoamento e transferência de calor utilizando o *software* ANSYS FLUENT® 19.0.

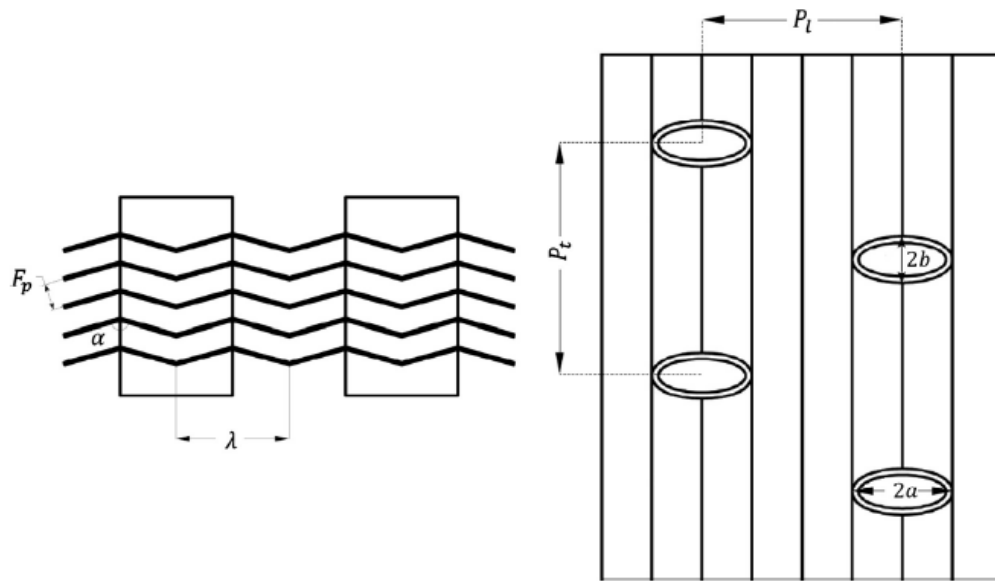
Para o acoplamento pressão-velocidade definiu-se o algoritmo *Coupled* que, de acordo com Rezaeiha, Kalkman e Blocken (2017), é uma abordagem de solução não segregada e apresenta vantagens sobre algoritmos de resolução não acoplada à medida que se apresenta como um esquema robusto e estável para sistemas cujas não linearidade e acoplamentos das equações governantes exigem algoritmos de resolução sequencial, dentro de *looping* iterativo, até à convergência da solução. Embora este método exija mais poder computacional quando comparado ao método SIMPLE/SIMPLEC que, por exemplo, resolve o acoplamento de forma segregada, o método *coupled* tem um tempo de convergência menor.

Os modelos de turbulência podem ser classificados em função do número de equações de transporte utilizados para a definição do tensor de Reynolds. Entre os modelos mais utilizados se destacam o modelo de Spalart-Allmaras para uma equação algébrica e os modelos $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, *Realizable* $k-\epsilon$, $k-\omega$ e SST $k-\omega$ (SST – *Shear Stress Transport*) que utilizam duas equações de transporte. O modelo de turbulência definido para este trabalho é o SST $k-\omega$, conforme discutidos por Salviano, Dezan e Yanagihara (2016), Salviano, Dezan e Yanagihara (2015), Lotfi *et al.* (2014) e Darvish Damavandi, Forouzanmehr e Safikhani (2017). O modelo SST $k-\omega$ combina a formulação robusta e precisa do modelo $k-\omega$ próximo à parede, com a adequada caracterização do escoamento na corrente livre do modelo $k-\epsilon$. Desta forma, o modelo SST $k-\omega$ possui excelente desempenho para a modelagem do escoamento próximo às paredes, sujeitos a ação de gradientes adverso de pressão, descolamento da camada limite e áreas de recirculações.

3.2 DOMÍNIO COMPUTACIONAL, GEOMETRIA E CONDIÇÕES DE CONTORNO

Como pode ser visto na Figura 9, o trocador de calor modelado neste trabalho é semelhante ao estudado por Darvish Damavandi, Forouzanmehr e Safikhani (2017), presumindo duas fileiras de tubos com arranjo de tubos desalinhado. Os parâmetros geométricos deste trocador de calor são especificados na vista esquemática, onde F_p e λ , respectivamente, são a distância entre as aletas e o comprimento de onda da aleta ondulada, e α indica o ângulo de ondulação da aleta. Na Figura 9, a distância de centro a centro de dois tubos adjacentes define o passo longitudinal (P_l) na direção do escoamento, e o passo transversal (P_t) na direção normal ao escoamento principal.

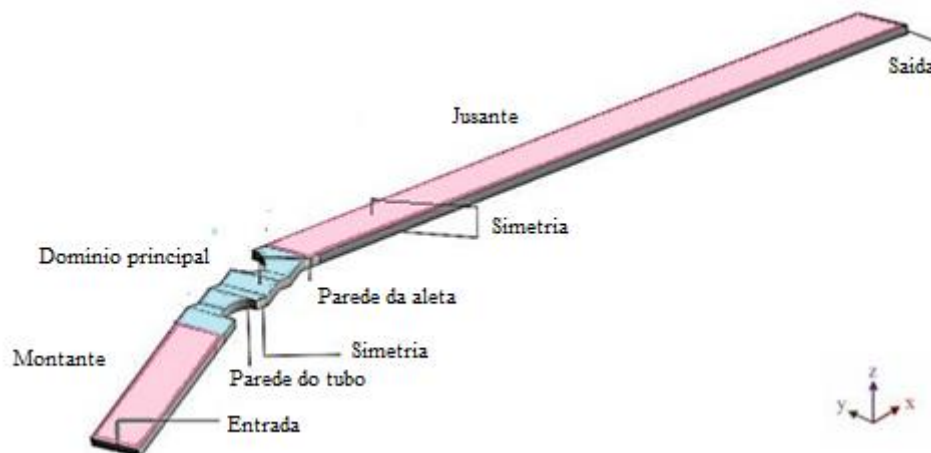
Figura 9- Parâmetros geométricos do trocador de calor.



Fonte: Darvish Damavandi, Forouzanmehr e Safikhani (2017).

Levando em consideração o custo e o tempo computacional associado à simulação numérica, será considerado para a solução do problema um trocador de calor compacto sob a condição de simetria, com duas fileiras de tubos e um arranjo desalinhado. A Figura 10 mostra o domínio computacional dividindo as regiões a montante, principal e a jusante.

Figura 10- Domínio computacional do trocador de calor.



Fonte: Próprio autor (2020).

O comprimento da região a montante é considerado para que haja a uniformização do escoamento, sendo que o mesmo foi estendido uma vez o comprimento do domínio principal. Já o comprimento da região a jusante foi estendido 7 vezes o comprimento do domínio

principal, de tal forma que não se verifique refluxo na saída, fato que poderia resultar em instabilidades na convergência do modelo numérico, de forma a garantir a condição de Neumann (*Outflow*) (DARVISH DAMAVANDI; FOROUZANMEHR; SAFIKHANI, 2017).

A opção por extensões computacionais retilíneas, conforme modelado por Darvish Damavandi, Forouzanmehr e Safikhani (2017), foi inicialmente testada e a convergência do modelo numérico verificada, identificando dificuldade de convergência da solução, especialmente sob a condição de Reynolds mais altos. Desta forma, optou-se neste trabalho por utilizar extensões computacionais inclinadas (Figura 10) a fim de minimizar problemas obtidos inicialmente com a convergência do modelo. A dificuldade de convergência do modelo numérico considerando extensões retilíneas pode ser atribuída à mudança de direção do escoamento na entrada do domínio computacional, imediatamente no início da primeira onda, especialmente para número de Reynolds mais alto. Para número de Reynolds mais baixo, a convergência ainda é lenta, embora possa ser considerada adequada. Estes fenômenos reverberam para o restante do escoamento, causando dificuldades de convergência. Por tal razão, optou-se por considerar extensões computacionais inclinadas e concordantes com os ângulos de entrada e saída do domínio principal do trocador de calor, a fim de garantir, em especial, estabilidade no processo de convergência da solução.

As dimensões do trocador de calor são apresentadas na Tabela 1, baseado na Figura 9, assumindo que os geradores de vórtice possuem espessura desprezível e razão de aspecto 2 ($b/a = 2$).

Tabela 1- Dimensões geométricas do trocador de calor compacto.

Espessura de aleta	δ_f	0,00025 m
Passo de aleta	F_p	0,0031 m
Diâmetro do tubo	D_o	0,01325 m
Diâmetro de colar do tubo	$D_c = D_o + (2\delta_f)$	0,01375 m
Passo transversal	P_t	0,03175 m
Passo longitudinal	P_l	0,0275 m
Comprimento	L	0,055 m
Número de linha de tubos	N	2

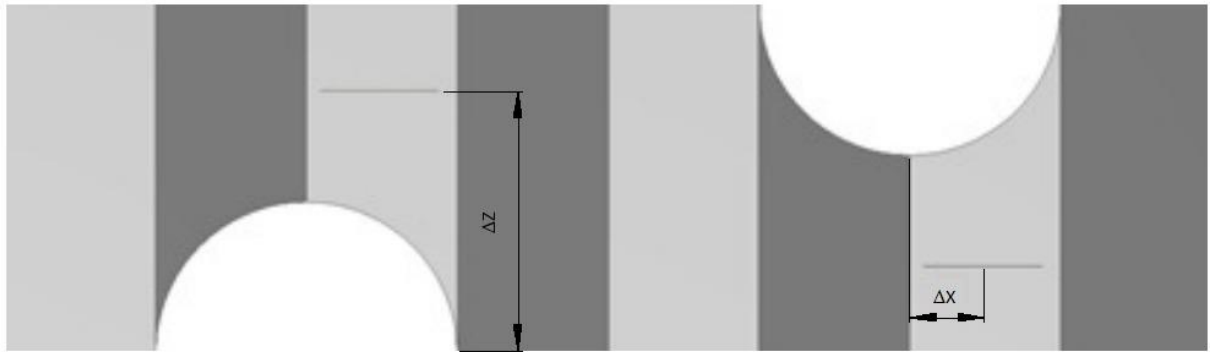
Fonte: Próprio autor (2019).

Os geradores de vórtices são fixados na aleta inferior seguindo as correlações de Lotfi et al. (2014), mostradas nas equações (4) e (5), sendo que na Figura 11 é exposta a vista superior do trocador de calor com a posição dos geradores de vórtice fixados.

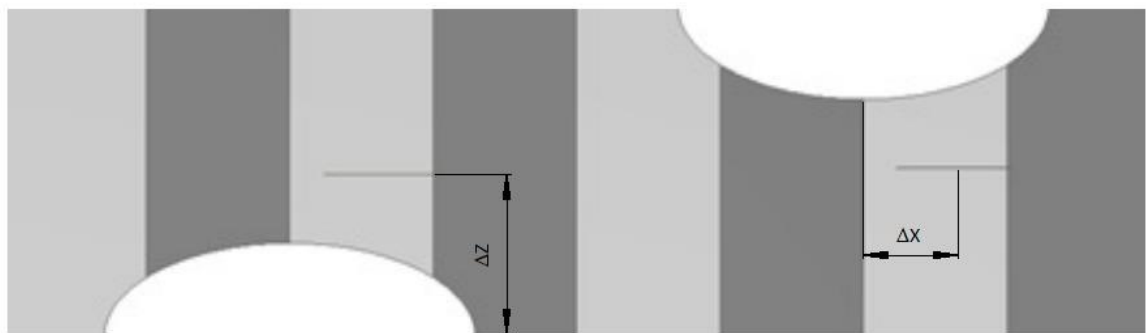
$$\Delta X = \pm R_a \cos \frac{\pi}{3} \quad (4)$$

$$\Delta Z = \pm 2R_b \sin \frac{\pi}{3} \quad (5)$$

Figura 11- Vista superior do trocador de calor com os geradores de vórtice.



a) Tubo circular

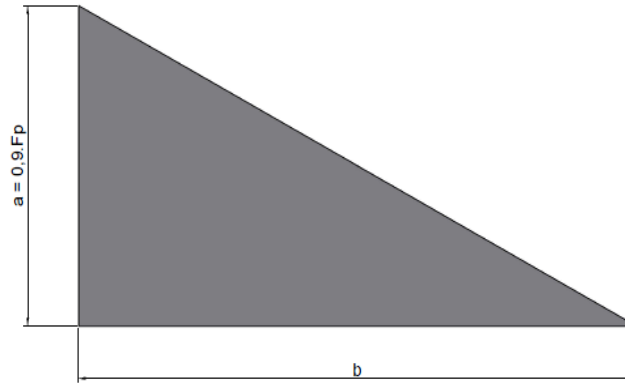


b) Tubo elíptico

Fonte: Próprio autor (2020).

Os geradores utilizados são do tipo *delta-winglet* e *retangular-winglet*, sendo definidos com base nos trabalhos de Chu *et al.* (2009) e Salviano, Dezan e Yanagihara (2015). Um exemplo do gerador *delta-winglet* e suas dimensões é mostrado na Figura 12.

Figura 12- Gerador de vórtice do tipo *Delta-winglet* com razão de aspecto 2.



Fonte: Próprio autor (2020).

O critério de convergência utilizado para resíduos são de 10^{-5} para as equações do *Momentum* e Continuidade, e 10^{-7} para a equação da energia. As condições de contorno para cada uma das três zonas mostradas na Figura 10, de acordo com Darvish Damavandi, Forouzanmehr e Safikhani (2017):

1. Condições de contorno na extensão à montante

- Velocidade uniforme e temperatura constante na entrada (*Inlet*):

$$u = u_{inlet}, \quad v = w = 0, \quad T = T_{inlet} = 300 \text{ K} \quad (i)$$

- Superfície superior e inferior com condições simétricas.

- Superfícies laterais com condições de simetria:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (ii)$$

2. Condições de contorno do domínio principal

- Paredes superior e inferior da aleta com condição de contorno sem escorregamento e temperatura constante:

$$u = v = w = 0, \quad T = T_{constante} = 350 \text{ K} \quad (iii)$$

- Paredes laterais de tubos com condição de contorno sem escorregamento e temperatura constante:

$$u = v = w = 0, \quad T = T_{constante} = 350 \text{ K} \quad (iv)$$

- Simetria nas laterais:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (v)$$

3. Condições de contorno na extensão à jusante

- Superfícies superiores, inferiores e laterais com condições de simetria:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (vi)$$

- Condição de *outflow* na saída (*outlet*):

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (vii)$$

O desenvolvimento da malha computacional foi realizado no *software* ANSYS *Meshing*. Optou-se por desenvolver uma malha com elementos tetraédricos no domínio principal da geometria com elementos hexagonais nas extensões, de forma a reduzir a quantidade total de elementos e permitir adequada discretização dos geradores de vórtices. Métodos locais de controle de refino dos elementos volumétricos foram empregados nas arestas, assim como o método de refino de malha nas faces e prismas nas paredes para a melhor caracterização dos fenômenos de camada limite. A escolha pela malha tetraédrica é uma opção adequada, considerando sua flexibilidade e capacidade de se adequar a geometrias irregulares, curvas e de difícil modelagem para as malhas hexagonais.

O critério de qualidade das malhas utilizadas foi baseado na métrica *Orthogonal Quality*. A ortogonalidade de um elemento tetraédrico define-se como a necessidade dos triângulos que formam os elementos apresentarem-se com características similares a triângulos equiláteros, minimizando possíveis dificuldades de convergência do modelo numérico. Valores desta métrica tendendo ao valor unitário apresentam um elemento equilátero ideal, sendo toleráveis valores de até 0,15 para o elemento com a pior ortogonalidade do domínio computacional. Especificamente, recomenda-se que esta métrica possa ser avaliada conforme descritos na Figura 13.

Figura 13- Valores base para o parâmetro de qualidade ortogonal de malha.

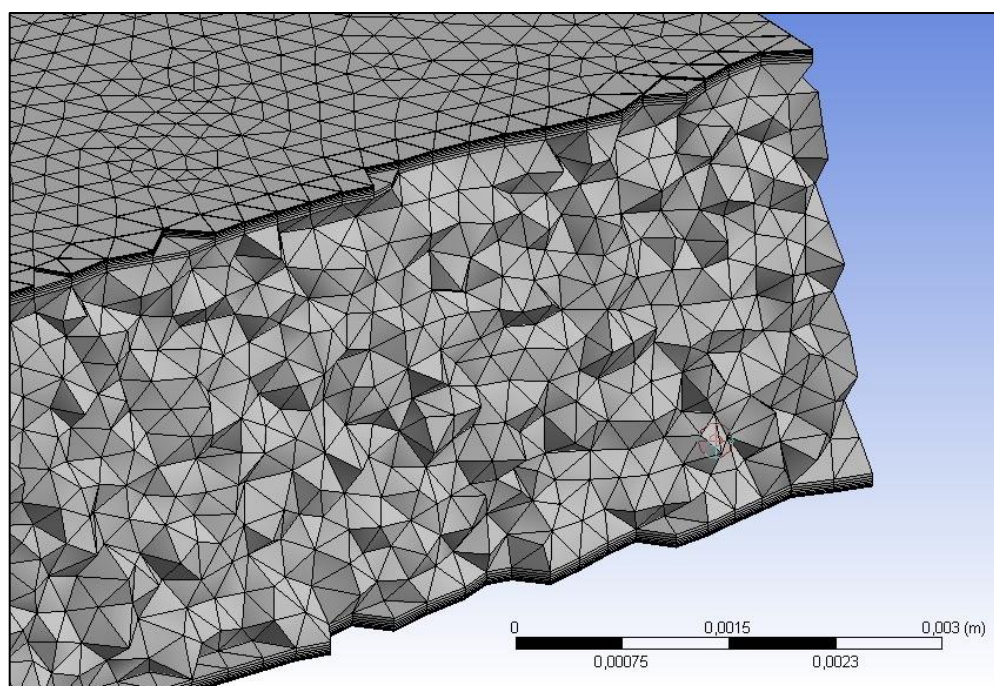


Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Fonte: Ansys fluent (2013).

A necessidade de refino de malha nas proximidades de paredes coincide com a dificuldade apresentada por malhas tetraédricas em caracterizar gradientes de propriedades de interesse nas camadas limites dinâmica e térmica. Por esta razão, foi necessário refinar a malha nas regiões cuja condição de contorno é de parede das aletas ou parede dos tubos do trocador de calor compacto. A Figura 14 mostra em corte o refino prismático da malha.

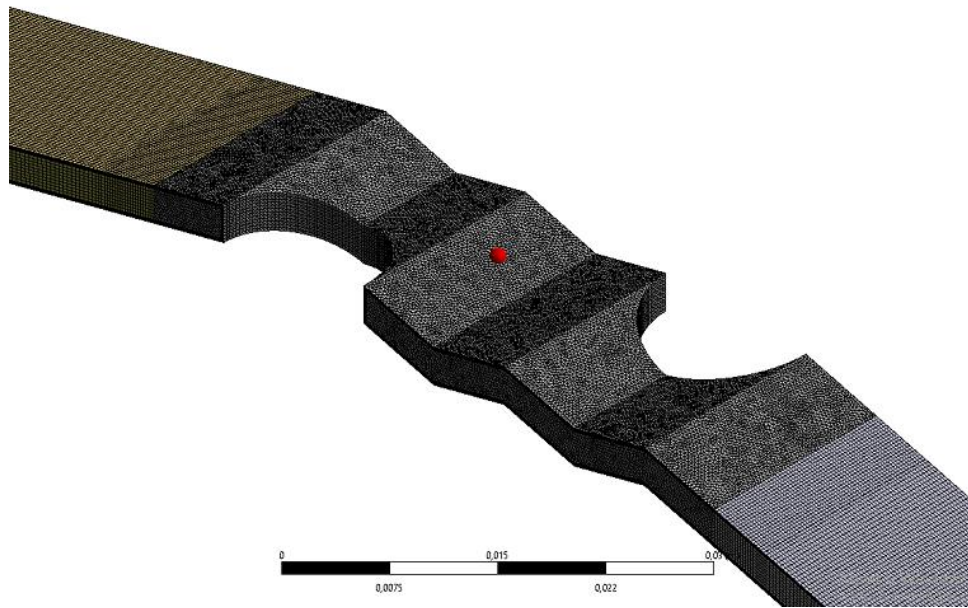
Figura 14- Refino com camadas de primas na malha e elementos tetraédricos.



Fonte: Próprio autor (2019).

Para o crescimento de prismas sobre a parede do tubo, com o objetivo de caracterizar os efeitos da camada limite dinâmica e camada limite térmica, adotou-se a opção *Total Thickness*, que permite inserir a quantidade de camadas, a taxa de crescimento e a espessura máxima das camadas de prismas. Sete camadas de prismas foram arbitrariamente definidas, com base em análises do valor de y^+ da malha, que deve ser próximo ao valor unitário, a fim de caracterizar os fenômenos e gradientes de propriedades na subcamada viscosa da camada limite turbulenta, tendo sido sua taxa de crescimento definida como 1,2 e a espessura máxima adotada de 0,3 mm. Embora os tamanhos dos elementos de malha tenham sido inicialmente definidos de forma arbitrária, o estabelecimento de um valor apropriado de refino de malha foi estabelecido pelo procedimento de verificação da independência de malha, através do método *Grid Convergence Index* (CELIK *et al.*, 2008). A Figura 15 ilustra a malha tetraédrica para o presente trabalho.

Figura 15- Malha do modelo do trocador de calor compacto



Fonte: Próprio autor (2019).

3.3 PARÂMETROS TERMO-HIDRÁULICOS

O escoamento em um trocador de calor compacto é caracterizado pelo número de *Reynolds*, normalmente calculado considerando o diâmetro de colarinho (D_c), o fator de atrito (f) e o fator de Colburn (j). O diâmetro de colarinho pode ser definido da seguinte maneira: $D_c = D_0 + (2 \delta_f)$, sendo δ_f a espessura da aleta e D_0 é o diâmetro dos tubos. O Fator de Atrito, equação (7), é definido em termos da perda de pressão no domínio computacional (Δp), velocidade máxima (u_{max}) na área de mínima passagem, área de mínima passagem (A_c) e a área de superfície total de troca térmica (A_t). O fator de Colburn, equação (8), é definido em função do coeficiente de transferência de calor, (h), da velocidade máxima e das propriedades do fluido, (DARVISH DAMAVANDI; FOROUZANMEHR; SAFIKHANI, 2017):

$$Re = \frac{\rho u D_c}{\mu} \quad (6)$$

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho u_{max}^2} \frac{A_c}{A_t} \quad (7)$$

$$j = \frac{h}{\rho u_{m\acute{a}x} c_p} Pr^{2/3} \quad (8)$$

onde: ρ é a densidade (kg/m^3), μ é a viscosidade dinâmica (kg/m.s), u é a velocidade média na seção transversal (m/s), D_c é o diâmetro de colarinho do tubo (m), c_p é o calor específico (J/kg.K) e Pr é o número de Prandtl.

A perda de pressão (Δp), equação (9), é a diferença de pressão entre a entrada e a saída do domínio computacional, conforme pode ser visto na Figura 10. As equações de (9) a (13) foram retiradas de Salviano; Dezan; Yanagihara (2016).

$$\Delta P = \bar{p}_{in} - \bar{p}_{out} \quad (9)$$

Onde:

$$\bar{p} = \frac{\int \int_A p dA}{\int \int_A dA} \quad (10)$$

Finalmente, o coeficiente de transferência de calor convectiva é determinado de acordo com a equação (12), sendo dependente da taxa de transferência de calor (Q) que é calculada a partir da equação (11).

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T_{ln} = \dot{m} c_p (\bar{T}_{in} - \bar{T}_{out}) \quad (11)$$

$$h = \frac{Q}{A_t \Delta T_{ln}} \quad (12)$$

As temperaturas são avaliadas conforme a Equação (13).

$$\bar{T} = \frac{\int \int_A u T dA}{\int \int_A u dA} \quad (13)$$

3.4 ANÁLISE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA

A análise de sensibilidade de malha considera a metodologia proposta por Celik *et al.* (2008), conhecida como metodologia GCI - *Grid Convergence Index*. Este método

consiste em analisar a variação percentual dos principais parâmetros termo-hidráulicos (fator de Colburn e fator de atrito), os quais caracterizam a transferência de calor e a perda de carga, respectivamente, para as três densidades de malha. Os refinamentos de malha são conforme as Equações (14) e (15), em que N é o número de elementos da malha e $\sum_{i=1}^N(\Delta V_i)$ representa a somatória dos volumes para cada uma das malhas. As malhas subsequentes devem estar dispostas de tal maneira que a Equação (15) seja satisfeita. Após o critério ser satisfeito, a malha é então selecionada para a continuidade das análises. É necessário ponderar que se deve realizar o mínimo possível de refinamentos e *offsets* de correção do número de elementos das malhas, uma vez que malhas com muitos elementos demandam grande custo computacional e seu benefício, em termos de exatidão numérica das grandezas calculadas, pode não justificar este custo.

As três densidades de malha avaliadas são mostradas na Tabela 2, conforme as Equações (14) e (15).

$$l = \left[\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (14)$$

$$r = \left(\frac{h_{\text{malha grosseira}}}{h_{\text{malha refinada}}} \right) \geq 1,3 \quad (15)$$

Tabela 2- Características das malhas obtidas para cálculo de GCI.

Malhas	Quantidade de elementos	r (Eq. 15)
Malha 1 (l_1)	439.306	-
Malha 2 (l_2)	1.113.200	1.301
Malha 3 (l_3)	2.451.768	1.363

Fonte: Próprio autor (2019).

A Tabela 2 mostra que a recomendação indicada na equação (15) é atendida em relação às densidades da malha. Os resultados do GCI para o Fator de Atrito (f) e o fator de Colburn (j) são apresentados na Tabela 3, sendo que o modelo utilizado para gerar os resultados foi o modelo com aleta ondulada e gerador de vórtice do tipo delta-winglet com ângulo de ataque de 45° .

Tabela 3- Valores dos GCI para cada um dos casos analisados.

Reynolds	$GCI_{12} (j)$	$GCI_{12} (f)$
800	0,01%	0,47%
4000	1,75%	0,75%

Fonte: Próprio autor (2019).

A partir destes resultados mostrados na

Tabela 3, pode-se concluir que a maior incerteza devido a discretização do modelo computacional é de cerca de 1,75% para o fator Colburn (j) para $Re = 800$. Desta forma, a independência de malha é alcançada e pode-se então utilizar a malha intermediária como base para as demais simulações.

Os valores médios e máximos do y^+ obtidos para as malhas utilizadas nesta seção são mostradas na Tabela 4. Observa-se que tais valores se mostram adequados ao modelo SST $k-\omega$, onde a recomendação é manter o valor próximo ao unitário. Os resultados pouco oscilam, desde que a espessura máxima da camada de prisma, independente da malha, é mantida constante.

Tabela 4- Valores médios e máximos de y^+ .

Malha Refinada	$y^+_{\text{médio}} (Re = 4000)$	0,4161	$y^+_{\text{máximo}} (Re = 4000)$	1,0713
	$y^+_{\text{médio}} (Re = 800)$	0,1239	$y^+_{\text{máximo}} (Re = 800)$	0,4234
Malha Intermediária	$y^+_{\text{médio}} (Re = 4000)$	0,4374	$y^+_{\text{máximo}} (Re = 4000)$	1,0634
	$y^+_{\text{médio}} (Re = 800)$	0,1295	$y^+_{\text{máximo}} (Re = 800)$	0,4023
Malha Grosseira	$y^+_{\text{médio}} (Re = 4000)$	0,4558	$y^+_{\text{máximo}} (Re = 4000)$	1,0523
	$y^+_{\text{médio}} (Re = 800)$	0,1367	$y^+_{\text{máximo}} (Re = 800)$	0,3845

Fonte: Próprio autor (2019).

3.5 VALIDAÇÃO NUMÉRICA

Para validar o modelo numérico foram realizadas simulações com diferentes valores de número de Reynolds, e os resultados foram comparados com correlações empíricas mostradas nas equações (16) e (17). Estas correlações, propostas por Wang, Fu e Chang (1997), apresentem desvio padrão de 10% para o Fator de Colburn, enquanto para o Fator de Atrito o desvio padrão é de 15%.

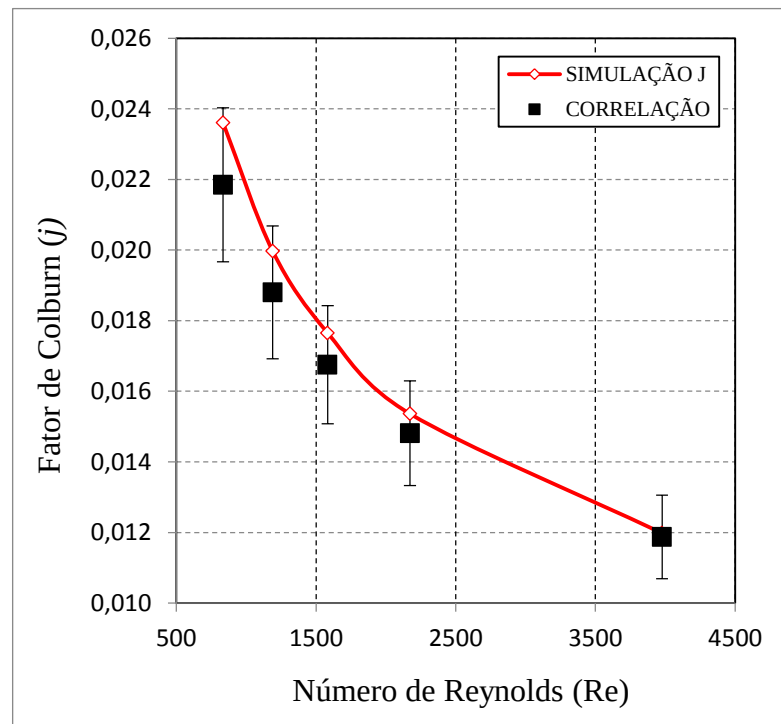
$$j = \frac{1,201}{[\ln(Re_{Dc}^\sigma)]^{2,921}} \quad (16)$$

$$f = \frac{16,67}{[\ln(Re_{Dc})]^{2,64}} \cdot \left(\frac{A_o}{A_t}\right)^{-0,096} \cdot N^{0,098} \quad (17)$$

onde: Re_{Dc} é o valor do número de Reynolds baseado no diâmetro do colar dos tubos do trocador de calor, σ é a razão de contração da área de seção transversal do trocador de calor, sendo calculado como a razão entre a área de mínima passagem de seção e a área de entrada do escoamento, e N é o número de tubos do trocador de calor.

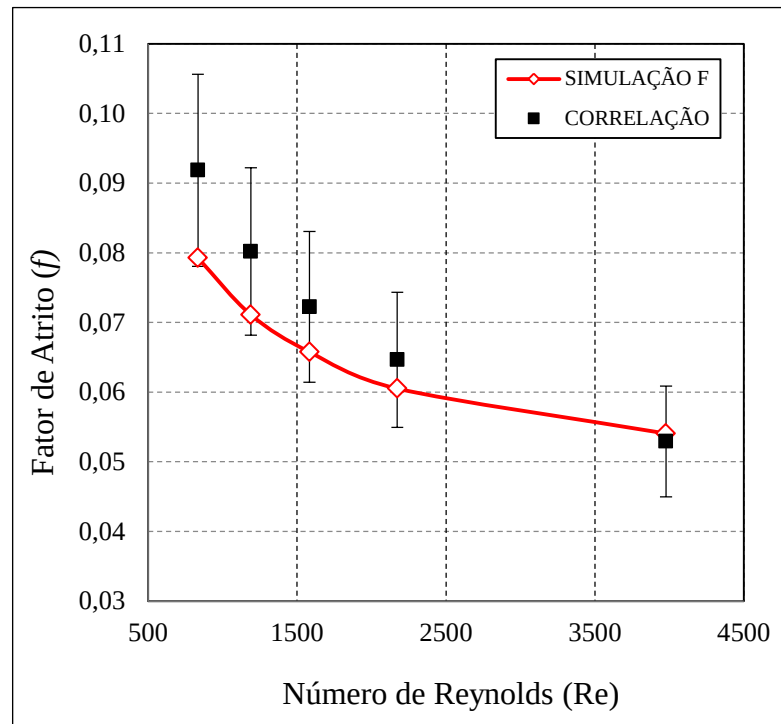
A Figura 16 e Figura 17, mostram respectivamente, uma comparação entre as correlações de Wang, Fu e Chang (1997) e os resultados numéricos. Para o Fator de Atrito dentro da faixa do número de Reynolds de 800 a 4000, as diferenças são de 13,7% e 2,14%, respectivamente. Para o fator Colburn, as diferenças são de 8,03% e 0,9%, respectivamente. Assim, os resultados numéricos estão compreendidos dentro da faixa de incerteza das correlações, mostrando que a abordagem numérica definida neste trabalho é robusta.

Figura 16- Comparação resultados da simulação com a correlação para o fator de Colburn.



Fonte: Próprio Autor (2019).

Figura 17- Comparação resultados da simulação com a correlação para o fator de atrito.



Fonte: Próprio Autor (2019).

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A análise, inicialmente, explora o impacto do formato dos tubos sobre o processo de transferência de calor, avaliado pelo Fator de Colburn (j), e na penalização na perda de carga do escoamento, avaliado através do Fator de Atrito (f), considerando configurações com tubo circular e tubo elíptico. Em seguida é avaliado a influência dos geradores de vórtice *delta-winglet* e *retangular-winglet*, para os ângulos de ataque 15° , 30° e 45° .

4.1 IMPACTO DO FORMATO DE TUBO

A excentricidade (k) do tubo elíptico foi definida para ser igual a 0,5. A equação (18) mostra a definição para a excentricidade, e a Figura 18 ilustra a mudança no formato dos tubos de circular para elíptico.

$$k = \frac{2b}{2a} \quad (18)$$

Figura 18- Modelo com tubos circulares e elípticos.



a) Tubo circular



b) Tubo elíptico

Fonte: Próprio autor (2020).

Os tubos circulares e elípticos são modelados de tal forma que os perímetros dos mesmos sejam iguais, garantindo a mesma área de troca térmica. A velocidade frontal considerada é de 0,5-2,5 m/s, o que corresponde a uma típica aplicação em sistemas de refrigeração. Para uma adequada análise considerando tubos circulares e elípticos, os parâmetros termo-hidráulicos adimensionais importantes para caracterizar o comportamento térmico e dinâmico do escoamento são novamente definidos, conforme apresentado por Deepakkumar e Jayavel (2017): Número de Reynolds (19), número de Nusselt (20) e Fator de Atrito (21), respectivamente.

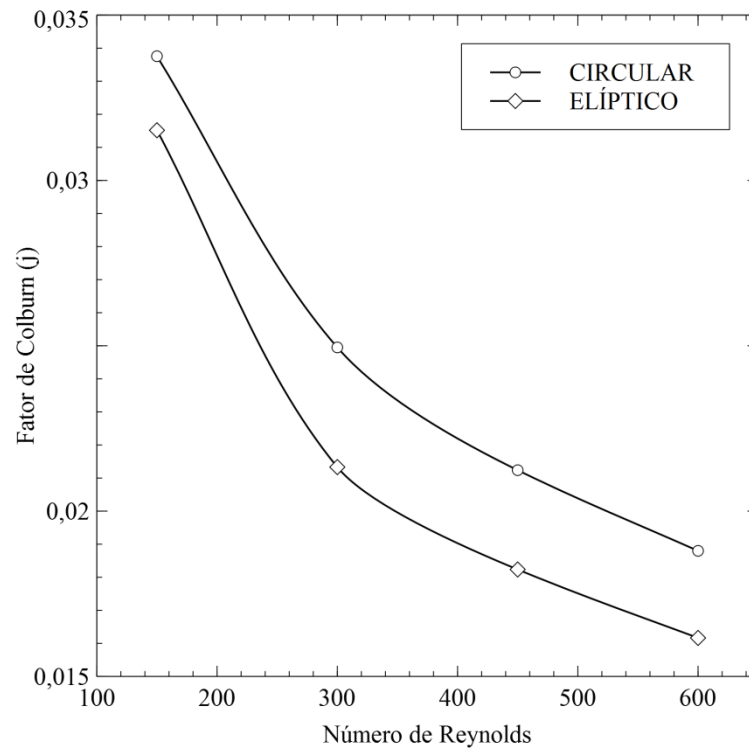
$$Re = \frac{\rho U_{in} F_p}{\mu} \quad (19)$$

$$Nu = \frac{h_m F_p}{k} \quad (20)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_{in}^2} \frac{F_p}{L} \quad (21)$$

Diferente do que foi apresentado nas equações (6) e (7), as equações (19), (20) e (21) são mais adequadas quando a comparação é feita entre tubos circulares e elípticos, uma vez que a área de mínima passagem altera em função da excentricidade do tubo elíptico, modificando o cálculos do número de Reynolds e, conseqüentemente, da velocidade na entrada do domínio computacional. Desta forma, os parâmetros termo-hidráulicos são calculados sob a mesma base, que neste caso é a altura entre as aletas (F_p) e o comprimento do domínio computacional (L). Assim, para as velocidades de entrada do fluido (0,5 m/s a 2,5 m/s), conseqüentemente, os valores do número de Reynolds são alterados, visto que o número de Reynolds utilizado para validação e GCI foram baseados no diâmetro de colar (D_c). A Figura 19 mostra o gráfico do fator de Colburn (j) para os casos considerados referência (sem geradores de vórtices).

Figura 19- Fator de Colburn (j) para os casos referência.

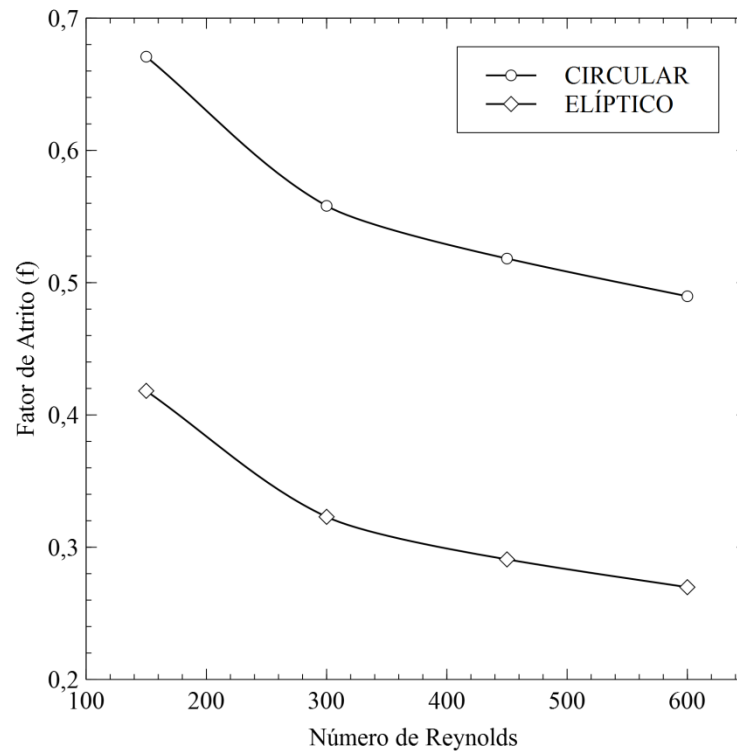


Fonte: Próprio autor (2020).

A partir dos resultados mostrados na Figura 19, é possível observar a maior transferência de calor para a configuração com tubos circulares, em comparação a uma configuração com tubos elípticos, independente do número de Reynolds. Os aspectos fenomenológicos da dinâmica do escoamento e transferência de calor que justificam estes resultados serão analisados posteriormente.

A Figura 20 mostra o gráfico do fator de atrito (f) para os casos referência.

Figura 20- Fator de atrito (f) para os casos referência.

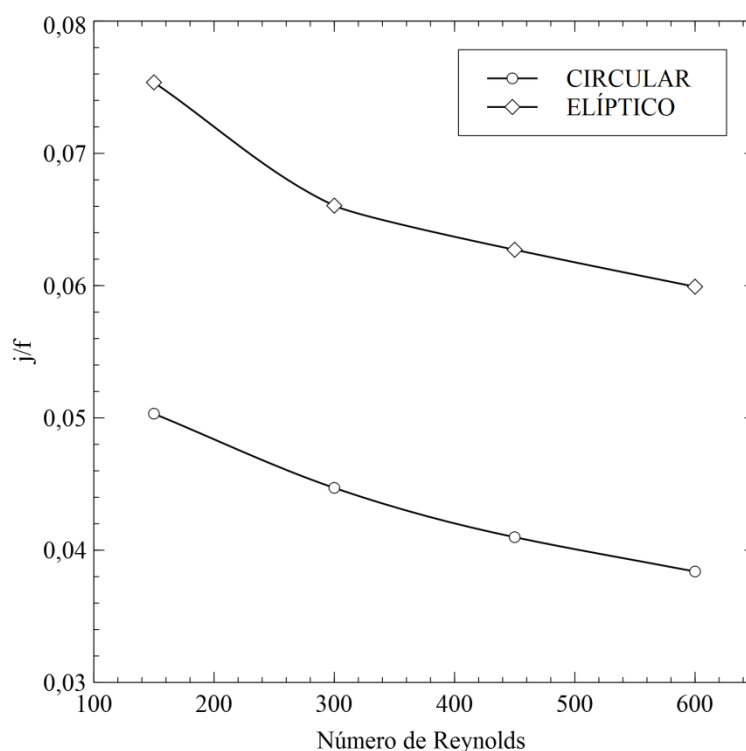


Fonte: Próprio autor (2020).

O comportamento do Fator de Atrito (f), Figura 20, mostra um perfil em função do aumento do número de Reynolds. É evidente a significativa diferença entre as configurações circular e elíptica, mostrando que a configuração elíptica apresenta um menor Fator de Atrito comparado à configuração circular, embora também proporcione menor transferência de calor, corroborando os resultados mostrados na Figura 19.

A Figura 21 apresenta a análise combinada do processo de transferência de calor e a perda de carga associada (j/f), considerando a razão entre o Fator de Colburn (j) e o Fator de Atrito (f).

Figura 21- Razão entre o Fator de Colburn e o Fator de Atrito (j/f).



Fonte: Próprio autor (2020).

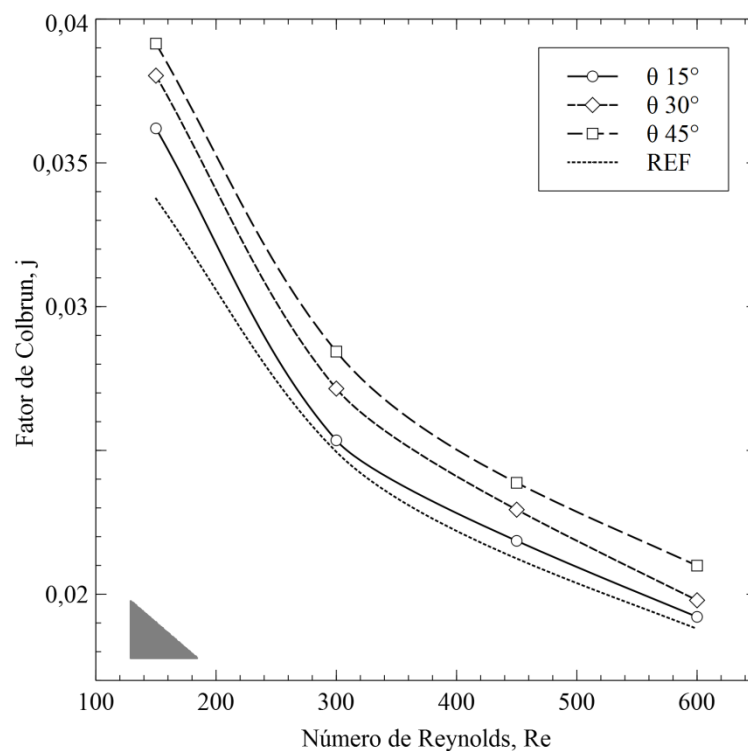
A partir dos resultados mostrados na Figura 21, é possível concluir que a configuração circular tem o pior desempenho termo-hidráulico (j/f), embora a transferência de calor seja a mais alta, conforme mostrado na Figura 19. Desta forma, o uso da configuração com tubo circular é recomendado quando se deseja uma maior transferência de calor sem ponderar a queda de pressão no escoamento. Já a configuração com tubo elíptico é a configuração que apresentou o mais alto valor para a relação j/f , embora os resultados mostrados na Figura 19 indiquem a menor transferência de calor entre as configurações de tubos avaliadas, o que é compensado com o menor Fator de Atrito, Figura 20.

4.2 ANÁLISE DOS CASOS COM TUBOS CIRCULARES

4.2.1 Gerador de vórtices do tipo Delta Winglet

A Figura 22, mostra o fator de Colburn (j) para os casos com configuração de tubo circular com gerador de vórtice do tipo *delta-winglet*, para os diferentes valores de ângulo de ataque.

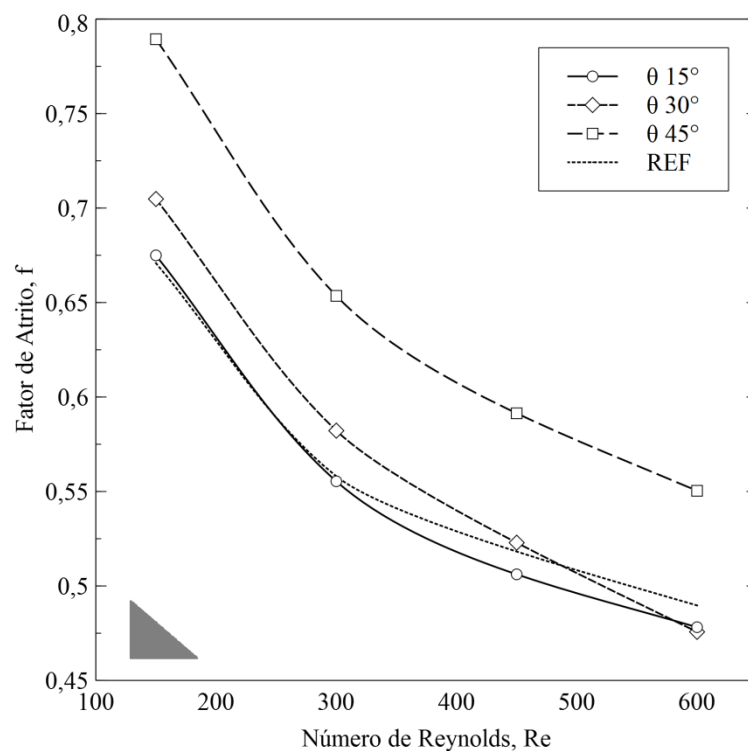
Figura 22- Fator de Colburn (j) para configuração tubo circular com gerador de vórtice *delta-winglet*.



Fonte: Próprio autor (2020).

A Figura 22 mostra um comportamento descendente para todos os casos, com gerador e sem gerador, sendo o caso com gerador de vórtice com ângulo de ataque de 45° o caso com a maior transferência de calor, seguido pelos casos com ângulo de ataque de 30° e 15° . Como esperado, após a inserção do gerador, independente do ângulo de ataque, é possível notar uma melhora em relação ao caso referência (sem gerador de vórtice). Já a Figura 23, mostra os valores do fator de atrito (f) para os mesmos casos.

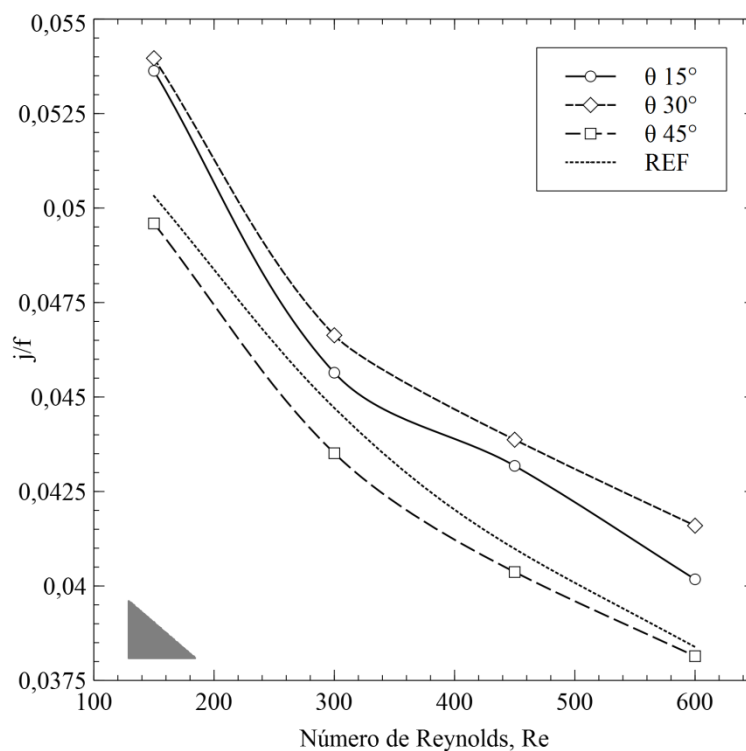
Figura 23- Fator de atrito para configuração tubo circular com gerador de vórtice *delta-winglet*.



Fonte: Próprio autor (2020).

Analisando a Figura 23, verifica-se, que o maior ângulo de ataque também resulta no maior Fator de Atrito (f), aderente aos resultados mostrados na Figura 22. Os casos com as menores quedas de pressão são os casos referência e ângulo de ataque de 15° , sendo que o mesmo não é considerado como um ângulo agressivo ao escoamento. Na Figura 24, é exposto o desempenho termo-hidráulico (j/f) para os casos analisados.

Figura 24- Fator j/f para configuração tubo circular com gerador de vórtice *delta-winglet*.



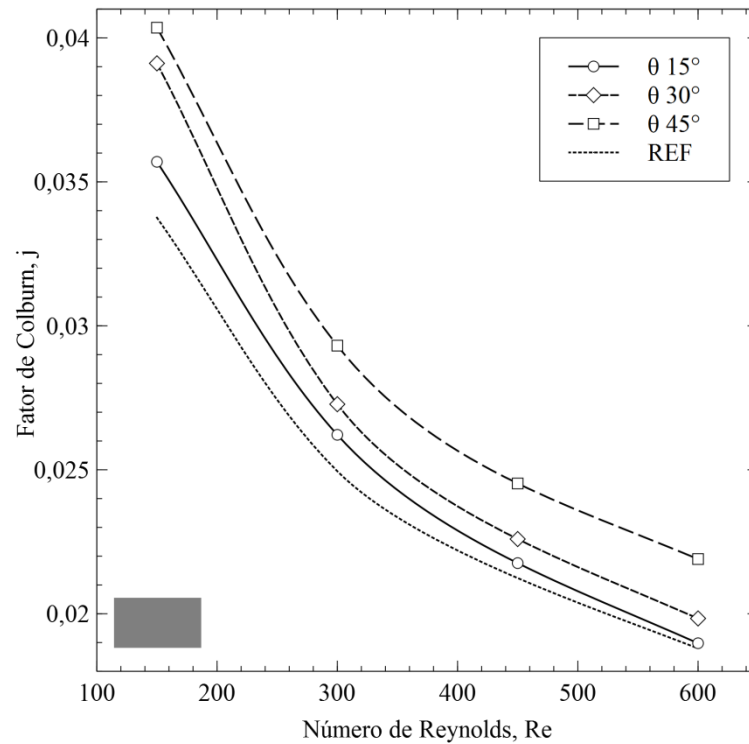
Fonte: Próprio autor (2020).

A partir dos dados exibidos na Figura 24, é possível concluir que o caso com o ângulo de ataque de 30° apresentou o melhor desempenho termo-hidráulico. A segunda melhor configuração é com o ângulo de ataque de 15° , embora tenha sutil aumento na transferência de calor, Figura 22. Já o caso com o ângulo de ataque de 45° teve o pior desempenho, embora tenha tido a melhor transferência de calor, como mostrado anteriormente. Seu uso é recomendado quando se pretende aumentar a transferência de calor, independente da queda de pressão associada.

4.2.2 Gerador de vórtices do tipo Retangular Winglet

A Figura 25, mostra o fator de Colburn (j) para os casos com configuração de tubo circular com gerador de vórtice do tipo retangular-*winglet*, para os diferentes ângulos de ataque.

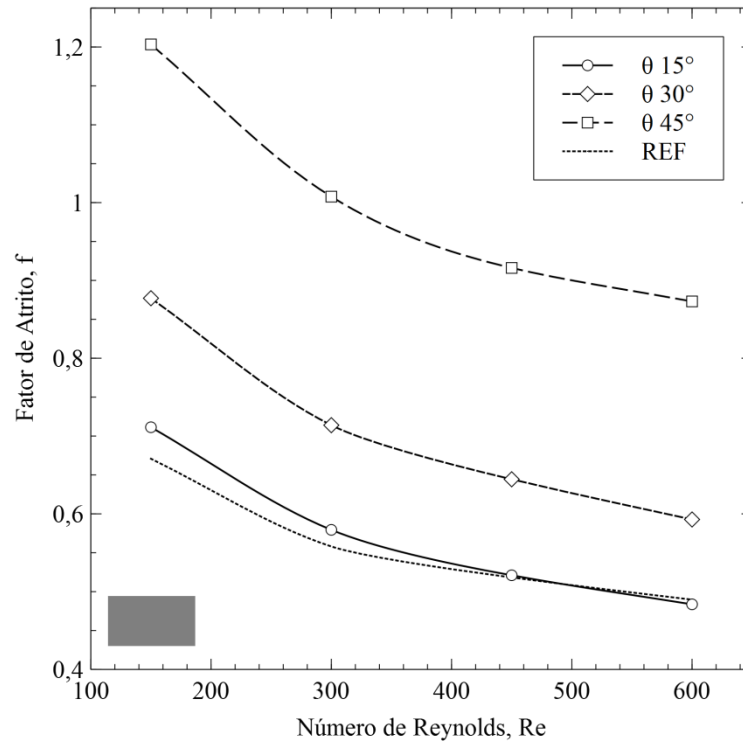
Figura 25- Fator de Colburn (j) para configuração tubo circular com gerador de vórtice retangular-winglet.



Fonte: Próprio autor (2020).

Analisando o gráfico da Figura 25, identificamos similaridades com o gráfico do fator de Colburn (j) da configuração com gerador de vórtice *delta-winglet*. Todas as curvas seguem similar comportamento sendo que o pior caso, como já esperado, é o caso referência, sem a inserção de geradores de vórtice. O caso com a melhor transferência de calor é o caso com o ângulo de ataque de 45° , seguido então pelos casos com ângulos de ataque de 30° e 15° . Assim, como também observado na configuração anterior, os casos com o gerador de vórtice utilizando um ângulo de ataque mais agressivo possuem a melhor transferência de calor. Na Figura 26, são apresentados os valores do fator de atrito para os casos.

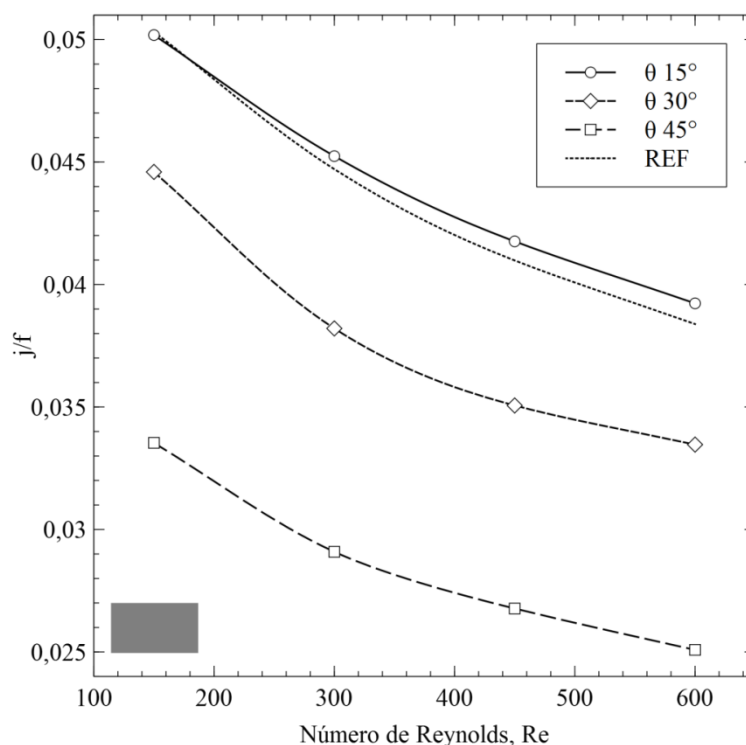
Figura 26- Fator de atrito (f) para configuração tubo circular com gerador de vórtice retangular-winglet.



Fonte: Próprio autor (2020).

Na Figura 26 não encontramos tantas similaridades com a configuração com gerador de vórtice *delta-winglet*. Isso se deve ao fato do gerador de vórtice retangular-winglet restringir significativa a área de passagem do fluido entre as aletas, considerando que sua altura é de $0,9F_p$. A intensa distorção no escoamento acarreta no aumento significativo do fator de atrito. Além disso, o fator de atrito para o caso com ângulo de ataque de 45° é significativamente maior quando comparado com os casos referência e ângulo de ataque de 15° . Na Figura 27 é mostrado o desempenho termo-hidráulico (j/f) para os casos analisados.

Figura 27- Fator j/f para a configuração tubo circular com gerador de vórtice retangular-*winglet*.



Fonte: Próprio autor (2020).

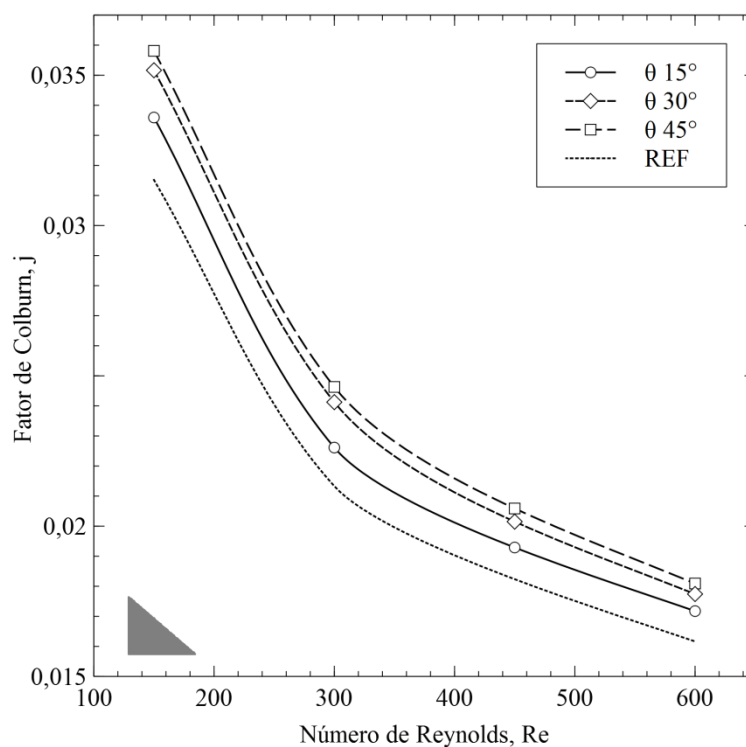
A análise da Figura 27 permite concluir que o caso com o ângulo de ataque de 45° teve o pior desempenho termo-hidráulico, isso se deve ao fato de que esse gerador aumenta consideravelmente a queda de pressão e, conseqüentemente, a um maior fator de atrito, reduzindo o desempenho termo-hidráulico. Já o caso com o melhor desempenho termo-hidráulico é o caso com o gerador de vórtice com ângulo de ataque de 15° , embora seja numericamente igual ao caso de referência, indicando que, diferentemente do gerador de vórtice *delta-winglet* (Figura 24), o gerador de vórtice retangular-*winglet* não é consideravelmente efetivo se a relação j/f é o objetivo do projeto do trocador de calor.

4.3 ANÁLISE DOS CASOS COM TUBOS ELÍPTICOS

4.3.1 Gerador de vórtices do tipo Delta Winglet

A Figura 28 mostra o fator de Colburn (j) para os casos com configuração de tubo elíptico com gerador de vórtice do tipo *delta-winglet* para os diferentes valores de ângulo de ataque.

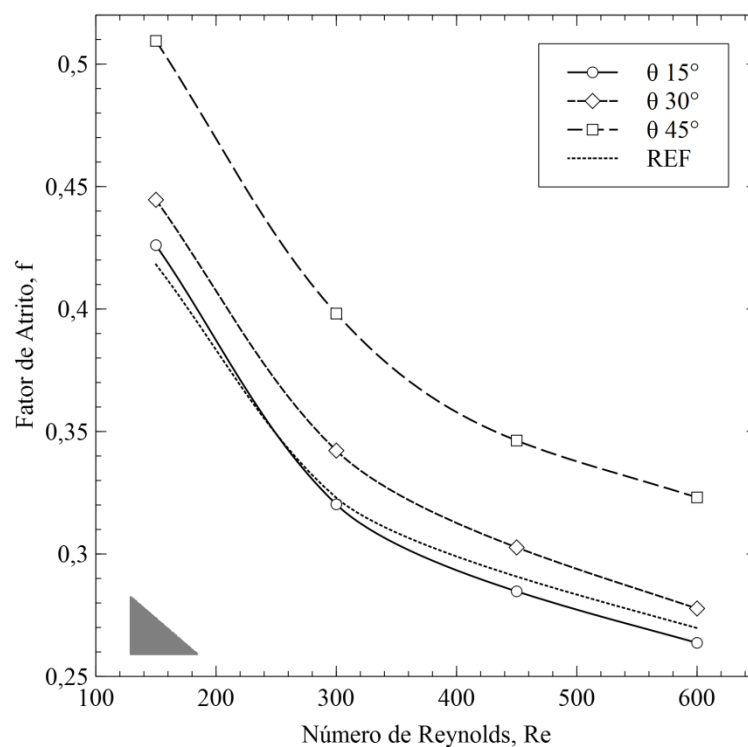
Figura 28- Fator de Colburn para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice delta-winglet.



Fonte: Próprio autor (2020).

O Fator de Colburn (j) segue comportamento similar quando comparado alguns resultados mostrados na Figura 28, sendo que o caso com a maior transferência de calor é com ângulo de ataque de 45° , seguido pelos casos com ângulo de ataque de 30° , 15° e então o caso referência. Isto evidencia que os geradores de vórtice, independentemente do ângulo de ataque, aumentam a transferência de calor. O aumento na transferência de calor com o aumento no ângulo de ataque não mostra um comportamento linear, considerando a análise para um mesmo número de Reynolds. Por exemplo, para o número de Reynolds de 300, o aumento na transferência de calor é mais significativo quando se aumenta o ângulo de ataque de 15° para 30° , do que quando se aumenta de 30° para 45° . Isto de fato é significativo, pois o ângulo de ataque tem uma grande influência sobre o Fator de Atrito (f), conforme já apresentado em análises anteriores, e confirmado nos resultados apresentados na Figura 29.

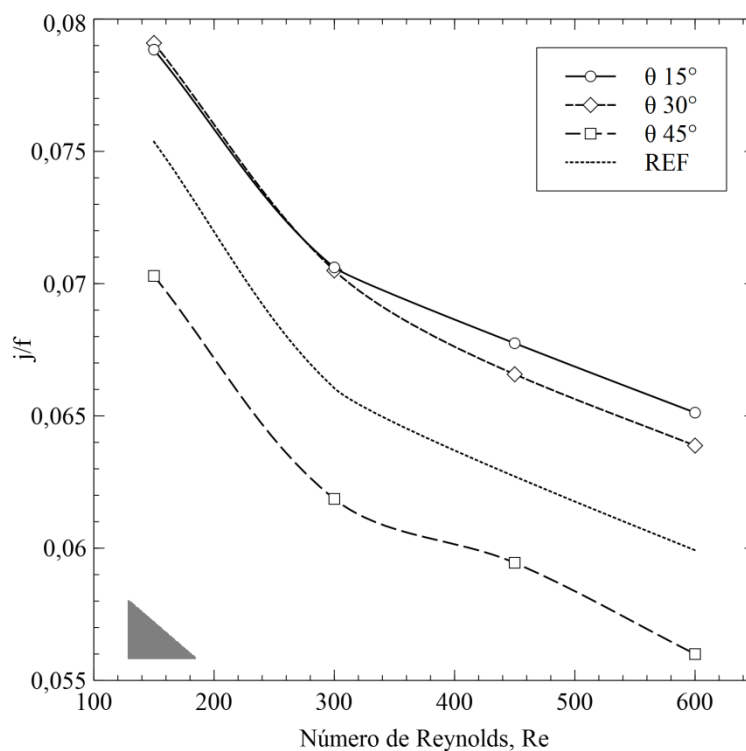
Figura 29- Fator de atrito (f) para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice *delta-winglet*.



Fonte: Próprio autor (2020).

Evidentemente, o comportamento do Fator de Atrito (f) para o tubo elíptico, Figura 29, é muito semelhante à configuração com gerador de vórtice do tipo *delta-winglet* e tubos circulares, onde o caso com o maior ângulo de ataque, 45° , possui um maior fator de atrito. O aumento no Fator de Atrito (f) é muito mais pronunciado com o aumento do ângulo de ataque de 30° para 45° , do que aumentando de 15° para 30° . Estes resultados, associados aos discutidos na Figura 28, resultam no comportamento apresentando na Figura 30, onde é mostrado o desempenho termo-hidráulico (j/f) para os casos analisados.

Figura 30- Fator de j/f para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice *delta-winglet*.



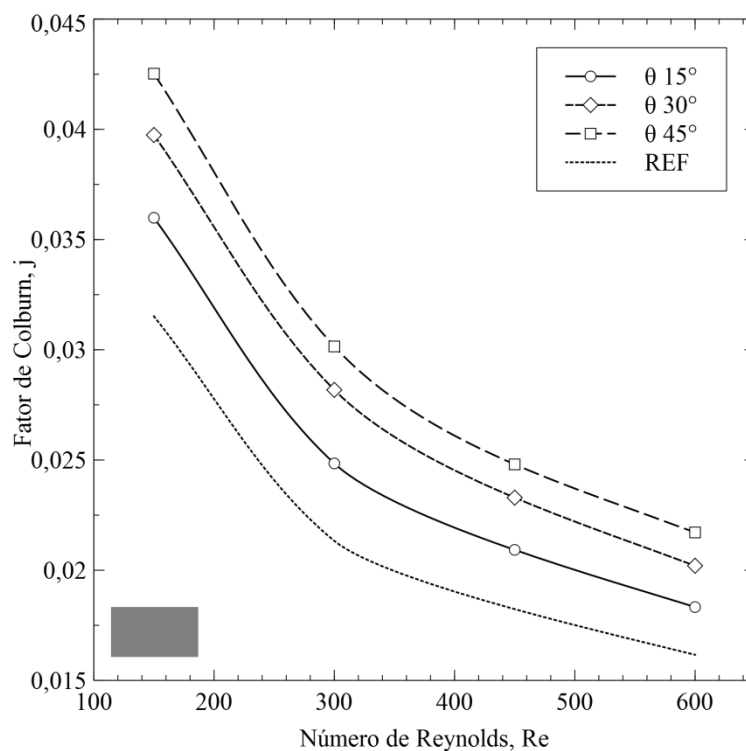
Fonte: Próprio autor (2020).

Analisando o gráfico de desempenho termo-hidráulico, j/f , Figura 30, podemos observar que o caso com gerador de vórtice usando ângulo de ataque de 45° teve o pior desempenho termo-hidráulico, especialmente associado ao grande Fator de Atrito (f) mostrado na Figura 29. Já os casos com ângulo de ataque de 30° e 15° foram os que tiveram um melhor desempenho termo-hidráulico, sendo que apenas a partir de número de Reynolds 300 é possível identificar pequenas diferenças no desempenho destes dois casos, sendo então seguidos pelo caso de referência.

4.3.2 Gerador de vórtices do tipo Retangular Winglet

Na Figura 31 é mostrado os resultados do fator de Colburn (j) para os casos com tubo elíptico e gerador de vórtice do tipo retangular-*winglet*, para os diferentes valores de ângulo de ataque.

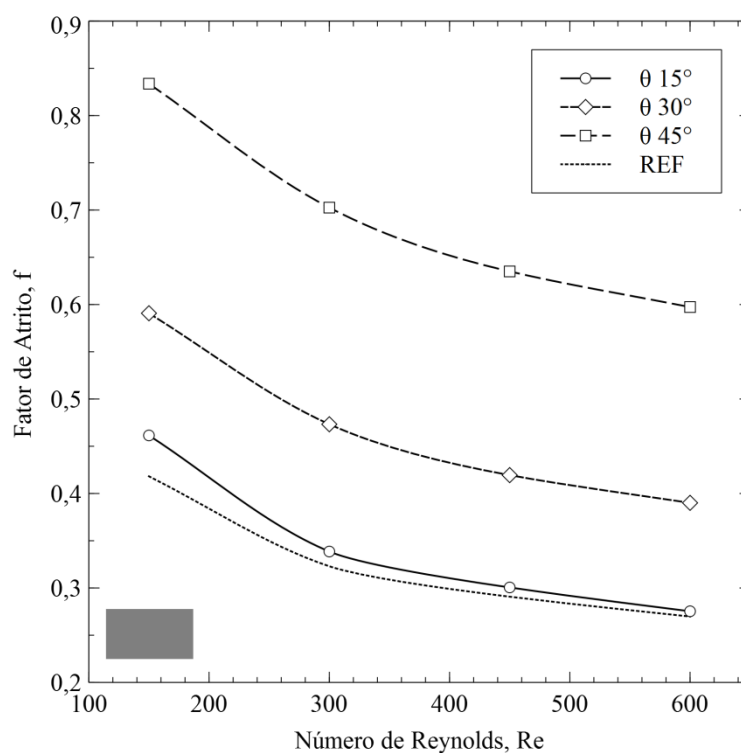
Figura 31- Fator de Colburn (j) para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice retangular-winglet.



Fonte: Próprio autor (2020).

A Figura 31 mostra comportamento similar à configuração com gerador de vórtice retangular-winglet e tubos circulares, embora seja possível notar aumentos na transferência de calor mais importantes entre as curvas. A curva que demonstra o maior ganho de transferência de calor é a que representa o ângulo de ataque de 45° , seguido pela curva do ângulo de ataque de 30° , e então pelas curvas que representam o ângulo de ataque de 15° . Para todos os ângulos de ataque, o aumento da transferência de calor é significativo em relação ao caso referência. Na Figura 32 são expostos os valores do fator de Atrito (f) para a mesma configuração discutida na Figura 31.

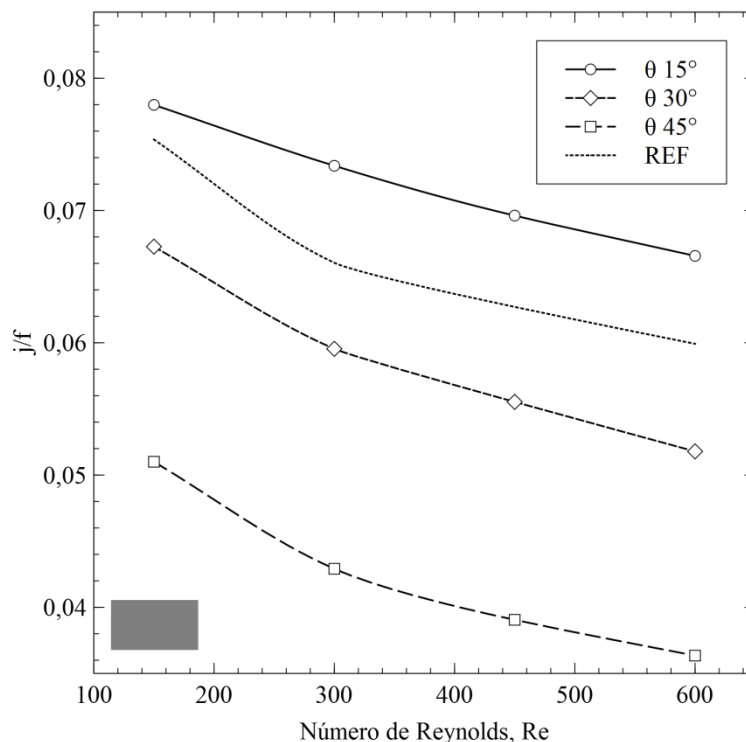
Figura 32- Fator de atrito (f) para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice retangular-winglet.



Fonte: Próprio autor (2020).

Analisando as curvas mostradas na Figura 32 é possível identificar que o caso com maior fator de atrito é com o ângulo de ataque de 45° , apresentando significativa diferença para o ângulo de ataque de 30° , embora a diferença entre o ângulo de ataque de 15° e 30° também seja importante. Para alto número de Reynolds e ângulo de ataque de 15° , a presença do gerador de vórtice é pouco sentida pelo escoamento, evidenciado pela pequena diferença com a curva de referência. Na Figura 33, é ilustrado o desempenho termo-hidráulico (j/f) para os casos analisados.

Figura 33- Fator j/f para configuração tubo elíptico com gerador de vórtice retangular-winglet.



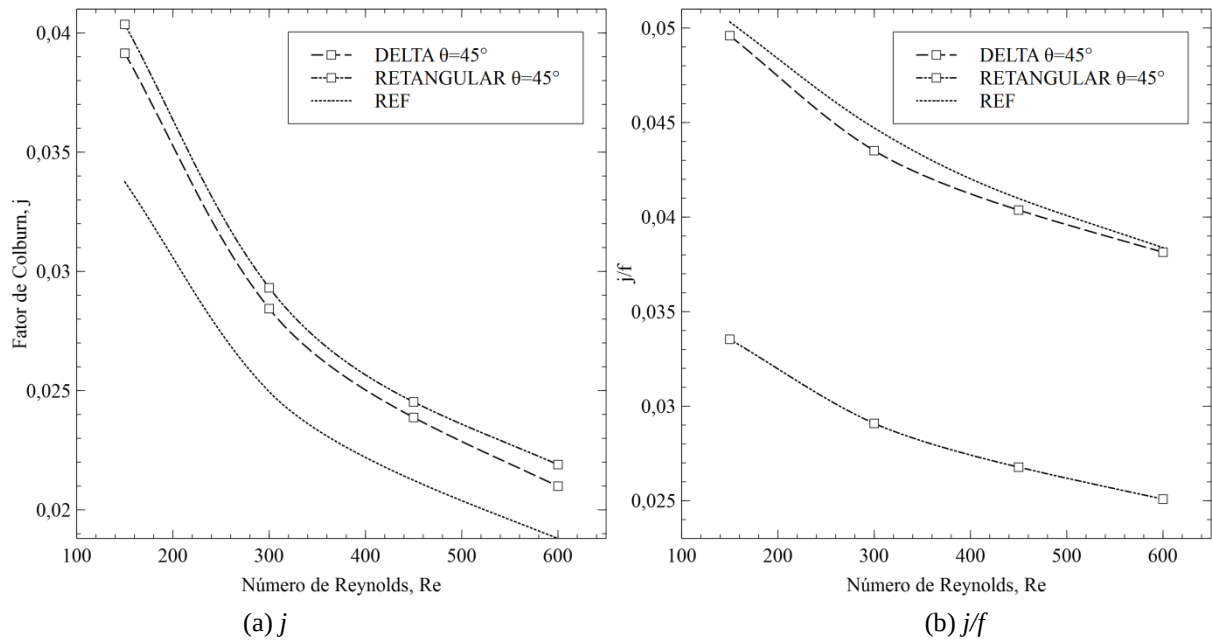
Fonte: Próprio autor (2020).

A análise da Figura 33, permite concluir que o caso com o ângulo de ataque de 15° possui o melhor desempenho termo-hidráulico, isso se deve ao fato da pequena queda de pressão e do considerável aumento na transferência de calor. Curiosamente, o caso referência obteve melhor resultado termo-hidráulico comparado às configurações com ângulo de ataque de 30° e 45° , mostrando que para gerador de vórtice retangular-winglet, ângulos de ataque mais modestos resulta em um melhor compromisso transferência de calor e perda de carga no escoamento, diferentemente do que foi apresentado para o gerador de vórtice *delta-winglet*, Figura 30, onde o ângulo de 30° também apresentou excelente resultado para a relação j/f .

4.4 COMPARAÇÃO ENTRE OS GERADORES DE VÓRTICES

Nesse tópico é realizado um comparativo dos resultados entre os geradores de vórtices, considerando as conclusões anteriores na definição dos casos sob análise. A primeira comparação foi realizada em relação ao tubo circular e visando apenas a intensificação da transferência de calor, Figura 34.

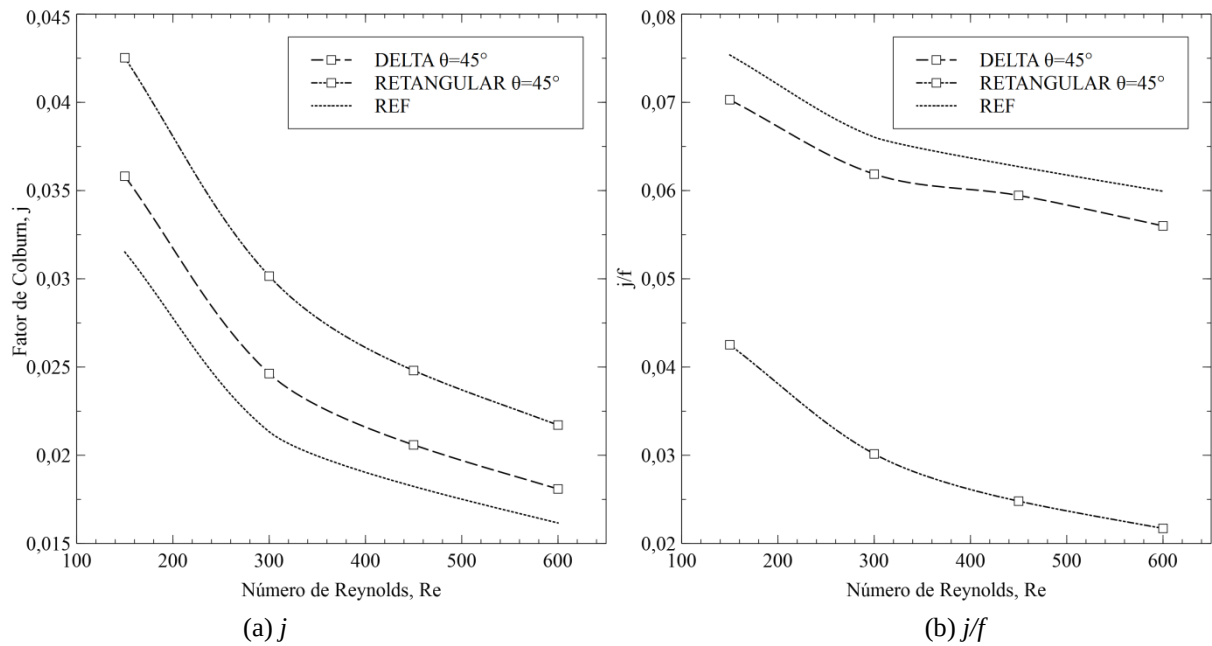
Figura 34- Comparação para o tubo circular a) Fator de Colburn e b) j/f .



Fonte: Próprio autor (2020).

Quando analisamos os melhores casos para o tubo circular, Figura 34, chegamos às configurações *delta-winglet* com ângulo de ataque de 45° e também, em *retangular-winglet* com 45° . Esses casos foram considerados pois tiveram os maiores valores para a transferência de calor. Conforme esperado, com base em trabalhos publicados na literatura, e evidenciado na Figura 34a, o gerador de vórtice do tipo *retangular-winglet* é reconhecido por produzir mais intensificação na transferência de calor do que gerador de vórtice do tipo *delta-winglet*. Entretanto, associado à perda de carga no escoamento, a relação termo-hidráulica, j/f , é significativamente maior para o gerador de vórtice *delta-winglet* de 45° , Figura 34b. O baixo desempenho termo-hidráulico com gerador de vórtice *retangular-winglet*, é devido a maior queda de pressão, associada à aceleração do escoamento devido a restrição de passagem do fluido na direção longitudinal. Na Figura 35 é apresentada a comparação para o tubo elíptico.

Figura 35- Comparação no tubo elíptico a) Fator de Colburn e b) j/f .

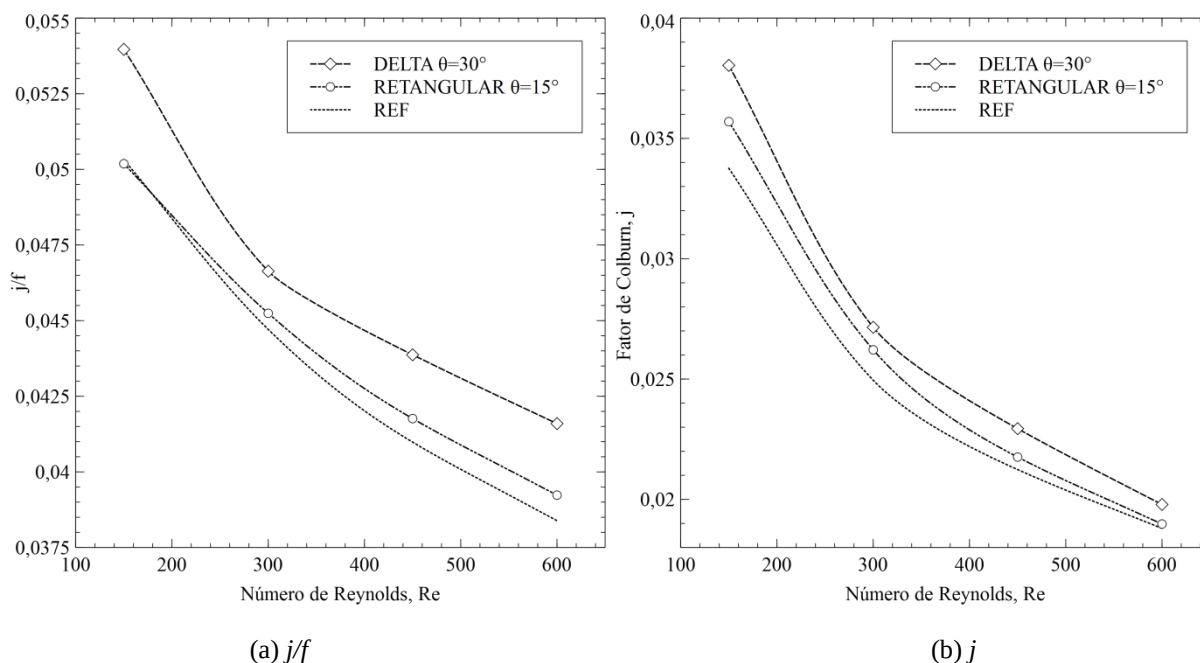


Fonte: Próprio autor (2020).

A Figura 35 mostra os resultados apenas para as melhores configurações em relação ao aumento na transferência de calor, sendo para ambos geradores de vórtices o ângulo de ataque de 45° . Novamente, a transferência de calor é mais pronunciada quando o gerador de vórtice do tipo retangular-*winglet* é modelado, Figura 35a. Entretanto, na Figura 35b é possível observar uma diferença significativa no desempenho termo-hidráulico, j/f , onde a configuração com gerador de vórtice *delta-winglet* tem valor muito superior ao do gerador de vórtice retangular-*winglet*, devido, essencialmente, a grande queda de pressão observada para o gerador de vórtice retangular-*winglet*. Para estas configurações, o desempenho termo-hidráulico para o caso referência é superior as configurações com geradores de vórtices, mostrando que, para este critério de análise, a aleta ondulada já é uma técnica passiva suficiente.

As análises apresentadas a seguir, focam nas configurações com o melhor desempenho termo-hidráulico, j/f , paralelo à análise da transferência de calor. A primeira comparação foi realizada em relação ao tubo circular, Figura 36.

Figura 36- Comparação j/f para tubo circular a) j/f e b) Fator de Colburn.

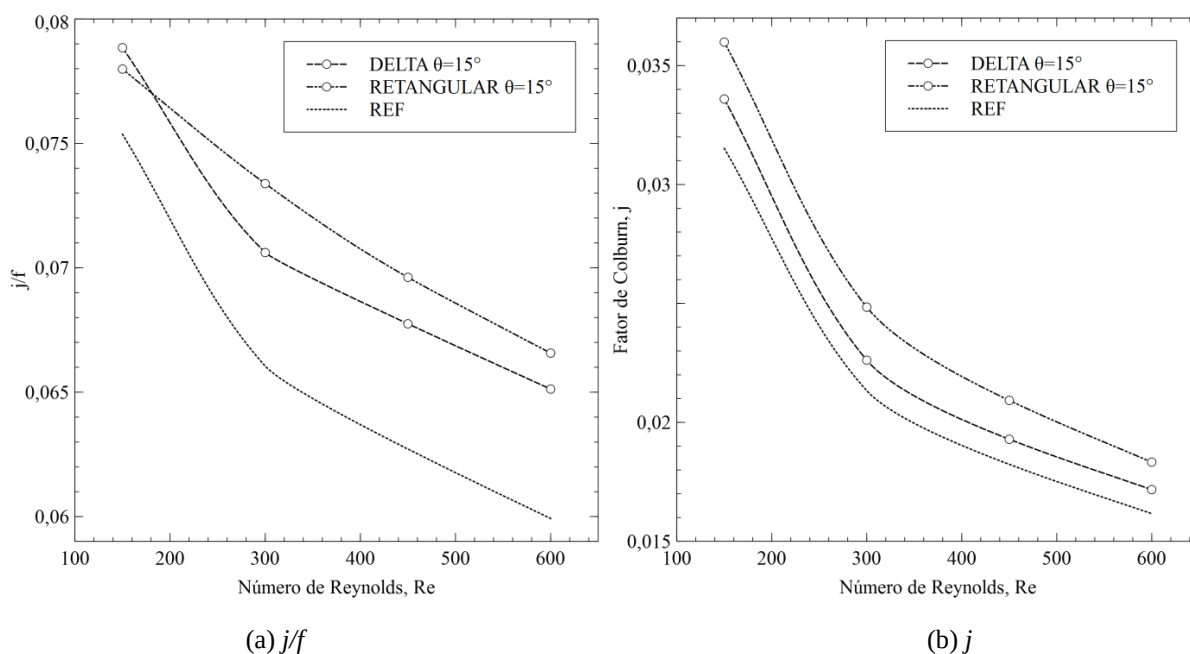


Fonte: Próprio autor (2020).

Agora voltando à análise para os casos com melhor desempenho termo-hidráulico, j/f , temos que para as configurações com tubo circular, Figura 36, os melhores casos são com o gerador *delta-winglet* com ângulo de ataque de 30° e *retangular-winglet* com ângulo de ataque de 15° . Evidentemente, os melhores casos da relação j/f não são encontrados para o ângulo de ataque de 45° , isso porque, como comentado anteriormente, esse ângulo gera uma maior intensificação da transferência de calor, porém o mesmo gera grandes perdas de pressão, o que acarreta em um desempenho termo-hidráulico baixo. A melhor configuração é a com gerador de vórtice do tipo *delta-winglet*, Figura 36a, embora a transferência de calor de calor seja ligeiramente inferior a configuração com gerador de vórtice *retangular-winglet*, Figura 36b. A relação j/f , mostra ainda que, para aumentar o desempenho termo-hidráulico para a configuração com tubo circular, a utilização do gerador de vórtice *retangular-winglet* exige menores ângulos de ataque, enquanto para gerador de vórtice *delta-winglet* ângulos maiores podem ser considerados.

Na Figura 37, é apresentado similar análise considerando tubo elíptico para as melhores configurações da relação j/f .

Figura 37- Comparação j/f para tubo elíptico a) j/f e b) Fator de Colburn.

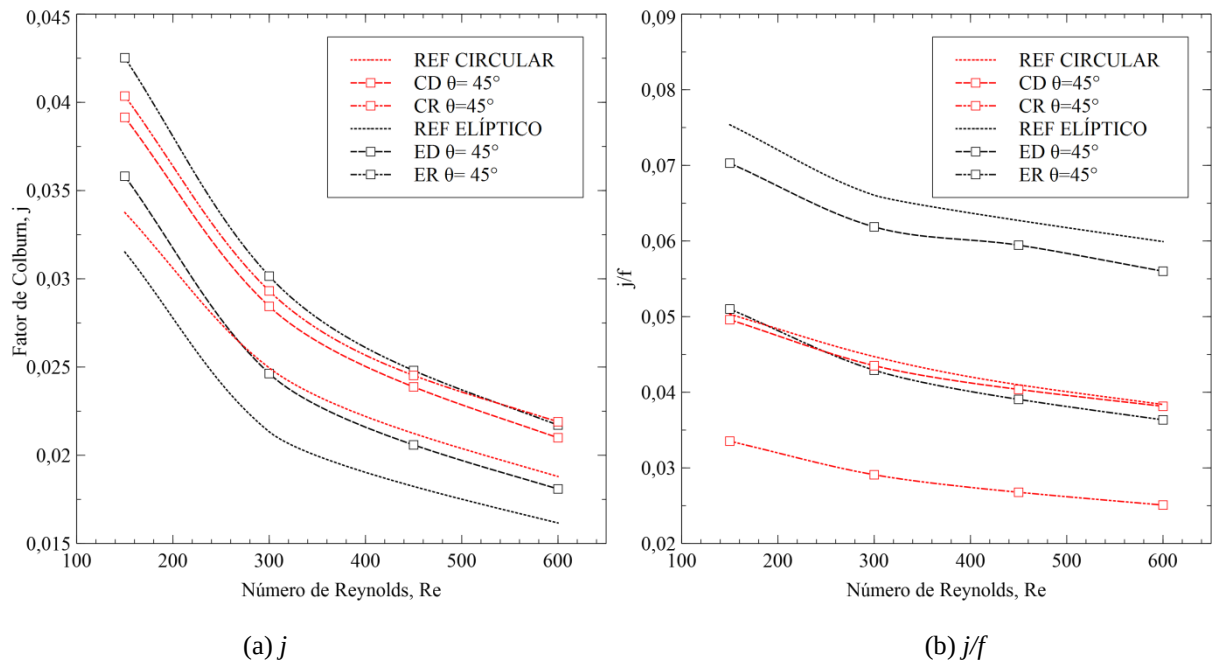


Fonte: Próprio autor (2020).

Os melhores resultados para o desempenho termo-hidráulico, j/f , considerando a configuração com tubo elíptico é com gerador de vórtice do tipo *delta-winglet* e ângulo de ataque de 15° , e também, com o gerador *retangular-winglet* com ângulo de ataque de 15° , Figura 37a. Aqui é possível observar pequenas diferenças na relação j/f entre os dois melhores casos em baixo número de Reynolds. Entretanto, com o aumento do número de Reynolds a configuração com gerador de vórtice *retangular-winglet* apresenta o melhor desempenho j/f . Este resultado difere daquele apresentado para tubo circular, Figura 36a, onde o gerador de vórtice *delta-winglet* apresentou relação j/f superior ao gerador de vórtice *retangular-winglet* por toda a faixa do número de Reynolds analisada. Conforme discutido, o baixo valor para o ângulo de ataque favorece a configuração com gerador de vórtice *retangular-winglet* enquanto gerador de vórtice *delta-winglet* necessita de maior valor de ângulo de ataque para produzir intenso escoamento secundário.

Analisaremos a seguir os casos com os maiores valores do fator de Colburn (j), considerando a nomenclatura: CD (tubo circular com gerador de vórtice do tipo *delta-winglet*), CR (tubo circular com gerador de vórtice do tipo *retangular-winglet*), ED (tubo elíptico com gerador de vórtice *delta-winglet*), ER (tubo elíptico com gerador de vórtice *retangular-winglet*); os casos C e E são os casos referência (sem geradores de vórtices). Na Figura 38a é considerado apenas os casos com maior intensificação na transferência de calor, paralelo ao correspondente resultado do desempenho termo-hidráulico, Figura 38b.

Figura 38- Casos com os melhores valores do fator de Colburn (j) a) Fator de Colburn b) j/f .



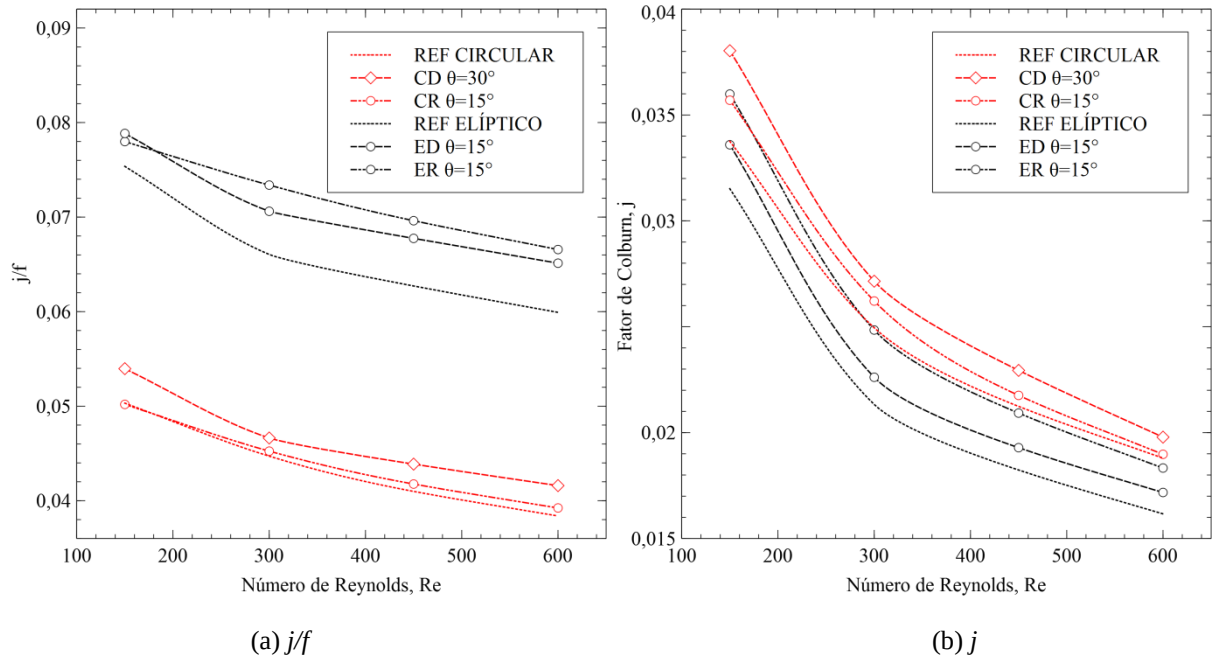
Fonte: Próprio autor (2020).

Na Figura 38a podemos observar que a curva com maior transferência de calor é para o caso ER com ângulo de ataque de 45° , seguido pela curva CR com ângulo de ataque de 45° . Isso mostra que o gerador de vórtice do tipo *retangular-winglet* gera uma maior intensificação da transferência de calor, independente do formato do tubo, devido à geração de mais intenso escoamento secundário que favorece a mistura das correntes frias e quentes do fluido. Os casos com gerador de vórtice do tipo *delta-winglet*, mesmo possuindo uma menor intensificação na transferência de calor, ainda são importantes, especialmente para a configuração ED, quando a análise é focada para a relação j/f , Figura 38b, onde o balanço entre transferência de calor e perda de carga é mais bem ponderada. A configuração ED apresenta uma menor queda de pressão, devido tanto a menor área frontal de passagem quanto ao formato aerodinâmico do tubo elíptico quando comparado ao tubo circular. As configurações ER e CD apresentam diferenças mínimas na transferência de calor, sendo o menor desempenho termo-hidráulico verificado para o caso CR, que como comentado anteriormente, possuem grande queda de pressão no escoamento. A melhor relação j/f é verificar para a configuração de referência com tubo elíptico sem gerador de vórtice, independente no número de Reynolds.

Ainda seguindo com a mesma nomenclatura anterior, a análise a seguir, Figura 39, avalia primeiramente os melhores casos para a relação j/f , com a correspondente transferência de calor. Esta análise difere da anterior, pois no projeto de um trocador de calor os objetivos

prioritários podem ser diferentes, podendo a relação j/f ser mais relevante do que a análise direta do aumento da transferência de calor (j).

Figura 39- Casos com os melhores valores de j/f . a) j/f b) Fator de Colburn, j .



Fonte: Próprio autor (2020).

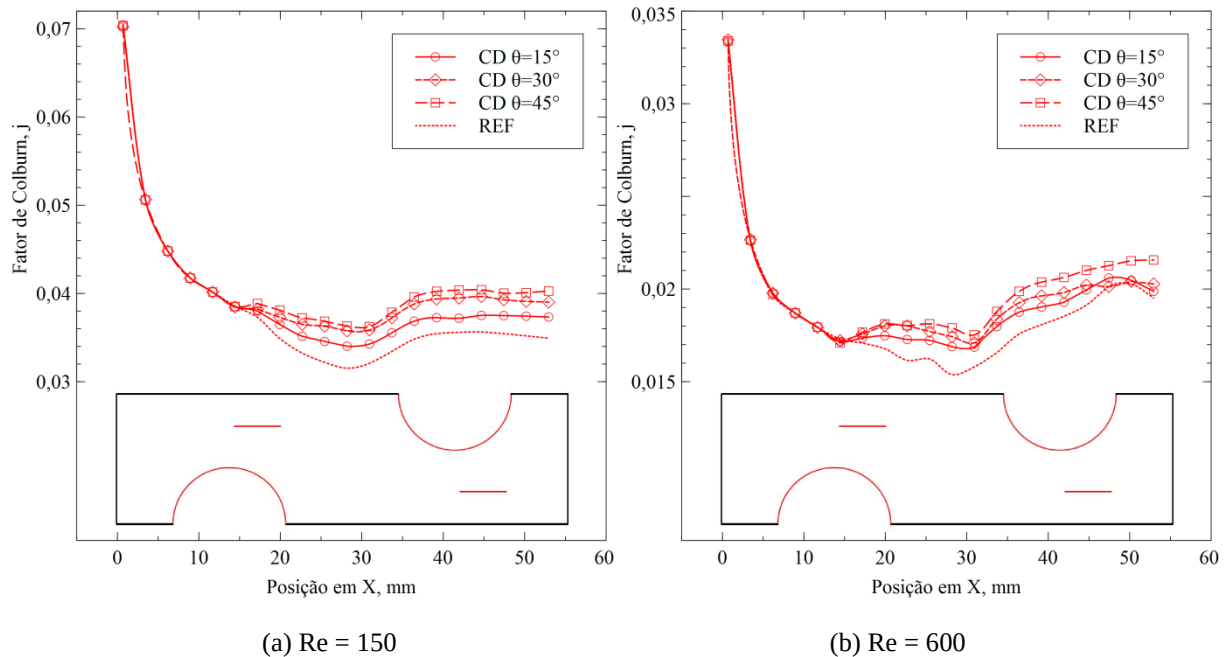
A partir das discussões anteriores, como esperado, há uma grande diferença na relação j/f entre os casos com tubos elípticos e tubos circulares, essencialmente devido ao fato dos tubos circulares resultarem em uma maior queda de pressão. Na Figura 39a é possível observar que o melhor caso é para a configuração ER, com ângulo de ataque de 15° , embora o resultado seja bastante similar ao da configuração ED com ângulo de ataque de 15° , e superior ao caso referência E. Entretanto, as configurações com tubo elíptico mostram tendência de menor transferência de calor em relação as configurações com tubo circular, Figura 39b. Além disso, é interessante notar que o caso referência E apresenta relação j/f muito superior ao caso referência C, essencialmente devido a menor queda de pressão para o tubo elíptico, pois a transferência de calor para o tubo circular é maior do que para o tubo elíptico, conforme mostrado na Figura 39b.

4.5 IMPACTO DO ÂNGULO DE ATAQUE

Nessa seção será avaliada a influência do ângulo de ataque no que diz respeito a intensificação da transferência de calor e também, a queda de pressão ao longo do domínio

principal na direção longitudinal, apenas para o menor e maior números de Reynolds avaliados. Para isso utilizaremos os perfis do fator de Colburn (j) e fator de Atrito (f). A Figura 40, mostra perfil do fator de Colburn (j) para o caso CD (tubo circular com gerador de vórtice delta-winglet), considerando os três ângulos de ataque estudados e mais o caso referência.

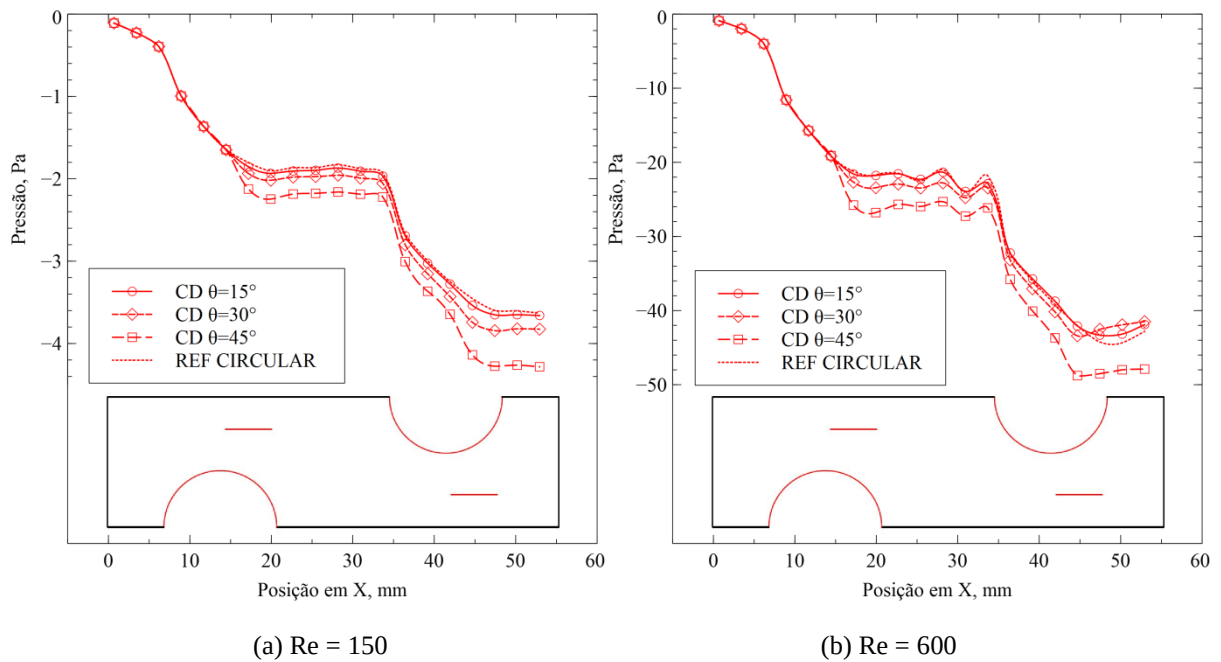
Figura 40- Perfil do fator de Colburn (j) ao longo de todo o domínio principal para o caso CD.



Fonte: Próprio autor (2020).

A Figura 40 mostra o comportamento do fator de Colburn (j) ao longo do domínio principal, onde é possível notar que para ambos os valores do número de Reynolds o caso com ângulo de ataque de 45° mostra-se mais intenso no que diz respeito a intensificação de transferência de calor ao longo de todo o trocador de calor, suavizando a tendência de queda do Fator de Colburn (j) devido ao desenvolvimento das camadas limites que é interrompido pelos geradores de vórtices, melhorando a troca térmica entre as correntes frias e correntes quentes no escoamento. O comportamento para o ângulo de ataque de 30° é muito similar ao ângulo de ataque de 45° . Como já esperado, o ângulo de ataque de 15° gerou a menor intensificação da transferência de calor em comparação aos demais ângulos de ataque. O comportamento das curvas para o fator de Colburn é qualitativamente similar para ambos números de Reynolds analisados. A Figura 41 mostra perfil da queda de pressão ainda para o caso CD (tubo circular com gerador de vórtice *delta-winglet*), com os mesmo três ângulos de ataque estudados e o caso referência.

Figura 41- Perfil de queda de pressão ao longo de todo o domínio principal para o caso CD.

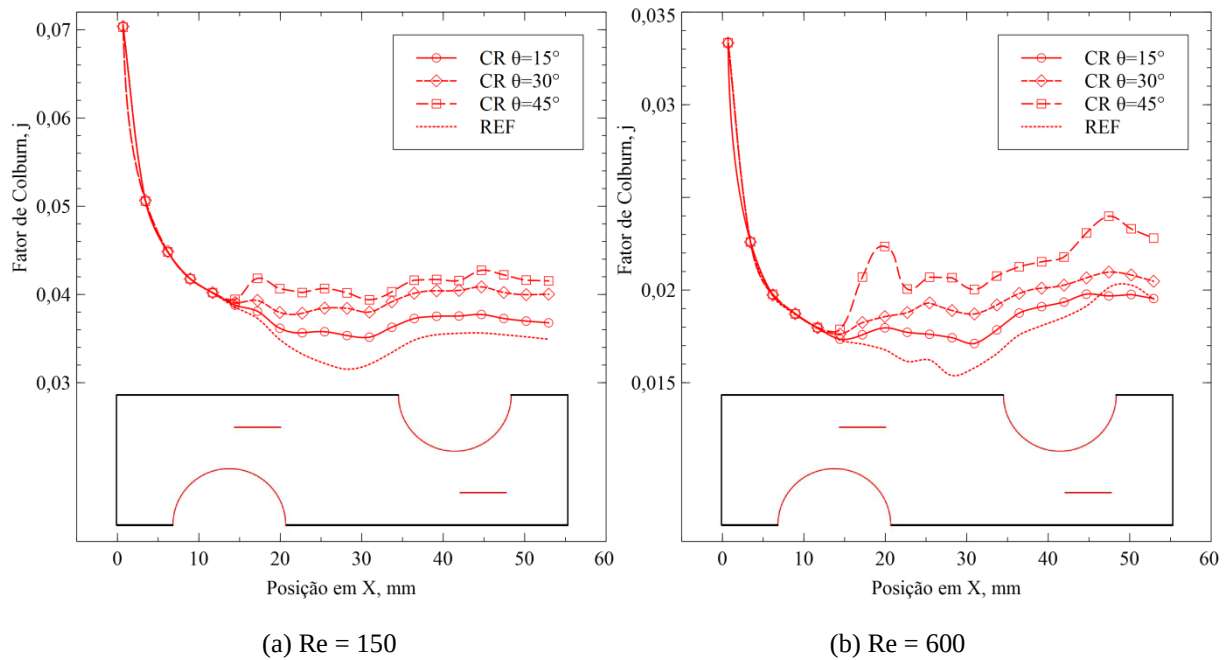


Fonte: Próprio autor (2020).

Na Figura 41a-b é mostrado o comportamento da queda de pressão ao longo do domínio principal. Os casos com maior queda de pressão são com os geradores de vórtices com ângulo de ataque de 45°, independente do valor do número de Reynolds analisado. O caso com ângulo de ataque de 15° possui diferenças insignificantes com o caso referência, em comparação com os resultados mostrados na Figura 40, permitindo concluir que o aumento no ângulo de ataque impacta não apenas localmente a queda na pressão do escoamento, mas também à jusante de sua posição devido aos vórtices longitudinais, embora a maior queda na pressão seja devido a aceleração do escoamento na região de mínima passagem em função da presença do tubo.

O mesmo comportamento verificado para a configuração CD se repete para o caso CR (tubo circular com gerador de vórtice retangular-*winglet*), conforme é mostrado na Figura 42 e Figura 43, embora aspectos locais sejam evidentes e discutidos a seguir.

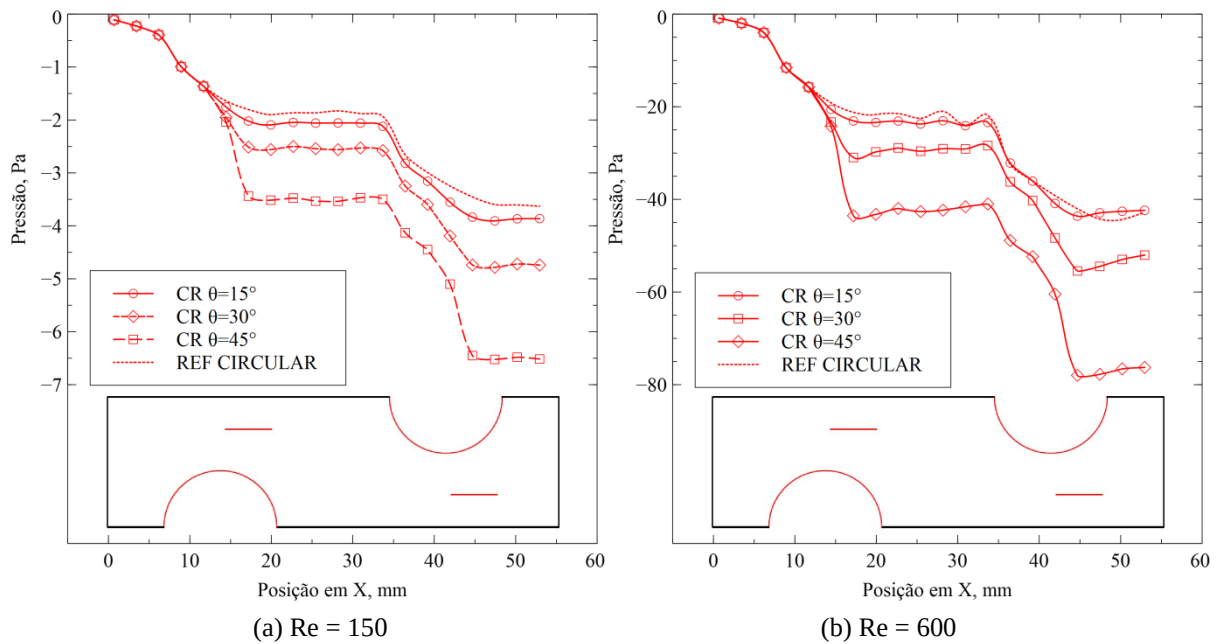
Figura 42- Perfil do fator de Colburn (j) ao longo do domínio principal para o caso CR.



Fonte: Próprio autor (2020).

Na Figura 42, notamos um aumento na transferência de calor, independente do ângulo de ataque e do número de Reynolds. Na Figura 42a é possível observar que os casos com maiores ângulos de ataque promovem aumento na transferência de calor, mais intenso do que para a configuração CD, conforme mostrado na Figura 40. O impacto do gerador de vórtice do tipo retangular-*winglet* é ainda mais evidente observando o súbito aumento do fator de Colburn (j) para alto número de Reynolds, Figura 42b, a partir da posição $x = 15$ mm e ângulo de 45° . De fato, conforme discutido por Torii (1992) e Salviano, Dezan e Yanagihara (2016) a intensidade do escoamento secundário é devido a diferença de pressão entre a parte frontal e traseira do gerador de vórtice, e isto é mais pronunciado para geradores de vórtices do tipo retangular-*winglet*.

Figura 43- Perfil da queda de pressão ao longo do domínio principal para o caso CR.

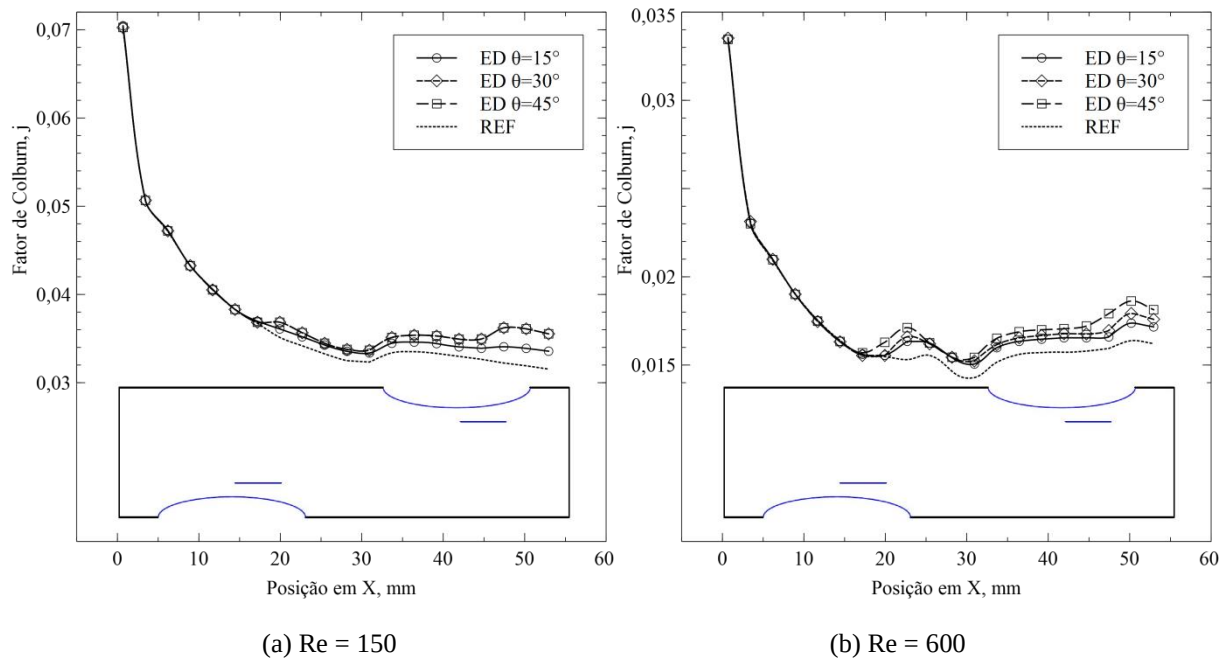


Fonte: Próprio autor (2020).

Conforme discutido anteriormente, o gerador de vórtice retangular-*winglet* promove uma maior intensificação na transferência de calor e, conseqüentemente, isso acarreta a uma maior queda de pressão como pode ser observado na Figura 43, independente do número de Reynolds. Para baixo número de Reynolds, a queda de pressão é também significativa, embora a transferência de calor tenha sido menos pronunciada do que para alto número de Reynolds, Figura 42. Isto evidencia a dificuldade de intensificar a transferência de calor para aplicações a baixo número de Reynolds com moderada perda de pressão no escoamento. O caso com ângulo de ataque de 45° mostrou uma queda de pressão significativa em relação ao caso referencia e também ao caso com menor queda de pressão, 15° , sendo assim, é necessário ponderar a sua utilização, devendo ser utilizado apenas nas operações que visam somente o aumento da transferência de calor sem considerar a queda de pressão.

Na Figura 44 podemos observar as curvas do fator de Colburn (j) para o caso ED (tubo elíptico com gerador de vórtice *delta-winglet*), em função dos ângulos de ataque e para ambos número de Reynolds investigados.

Figura 44- Perfil do fator de Colburn (j) ao longo do domínio principal para o caso ED.

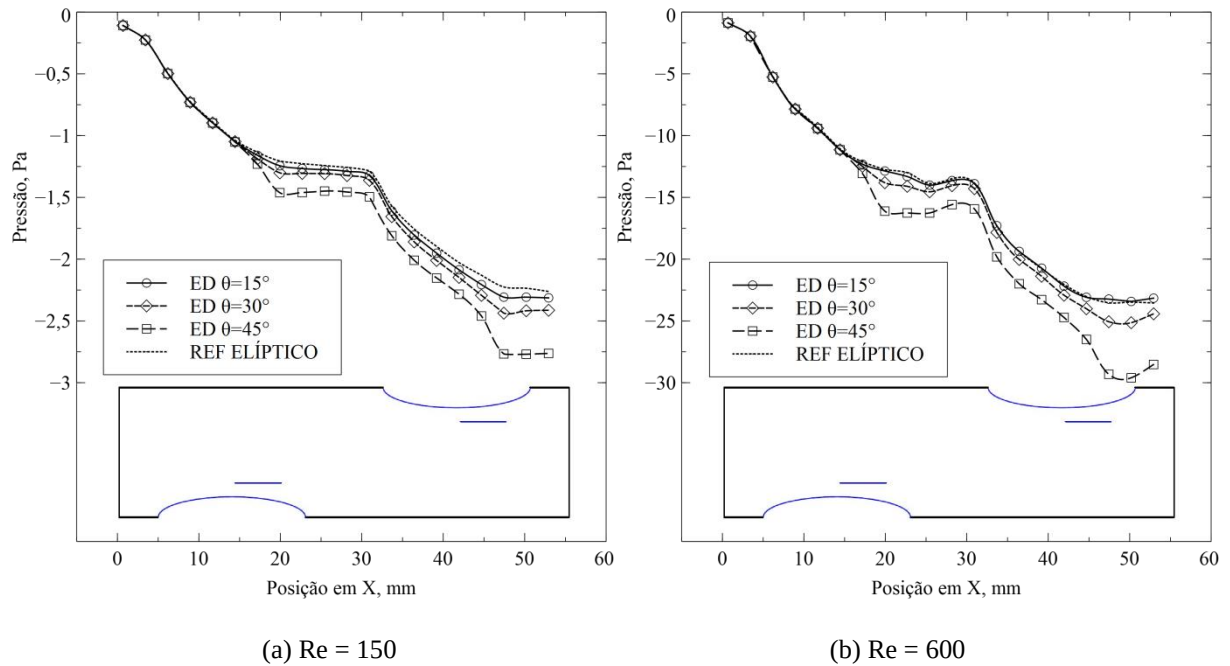


Fonte: Próprio autor (2020).

Na Figura 44a é possível notar que o perfil para os ângulos de ataque de 30° e 45° estão sobrepostos, com ligeiros aumentos na transferência de calor em relação ao caso referência. Na Figura 44b nota-se um aumento na transferência de calor mais evidente em relação ao caso referência, embora a diferença entre os ângulos de ataque sejam bastante modestas. O tubo elíptico apresenta menor transferência de calor que o tubo circular, e o gerador de vórtice do tipo *delta-winglet*, em comparação com o tipo *retangular-winglet*, apresenta uma menor intensificação da transferência de calor. Como a região de esteira para a configuração com tubo elíptico é menor do que para a configuração com tubo circular, o impacto dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor é menor para o tubo elíptico, desde que uma das funções dos geradores de vórtices é a redução da região de esteira que é reconhecida por ter baixos coeficientes de transferência de calor.

Na Figura 45 é mostrado o perfil de queda de pressão para o caso ED, considerando os diferentes ângulos de ataque investigados, para ambos números de Reynolds.

Figura 45- Perfil de queda de pressão ao longo do domínio principal para o caso ED.

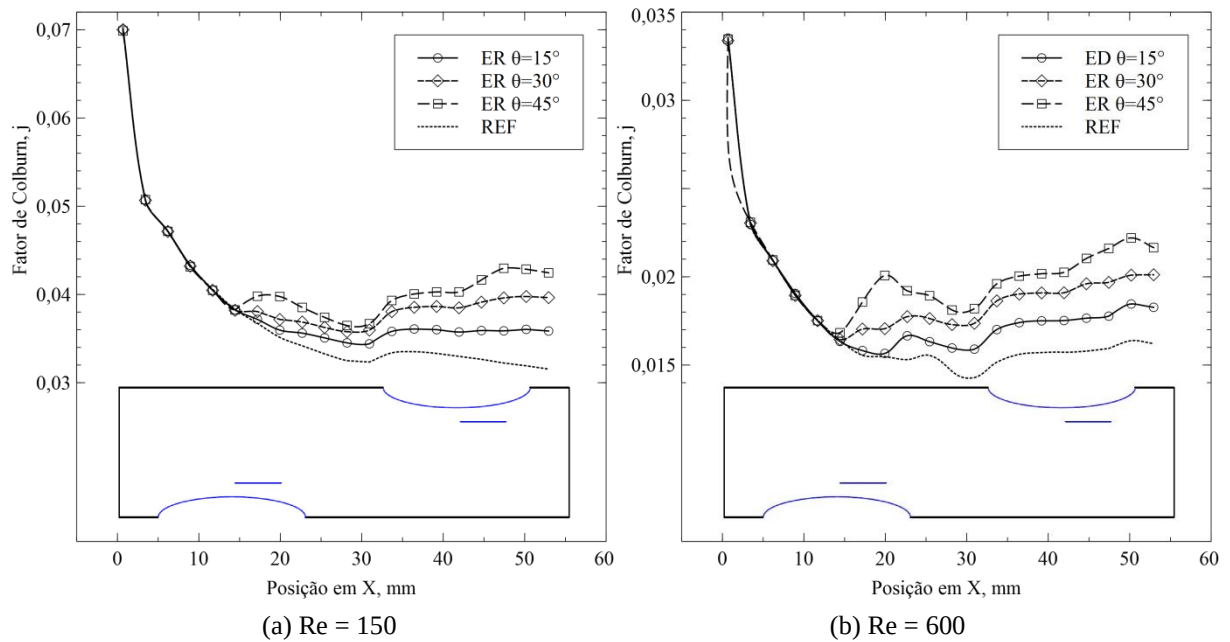


Fonte: Próprio autor (2020).

Na Figura 45 é possível notar menores diferenças entre os casos quando comparados ao tubo circular. Isso é devido aos dois fatores acima explicados, a combinação de um gerador de vórtice menos agressivo (*delta-winglet*) associado ao formato do tubo elíptico. A queda de pressão para o caso com ângulo de ataque de 15° é numericamente insignificante quando comparamos com o caso referência, mostrando que a dinâmica do escoamento imposta pelas aletas onduladas sobrepõe aos efeitos produzidos pelos geradores de vórtices quando os ângulos de ataques são pequenos. A maior queda de pressão, como já esperado, é para o ângulo de ataque de 45° .

Na Figura 46 é mostrado o perfil do fator de Colburn (j) ao longo do domínio principal para o caso ER (tubo elíptico com gerador de vórtice retangular-*winglet*), em função dos ângulos de ataque e para ambos número de Reynolds investigados.

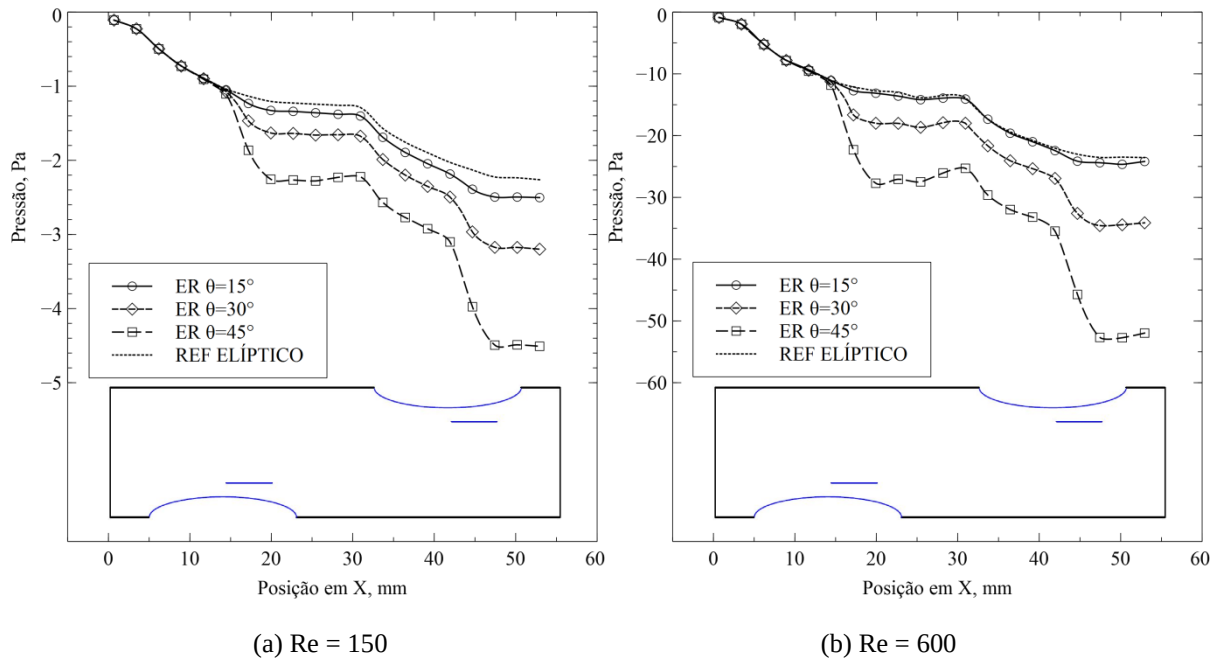
Figura 46- Perfil de Colburn ao longo de todo o domínio principal para o caso ER a) e b).



Fonte: Próprio autor (2020).

Os casos com gerador de vórtice do tipo *retangular-winglet* apresentam intensificação na transferência de calor mais pronunciada quando comparada aos casos com gerador de vórtice do tipo *delta-winglet*, Figura 43. Independente do número de Reynolds e ângulos de ataque, a intensificação na transferência de calor é superior ao caso de referência, ao longo de todo o trocador de calor, mostrando a intensidade dos vórtices longitudinais produzidos por geradores de vórtices do tipo *retangular-winglet*. Isto é novamente evidenciado considerando alto número de Reynolds e alto valor do ângulo de ataque, Figura 46b. Ainda em relação a transferência de calor, a intensificação é evidente para tubo elíptico especialmente com a combinação de geradores de vórtices do tipo *retangular-winglet*. Análise complementar é feita avaliando a correspondente queda de pressão, Figura 47, considerando a variação no ângulo de ataque e no número de Reynolds.

Figura 47- Perfil de queda de pressão ao longo do domínio principal para o caso ER.



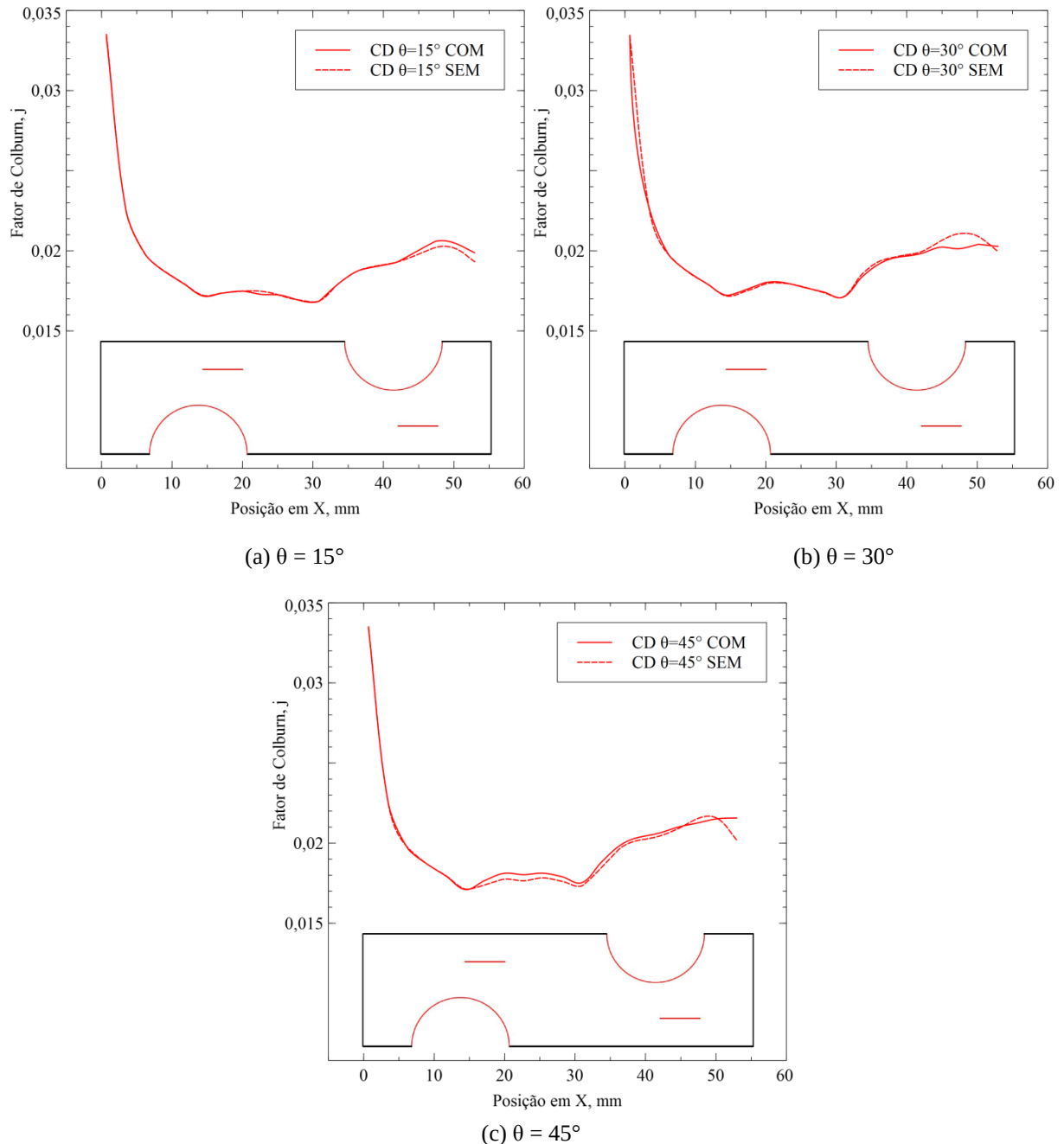
Na Figura 47 é nítido a maior queda de pressão para o caso com ângulo de ataque de 45° em relação ao caso referência, fato esse que já era esperado. Já os casos com ângulo de ataque de 15° , nota-se um mínima diferença quando comparado com a referência, especialmente para alto número de Reynolds. Novamente, isto indica que os fenômenos térmicos e dinâmicos impostos pelas aletas onduladas são mais importantes do que aqueles produzidos pelos geradores de vórtices, quando pequenos ângulos de ataques são empregados.

4.6 IMPACTO DO SEGUNDO GERADOR DE VÓRTICE

Nas seções anteriores, foi discutido o comportamento da transferência de calor e da perda de carga associada em função do ângulo de ataque, tipo de gerador de vórtice e formato do tubo para diferentes números de Reynolds. A partir destas análises, notou-se que o segundo gerador de vórtice produzia pouco ou nenhum efeito sobre a intensificação da transferência de calor. O segundo gerador de vórtice, localizado na posição $x = 41,8$ mm, não mostrava modificação aparente no comportamento da curva quando comparado ao caso referência. Desse modo, para comprovação desse fato, apresentamos a seguir uma sequência de resultados eliminando da simulação numérica o segundo gerador de vórtice. Além disso, os efeitos foram mais pronunciados para os casos com maior número de Reynolds e, assim, a análise será focada para o número de Reynolds igual a 600. Os gráficos da Figura 48 mostram

uma comparação do perfil do fator de Colburn (j) ao longo do domínio principal para os casos com e sem o segundo gerador de vórtice para a configuração CD, sendo a) para ângulo de ataque de 15° , b) 30° e c) 45° .

Figura 48- Perfil do fator de Colburn para o caso CD a) ângulo de ataque 15° , b) 30° e c) 45° .

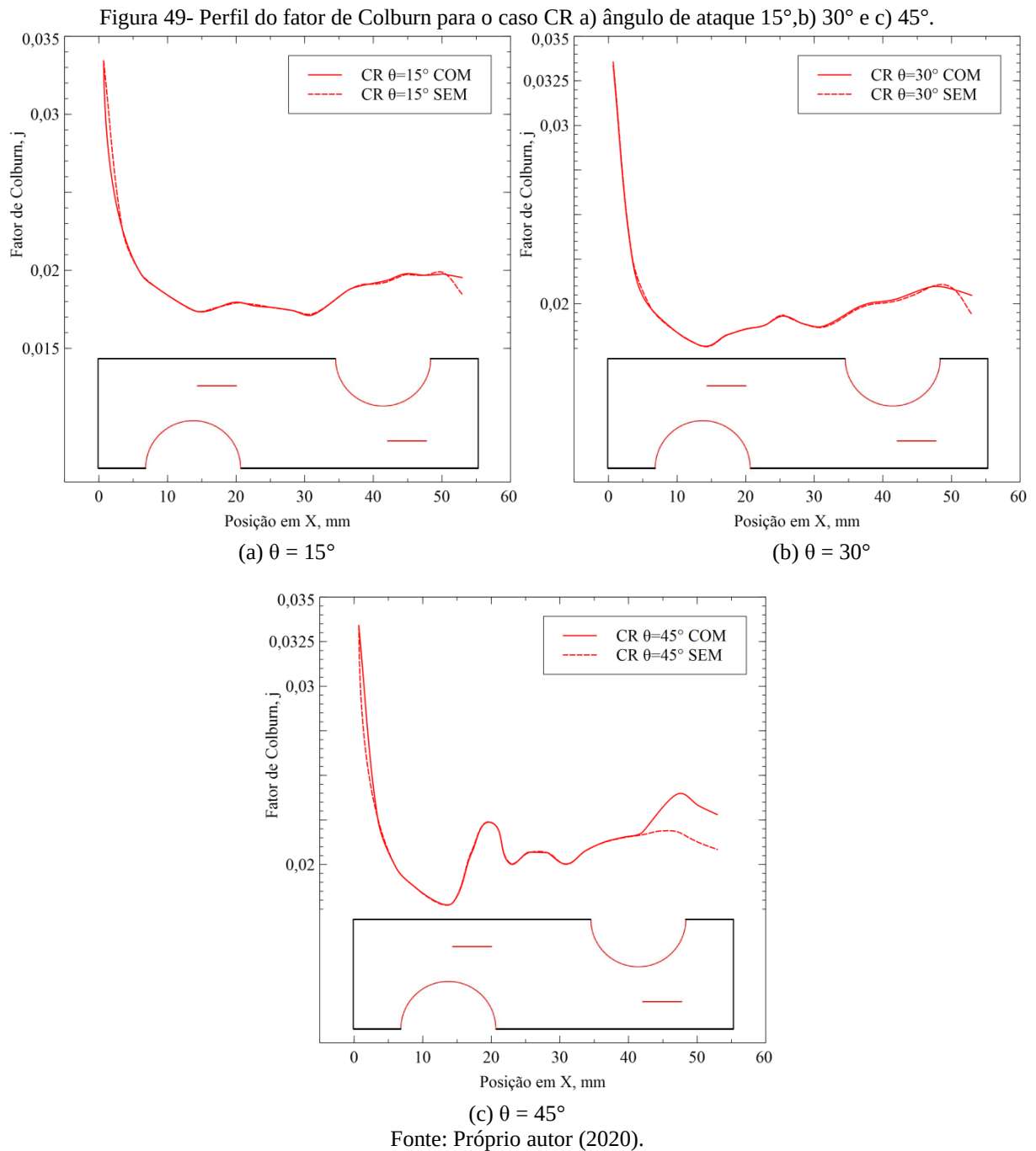


Fonte: Próprio autor (2020).

Nota-se a partir dos gráficos da Figura 48 que para o ângulo de ataque de 15° e 30° (a e b) os efeitos do segundo gerador de vórtice pode ser negligenciado, já para o caso com ângulo de ataque 45° (c), temos um efeito que deve ser levado contabilizado. Para a

configuração com ângulo de ataque de 45° , nota-se uma melhora na transferência de calor com o segundo gerador de vórtice.

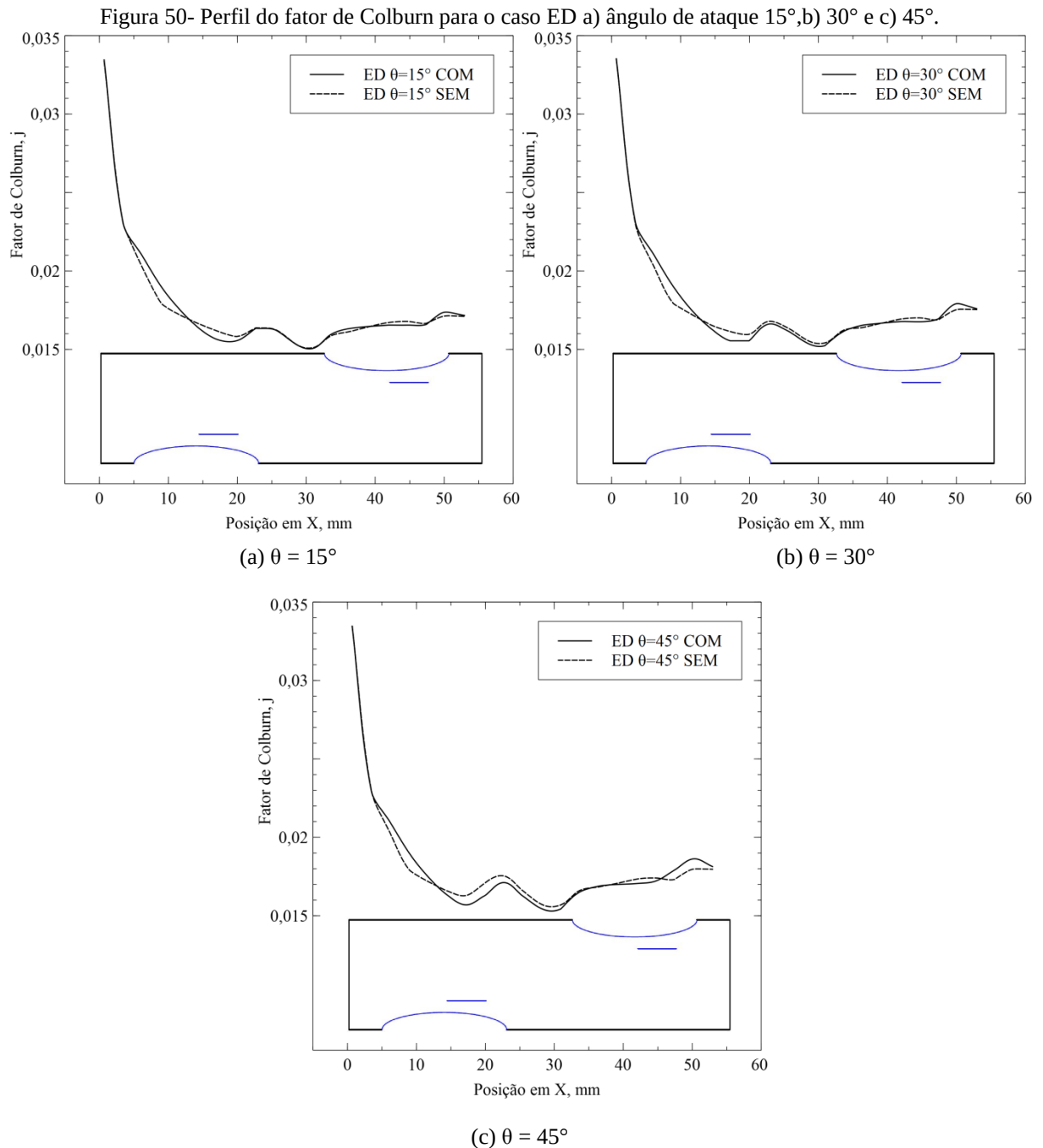
Similarmente, a Figura 49 mostra uma comparação do perfil do fator de Colburn ao longo do domínio principal, para os casos com e sem o segundo gerador de vórtice na configuração CR, sendo a) para ângulo de ataque de 15° , b) 30° e c) 45° .



Para o caso CR, Figura 49, observa-se uma maior diferença entre os casos com e sem o segundo gerador de vórtice, mais evidente para o ângulo de ataque de 45° . Entretanto, dife-

rente da conclusão considerando gerador de vórtice do tipo *delta-winglet*, quando gerador de vórtice do tipo retangular-*winglet* é usado, o segundo gerador de vórtice não deve ser retirado da análise.

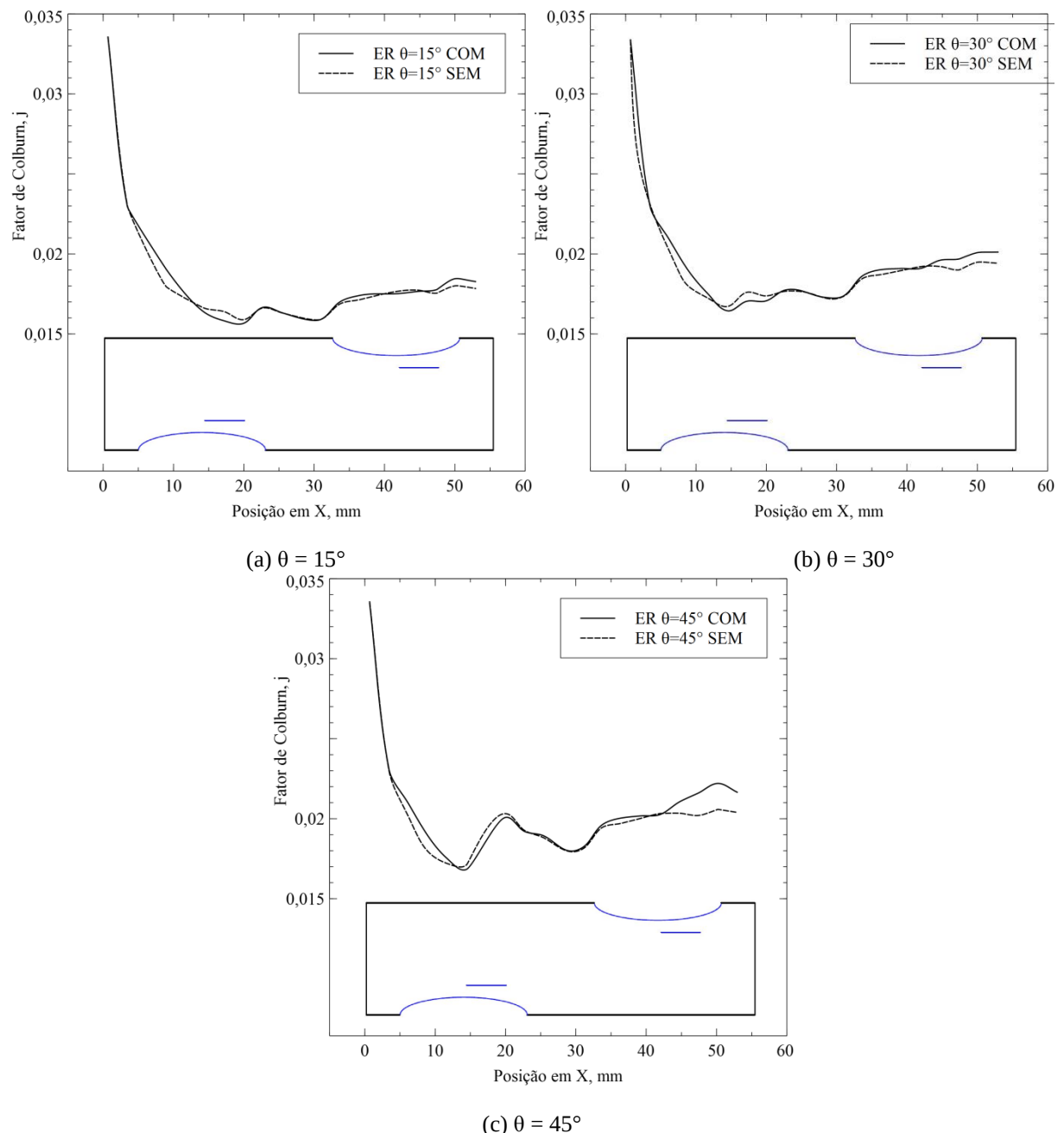
De maneira análoga repetimos o procedimento anterior para a configuração ED, Figura 50, mantendo a) para ângulo de ataque de 15° , b) 30° e c) 45° .



Para o caso ED, Figura 50, tubos elípticos e gerador do tipo *delta-winglet*, notamos uma queda desprezível ao final do domínio principal, queda essa experimentada por todos os

ângulos de ataque. Desse modo, é possível afirmar que o segundo gerador de vórtice do tipo *delta-winglet*, considerando tubo elíptico, não representa ganhos quanto a transferência de calor. Finalmente, é avaliado a configuração ER, Figura 51, sendo ainda a) para ângulo de ataque de 15°, b) 30° e c) 45°.

Figura 51- Perfil de Colburn para o caso ER a) ângulo de ataque 15°, b) 30° e c) 45°.



Fonte: Próprio autor (2020).

No caso avaliado na Figura 51, observamos um comportamento similar ao caso tubo elíptico e gerador de vórtice do tipo *delta-winglet* (ED), porém analisando o perfil mostrado

na Figura 51c, com mudança significativa apenas para o caso com ângulo de ataque de 45°, e desprezíveis para os ângulos de ataque de 15° e 30°.

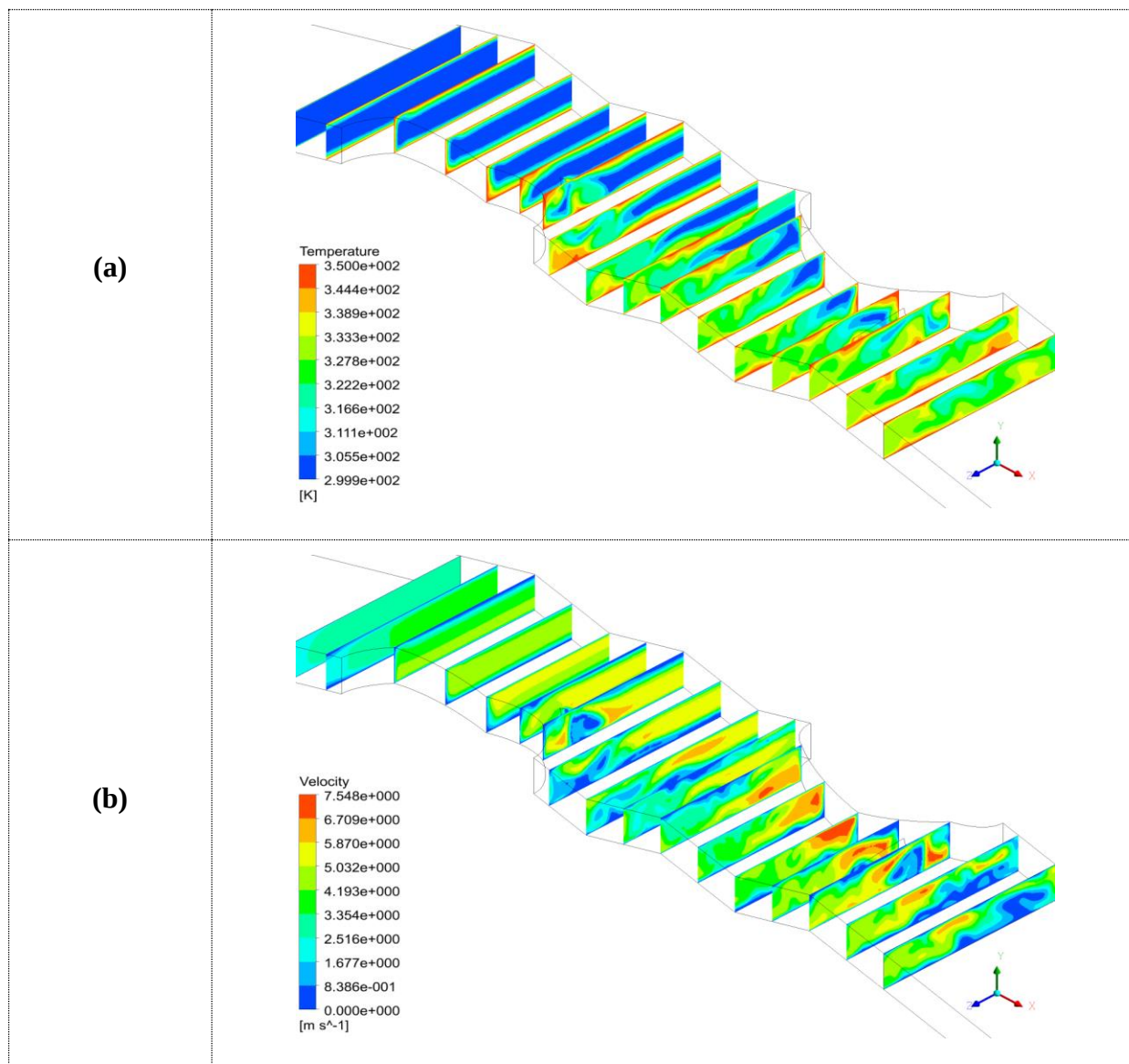
4.7 VISUALIZAÇÕES DO ESCOAMENTO

A análise fenomenológica das características termo-hidráulicas são feitas pela análise dos campos de pressão e temperatura em seções transversais ao longo da direção longitudinal. Para esta análise, são considerados apenas os casos que obtiveram os melhores resultados tanto considerando apenas a transferência de calor, como para os casos que apresentaram o melhor desempenho termo-hidráulico (j/f), sendo eles:

- ED com ângulo de ataque de 45° (Conforme Figura 52);
- CD com ângulo de ataque de 45° (Conforme Figura 53);
- CR com ângulo de ataque de 45° (Conforme Figura 54);
- ER com ângulo de ataque de 15° (Conforme Figura 55);
- ED com ângulo de ataque de 15° (Conforme Figura 56).

As visualizações foram realizadas com o valor mais alto do número de Reynolds estudado ($Re\ 600$). Na Figura 52 é mostrado as visualizações dos campos de temperatura e velocidade do escoamento para a configuração ED com ângulo de ataque de 45°.

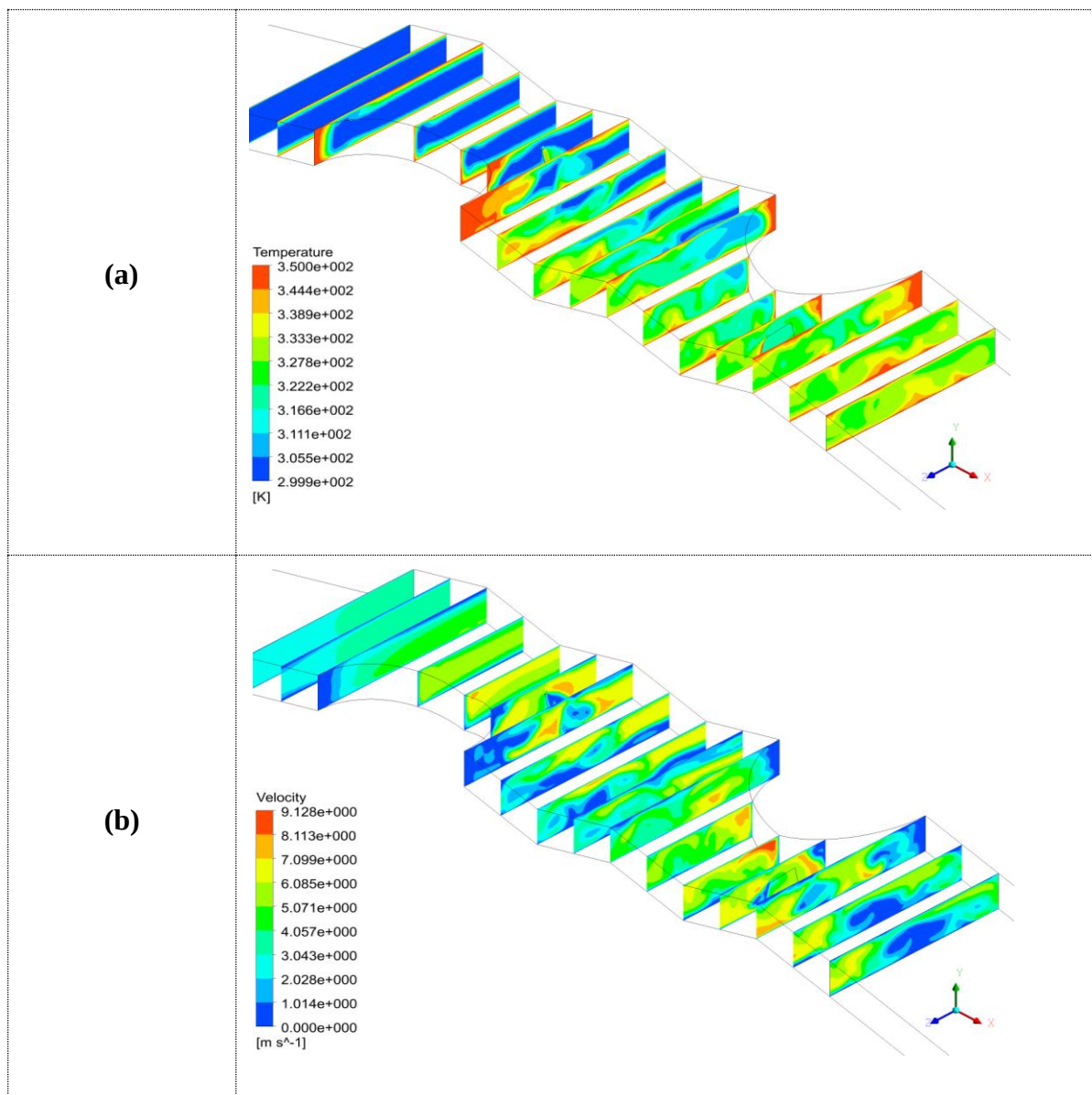
Figura 52- Visualizações dos campos de temperatura (a) e velocidade (b) para a configuração ED com ângulo de ataque de 45°.



Fonte: Próprio autor (2020).

É possível notar que para a configuração com tubos elípticos, Figura 52, há uma redução significativa da região de esteira atrás dos tubos em relação às configurações com tubos circulares (Figura 53), devido a menor área frontal e características aerodinâmicas dos tubos elípticos. Nota-se também que os geradores de vórtice aceleram o escoamento e promovem uma mistura das correntes quentes e frias do escoamento, especialmente devido ao escoamento secundário produzido pelos geradores de vórtices, bastante intensos na direção longitudinal. Já a Figura 53 mostra as visualizações do escoamento, campos de temperatura e velocidade para a configuração CD com ângulo de ataque de 45°.

Figura 53- Visualizações dos campos de temperatura (a) e velocidade (b) para a configuração CD com ângulo de ataque de 45°.

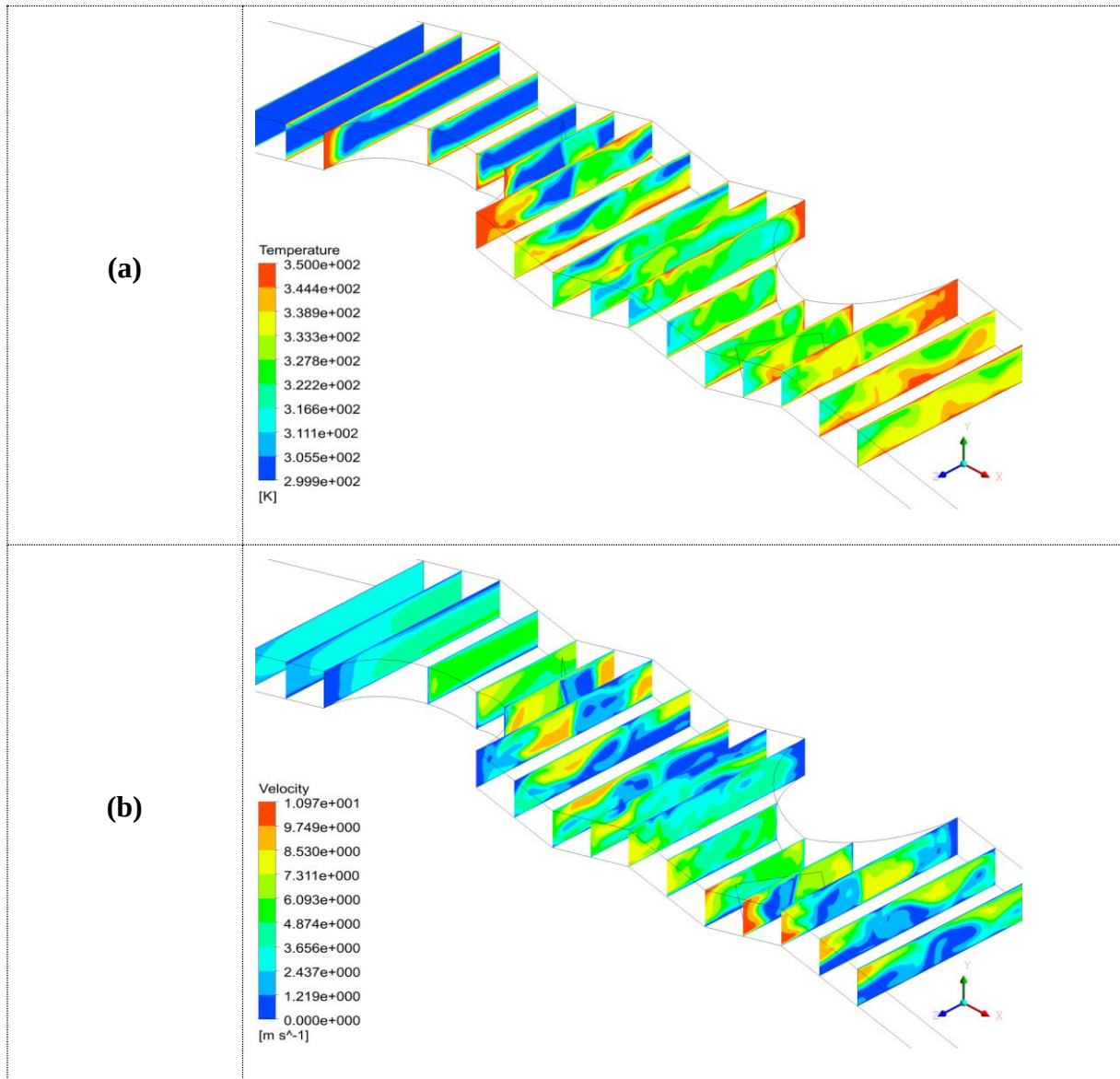


Fonte: Próprio autor (2020).

Na Figura 53, as zonas de recirculação podem ser notadas em regiões cujas velocidades são mais baixas nas seções posteriores aos tubos. Estas regiões de recirculação não são interessantes para o trocador de calor, uma vez que o fluido a baixas velocidades quase não contribuem para a troca de calor, estabelecendo com os tubos e com as superfícies das aletas um equilíbrio térmico, cujo resultado final é a interrupção do processo convectivo de transferência de energia. É desejável que exista a possibilidade de mistura do escoamento nesta região de recirculação, a fim de reestabelecer a troca térmica entre o fluido e as superfícies do tubo e das aletas. Embora para baixo número de Reynolds a intensificação da transferência de calor seja uma tarefa desafiadora, é possível notar que a inserção dos

geradores de vórtices aumenta a mistura no escoamento, em especial aqueles cujo ângulo de ataque é mais agressivo. De maneira análoga, na Figura 54 é mostrado os campos de temperatura e velocidade para a configuração CR com ângulo de ataque de 45° .

Figura 54- Visualizações dos campos de temperatura (a) e velocidade (b) para a configuração CR com ângulo de ataque de 45° .



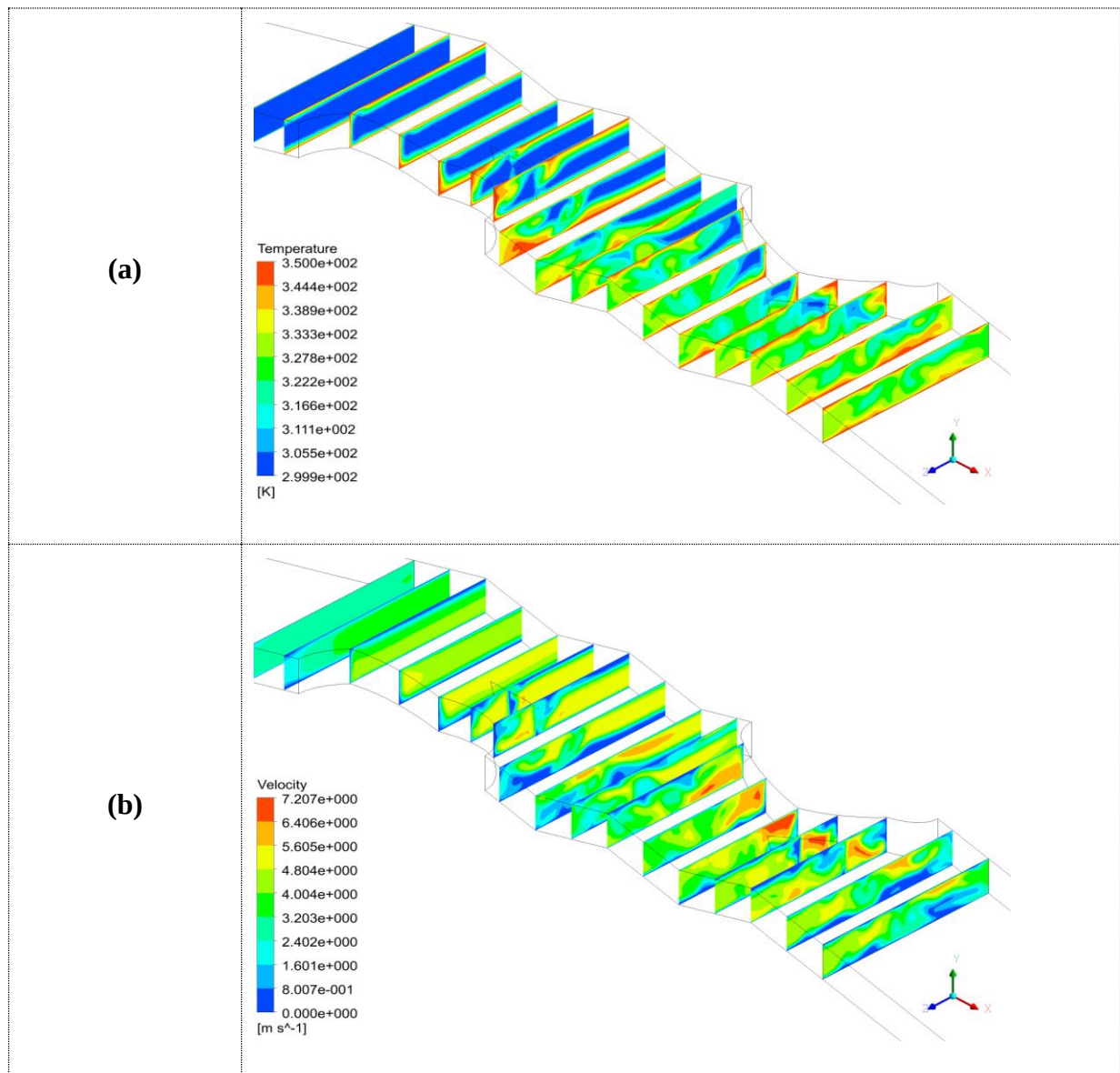
Fonte: Próprio autor (2020).

Na Figura 54 é possível notar a ocorrência de maior mistura do escoamento nas regiões de recirculação dos tubos, fato que resulta no aumento da transferência local de calor. Como pode ser verificado, tanto o gerador de vórtice do tipo retangular-*winglet* quanto o *delta-winglet* promove grande distorção no escoamento, fato verificado analisando os campos de velocidade na saída do domínio principal. Os efeitos de mistura entre as correntes frias e correntes quentes do escoamento são atribuídas à interrupção do desenvolvimento das

camadas limites devido aos geradores de vórtices e as características das aletas onduladas, onde a separação do escoamento pode ocorrer no pico da onda. Estas características aumentam o processo de transferência de calor e também a perda de carga associada, em especial quanto maior for o ângulo de ataque dos geradores de vórtices.

A Figura 55 mostra as visualizações dos campos de temperatura e de velocidade para o caso ER com ângulo de ataque de 15° .

Figura 55- Visualizações dos campos de temperatura (a) e velocidade (b) para a configuração ER com ângulo de ataque de 15° .

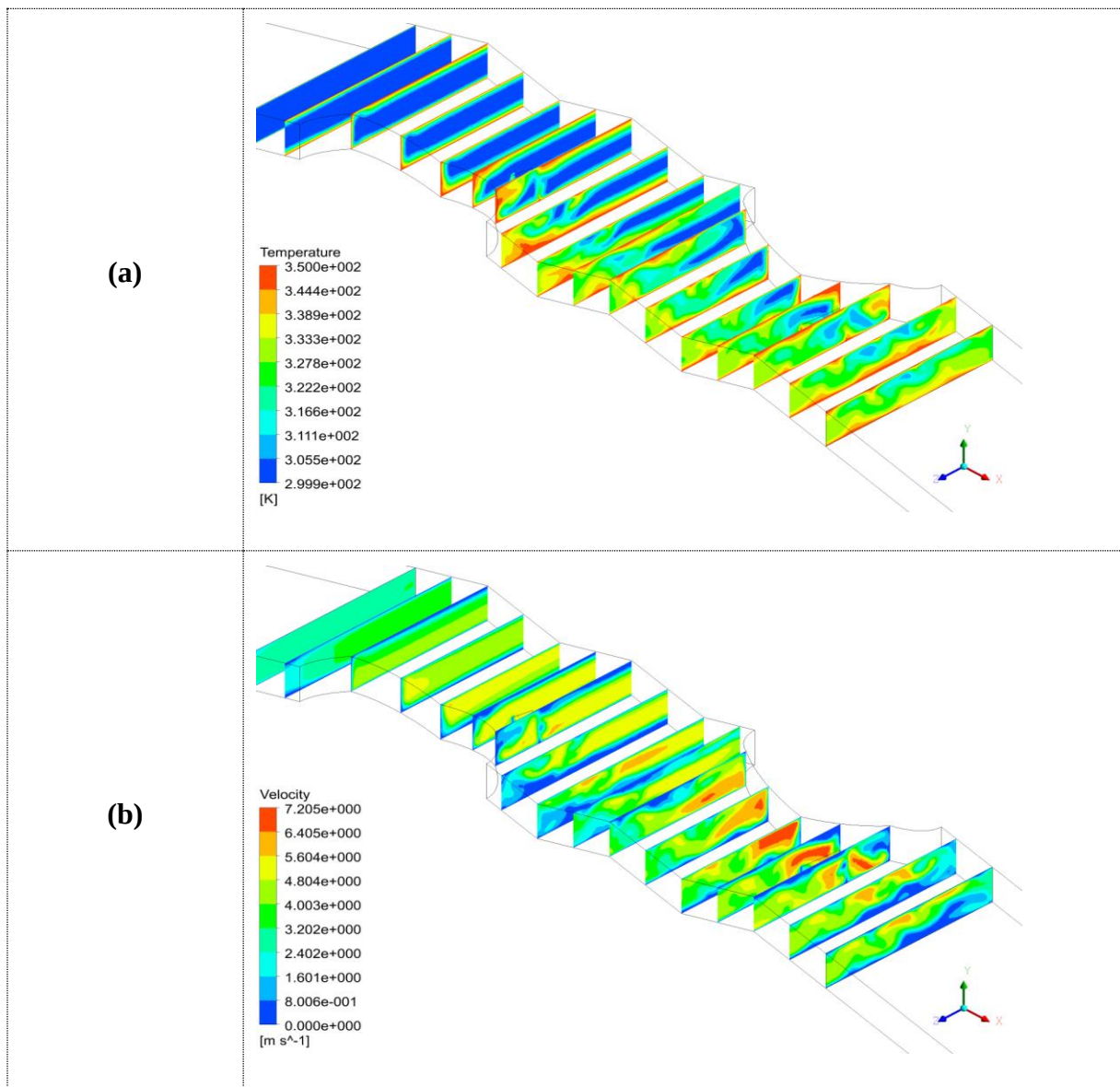


Fonte: Próprio autor (2020).

A partir da análise da Figura 55, novamente é possível observar uma região de esteira atrás dos tubos, especialmente devido ao pequeno ângulo de ataque dos geradores de vórtices,

característica não verificada para análises anteriores com tubos elípticos e geradores de vórtices com ângulo de ataque de 45° . A uniformidade do campo de temperatura na saída do domínio principal (Figura 55 e Figura 56) indica que um escoamento secundário pouco intenso foi gerado, essencialmente devido ao pequeno ângulo de ataque dos geradores de vórtices. Entretanto, ainda é possível observar distorção no escoamento na saída do domínio, indicando que o escoamento secundário é também devido ao formato das aletas onduladas e não apenas devido a presença dos geradores de vórtices e ao formato dos tubos.

Figura 56- Visualizações dos campos de temperatura (a) e velocidade (b) para a configuração ED com ângulo de ataque de 15° .



Fonte: Próprio autor (2020).

4 CONCLUSÃO

A partir das análises de resultados através da modelagem computacional de um trocador de calor com aletas onduladas e geradores de vórtices com tubos elípticos e circulares, foi possível comparar e compreender o comportamento dinâmico do escoamento, assim como efetuar análises fenomenológicas dos processos de intensificação da transferência de calor. A análise do trocador de calor sem geradores de vórtices, permite concluir que:

- A configuração circular teve o pior desempenho termo-hidráulico (j/f), embora a transferência de calor tenha sido a maior;
- O uso da configuração com tubo circular é recomendado quando se deseja a maior transferência de calor sem ponderar a queda de pressão no escoamento;
- Os tubos elípticos apresentam menor queda de pressão no escoamento quando comparados aos tubos circulares;
- A configuração com tubo elíptico foi a configuração que apresentou o mais alto valor para a relação j/f .

Considerando a combinação de aletas onduladas com geradores de vórtice, sendo que CD (tubo circular com gerador de vórtice do tipo *delta-winglet*), CR (tubo circular com gerador de vórtice do tipo *retangular-winglet*), ED (tubo elíptico com gerador de vórtice *delta-winglet*), ER (tubo elíptico com gerador de vórtice *retangular-winglet*), concluímos que:

- Quanto maior o ângulo de ataque maior é a intensificação da transferência de calor, porém maior também é a queda de pressão no escoamento;
- Após a inserção dos geradores de vórtices, independente do ângulo de ataque, é possível notar uma melhora na transferência de calor em relação ao caso referência sem geradores de vórtices;
- O gerador de vórtice *retangular-winglet*, apresenta a maior intensificação da transferência de calor, e também a maior penalização na queda de pressão;
- Para a configuração com tubo circular e gerador de vórtice do tipo *delta-winglet*, o ângulo de ataque de 30° teve o melhor desempenho termo-hidráulico (j/f), sendo o pior desempenho com o ângulo de ataque de 45°;
- Na configuração com tubo circular e tubo elíptico com geradores de vórtices *retangular-winglet*, o ângulo de ataque de 45° teve o pior desempenho termo-hidráulico, sendo o caso com o melhor desempenho termo-hidráulico a configuração com geradores de vórtices com ângulo de ataque de 15°;

- A configuração com tubo elíptico com gerador de vórtice *delta-winglet* e ângulo de ataque de 45° , teve o pior desempenho termo-hidráulico (j/f). Já os casos com ângulo de ataque de 30° e 15° foram os que tiveram o melhor desempenho termo-hidráulico (j/f);
- Na configuração CD, CR, ED e ER, independente do número de Reynolds, o caso com ângulo de ataque de 45° possui uma melhor intensificação na transferência de calor, e também com a maior queda de pressão;
- Para a configuração CD com um ângulo de ataque de 15° os efeitos do segundo gerador de vórtice podem ser negligenciados;
- Na configuração CR, para todos os ângulos de ataque analisados, o segundo gerador de vórtice deve ser mantido;
- Para as configurações com tubo elíptico não há a necessidade de utilização do segundo gerador de vórtice para todos os ângulos avaliados no caso ED, sendo que para o caso ER, o segundo gerador deve ser considerado se utilizado com o ângulo de ataque de 45° .

REFERÊNCIAS

- ALAM, T.; KIM, M. H. A comprehensive review on single phase heat transfer enhancement techniques in heat exchanger applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. [s.l], v. 81, [s.n]. August 2017, p. 813–839, 2018.
- ANSYS FLUENT. **ANSYS fluent**. USA: ANSYS, 2013.
- ASLAM BHUTTA, M. M. *et al.* CFD applications in various heat exchangers design: A review. **Applied Thermal Engineering**. [s.l], v. 32, n. 1, p. 1–12, 2012.
- AWAIS, M.; BHUIYAN, A. A. Heat transfer enhancement using different types of vortex generators (VGs): A review on experimental and numerical activities. **Thermal Science and Engineering Progress**. [s.l], v. 5, [s.n]. February, p. 524–545, 2018.
- BERGLES, A. E. The implications and challenges of enhanced heat transfer for the chemical process industries. **Heat transfer for the chemical process industries**. [s.l], v. 79, [s.n]. May, p. 437–444, 2001.
- CELIK, I. B. *et al.* Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. **Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME**. [s.l], v. 130, n. 7, p. 0780011–0780014, 2008.
- CHAI, L.; TASSOU, S. A. A review of airside heat transfer augmentation with vortex generators on heat transfer surface. **Energies**. [s.l] v. 11, n. 10, 2018.
- CHANG, Y. J.; WANG, C. C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. [s.l], v. 40, n. 3, p. 533–544, 1997.
- CHIMRES, N. *et al.* Experimental and numerical studies on heat transfer enhancement for air conditioner condensers using a wavy fin with a rectangular winglet. **Journal of Mechanical Science and Technology**. [s.l], v. 34, n. 10, 2020.
- CHU, P. *et al.* Three-dimensional numerical study on fin-and-oval-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. **Applied Thermal Engineering**. [s.l], v. 29, n. 5–6, p. 859–876, 2009.
- DALLY, J. W.; RILEY, W. F.; MCCONNELL, K. G. Instrumentation for engineering measurements. **European Journal of Engineering Education**. [s.l], v. 18, n. 4, p. 429–430, 1993.
- DARVISH DAMAVANDI, M.; FOROUZANMEHR, M.; SAFIKHANI, H. Modeling and Pareto based multi-objective optimization of wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using CFD and NSGA-II algorithm. **Applied Thermal Engineering**. [s.l], v. 111, [s.n], p. 325–339, 2017.
- DEEPAKKUMAR, R.; JAYAVEL, S. Air side performance of finned-tube heat exchanger with combination of circular and elliptical tubes. **Applied Thermal Engineering**. [s.l], v. 119, [s.n], p. 360–372, 2017.
- DONG, J. *et al.* Experimental study on thermal-hydraulic performance of a wavy fin-and-flat tube aluminum heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**. [s.l], v. 51, n. 1–2, p. 32–39, 2013.
- DU, X. *et al.* Heat transfer enhancement of wavy finned flat tube by punched longitudinal vortex generators. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. [s.l], v. 75, [s.n], p. 368–380, 2014.
- GENTRY, M. C.; JACOBI, A. M. Heat transfer enhancement by delta-wing-generated tip

vortices in flat-plate and developing channel flows. **Journal of Heat Transfer**. [s.l], v. 124, n. 6, p. 1158–1168, 2002.

INCROPERA, F. P.; WITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora_ LTC, 2008.

JANG, J. Y.; WU, M. C.; CHANG, W. J. Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. [s.l], v. 39, n. 14, p. 3057–3066, 1996.

JANG, J. Y.; YANG, J. Y. Experimental and 3-D numerical analysis of the thermal-hydraulic characteristics of elliptic finned-tube heat exchangers. **Heat Transfer Engineering**. [s.l], v. 19, n. 4, p. 55–67, 1998.

JOHNSON, T. R.; JOUBERT, P. N. The influence of vortex generators on the drag and heat transfer from a circular cylinder normal to an airstream. **Journal of Heat Transfer**. [s.l], v. 91, n. 1, p. 91–99, 1969.

KE, H. *et al.* Thermal-hydraulic performance and optimization of attack angle of delta winglets in plain and wavy finned-tube heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**. [s.l], v. 150, [s.n]. December 2018, p. 1054–1065, 2019.

KEW, P. A.; REAY, D. A. Compact/micro-heat exchangers - Their role in heat pumping equipment. **Applied Thermal Engineering**. [s.l], v. 31, n. 5, p. 594–601, 2011.

KHALED, A. R. A. *et al.* Recent advances in heat transfer enhancements: a review report. **International Journal of Chemical Engineering**. [s.l], v. 2010, n. 1, 2010.

KIM, G. W.; LIM, H. M.; RHEE, G. H. Numerical studies of heat transfer enhancement by cross-cut flow control in wavy fin heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. [s.l], v. 96, [s.n], p. 110–117, 2016.

LI, Q. *et al.* Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. [s.l], v. 15, n. 9, p. 4855–4875, 2011.

LOTFI, B. *et al.* 3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators. **Energy**. [s.l], v. 73, [s.n], p. 233–257, 2014.

LOTFI, B.; SUNDÉN, B.; WANG, Q. An investigation of the thermo-hydraulic performance of the smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers utilizing new type vortex generators. **Applied Energy**. [s.l], v. 162, [s.n], p. 1282–1302, 2016.

LUO, C. *et al.* Thermo-hydraulic performance optimization of wavy fin heat exchanger by combining delta winglet vortex generators. **Applied Thermal Engineering**. [s.l], v. 163, n. April, p. 114343, 2019.

MODI, A. J.; KALEL, N. A.; RATHOD, M. K. Thermal performance augmentation of fin-and-tube heat exchanger using rectangular winglet vortex generators having circular punched holes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. [s.l], v. 158, [s.n], p. 119724, 2020.

REZAEIHA, A.; KALKMAN, I.; BLOCKEN, B. CFD simulation of a vertical axis wind turbine operating at a moderate tip speed ratio: Guidelines for minimum domain size and azimuthal increment. **Renewable Energy**. [s.l], v. 107, [s.n], p. 373–385, 2017.

ROCHA, L. A. O.; SABOYA, F. E. M.; VARGAS, J. V. C. A comparative study of elliptical and circular sections in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers. **International**

Journal of Heat and Fluid Flow. [s.l], v. 18, n. 2, p. 247–252, 1997.

SALVIANO, L. O.; DEZAN, D. J.; YANAGIHARA, J. I. Optimization of winglet-type vortex generator positions and angles in plate-fin compact heat exchanger: Response Surface Methodology and Direct Optimization. **International Journal of Heat and Mass Transfer.** [s.l], v. 82, n. March 2018, p. 373–387, 2015.

SALVIANO, L. O.; DEZAN, D. J.; YANAGIHARA, J. I. Thermal-hydraulic performance optimization of inline and staggered fin-tube compact heat exchangers applying longitudinal vortex generators. **Applied Thermal Engineering.** [s.l], v. 95, n. November, p. 311–329, 2016.

SAMADIFAR, M.; TOGHRAIE, D. Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators. **Applied Thermal Engineering.** [s.l], v. 133, [s.n], p. 671–681, 2018.

SCHULENBERG, F. J. Finned elliptical tubes and their application in air-cooled heat exchangers. **Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME.** [s.l], 1966.

SINHA, A. *et al.* Effects of different orientations of winglet arrays on the performance of plate-fin heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer.** [s.l], v. 57, n. 1, p. 202–214, 2013.

TIAN, L. *et al.* A comparative study on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchanger with punched delta winglets in staggered and in-line arrangements. **International Journal of Thermal Sciences.** [s.l], v. 48, n. 9, p. 1765–1776, 2009.

TORII, J. I. Y. K. Enhancement of Laminar Boundary Layer Heat Transfer by a Vortex Generator. **JSME International Journal.** [s.l], v. 35, n. 3, p. 400–405, 1992.

WANG, C. C.; FU, W. L.; CHANG, C. T. Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers. **Experimental Thermal and Fluid Science.** [s.l], v. 14, n. 2, p. 174–186, 1997.

WEBB, R. L. Of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. **Heat Mass Transfer.** [s.l], v. 24, n. 4, p. 715–726, 1981.

XU, C. *et al.* Experimental study on heat transfer performance improvement of wavy finned flat tube. **Applied Thermal Engineering.** [s.l], v. 85, [s.n], p. 80–88, 2015.

YANG, J. S.; SEO, J. K.; LEE, K. B. A numerical analysis on flow field and heat transfer by interaction between a pair of vortices in rectangular channel flow. **Current Applied Physics.** [s.l], v. 1, n. 4–5, p. 393–405, 2001.

ZHOU, G.; YE, Q. Experimental investigations of thermal and flow characteristics of curved trapezoidal winglet type vortex generators. **Applied Thermal Engineering.** [s.l], v. 37, [s.n], p. 241–248, 2012.