



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DE PERNAMBUCO
UNIDADE ACADÊMICA DO CABO DE SANTO AGOSTINHO
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DAMIÃO ROBÉRIO DA SILVA

**ANÁLISE TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO CASCO E TUBOS
PELA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL**

Cabo de Santo Agostinho

2025

DAMIÃO ROBÉRIO DA SILVA

**ANÁLISE TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO CASCO E TUBOS
PELA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL**

Monografia apresentada ao curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho, Universidade Rural de Pernambuco, como requisito para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Rogério Soares da Silva

Cabo de Santo Agostinho

2025

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Sistema Integrado de Bibliotecas da UFRPE
Gerada automaticamente, mediante os dados fornecidos pelo(a)
autor(a)

S586a Silva, Damião Robério da.
Análise térmica de um trocador de calor tipo casco e
tubos pela dinâmica dos fluidos computacional / Damião
Robério da Silva. - Cabo de Santo Agostinho, 2025.
97 f.; il.

Orientador(a): Prof. Dr. Rogério Soares da Silva.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) –
Universidade Federal Rural de Pernambuco, Unidade
Acadêmica Cabo de Santo Agostinho - UACSA, Bacharelado
em Engenharia Mecânica, Cabo de Santo Agostinho, BR-PE,
2025.

Inclui referências, apêndice(s) e anexo(s).

1. Trocador de calor. 2. OpenFOAM. 3. CFD. I. Silva, Prof.
Dr. Rogério Soares da, orient. II. Título

CDD 620.1

DAMIÃO ROBÉRIO DA SILVA

**ANÁLISE TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO CASCO E TUBOS
PELA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL**

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal Rural de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 24/10/2025.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Rogério Soares da Silva (Orientador)

Universidade Federal Rural de Pernambuco

Prof. Dr. Erb Ferreira Lins (Examinador interno)

Universidade Federal Rural de Pernambuco

Prof. Dr. Alisson Cocci de Souza (Examinador interno)

Universidade Federal Rural de Pernambuco

RESUMO

Neste trabalho, um trocador de calor do tipo casco e tubos, com quatro passes nos tubos e um passe no casco, foi analisado por meio de simulações computacionais. O escoamento de ambos os fluidos foi considerado monofásico, incompressível e turbulento. Os efeitos térmicos e fluidodinâmicos foram analisados em quatro configurações: sem chicanas, com uma chicana, duas chicanas e quatro chicanas igualmente espaçadas. Adotou-se a técnica de resolução de escala turbulenta RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) em conjunto com o modelo turbulento (k-epsilon). As equações de momento e conservação de massa foram aproximadas pelo algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations). O software de código aberto OpenFOAM (Open-source Field Operation and Manipulation) permitiu a configuração e execução das simulações. Os resultados obtidos incluem a distribuição de temperatura, pressão, velocidade e taxa de transferência de calor, possibilitando a comparação da efetividade de cada caso. Verificou-se um aumento de 11,05% na efetividade ao comparar o trocador sem chicanas com aquele contendo quatro chicanas.

Palavras-chave: trocador de calor; OpenFOAM; CFD.

ABSTRACT

In this work, a shell-and-tube heat exchanger with four tube passes and one shell pass was analyzed through computational simulations. The flow of both fluids was considered single-phase, incompressible, and turbulent. The thermal and fluid-dynamic effects were examined in four configurations: without baffles, with one baffle, two baffles, and four equally spaced baffles. The RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) turbulence modeling approach was adopted in combination with the *k-epsilon* turbulence model. The momentum and mass conservation equations were approximated using the SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) algorithm. The open-source software OpenFOAM (Open-source Field Operation and Manipulation) was used for the setup and execution of the simulations. The results include temperature, pressure, and velocity distributions, as well as heat transfer rates, enabling a comparison of the effectiveness of each case. An increase of 11.05% in effectiveness was observed when comparing the exchanger without baffles to the configuration with four baffles.

Keywords: heat exchanger; OpenFOAM; CFD.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	OBJETIVO GERAL.....	11
1.1.1	Objetivos específicos.....	11
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	11
2.1	CLASSIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR.....	11
2.1.1	Quanto a configuração construtiva.	13
2.1.1.1	Tubo duplo.....	13
2.1.1.2	Aletado.	14
2.1.1.3	Placas.....	15
2.1.1.4	Casco e Tubos.....	15
2.1.2	Quanto ao tipo de contato.	16
2.1.2.1	Contato direto.	16
2.1.2.2	Contato indireto.	17
2.1.3	Quanto ao escoamento dos fluidos.....	17
2.1.3.1	Escoamento paralelo.....	18
2.1.3.2	Escoamento contracorrente.....	19
2.1.3.3	Escoamento cruzado.....	19
2.1.4	Quanto ao mecanismo de transferência.....	20
2.1.5	Quanto a mobilidade dos fluidos	21
2.2	TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBOS.....	21
2.2.1	Componentes.....	22
2.2.1.1	Tubos.....	23
2.2.1.2	Placa tubular.....	26
2.2.1.3	Chicanas.....	26
2.2.1.4	Casco	27
2.2.1.5	Cabeçotes frontal e traseiro.....	29
2.3	MÉTODOS BÁSICOS DE ANÁLISE DE TROCADOR DE CALOR	29
2.3.1	Método LMTD.....	30
2.3.2	Método da Efetividade-NTU	32
2.4	EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	34
2.5	MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS.....	35
3	PROJETO DE TROCADOR DE CALOR	37

4	ANÁLISE NUMÉRICA (CFD)	38
4.1	OPENFOAM	39
4.1.1	Preparação da geometria e malha	41
4.1.1.1	Inventor (Geometria).....	41
4.1.1.2	Ansys (Malha).....	42
4.1.2	Configuração da simulação	43
4.1.2.1	Condições de contorno.....	43
4.1.2.2	Condições iniciais.....	45
4.1.2.3	Propriedade dos fluidos.....	46
4.1.2.4	Modelo de turbulência.....	46
5	RESULTADOS	50
5.1	RESULTADOS NUMÉRICOS.....	50
5.1.1	Caso 1	50
5.1.2	Caso 2	53
5.1.3	Caso 3	57
5.1.4	Caso 4	60
5.2	COMPARAÇÃO DE RESULTADOS.....	63
6	CONCLUSÃO	68
	REFERÊNCIAS	70
	APÊNDICE A ... - Folha de desenho com dimensões importantes do trocador de calor casco e tubos.	72
	APÊNDICE B - Script do arquivo boundary para a região dos tubos, caso com chicana.....	73
	APÊNDICE C - Script do arquivo boundary para a região do casco, caso com chicana.....	74
	APÊNDICE D - Script do arquivo thermophysicalProperties para a região do casco (shell-region).	75
	APÊNDICE E ... - Script do arquivo thermophysicalProperties para a região dos tubos (tubes-region).	76
	APÊNDICE F . - Script do arquivo transportProperties para a região dos tubos (tubes-region)	77
	APÊNDICE G ... - Script do arquivo transportProperties para a região do casco (shell-region)	78

APÊNDICE H- Script do arquivo de pressão estática absoluta (P) para a região do casco.	79
APÊNDICE I - Script do arquivo de campo de velocidade (U) para a região do casco.	80
APÊNDICE J . - Script do arquivo de campo escalar de temperatura (T) para a região do casco.....	81
APÊNDICE K - Script do arquivo de pressão modificada (p_rgh) para a região do casco.	82
APÊNDICE L . - Script do arquivo de viscosidade turbulenta cinemática (nut) para a região do casco.....	83
APÊNDICE M - Script do arquivo de dissipação da energia turbulenta (epsilon) para a região do casco.....	84
APÊNDICE N ... - Script do arquivo de difusividade térmica turbulenta (alphat) para a região do casco.....	85
APÊNDICE O ... - Script do arquivo de energia cinética turbulenta (k) para a região do casco.	86
APÊNDICE P- Script do arquivo de pressão estática absoluta (P) para a região do tubos.	87
APÊNDICE Q - Script do arquivo de campo de velocidade (U) para a região do tubos.	88
APÊNDICE R . - Script do arquivo de campo escalar de temperatura (T) para a região do tubos.....	89
APÊNDICE S - Script do arquivo de pressão modificada (p_rgh) para a região do tubos.	90
APÊNDICE T- Script do arquivo de viscosidade turbulenta cinemática (nut) para a região do tubos.....	91
APÊNDICE U - Script do arquivo de dissipação de energia turbulenta (epsilon) para a região do tubos.....	92
APÊNDICE V - Script do arquivo de difusividade térmica turbulenta (alphat) para a região do tubos.....	93
APÊNDICE W .- Script do arquivo de energia cinética turbulenta (k) para a região do tubos.	94
APÊNDICE X - Script do arquivo fvSolution.....	95
APÊNDICE Y - Script do arquivo fvSchemes	96

ANEXO A .- Tipos de cabeçotes frontrais, traseiros e cascos de acordo com a norma	
TEMA.	97

1 INTRODUÇÃO

O trocador de calor é um equipamento que tem sua aplicabilidade em vários processos industriais. Segundo Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A. (2012) a ampla aplicação dos trocadores de calor se estende a processos industriais como produção de energia, indústria química e alimentícia, eletrônicos, recuperação de calor residual, ar-condicionado etc.

Dentre as variedades de trocadores de calor, se destaca o trocador de calor casco e tubos. Este equipamento é constituído pelo casco, tubo de cilíndrico de diâmetro maior, e por tubos de diâmetros menores arranjados em um feixe. A transferência de calor ocorre entre dois fluidos que escoam no lado do tubo e no lado do casco através da parede dos tubos, a qual serve como fronteira entre os escoamentos.

Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A. (2012) afirmam que o trocador de calor casco e tubos é o tipo com maior versatilidade que existe na indústria e são principalmente aplicados em petroquímicas pela sua robustez. Ele promove uma área de transferência de calor relativamente grande em relação ao seu volume e peso. Além disso, possui métodos e normas, como ASME (American Society of Mechanical Engineers) e TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), já desenvolvidos que garante a confiabilidade, segurança e desempenho do equipamento.

Foram desenvolvidos métodos analíticos e empíricos descritos na literatura que possibilitam o dimensionamento de trocadores de calor casco e tubos. Entretanto, tais métodos não permitem uma visualização completa da física envolvida, e os experimentos empíricos apresentam alto custo de execução, considerando uma instalação experimental de qualidade. Nesse contexto, a simulação numérica surge como uma alternativa viável e economicamente vantajosa para a análise desses equipamentos.

A Fluido Dinâmica Computacional (no inglês, CFD) é uma forma de se analisar computacionalmente fenômenos físicos como escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados, como reações químicas. De acordo com Versteeg, H. K. e Malalasekera, W (2007) esta abordagem é mais economicamente viável que a experimental, apresentando como vantagens: redução significativa de tempo de custo de desenvolvimento de novos projetos; permite estudar projetos de grande escala ou perigosos que seriam inviáveis em laboratórios; resultados com alto nível de

detalhamento. Portanto o CFD é uma ferramenta poderosa e econômica que possibilita estudos paramétricos de diversos problemas fluidodinâmicos.

1.1 OBJETIVO GERAL

O presente trabalho busca analisar um trocador de calor do tipo casco e tubos através da dinâmica dos fluidos computacional.

1.1.1 Objetivos específicos

- Fazer uso dos softwares Inventor, Ansys e OpenFOAM para desenvolvimento da geometria, discretização da malha, simulação numérica e visualização dos resultados, respectivamente.
- Analisar um trocador de calor variando o número de chicanas, desde um caso com nenhuma chicana até um caso com quatro.
- Visualizar o comportamento dos escoamentos através do trocador de calor.
- Visualizar a distribuição térmica em cada caso analisado.
- Obter distribuição de temperatura e pressão nas regiões de entrada e saída do trocador de calor.
- Determinar a taxa de transferência e a efetividade do trocador de calor.
- Comparar a efetividade dos quatro casos realizados.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

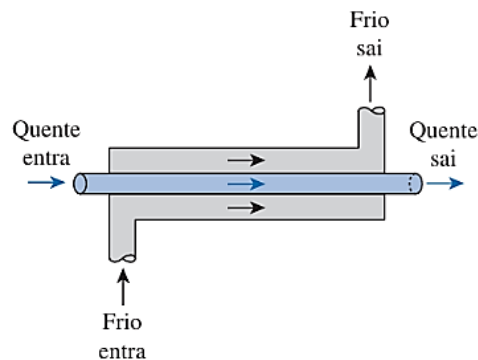
2.1 CLASSIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são equipamentos projetados para realizar a transferência de energia térmica entre dois fluidos que apresentam diferentes temperaturas, sem que ocorra a mistura entre eles. O processo de troca térmica se dá predominantemente entre os fluidos que circulam no interior do equipamento, enquanto qualquer interação térmica com o meio externo é considerada, sob a ótica teórica, insignificante ou nula. Essa suposição simplifica a análise de desempenho

térmico e é amplamente adotada em estudos acadêmicos e no dimensionamento inicial desses dispositivos.

O modelo mais simples para ilustrar o funcionamento de um trocador de calor é o trocador de calor de duplo tubo, composto por tubos concêntricos (Figura 1): um fluido escoá pelo interior do tubo central enquanto o outro circula pelo espaço anular, permitindo assim a transferência de calor através da parede que os separam. Este tipo de trocador serve como base didática para compreensão dos fenômenos de condução e convecção envolvidos na troca térmica, sendo frequentemente utilizado como exemplo introdutório em análises teóricas.

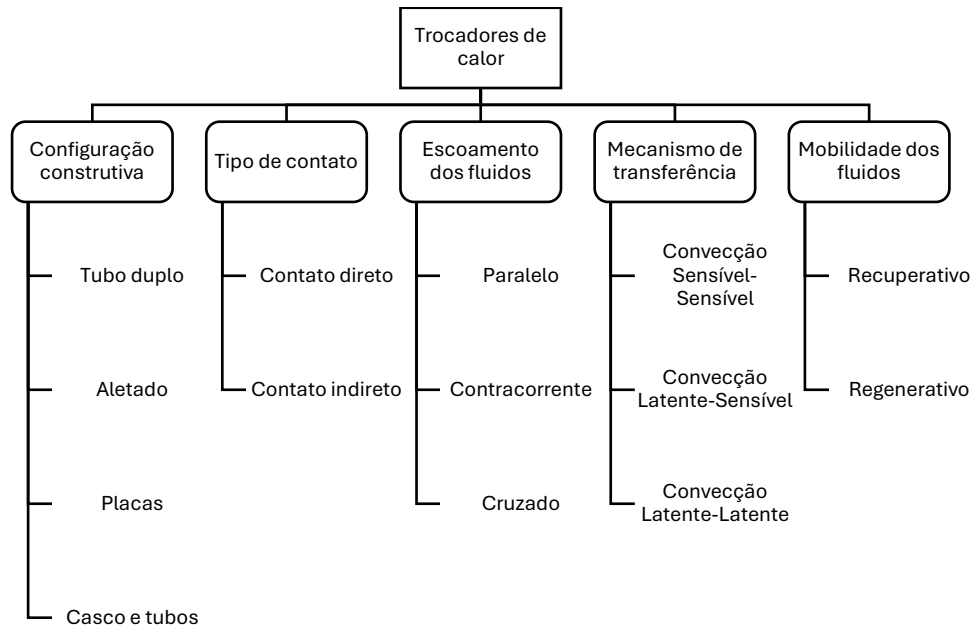
Figura 1- Esquema de um trocador de calor duplo tubo.



Fonte: Çengel, Y. A.; Ghajar, A. J., 2012.

Os trocadores de calor podem ser classificados conforme diferentes critérios construtivos, operacionais e funcionais (Figura 2). Segundo Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A. (2012), os trocadores de calor são classificados quanto: à configuração construtiva; o tipo de contato; ao escoamento dos fluidos; o mecanismo de transferência; à mobilidade dos fluidos.

Figura 2: Classificação dos trocadores de calor.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

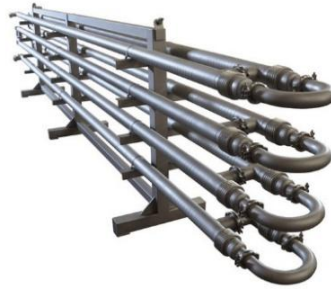
2.1.1 Quanto a configuração construtiva

A Figura 2 representa os trocadores de calor considerando as suas características construtivas, onde os parâmetros e atributos definem a forma em que o trocador de calor será construído. Dentre essa forma de classificação encontra-se os trocadores de calor de Duplo Tubo, Aletados, de Placas e Casco e Tubos.

2.1.1.1 Tubo duplo

Na Figura 3 é possível observar um exemplo real de um trocador de calor de Duplo Tubo. Ele possui uma configuração que é focada em aplicações que usam menores áreas de transferência de calor, em torno de 50 m². Sua principal desvantagem é que se tornam desfavoráveis, volumosos e caros, para grandes áreas de troca requeridas (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012)

Figura 3- Trocador de calor Tubo Duplo real.

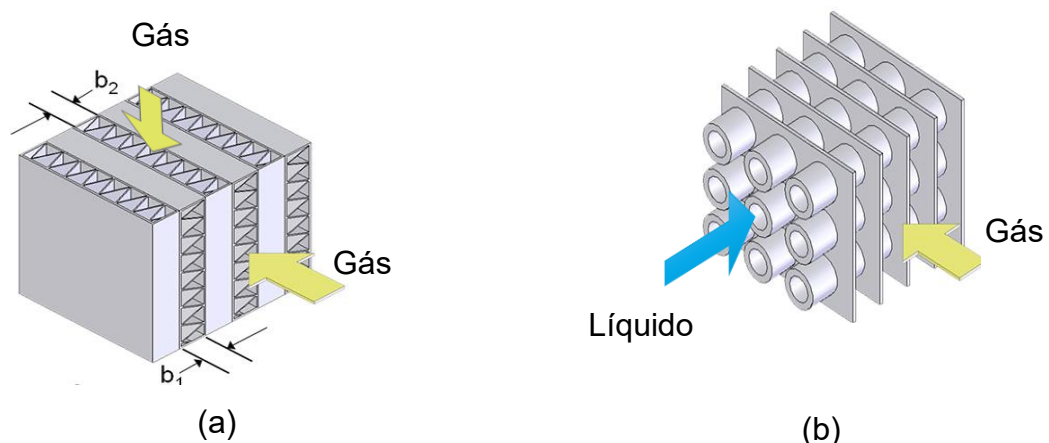


Fonte: F&H Process Equipment, 2025.

2.1.1.2 Aletado

A utilização de aletas ou superfícies estendidas em uma das superfícies de troca de calor caracteriza um trocador de calor aletado. O uso delas tem como objetivo a melhoria de troca térmica entre os fluidos. Esta configuração é principalmente usada em aplicações que envolve gás em uma das superfícies do trocador de calor. Os tipos mais comuns de trocadores de calor aletados são os de Placas Aletadas e Tubos Aletados, e estão representados nas Figura 4a e Figura 4b respectivamente (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012).

Figura 4- Trocadores de calor aletados de (a) placas e (b) tubular.



Fonte: Adaptado de F-CHART SOFTWARE, 2025.

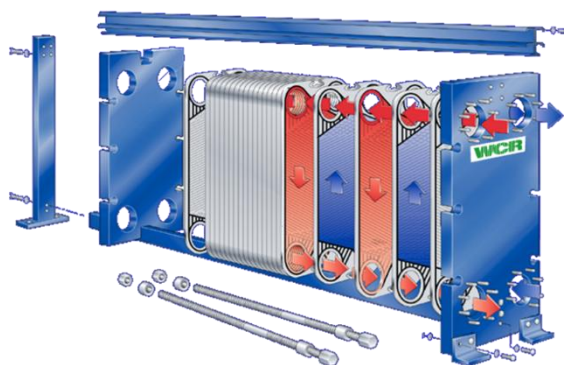
O tipo de placas é comumente utilizado em aplicações que envolve troca de calor entre gás e gás. Algumas aplicações dessa configuração são usadas em turbinas

a gás, automóveis, refrigeração, aquecimento, ventilação, ar-condicionado, resfriamento de dispositivos eletrônicos. O tipo (b), por sua vez é usado em aplicações que envolve a troca de calor entre um gás e um líquido. Aplicações comuns são encontradas em sistemas de aquecimento, ventilação, refrigeração e ar-condicionado.

2.1.1.3 Placas

Um tipo de trocador de calor bem conhecido no meio industrial alimentício é o de placas paralelas. Esse trocador de calor é composto de finas placas que estão dispostas paralelamente, as placas possuem ondulações que permitem o direcionamento e melhor desempenho de transferência de calor (Figura 5). O trocador de placas pode ser usado em aplicações que requer combinações entre líquidos, gases e até fluxos que possuam duas fases, entretanto é tipicamente usado para aplicações entre líquido e líquido, geralmente em aplicações alimentícias, onde se faz necessário a limpeza esterilização do equipamento, e ele é completamente indicado, pois permite a fácil desmobilização das placas. Outra vantagem desse tipo de trocador de calor é que ele pode ser modulado de acordo com a necessidade, ou seja são compactos. Entretanto Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A. (2012) afirma que ele possui limitação de operação para pressões abaixo de 25 bar e temperaturas abaixo de 250°C.

Figura 5 – Trocador de calor de placas paralelas.

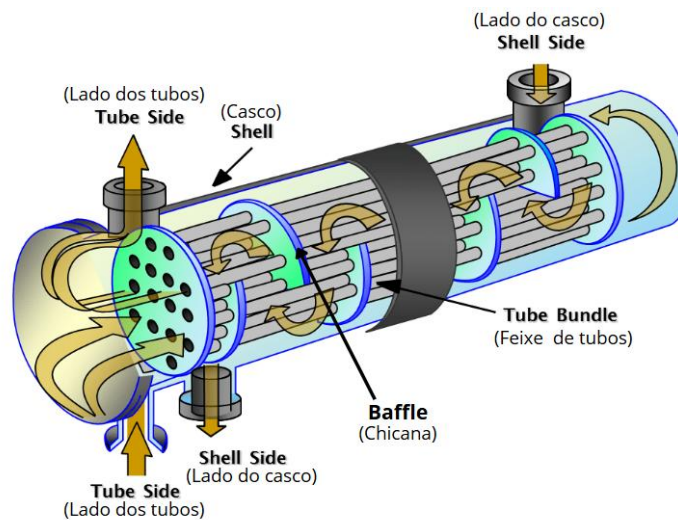


Fonte: Ecochillers, 2025.

2.1.1.4 Casco e Tubos

O trocador de calor casco e tubos, que é o foco desse trabalho, é bem conhecido por suas características construtivas, ele é composto principalmente por tubos montados internamente e paralelamente a um tubo maior chamado de casco (Figura 6). Esse equipamento é amplamente usado em aplicações industriais de resfriamento de óleo, condensadores e pré-aquecedores em plantas de potência, geradores de vapor em usinas nucleares etc. As chicanas são principalmente usadas no lado do casco para providenciar melhorias na transferência de calor. Em trocadores de calor do tipo casco e tubo, os objetivos principais do projeto podem incluir a compensação da expansão térmica dos materiais, a facilidade de manutenção e limpeza interna, ou a busca por uma solução de menor custo, quando os demais requisitos não forem prioritários (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012).

Figura 6 – Trocador de calor Casco e Tubos com Chicanas.



Fonte: Adaptado de Arvengraining, 2015.

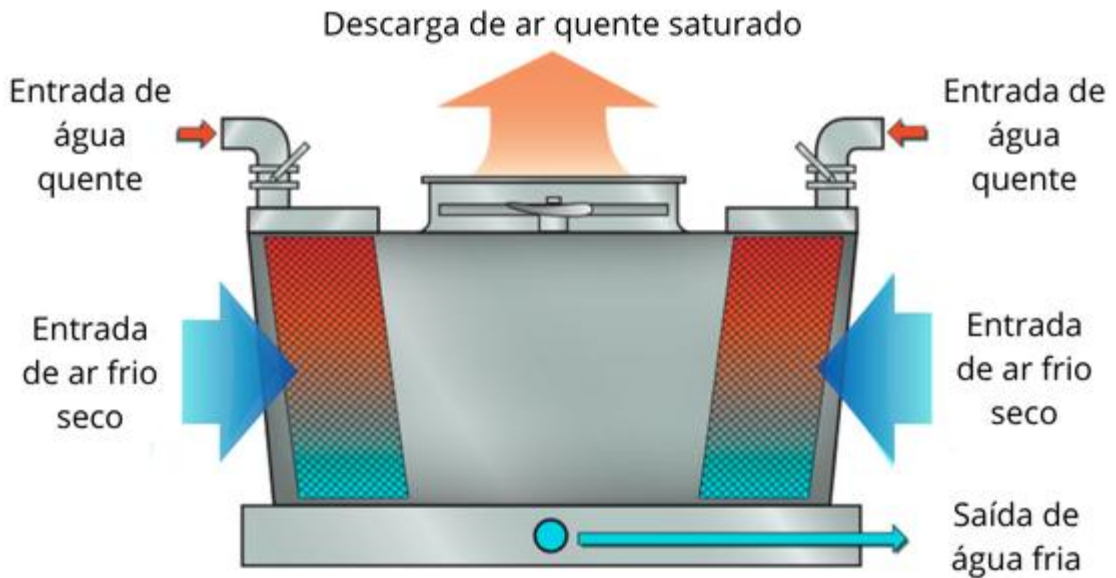
2.1.2 Quanto ao tipo de contato

2.1.2.1 Contato direto

Uma torre de resfriamento é um exemplo de trocador de calor de contato direto (Figura 7). Neste tipo de trocador de calor água aquecida entra em contato direto com o ar possibilitando a transferência de calor entre eles. Não há uma parede sólida entre

os dois fluxos, portanto os fluidos utilizados devem ser combinações de líquidos imiscíveis, líquido e gás, ou até mesmo partículas sólidas com um fluido.

Figura 7 – Torre de resfriamento de fluxo cruzado.



Fonte: Adaptado de Reis, 2025.

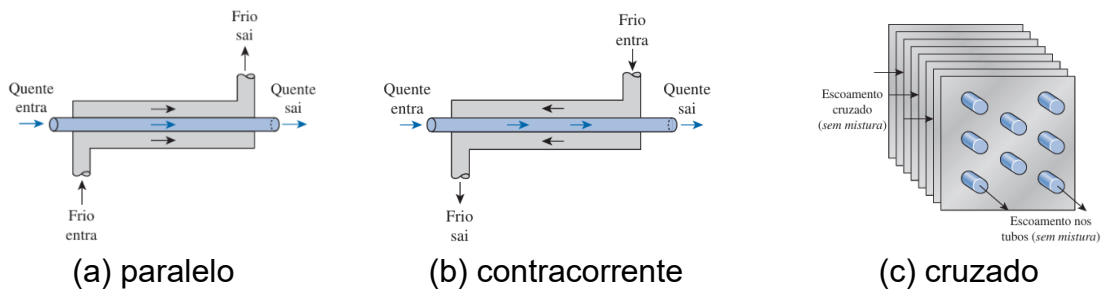
2.1.2.2 Contato indireto

Nesse tipo, a energia térmica é transferida de um fluido para o outro através de uma superfície, ou seja, há uma parede que separa os fluidos quente e frio. Alguns exemplos de trocadores de contato indireto são Duplo Tubo (Figura 1), Casco e Tubos (Figura 6) e Aletados (Figura 4).

2.1.3 Quanto ao escoamento dos fluidos

O trocador de calor também é classificado de acordo com o arranjo do escoamento em que os fluidos são organizados. A Figura 8 mostra os tipos de configurações comuns em que os fluidos escoando são arranjados.

Figura 8 – Arranjos comuns do escoamento dos fluidos.

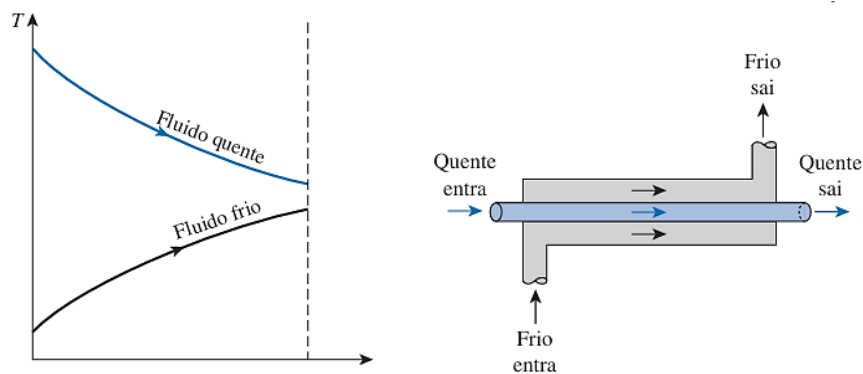


Fonte: Çengel, Y. A.; Ghajar, A. J, 2012.

2.1.3.1 Escoamento paralelo

Neste tipo, como está representado na Figura 8a, tanto o fluido quente como o frio escoam paralelamente, entram em uma extremidade e saem na outra extremidade do trocador de calor. A Figura 9 mostra como é o comportamento das temperaturas de cada fluido nas extremidades de entrada e saída, a temperatura de saída do fluido frio nunca excede a temperatura de saída do fluido quente.

Figura 9 - Comportamento de temperaturas dos fluidos quente e frio em um trocador de calor duplo tubo corrente paralela.



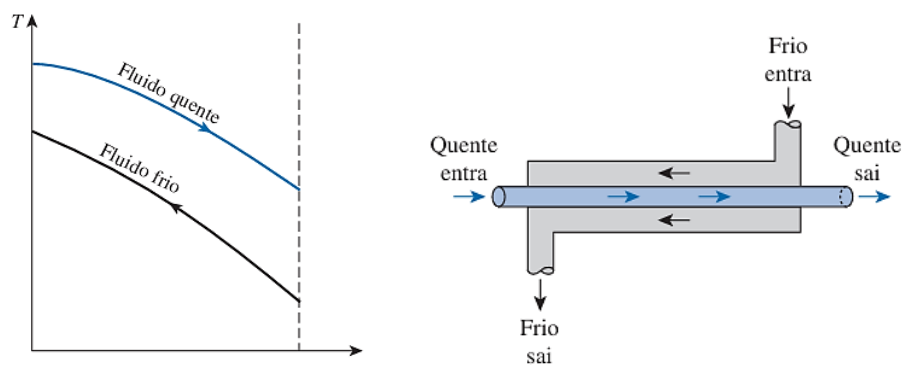
De acordo com Shah, R. K; Sekulic, D. P. (2003) mesmo sendo menos eficiente na transferência de calor, o trocador de calor em corrente paralela é uma escolha em situações em que a segurança térmica dos materiais e a integridade dos fluidos são prioritárias. Ele proporciona uma distribuição de temperatura mais uniforme na parede do tubo, evitando extremos que podem causar corrosão, incrustações, congelamento ou decomposição de fluidos sensíveis. Além disso, é útil em aplicações que envolvem

ebulição, facilita a instalação em sistemas com limitações de tubulação e, por isso, é amplamente utilizado em processos industriais específicos, apesar de sua menor eficácia térmica.

2.1.3.2 Escoamento contracorrente

Nesse tipo de escoamento os fluidos percorrem o trocador de calor paralelamente, mas em sentidos opostos, ou seja, em uma extremidade do trocador de calor um fluido entra e o outro sai, assim como na outra extremidade (Figura 10). Neste caso, é possível que a temperatura de saída do fluido frio exceda a temperatura da saída do fluido quente. Shah, R. K.; Sekulic, D. P. (2003) afirmam que o arranjo dos fluxos de forma contracorrente é termodinamicamente superior a qualquer outro arranjo de fluido e permite a mais alta mudança de temperatura entre os fluidos.

Figura 10 - Comportamento de temperaturas dos fluidos quente e frio em um trocador de calor duplo tubo contracorrente.



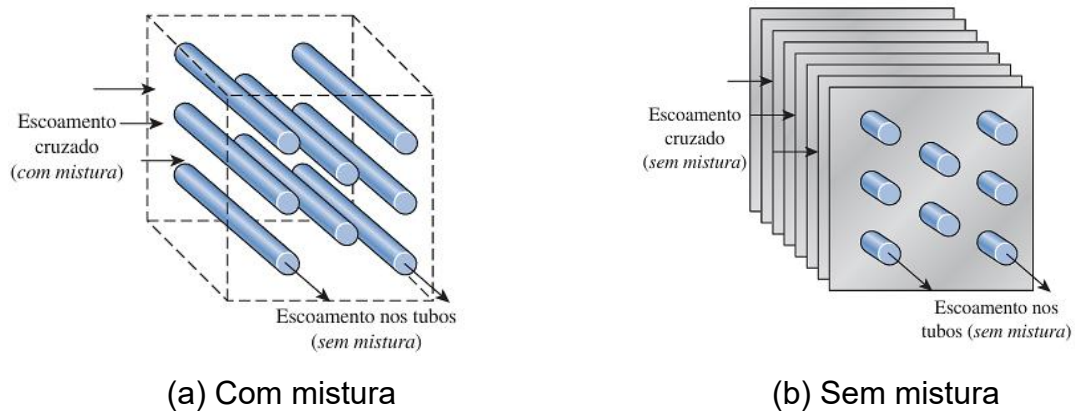
Fonte: Çengel, Y. A.; Ghajar, A. J., 2012.

2.1.3.3 Escoamento cruzado

Na Figura 8c se tem um trocador de calor de escoamento cruzado, nesse tipo os fluidos escoam em direções normal entre si. O escoamento cruzado ainda pode ser considerado com mistura ou sem mistura: o primeiro, com mistura, um dos fluidos escoam livremente podendo se misturar consigo mesmo (Figura 11a), já o escoamento

sem mistura, os fluidos são condicionados a escoar por canais impossibilitando que haja mistura de um fluido com ele mesmo (Figura 11b)

Figura 11 – Trocador de calor de escoamento cruzado com e mistura e sem mistura.



Fonte: Çengel, Y. A.; Ghajar, A. J, 2012.

2.1.4 Quanto ao mecanismo de transferência

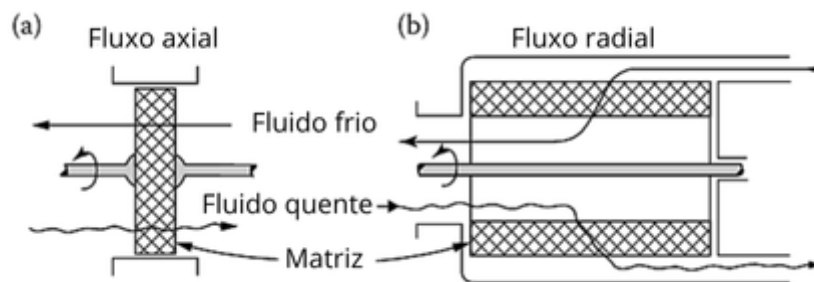
Neste caso, os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com o tipo de fase em que se encontram os seus fluidos devido a transferência de energia térmica, com isso é possível ter trocadores de calor que ambos os fluidos não sofrem mudança de fase, ou seja, a energia térmica é transferida de um fluido para outro de forma sensível através do mecanismo de convecção (*Convecção Sensível-Sensível*). Caso um dos fluidos sofra uma mudança de fase, energia térmica interage de forma latente neste fluido, portanto a uma *Convecção Latente-Sensível*. Por fim, pode ser que no trocador de calor tenha mudança de fase em ambos os fluidos, com isso, *Convecção Latente-Latente*.

Exemplos de trocadores de *Convecção Sensível-Sensível* são radiadores automotivos e aquecedores de espaços para passageiros. Os condensadores de usinas a vapor e geradores de vapor são exemplos de trocadores de *Convecção Latente-Sensível*. Por fim, um exemplo conhecido de trocador de calor que ocorre mudança de fase em ambos os fluidos é a evaporadora de um ar-condicionado, onde há evaporação do fluido refrigerante e condensação da umidade presente no ar, portanto trocador de *Convecção Latente-Latente*.

2.1.5 Quanto a mobilidade dos fluidos

Para um trocador de calor onde os fluidos escoam e transferem calor entre si continuamente através de uma parede ou superfície que os separam, é chamado de trocador de calor *recuperativo* (o calor é recuperado continuamente do fluido quente pelo fluido frio). Por outro lado, na situação que se tem um trocador de calor *regenerativo*, ambos os fluidos escoam pelo mesmo local de forma alternada, o processo de transferência de calor se dar devido ao armazenamento temporário de energia térmica em um meio sólido, como em uma matriz cerâmica ou metálica, e posteriormente liberado para o outro fluido. Exemplos de trocadores de calor recuperativos são os casco e tubos, placas e radiadores. A Figura 12 mostra um exemplo de trocador regenerativo.

Figura 12 - Trocador de calor regenerativo rotativo do tipo disco(a) e do tipo tambor(b).



Fonte: Adaptado de Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012.

2.2 TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBOS

Segundo Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A. (2012) esses equipamentos desempenham um papel fundamental em sistemas de aquecimento, resfriamento e recuperação de calor, promovendo a sustentabilidade energética ao minimizar desperdícios. Além disso, sua aplicação permite maior controle térmico, melhorando a segurança e o desempenho de sistemas em indústrias como petroquímica, alimentos, energia e HVAC. O uso correto de trocadores de calor também atende às exigências ambientais, ao reduzir emissões associadas a processos térmicos menos eficientes.

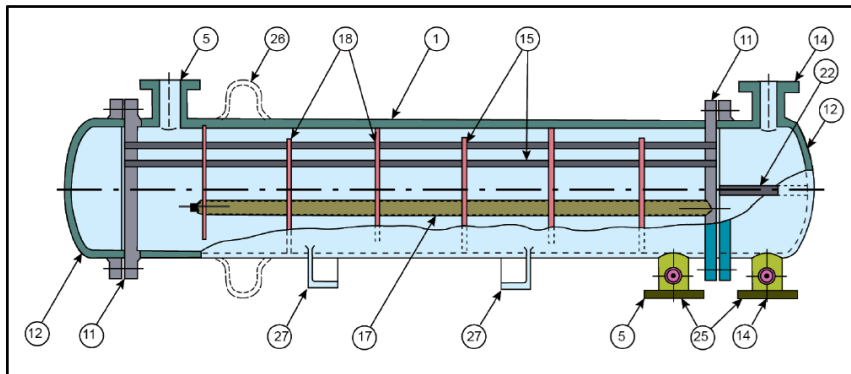
Conforme destacado por Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A. (2012), sua configuração permite a troca de calor eficiente entre dois fluidos, sendo especialmente adequado para aplicações que envolvem grandes vazões e diferenças térmicas significativas. Entre suas principais vantagens estão a facilidade de manutenção, flexibilidade no projeto para atender diferentes demandas térmicas e a capacidade de suportar fluidos corrosivos ou de alta viscosidade. Sua eficiência térmica e durabilidade o tornam indispensável em ambientes industriais exigentes.

Os trocadores de calor casco e tubos geralmente são classificados de acordo com o tipo de configuração em que os fluidos quente e frio estão dispostos. Os fluidos podem estar configurados em *fluxo paralelo*, onde a direção e sentido tanto do fluido quente como do fluido frio, são iguais; outra forma de configuração é a de *fluxo contracorrente*, nesse caso se tem o inverso do fluxo paralelo, os fluidos quentes e frios possuem a mesma direção, porém estão dispostos em sentidos opostos; por fim o trocador de calor pode ter uma configuração de *fluxo mista*, onde um dos fluidos, que geralmente é o do casco, pode ser completamente desordenado enquanto o que flui pelos tubos escoar de forma organizada.

2.2.1 Componentes

Levando em conta as características construtivas de um trocador de calor casco e tubo, Shah, R. K.; Sekulic, D. P. (2003) afirmam que esses dispositivos possuem os seguintes componentes principais: tubos, placa tubular, chicanas, casco, cabeçotes frontal e traseiro. A Figura 13 ilustra um trocador de calor casco e tubos que possui a placa de tubos soldada ao casco, com seus componentes típicos.

Figura 13 - Componentes de um trocador de calor casco e tubos do tipo placa de tubos fixa.



1. Casco	17. Fixadores e espaçadores
5. Bocal do casco	18. Chicanas transversal
11. Placa tubular	22. Divisor de passagem
12. Cabeça frontal e traseira	25. Conexão de instrumentos
14. Bocal da cabeça	26. Foles de expansão
15. Tubos	27. Suporte do tipo sela

Fonte: Adaptado de NPTEL, 2025.

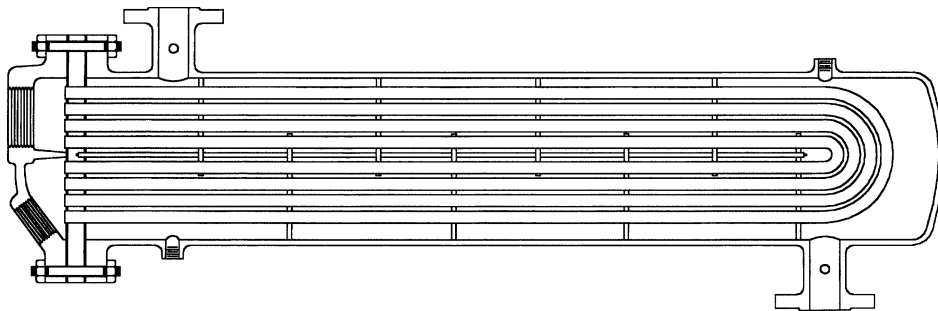
2.2.1.1 Tubos

Em trocadores de calor casco e tubos são comum três configuração que os feixes de tubos podem ser encontrados. Uma delas é a que as placas que suportam o feixe de tubos são soldadas ao casco (Figura 13), sendo uma opção de baixo custo, porém como os tubos estão fixos a placa, que está fixa ao casco, esta opção impossibilita a limpeza por meios mecânicos nos lados externos dos tubos, por outro lado, a limpeza do lado interno dos tubos se torna fácil. Uma limitação que se encontra nessa configuração é o espaço disponível para expansão térmica dos componentes, já que o conjunto é fixo. Por fim, essa configuração permite que os tubos sejam substituídos em caso de desgaste por corrosão (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012).

A configuração de trocador de calor com tubos em U (Figura 14) permite que os tubos e o casco se expandam de forma independente, eliminando limitações de expansão térmica. Esse design é mais econômico, pois requer apenas uma placa tubular, reduzindo custos de construção. Contudo, apresenta algumas desvantagens,

como a impossibilidade de limpar mecanicamente o interior dos tubos devido à curvatura em U e a limitação de substituição de tubos, que só é viável para aqueles na fileira externa. Além disso, essa configuração suporta apenas um número par de passes de fluido, sendo ideal para aplicações onde a manutenção e a limpeza não sejam fatores críticos (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012).

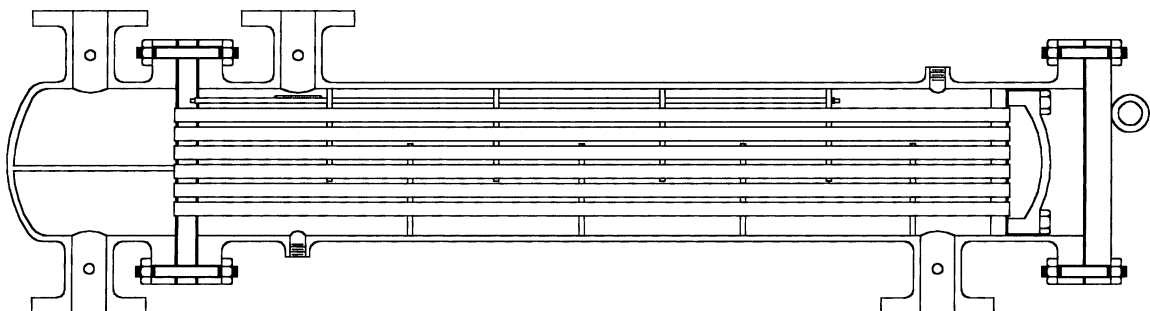
Figura 14 – Trocador de calor casco e tubos com configuração de tubos U.



Fonte: AKakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012.

Os trocadores de calor com cabeçote flutuante (Figura 15) são projetados para permitir que uma das placas tubulares se mova livremente, acomodando a expansão térmica entre os tubos e o casco sem gerar tensões excessivas. O design clássico *pull-through floating head* possibilita a remoção fácil do feixe de tubos com o mínimo de desmontagem, o que é especialmente vantajoso em aplicações com alto acúmulo de incrustações.

Figura 15 – Trocador de calor casco e tubos do tipo cabeçote flutuante.



Fonte: AKakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012.

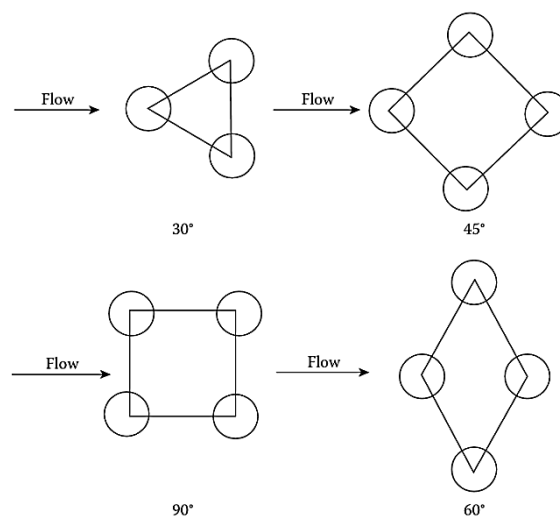
Shah, R. K.; Sekulic, D. P. (2003) afirmam que um fluido em um trocador de calor faz um passe quando ele flui através de uma seção completando todo o comprimento de escoamento do trocador de calor, após isso, se o sentido do

escoamento se inverter e completar o comprimento do trocador de calor ele fez dois passes. O número de passes nos tubos influencia na velocidade do fluido que escoava dentro dos tubos. Isso ocorre porque, ao aumentar o número de passes, a área disponível para o fluxo em cada passagem é reduzida, resultando em maior velocidade do fluido, conseqüentemente, afetando no coeficiente de transferência de calor e nas incrustações na parte interna dos tubos.

O custo e a operação de um trocador de calor são afetados pelo seu comprimento, quanto mais longo o comprimento do tubo menos tubos são necessários, pois a área de troca de calor é compensada no aumento do comprimento do tubo; menos furos são necessários na placa tubular e conseqüentemente o diâmetro do casco diminui. Entretanto, há limites práticos para essa regra, por questão de logística e layouts, geralmente os comprimentos dos tubos não passam de trinta metros (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012).

A disposição em que os tubos são arranjados em um trocador de calor tem influência direta em algumas características. A configuração que garante uma maior densidade de tubos em uma determinada área é a de 30° (Figura 16), entretanto, dependendo dos requisitos da aplicação esta configuração pode não ser viável, em casos que a placa de tubos deve atender a certo limite de resistência essa configuração pode não atender pois a placa tubular fica fraca quando os tubos estão muito próximos (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012).

Figura 16 - Layouts de disposições entre tubos.



Fonte: AKakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012.

2.2.1.2 Placa tubular

É um o componente que sustenta o feixe de tubos e são posicionadas nas extremidades. A placa tubular geralmente é feita de uma placa metálica plana com furos planejados para suportar tubos, tirantes que garantem o espaçamento entre as chicanas ou divisores de passagem (Figura 13). É importante destacar que a junção dos tubos com a placa tubular deve ser feita de tal forma que não haja vazamentos, algumas formas que pode se fazer a juntura desses materiais, são através da soldagem, soldagem explosiva, expansão dos tubos, expansão hidráulica dos tubos, brasagem etc.

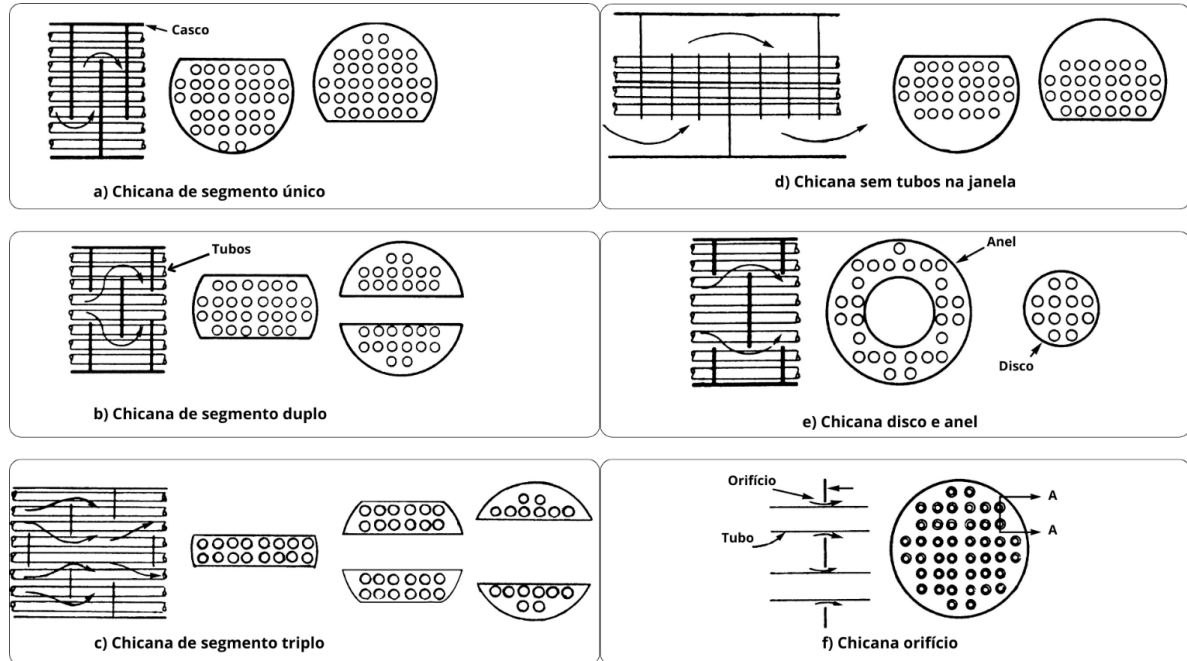
2.2.1.3 Chicanas

A chicana é um item muito importantes em trocadores de calor casco e tubos, as suas principais funções são direcionar o fluxo de fluido no lado do casco e dar sustentação ao feixe de tubos (Kakaç, S., Liu, H. e Pramuanjaroenkij, A.,2012). Duas consequências importantes do uso de chicanas são a perda de carga e indução de turbulência ao escoamento. Esses itens podem ser encontrados de diversas configurações de posições, mas as duas mais comuns que são encontradas em posições longitudinal e transversal. A posição longitudinal consiste em forçar o fluido escoar de forma linear no sentido dos tubos, como mostra o modelo de casco F na Figura 18, que possui uma chicana longitudinal dividindo escoamento do caso em dois passes. A posição transversal, por sua vez, consiste em posições paralelas entre si e perpendiculares aos tubos, nesse caso as chicanas formam ângulos retos com os tubos e o casco. As chicanas transversais ocasionam o aumento da turbulência no lado do casco, já que o fluido faz um caminho de zigue-zague, esse efeito faz com que o fluido percorra um maior caminho na respectiva região garantindo o aumento da transferência de calor, mesmo que haja uma queda de pressão devido à resistência resultante do uso das chicanas transversais. É importante destacar que as duas posições são geralmente usadas em combinação.

A Figura 17 mostra alguns tipos de chicanas transversais. A escolha do tipo, espaçamento e corte das chicanas em trocadores de calor casco e tubos depende de

fatores como vazão, taxa de transferência de calor desejada, queda de pressão permitida, suporte aos tubos e vibrações induzidas pelo escoamento.

Figura 17 - Tipos de chicanas transversal.



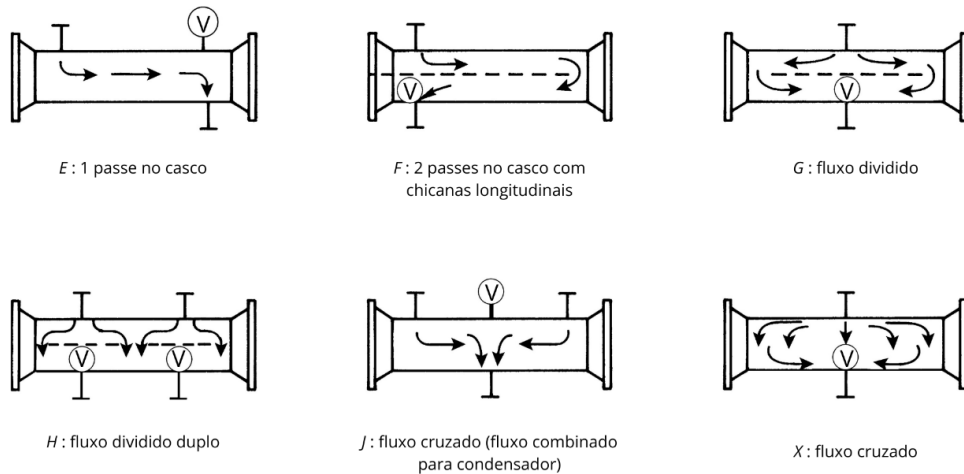
Fonte: Adaptado de Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012.

2.2.1.4 Casco

O casco de um trocador de calor é a parte que envolve os tubos e todas as partes internas. Não só isso, mas também a parte responsável por garantir o escoamento do fluido externo aos tubos. Há vários modelos de cascos de trocadores de calor no mercado, entretanto a *TEMA* (Tubular Exchanger Manufacturers Association) padroniza alguns tipos, entre eles, os mais comuns são mostrados na Figura 18.

No **Quadro 1** estão resumidas as vantagens e desvantagens de cada casco. O casco *E*, amplamente utilizado devido ao baixo custo e simplicidade, é a configuração mais comum em aplicações com fluidos monofásicos no lado do casco e em pequenos condensadores com baixos volumes de vapor (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012). Como é possível observar na Figura 2.18, o modelo *E* de casco permite a entrada do fluido por uma extremidade, percorre o caso com apenas um passe, e sai em outra extremidade do trocador de calor.

Figura 18 - Tipos comuns de cascos padronizados por TEMA.



Fonte: Adaptado de Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012.

Quadro 1 – Vantagens e desvantagens de cada tipo de casco.

Tipo de casco	Vantagens	Desvantagens
E	Baixo custo; simplicidade.	Aplicações monofásicas.
F	Maior eficiência térmica	Maior queda de pressão; dificuldade de fabricação e manutenção.
G	Melhor eficiência térmica que E; mesma queda de pressão que E.	Aplicação bifásica
H	Mistura do fluido; boa eficiência térmica.	Complexidade construtiva; queda de pressão maior comparado a outros.
J	Baixa perda de pressão	Aplicação restrita para condensadores a vácuo.
X	Baixa queda de pressão; sem chicanas.	Aplicações específicas.

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O tipo de casco *F* possui uma chicana, ou defletor, longitudinal que possibilita a separação do fluido do casco, fazendo com que nele tenha dois passes. Esse tipo de casco é mais eficiente termicamente devido aos passes no casco, porém possui maior queda de pressão, em comparação com o modelo *E*, devido resistência adicional imposta pela chicana longitudinal; por esses motivos, dificuldade de

fabricação e manutenção, são poucos usados (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012).

Os cascos *G* e *H* são variações do casco *F*, com chicanas longitudinais diferentes, usados quando a queda de pressão no lado do casco é um fator limitante. O casco *G* possui chicanas horizontais com extremidades abertas e bocais 180° opostos, enquanto o *H* tem duas chicanas longitudinais e quatro bocais (dois de entrada e dois de saída), permitindo maior controle de fluxo. Ambos são raramente usados em aplicações monofásicas, sendo mais comuns em trocadores para mudanças de fase, como condensadores e termossifões horizontais, onde as chicanas evitam o *flashing* (vaporização repentina de um líquido devido a uma redução na pressão), removem gases não condensáveis e distribuem melhor o fluxo (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012).

O casco *J* com configuração de fluxo dividido, pode ter duas entradas e uma saída ou uma entrada e duas saídas, com um bocal central nos tubos e outros dois próximos às extremidades. Ele é ideal para aplicações que exigem baixa perda de pressão, como em condensadores operando em vácuo. Em sistemas com fluidos no casco sujeitos à condensação, o casco *J* é utilizado com duas entradas para a fase gasosa e uma saída central destinada ao condensado e aos gases residuais (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012).

O casco *X* possui uma configuração de fluxo cruzado, apresentando baixa queda de pressão no lado do casco devido a não utilização de chicanas. Essa característica o torna amplamente utilizado em aplicações de condensadores a vácuo e gases de baixa pressão (Kakaç, S.; Liu, H.; Pramuanjaroenkij, A., 2012).

2.2.1.5 Cabeçotes frontal e traseiro

No ANEXO A estão representados alguns tipos de cabeçote e cascos padronizados pela norma TEMA. A seleção de qual tipo de cabeçote deve ser feita considerando critérios como tensões térmicas, pressões operacionais, capacidade de limpeza, corrosão e acomodações de fluxos assimétricos (Shah, R. K.; Sekulic, D. P., 2003).

2.3 MÉTODOS BÁSICOS DE ANÁLISE DE TROCADOR DE CALOR

Os métodos da Diferença de Temperatura Média Logarítmica (*LMTD*) e do Número de Unidades de Transferência (*NTU*) são ferramentas analíticas fundamentais na engenharia para avaliar o desempenho de trocadores de calor. O método *LMTD*, aplicável principalmente a trocadores com escoamento em paralelo ou contracorrente, utiliza a diferença de temperatura média logarítmica entre os fluidos para determinar a taxa de transferência de calor. Por outro lado, o método *NTU*, emprega o conceito de número de unidades de transferência, relacionando a capacidade de troca de calor do trocador com a capacidade térmica dos fluidos. Sua aplicação é mais complexa, requerendo o conhecimento de parâmetros adicionais, mas oferece maior precisão ao considerar a variação do coeficiente de transferência de calor global e as perdas de calor. A escolha entre os métodos *LMTD* e *NTU* depende do tipo de trocador e das informações disponíveis.

2.3.1 Método LMTD

O método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica é frequentemente aplicado quando se deseja dimensionar um trocador de calor em que se conhece todas as temperaturas de entrada e saída. O método traz à tona uma forma de determinar a taxa de transferência de calor (Equação (2.1)) entre os fluidos considerando o comportamento real da diferença de temperatura no trocador de calor, como esta variação de temperatura varia ao longo do trocador de calor, torna-se necessário o uso de uma variação de temperatura média, a qual é estabelecida para trocadores de calor através de um balanço de energia envolvendo os fluidos do trocador de calor. A Equação (2.2) representa a variação de temperatura média logarítmica.

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (2.1)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (2.2)$$

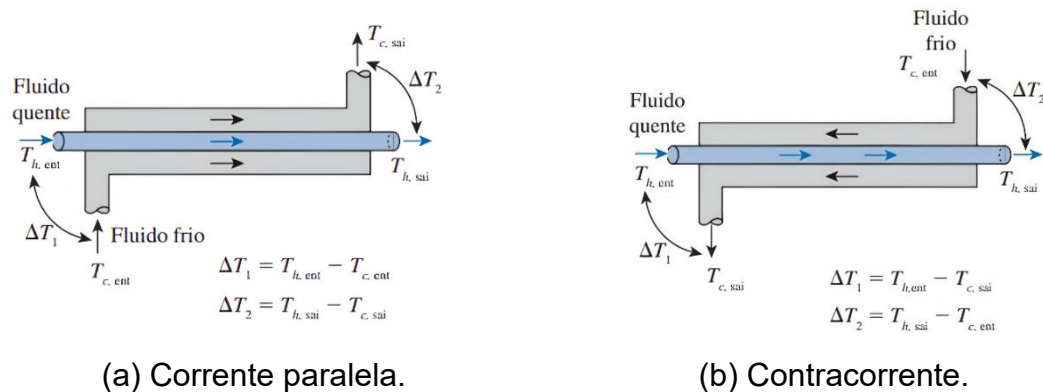
Sendo que (ΔT_1) representa a variação de temperaturas dos fluidos que entram e (ΔT_2) representa a variação de temperaturas dos fluidos que saem do trocador de calor (Figura 19); com essa média de temperaturas, é possível determinar a taxa de

transferência de calor entre os fluidos através da equação (Equação (2.3)), em que U corresponde ao coeficiente global de transferência de calor e A_s representa a área superficial de troca de calor entre os fluidos.

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad [\text{W}] \quad (2.3)$$

É importante destacar que considerações devem ser feitas para que se chegue até esta equação. Para isso deve-se considerar que o trocador de calor se encontra isolado termicamente de sua vizinhança sendo que a única troca de calor que ocorra seja de um fluido para o outro; desconsidera-se a condução axial ao longo dos tubos; energias cinética e potencial podem ser desprezadas; propriedades dos fluidos e coeficiente global são constantes.

Figura 19- Variações de temperaturas de entrada e saída para os casos de trocadores de calor casco tubos.

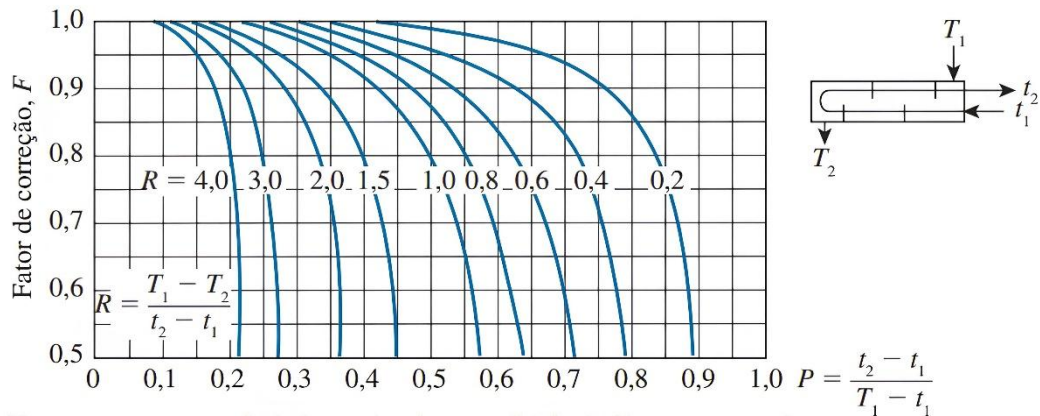


Fonte: Adaptado de Çengel, Y. A.; Ghajar, A. J., 2012.

Contudo, para casos em que se tem trocadores de calor casco e tubos com multipasses e trocadores de calor com escoamento cruzados é conveniente o uso de um *fator de correção* F , sempre menor ou igual a uma unidade ($F \leq 1$), esse fator de correção é dado em função de duas razões de temperaturas, P e R como mostrado na Figura 20 para o caso de um trocador de calor com um passe no tubo e passes com múltiplos de dois nos tubos. A taxa de transferência de calor para esses casos é dada pela Equação (2.4).

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm,CF} \quad [W] \quad (2.4)$$

Figura 20- Fator de correção para um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e múltiplos de 2 nos tubos.



Fonte: Adaptado de Çengel, Y. A.; Ghajar, A. J., 2012.

2.3.2 Método da Efetividade-NTU

Incropera, F. P. et al (2014), afirma que um método alternativo para o método *LMTD* é o da efetividade-*NTU*, em que o termo *NTU* representa o número de unidades de transferência e é representado pela razão entre o produto do coeficiente global e a área superficial com a taxa mínima de capacidade térmica. Este método permite a determinação da taxa de transferência de calor do trocador de calor a partir do conhecimento das temperaturas de entrada de ambos os fluidos quente e frio, e de vazões mássicas; ou determinar as temperaturas de saída dos fluidos, caso contrário. Esse método se baseia na efetividade do trocador de calor (Tabela 1), que corresponde a razão entre a taxa de transferência de calor real pela taxa de transferência de calor máxima possível no trocador de calor (Equação (2.5)).

Tabela 1 – Relações de efetividade para alguns tipos de trocadores de calor: $NTU =$

$$\frac{UA_s}{C_{min}} \text{ e } c = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}}$$

Tipo de trocador de calor	Relação de efetividade
1.a – Tubo duplo: Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
1.b – Tubo duplo: Escoamento cruzado	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \cdot \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 – Casco e Tubos: 1 passe no casco e 2, 4, ... passes no tubo	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3.a – Escoamento cruzado: 1 passe. Ambos os fluidos sem misturas.	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{ \frac{NTU^{0,22}}{c} [\exp(-cNTU^{0,78}) - 1] \right\}$
3.b – C_{max} com mistura; C_{min} sem mistura	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp\{-c[1 - \exp(-NTU)]\})$
3.c – C_{min} com mistura; C_{max} sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c \cdot NTU)] \right\}$
4 – Todos os trocadores com $c = 0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Fonte: Adaptado de Çengel, Y. A.; Ghajar, A. J., 2012.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (2.5)$$

A transferência de calor real pode ser obtida através de um balanço de energia em um dos fluidos; por outro lado, a transferência de calor máxima é obtida considerando valor mínimo de capacidade térmica de um dos fluidos e a variação máxima de temperatura que pode subsistir entre os fluidos, a qual corresponde a diferença de temperaturas do fluido quente na entrada e do fluido frio na entrada. Há uma expressão de efetividade para cada tipo de trocador de calor, já que ela depende da geometria e da forma dos arranjos em que os escoamentos dos fluidos são analisados (Tabela 1). Portanto a transferência de calor real em um trocador de calor pode ser determinada através do método da efetividade- NTU pela Equação (2.6) (Çengel, Y. A. e Ghajar, F. P., 2012).

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min}(T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (2.6)$$

- C_{min} : taxa de capacidade térmica mínima ($C_{min} = \dot{m}c_p$).
- ε : efetividade térmica.
- $T_{h,ent}$: temperatura de entrada do fluido quente.
- $T_{c,ent}$: temperatura de entrada do fluido frio.

2.4 EQUAÇÕES GOVERNANTES

O comportamento do escoamento dos fluidos pode ser analisado pelas equações da conservação de massa, momento e energia. A Equação (2.7) representa a conservação da massa para um volume de controle elementar (White, 2011).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (2.7)$$

Em que:

- ρ : densidade do fluido (kg/m^3)
- V : vetor velocidade do fluido (m/s)
- $\frac{\partial \rho}{\partial t}$: variação temporal da densidade
- $\nabla \cdot (\rho V)$: divergência do fluxo de massa

A Equação (2.8) representa a equação da conservação de momento, que é a base para as equações de Navier-Stokes (White, 2011).

$$\rho \frac{dV}{dt} = \rho g - \nabla p + \nabla \tau_{ij} \quad (2.8)$$

Em que:

- $\rho \frac{dV}{dt}$: aceleração material do fluido.
- ρg : força de corpo por unidade de volume.
- ∇p : gradiente de pressão.

- $\nabla\tau_{ij}$: divergência do tensor de tensões viscosas.

A Equação (2.9), conservação de energia é válida para fluidos newtonianos e que abrange condições gerais para escoamento não permanente, compressível ou não, escoamento viscoso e condução de calor (White, 2011).

$$\rho \frac{d\hat{u}}{dt} + p(\nabla \cdot V) = \nabla \cdot (k\nabla T) + \Phi \quad (2.9)$$

Em que:

- \hat{u} : energia interna específica (J/kg)
- p : pressão do fluido (Pa)
- $\nabla \cdot V$: divergência da velocidade
- k : condutividade térmica (W/m·K)
- ∇T : gradiente de temperatura
- Φ : termo de dissipação viscosa (calor gerado por atrito interno no fluido)

2.5 MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

Para resolver numericamente as equações governantes do escoamento e da transferência de calor, como as equações de Navier-Stokes e a equação da energia, utiliza-se um método de discretização. Entre as abordagens existentes, o Método dos Volumes Finitos se destaca por garantir a conservação local e global das variáveis físicas (Ferziger, J. H.; Peric, M.; Street, R. L., 2020).

O *Finite Volume Method (FVM)*, ou Método dos Volumes Finitos, é uma técnica numérica amplamente utilizada para a solução das equações diferenciais parciais que expressam leis de conservação. Nesse método, o domínio geométrico é inicialmente dividido em volumes de controle não sobrepostos e, sobre cada um deles, as equações governantes são integradas. Esse procedimento transforma as equações diferenciais em um sistema de equações algébricas que representam o balanço dos fluxos nas faces de cada volume. A solução desse sistema fornece os valores das variáveis de interesse no interior de cada célula, garantindo a conservação local das grandezas físicas ao longo da malha (Moukalled, F.; Mangani, L.; Darwish, M., 2015).

Como base para entender o método, considera-se a equação geral de transporte de uma variável genérica ϕ que representa uma grandeza como temperatura, quantidade de movimento ou energia (Equação (2.10)).

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma\phi\nabla\phi) + Q\phi \quad (2.10)$$

Essa equação apresenta os termos transiente, convectivo, difusivo e fonte, e constitui a base para os métodos de discretização em dinâmica dos fluidos computacional, conforme discutido por Moukalled, F.; Mangani, L.; Darwish, M. (2015).

No *FVM*, cada termo dessa equação é integrado sobre um volume de controle, de forma que a equação diferencial é transformada em uma equação de balanço (Equação (2.11)). Essa etapa fundamenta-se nos princípios de conservação local e global apresentados por (Ferziger, J. H.; Peric, M.; Street, R. L., 2020).

$$\int_V \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_V \nabla \cdot (\rho\vec{v}\phi) dV = \int_V \nabla \cdot (\Gamma\phi\nabla\phi) dV + \int_V Q\phi dV \quad (2.11)$$

A aplicação do Teorema da Divergência permite transformar os termos de divergência acima em integrais sobre as faces do volume de controle, expressando-os como fluxos convectivos e difusivos, resultando na Equação (2.12).

$$\int_{V_c} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \oint_{\partial V_c} \nabla \cdot (\rho\vec{v}\phi) d\vec{S} = \oint_{\partial V_c} \nabla \cdot (\Gamma\phi\nabla\phi) d\vec{S} + \int_{V_c} Q\phi dV \quad (2.12)$$

Como as variáveis no MVF são armazenadas nos centros dos volumes, torna-se necessário estimar seus valores nas faces para o cálculo dos fluxos. Essa estimativa é obtida mediante esquemas de interpolação, tais como *upwind*, *central differencing* e esquemas de alta ordem, detalhados por Moukalled, F.; Mangani, L.; Darwish, M., (2015).

Após a integração e discretização dos termos convectivos e difusivos, obtém-se a equação algébrica para cada volume de controle. A repetição desse procedimento para todos os volumes gera um sistema linear global, o qual é resolvido por métodos iterativos apropriados.

3 PROJETO DE TROCADOR DE CALOR

Neste trabalho foi analisado um trocador de calor casco e tubos com geometria definida (APÊNDICE A) para quatro casos distintos:

- Caso 1: Trocador de calor casco e tubos com 4 passes nos tubos e 1 passe no casco, sem chicanas.
- Caso 2: Mesmo trocador do (caso 1) com a adição de uma chicana no casco.
- Caso 3: Mesmo trocador do (caso 1) com duas chicanas no casco.
- Caso 4: Mesmo trocador do (caso 1) com quatro chicanas no casco.

Puntel (2020) apresenta em seu trabalho um projeto de um trocador de calor para uma refinaria. O trabalho aborda tanto a análise térmica quanto mecânica de um trocador de calor casco e tubos. A parte térmica, a qual é de interesse deste trabalho, foi analisada com base em parâmetros de operação e propriedades de dois fluidos, o gásóleo pesado e o óleo cru, os quais corresponde ao fluido quente e frio, respectivamente.

Como referência, foram coletados do trabalho de Puntel (2020) alguns parâmetros de operação e propriedades relevantes para a análise térmica de um trocador de calor casco e tubos, a Tabela 2 sintetiza alguns desses valores.

Tabela 2 – Dados operacionais, condições de projeto e propriedades dos fluidos na temperatura média de escoamento.

Dados	Gasóleo (Fluido quente)	Óleo cru (Fluido frio)
Temperatura de entrada (°C)	302,00	227,00
Temperatura de saída (°C)	275,00	249,00
Temperatura máxima (°C)	320,00	320,00
Vazão mássica (kg/s)	110,60	77,00
Perda de carga admissível (kPa)	70,00	120,00
Pressão de operação (kPa)	1300,00	2830,00
Pressão de projeto (kPa)	1700,00	4400,00
Densidade (kg/m ³)	640,03	691,28

Tabela 2 – Dados operacionais, condições de projeto e propriedades dos fluidos na temperatura média de escoamento.

(continua)

Dados	Gasóleo (Fluido quente)	Óleo cru (Fluido frio)
Viscosidade (Pa·s)	$3,91 \cdot 10^{-4}$	$7,55 \cdot 10^{-4}$
Calor específico (kJ/kg·K)	3,16	2,97
Condutividade térmica (W/m·K)	0,095	0,102

Fonte: Adaptado de Puntel, 2020.

Ainda Puntel (2020) apresenta uma discussão que tem como objetivo a escolha do local onde os fluidos quente e frio escoariam no trocador de calor casco e tubos. Considerando parâmetros operacionais e características físicas e químicas dos fluidos, pressões de operação, viscosidade, incrustação, corrosividade, vazão mássica, variação de temperatura etc., avaliou-se cada fluido e foi definido que parâmetros como viscosidade, corrosividade e temperatura, seriam indiferentes para ambos os fluidos. Entretanto, parâmetros como incrustação, pressão e vazão influenciariam diretamente na escolha dos fluidos que estaria alocado nos tubos e no casco do trocador de calor.

Contudo, o gasóleo (fluido quente) ficou definido como sendo o fluido que escoaria pelo casco e o óleo cru (fluido frio) o que escoaria pelos tubos. Portanto, foi atribuído essa configuração para o trabalho em questão.

A disposição dos tubos escolhida foi a escalonada em que está representada na Figura 16, a qual possui ângulo de 30° em relação a direção do fluxo. A geometria ficou com 22 tubos, sendo eles divididos em quatro passes para a região dos tubos (APÊNDICE A).

4 ANÁLISE NUMÉRICA (CFD)

Por questões de familiaridade foi escolhida a ferramenta de CAD Inventor da Autodesk para a construção das geometrias que foram usadas na análise numérica dos Casos 1, 2, 3 e 4 do trocador de calor.

A etapa seguinte consiste na geração de uma malha de volumes finitos a partir do arquivo de geometria. Há diversos softwares disponíveis para esta tarefa e o escolhido foi o *Ansys 2025 R1*.

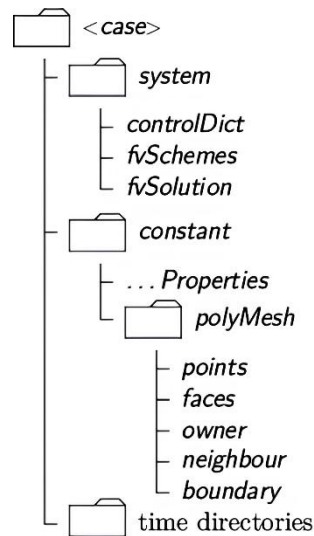
Neste caso, para iniciar a simulação, foi preciso converter o arquivo de malha para o formato do *OpenFoam* através do comando *fluent3dMeshToFoam* (Openfoam Foundation, 2025).

4.1 OPENFOAM

OpenFOAM é um software de código aberto com finalidade de realizar simulações dinâmicas de fluidos computacionais, *Computational Fluid Dynamics (CFD)*. Ele é composto por coleções de aplicações empacotadas que são capazes de executar diversas tarefas que envolve *CFD*. Essas aplicações se dividem em duas categorias: utilitários e solvers; a primeira lida com tarefas como configurar as simulações, gerar as malhas do problema e visualizar os resultados; já a segunda é responsável por realizar os cálculos de mecânica dos fluidos.

Cada caso deve obrigatoriamente conter três pastas essenciais para uma simulação funcionar, essas pastas são nomeadas como *0 (time directories)*, *constant* e *system* (Figura 21). O diretório *system* é composto pelos arquivos responsáveis pela configuração do processo de solução do problema. A pasta *constant* possui os arquivos que especificam as propriedades do problema e o diretório que contém as configurações de sua malha. Por fim, pasta *0* (diretório de tempo) é responsável por armazenar os arquivos que guardam as informações das condições de contorno do problema.

Figura 21 - Estrutura de um caso no openFOAM.



Fonte: Adaptado de Greenshield, C., 2025.

O diretório *system*, como é possível ver na Figura 21, possui os arquivos de controle de parâmetros de tempos inicial e final, passo de tempo e parâmetros de saída de dados da simulação (*controlDict*). O arquivo *fvSchemes* é usado para seleção de esquemas de discretização da simulação, enquanto o arquivo *fvSolution* é responsável pela configuração de controles de algoritmos, incluído os solucionadores de equação e tolerância da simulação respectivamente.

No diretório *constant* há o arquivo *Properties* que é responsável por armazenar as propriedades físicas do problema a ser analisado. Além disso, o diretório armazena o subdiretório *polyMesh* que é gravado pelo *OpenFOAM* e possui os arquivos essenciais para o bom funcionamento da malha do problema, dentre os arquivos inclusos no diretório. É importante destacar o arquivo *boundary* o qual possui os contornos associados às diferentes regiões da malha computacional.

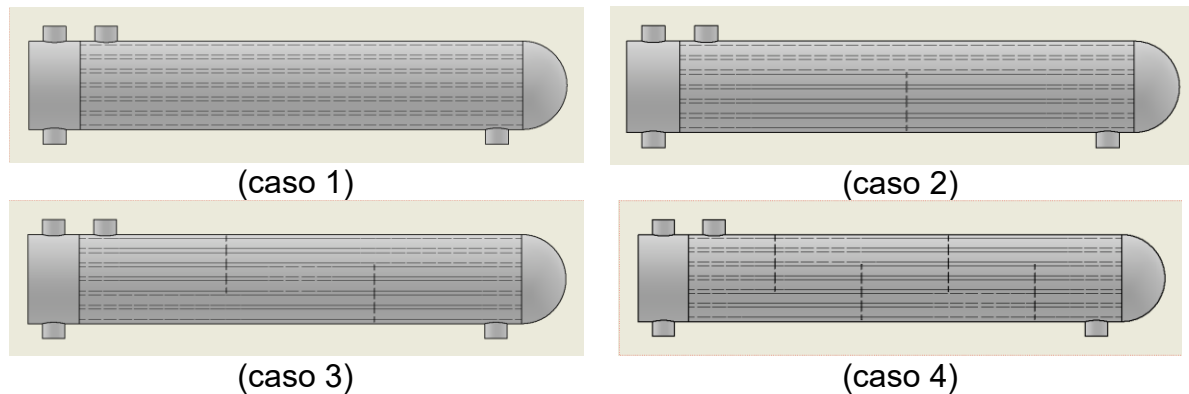
Arquivos que definem as condições iniciais e de contorno para as variáveis de campo utilizadas na simulação, como velocidade, pressão e temperatura, dependendo do tipo de análise realizada, se encontra na pasta *0* do caso simulado no *OpenFOAM*. Esses arquivos seguem um formato padrão, especificando as dimensões físicas das variáveis, os valores iniciais no domínio e as condições aplicadas às fronteiras, conforme definidas no arquivo *boundary*.

4.1.1 Preparação da geometria e malha

4.1.1.1 Inventor (Geometria)

A Figura 22 mostra as geometrias dos quatro casos analisados do trocador de calor. Na simulação apenas foi considerada a interação entre os fluidos, sendo desconsiderado as partes sólidas que separariam eles. Para os defletores que dividem os passes dos tubos foram usadas superfícies finas, já as chicanas foram consideradas espaços vazios na geometria do casco (Figura 23).

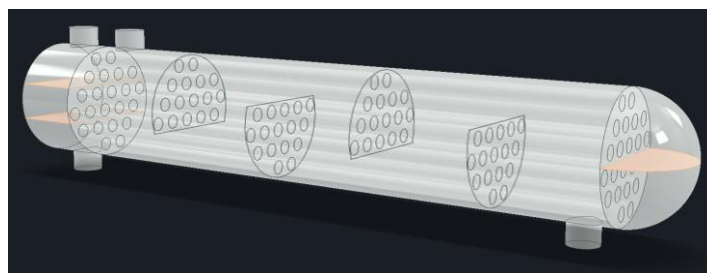
Figura 22 – Casos do trocador de calor sem chicana (caso 1), uma (caso 2), duas (caso 3) e quatro (caso 4) chicanas.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 23 é possível visualizar as superfícies finas (espessura zero) que dividem o fluxo do fluido frio em quatro passes na região dos tubos; essas superfícies foram configuradas para impossibilitar o fluxo de calor e de massa através delas.

Figura 23 – Vista em das superfícies divisoras de fluxo no lado dos tubos e chicanas no casco.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

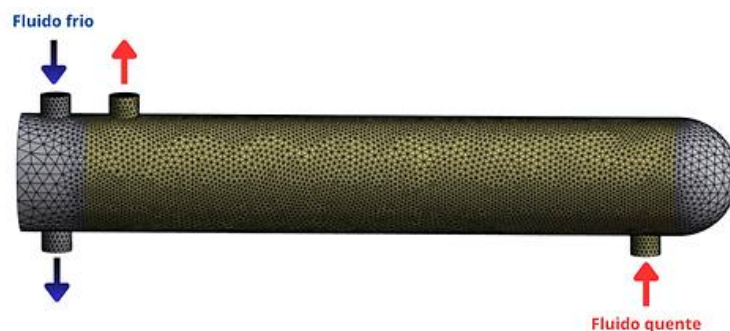
Mais detalhes sobre as geometrias e suas dimensões são encontrados nas folhas de desenho no (APÊNDICE A) onde está a folha para o caso 2, como os casos 1, 3 e 4 possuem a mesmas dimensões da geometria.

4.1.1.2 Ansys (Malha)

Foram definidas as entradas e saídas do trocador de calor de tal forma que o fluxo do casco e o dos tubos escoassem em contracorrente (Figura 24). Devida a limitações de processamento computacional priorizou-se trabalhar com malhas com o número de elementos próximo a 1.220.000 elementos (Tabela 3).

É importante destacar que o nível de refinamento da malha é um fator importante para bons resultados, entretanto, devido a limitação computacional este trabalho não apresenta um estudo preliminar na determinação do tamanho do elemento de malha. Foi escolhido o tetraedro como elemento de malha por facilidade de construção, outros tipos com elementos hexaédricos ou mistos ficam como sugestão para trabalhos futuros.

Figura 24 – Malha e definição de entradas e saídas dos fluidos quente e frio.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 3 – Número de elementos das malhas de cada caso de trocador de calor.

Caso	Nº Elementos
1	1.233.298
2	1.222.503
3	1.237.313
4	1.229.637

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

4.1.2 Configuração da simulação

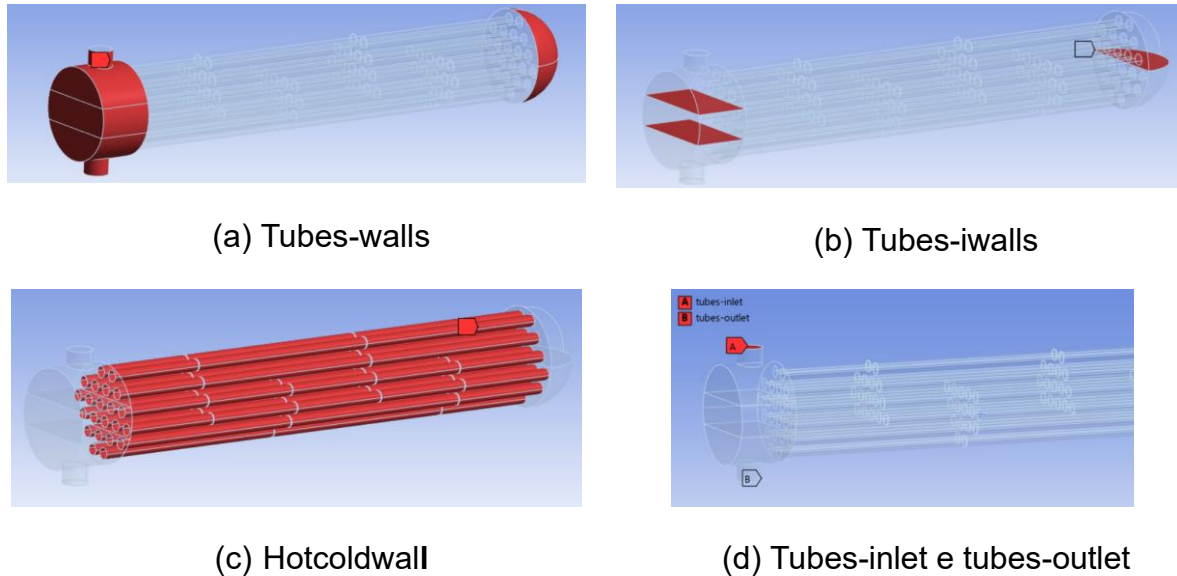
4.1.2.1 Condições de contorno

Os tipos de contornos definidos se encontram no diretório *constant*, dentro dele é gerado, após a conversão da malha, o diretório *polymesh* (Figura 21) com o arquivo *boundary* que possui os contornos para a respectiva malha da região da geometria importada.

Nos (APÊNDICE B) e (APÊNDICE C), região dos tubos e do casco respectivamente, estão os arquivos *boundary* para o caso com chicana (*Caso 2*), todos os casos, exceto o *Caso 1*, possui chicanas e foram definidas no arquivo como *baffle* (Figura 26d). As regiões de entrada e saída para o arquivo da região do casco e para o da região dos tubos, são definidas com o sufixo *inlet* e *outlet* respectivamente, ou seja, a entrada do tubo (*tubes-inlet*) e a entrada do casco (*shell-inlet*), a mesma lógica foi aplicada para as saídas dos tubos (*tubes-outlet*) e do casco (*shell-outlet*), representados na (Figura 25d) e (Figura 26a).

O contorno *tubes-iwalls* definido arbitrariamente, representa as superfícies usadas como defletores adiabáticos para dividirem o fluxo dos tubos em quatro passes (Figura 25b). Já o contorno nomeado por *tubes-walls* representa as paredes externas da região dos tubos (Figura 25a). A superfície que garante a troca de calor entre os fluidos quente e frio foi nomeada por *hotcoldwall*, ela permite a comunicação térmica entre as duas regiões e foi configurada com uma condição *mappedWall*, utilizada no *OpenFOAM* para simulações conjugadas de transferência de calor (Figura 25c)

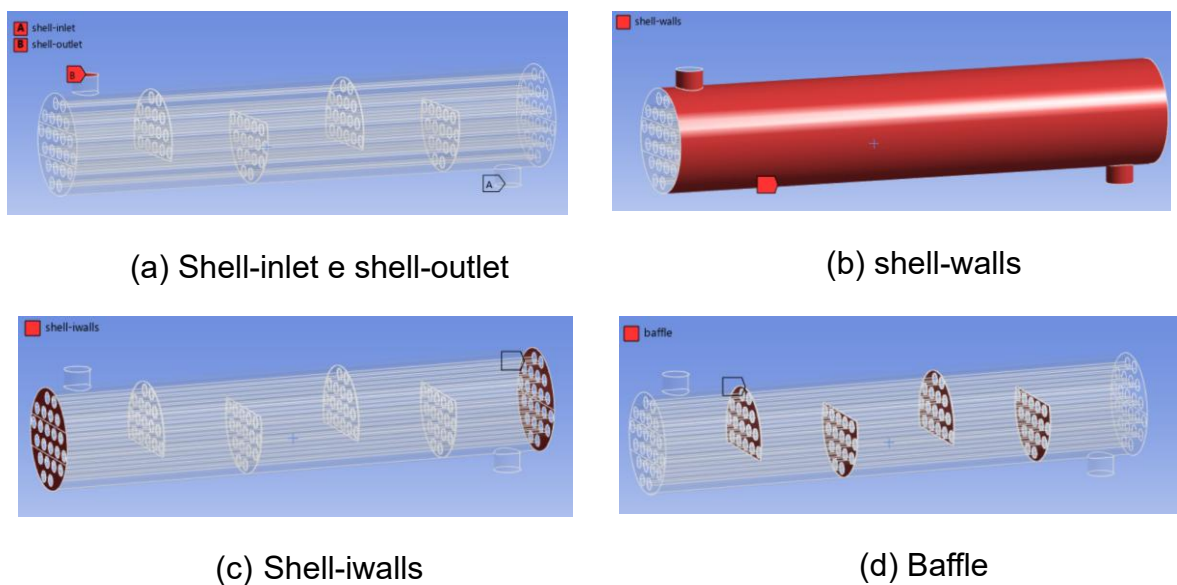
Figura 25 – Regiões de contorno para a região dos tubos (tubes-region).



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

As superfícies nomeadas por *shell-iwalls* (Figura 26c) e *baffle* (Figura 26d) foram configuradas com a condição de parede adiabática, ou seja, não há troca térmica entre elas e o meio, assim como a parede externa do casco *shell-walls* (Figura 26b).

Figura 26 - Região do casco (shell-region), condições de contorno.



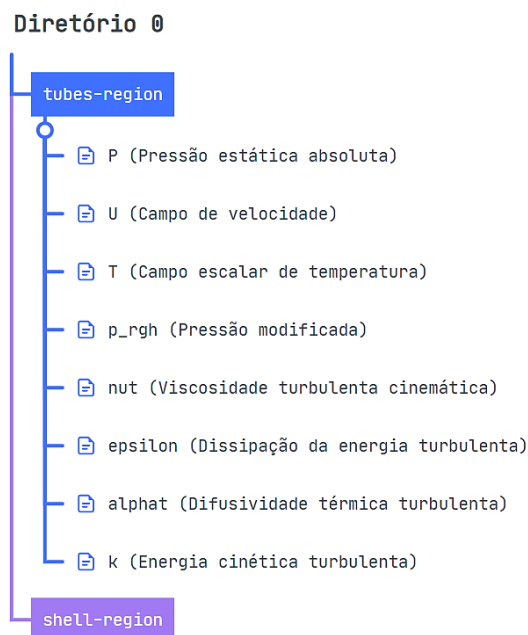
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

4.1.2.2 Condições iniciais

Os arquivos que se encontram no diretório 0 foram configurados com base nos dados apresentadas na Tabela 2. Dentro do diretório 0 estão as duas regiões que representam o fluido quente, gasóleo (*shell-region*) e o fluido frio, óleo cru (*tubes-region*). Dentro de cada região há arquivos de propriedades para velocidade, temperatura, pressão etc. onde são definidas para cada tipo de contorno convertido no arquivo *boundary* de sua respectiva região. A Figura 27 representa a estrutura do diretório 0.

Os scripts com as respectivas configurações e regiões se encontram no apêndice deste trabalho (*APÊNDICE H* ao *W*)

Figura 27 – Estrutura de arquivos no diretório 0.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

- O arquivo (P) representa a pressão que o fluido exerce em cada ponto da malha.
- O arquivo (p_rgh) é responsável pelo gradiente de pressão que efetivamente move o fluido, este termo é dado pela subtração da pressão absoluta (P) e do termo da pressão hidrostática (ρgh).
- O arquivo (nut) representa a contribuição que os turbilhões causam na viscosidade real.

- O arquivo (epsilon) quantifica a taxa na qual a energia cinética turbulenta é dissipada.
- O arquivo (K) representa a energia média dos turbilhões.
- O arquivo (alpha) representa a maior taxa de transferência de calor que um fluxo turbulento sofre.

4.1.2.3 Propriedade dos fluidos

Para o caso de um trocador de calor faz-se necessário a definição de arquivos das propriedades térmicas e de transporte, no *OpenFOAM* elas correspondem aos arquivos *thermophysicalProperties* e *transportProperties* respectivamente. Os arquivos com as respectivas propriedades estão apresentados no APÊNDICE F e G, para a região dos tubos e do casco, respectivamente.

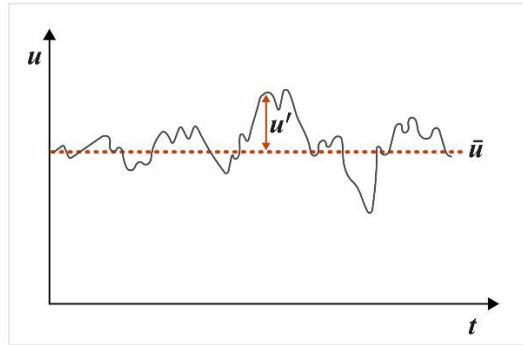
4.1.2.4 Modelo de turbulência

A turbulência é inevitável na grande maioria de aplicações industriais de escoamento de fluidos, portanto neste trabalho é mandatório o uso de um modelo de turbulência para solução dos casos do trocador de calor.

Método *RAS* (*Reynolds Average Simulation*) ou também conhecido como *RANS* (*Reynolds Average Navier-Stokes*), é um método que descreve o comportamento de fluxo levando em conta a média temporal para solução das equações governantes (Versteeg; Malalasekera, 2007).

Esse método admite a decomposição da velocidade e pressão do fluido como sendo a soma de um termo médio e um termo flutuante no tempo (Figura 28).

Figura 28 - Termo médio e flutuante para a velocidade.



Fonte: Altair Acusolve, 2023.

A decomposição dessas duas propriedades (Equação (4.1) e (4.2)) geram termos extras ao serem substituídos na equação de Navier-Stokes devido aos termos de flutuação.

$$u = \bar{u} + u' \quad (4.1)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (4.2)$$

As equações da continuidade média e momento médio de Reynolds são apresentadas nas Equações (4.3) e (4.4).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial(\bar{p} \delta_{ij})}{\partial x_j} + 2\mu \frac{\partial \bar{\delta}_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}^R}{\partial x_j} \quad (4.4)$$

Onde:

- $\bar{\delta}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$, é o tensor de taxa de deformação média.
- $\tau_{ij}^R = -\rho \overline{u'_i u'_j}$, é o tensor de tensões de Reynolds.

Ao aplicar a média temporal à equação de conservação de momento (Equação (2.8)), surgem termos adicionais chamados tensões de Reynolds (τ_{ij}^R), que representam o efeito do movimento turbulento sobre o escoamento médio. As

Equações (4.5) e (4.6) apresentam modelos aproximados por Boussinesq para um fluido compressível e incompressível, respectivamente.

Segundo Altair AcuSolve (2023), esses termos podem ser modelados pela hipótese de Boussinesq, que assume que a parte desviadora das tensões de Reynolds é proporcional à taxa média de deformação, de forma análoga às tensões viscosas em um fluido Newtoniano. Nessa formulação, a viscosidade turbulenta representa a difusão de quantidade de movimento causada pelos turbilhões.

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.5)$$

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.6)$$

Onde:

- μ_t : viscosidade turbulenta (ou viscosidade eddy)
- k : energia cinética turbulenta
- δ_{ij} : delta de Kronecker (tensor identidade)

Nas Equações (4.5) e (4.6) a viscosidade turbulenta é o único termo desconhecido e deve ser modelado. Alguns modelos desenvolvidos estão representados no Quadro 2. O modelo escolhido para este trabalho foi K-epsilon (K- ϵ), por arbitrariedade (Versteeg; Malalasekera, 2007).

Quadro 2 – Modelos comuns de turbulência de solução para aproximação de Boussinesq.

Nome	Nº de equações extras
Mixing length model	0
Spalart–Allmaras model	1
k– ϵ model	2
k– ω model	2
Algebraic stress model	-
Reynolds stress model	7

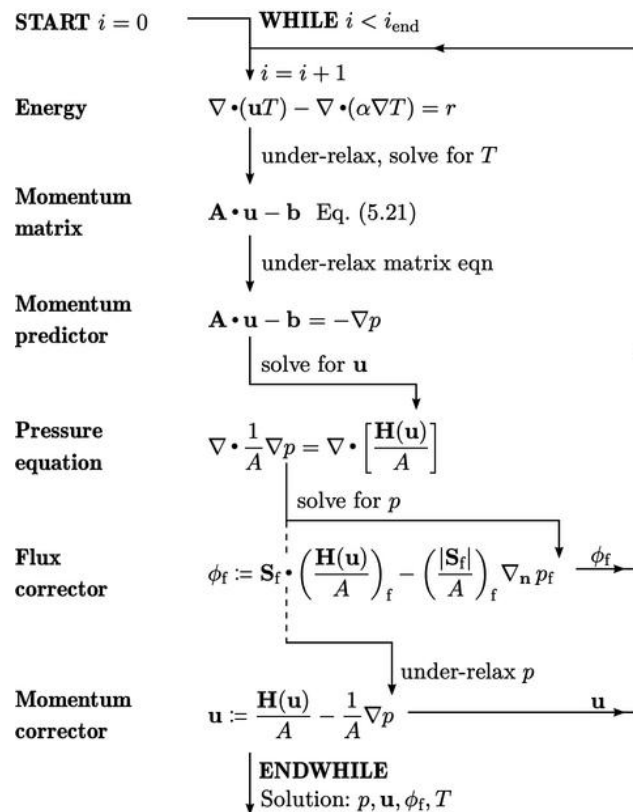
Fonte: Adaptado de Versteeg; Malalasekera, 2007.

Além do modelo *RAS/RANS*, há os modelos *LES* (Large Eddy Simulation) e *DNS* (Direct Numerical Simulation) que já trazem um maior detalhamento na solução do problema, porém com requerimento maior de processamento computacional (Versteeg; Malalasekera, 2007).

O solver ou solucionador escolhido para solução das equações governantes foi o *chtMultiRegionSimpleFoam*, ele é indicado para casos de transferência de calor conjugada entre regiões sólidas e líquidas, em regime permanente, e fluidos compressíveis (Greenshield, C., 2025). Maiores detalhes em OpenFOAM Foundation (2016).

Este solver faz uso do algoritmo *SIMPLE* (*Semi-Implicit Method for Pressure-linked Equations*), próprio para escoamentos estacionários e incompressíveis. A Figura 29 mostra o fluxograma apresentado por Greenshield, C. (2022), do algoritmo que resolve de forma acoplada as variáveis de velocidade, pressão, temperatura e fluxo de massa; cada iteração do loop busca corrigir essas variáveis até a convergência.

Figura 29 – Fluxograma do funcionamento do algoritmo SIMPLE.



Fonte: Greenshield, C., 2022.

5 RESULTADOS

5.1 RESULTADOS NUMÉRICOS

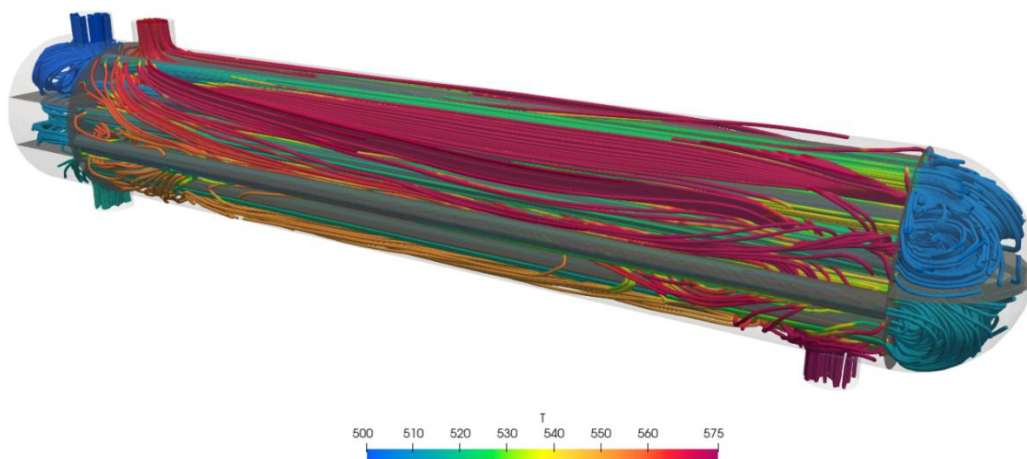
O uso de chicanas em um trocador de calor resulta em maiores diferenças de temperaturas, conseqüentemente maior taxa de transferência de calor. Foi explorado em cada caso o comportamento do escoamento, a distribuição de temperaturas no trocador de calor e o desenvolvimento das temperaturas e pressões nas saídas. Por fim, compara-se os resultados dos casos.

Os resultados foram pós-processados e visualizados por meio do software *Paraview*, uma ferramenta gratuita e de código aberto que permite a interpretação dos resultados provenientes da simulação numérica.

5.1.1 Caso 1

No pós-processamento do Caso 1 observa-se na Figura 30 a representação das linhas de fluxo, desenhado o trajeto onde os fluidos quente e frio escoam internamente as suas respectivas regiões. Como mencionado anteriormente neste trabalho, este caso representa um escoamento contracorrente com quatro passes nos tubos.

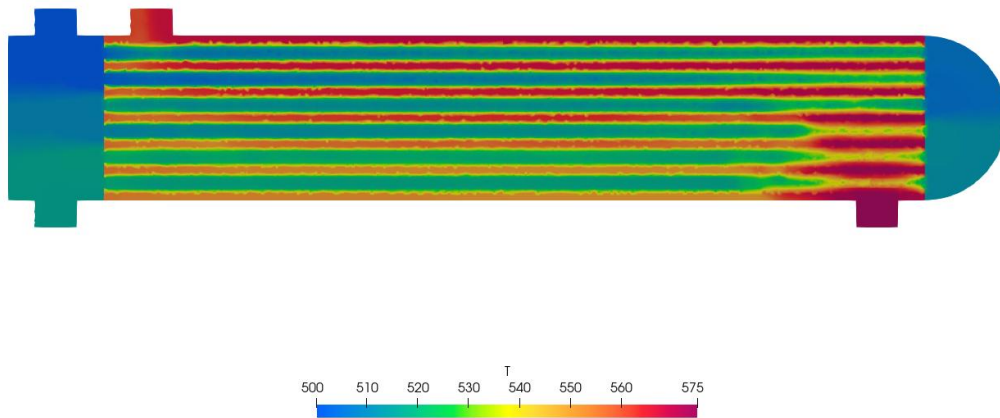
Figura 30 – Linhas de fluxos do trocador de calor do Caso 1.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 31 observa-se a distribuição térmica nos fluidos no trocador de calor em 4000 iterações onde é possível considerar que a simulação se encontra em regime permanente. Observa-se intensa interação térmica na região de entrada do casco, que corresponde ao fluido quente (gasóleo) a 575 K.

Figura 31 – Distribuição de temperatura no trocador de calor em 4000 iterações (Caso 1).

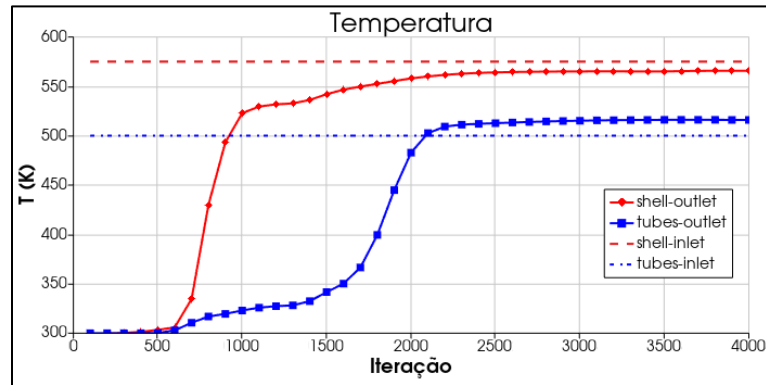


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O gráfico da Figura 32 ilustra o desenvolvimento das temperaturas de entrada e saída ao longo das iterações. Observa-se que após aproximadamente 2500 iterações as temperaturas sofrem pouca variação, sendo possível considerar que o modelo está em regime permanente. Na Tabela 4 encontra-se os valores exatos das temperaturas de saída de cada região, sendo 565,17 K para o casco e 516,10 K para os tubos. Portanto o fluido quente sofre queda de temperatura de 9,3 K e o frio um aumento de 16,0 K.

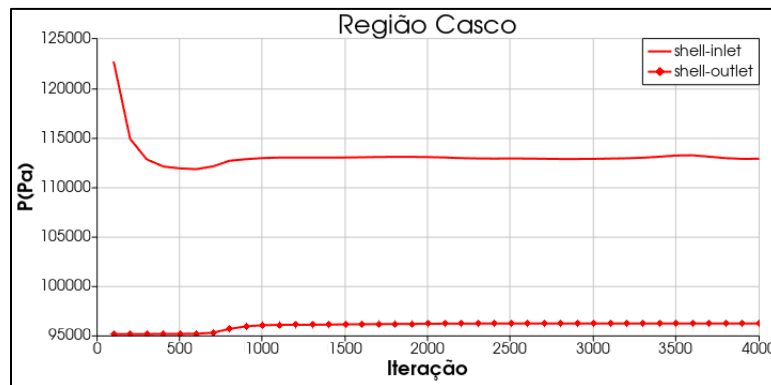
Na Figura 33 são representados os desenvolvimentos das pressões nas seções de entrada e saída para cada região do trocador de calor. É possível observar, na Figura 33a, uma diferença de pressão de 16.611,0 Pa; por outro lado a Figura 33b mostra que na avaliação das seções de entrada e saída da região dos tubos houve um aumento na pressão de 2210,0 Pa.

Figura 32 – Desenvolvimento das temperaturas nas regiões de saída e entrada do casco e dos tubos no intervalo de 4000 iterações (Caso 1).

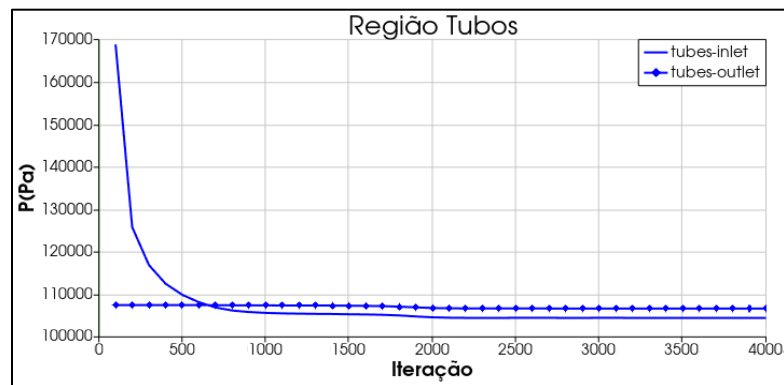


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 33 – Desenvolvimento de pressão na entrada e saída das regiões do casco e tubos (Caso 1).



(a)

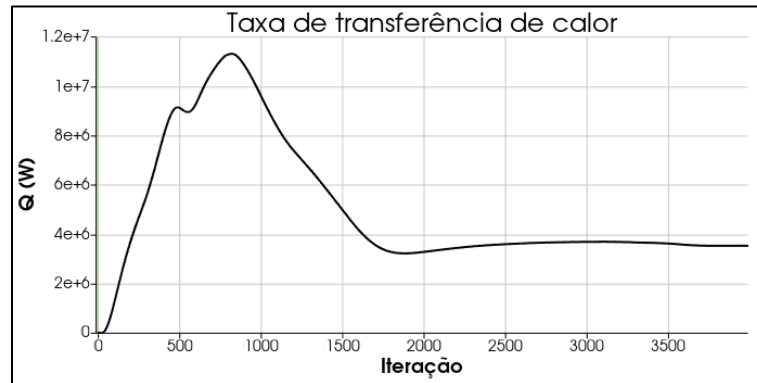


(b)

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O gráfico da Figura 34 ilustra o desenvolvimento da taxa de transferência de calor dentro do intervalo iterações estabelecido. É importante destacar que este valor é referente a região de troca *hotcoldwall* estabelecida como região de contato entre as regiões quente e fria.

Figura 34 – Desenvolvimento da taxa de transferência de calor (Caso 1).



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Os valores exatos para pressão, temperatura e taxa de transferência de calor no ponto de 4000 iterações estão disponíveis na Tabela 4.

Tabela 4 – Taxa de transferência de calor, temperatura e pressão nas regiões de saída e entrada do casco e dos tubos, para 4000 iterações (Caso 1).

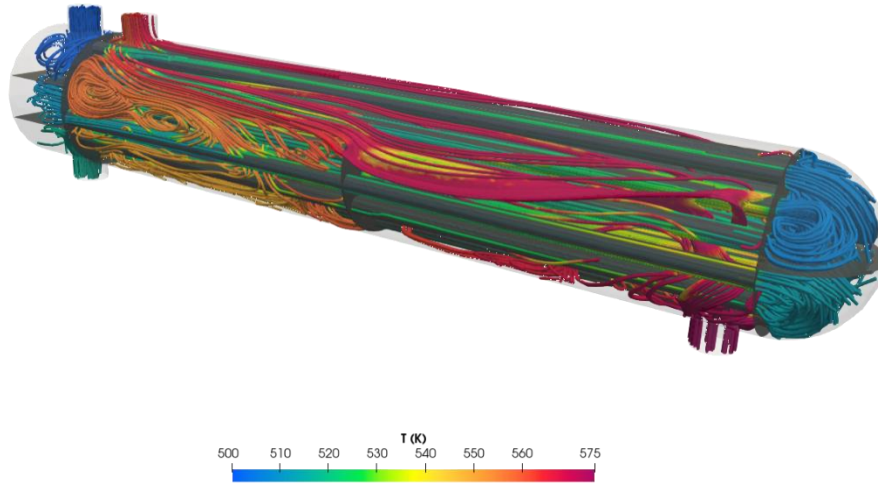
Variável	Casco	Tubos
T_{in} (K)	575,0	500,0
T_{out} (K)	565,7	516,0
P_{in} (Pa)	112870,0	104475,0
P_{out} (Pa)	96259,0	106680,0
Q (kJ/s)	3539,77	

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

5.1.2 Caso 2

Na Figura 35 está o representado o Caso 2 em 4000 iterações, é possível observar como o escoamento de ambos os fluidos escoam em cada região, além da interferência no escoamento do lado do casco causada pela inserção de uma chicana.

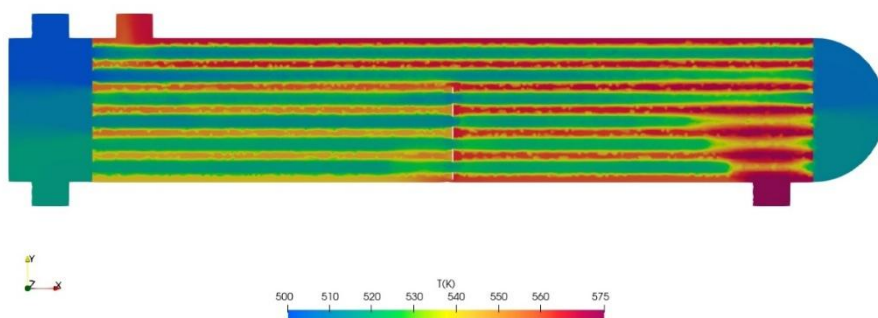
Figura 35 - Linhas de fluxos do trocador de calor do Caso 2.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 36 é possível observar a distribuição da temperatura para ambas as regiões do trocador de calor, além disso, a interferência que a presença da chicana causa.

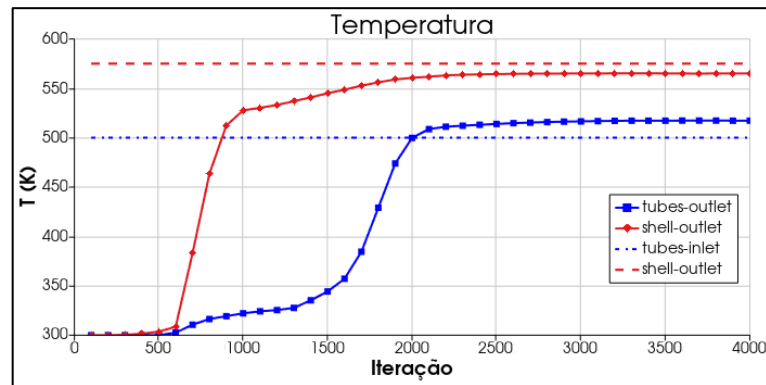
Figura 36 - Distribuição de temperatura no trocador de calor em 4000 iterações (Caso 2).



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

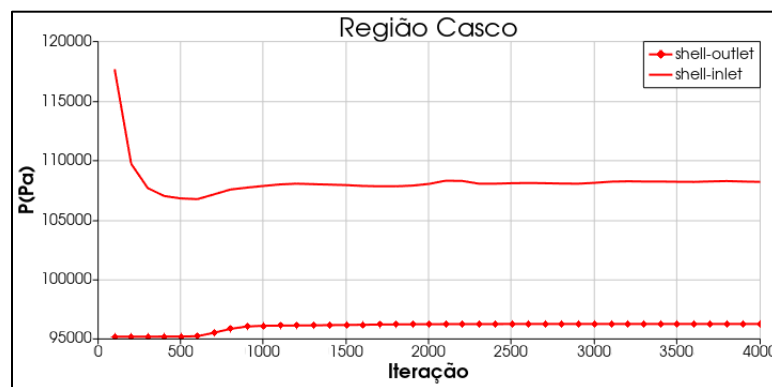
A Figura 37 mostra o gráfico do desenvolvimento das temperaturas para o caso 2, as temperaturas de $564,99\text{ K}$ e $517,22\text{ K}$ correspondem respectivamente às regiões de saída do casco e dos tubos (Tabela 5), logo as respectivas quedas de temperaturas correspondem a $10,01\text{ K}$ e $17,22\text{ K}$.

Figura 37 - Desenvolvimento das temperaturas nas regiões de saída e entrada do casco e dos tubos no intervalo de 4000 iterações (Caso 2).

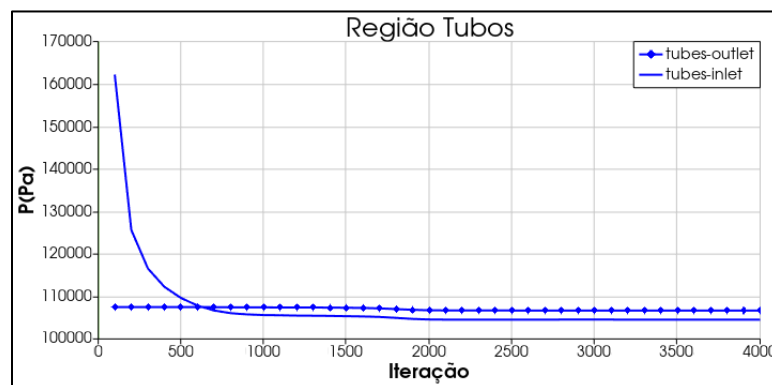


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 38 - Desenvolvimento de pressão na entrada e saída das regiões do casco e tubos (Caso 2).



(a)



(b)

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A queda de pressão entre a entrada e saída do casco e dos tubos estão representadas nas figuras Figura 38a e Figura 38b respectivamente. No casco a queda de pressão corresponde a $16.974,0 Pa$, já nos tubos há um aumento da pressão devido ao calor transferido do fluido quente corresponde a $2.140 Pa$.

O desenvolvimento da taxa de transferência de calor para o caso 2 está representado na Figura 39. O valor exato para o ponto 4000 no eixo das iterações se encontra na Tabela 5, correspondendo a $3924,66 kW$.

Figura 39 - Desenvolvimento da taxa de transferência de calor (Caso 2).



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A síntese dos valores das variáveis de temperatura, pressão e taxa de transferência de calor para o caso 2 se encontra na Tabela 5.

Tabela 5 - Taxa de transferência de calor, temperatura e pressão nas regiões de saída e entrada do casco e dos tubos, para 4000 iterações (Caso 2).

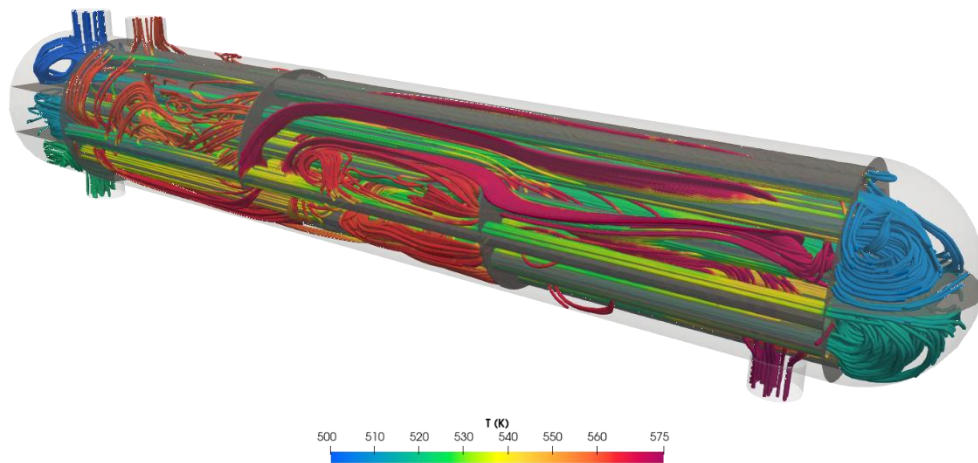
Variável	Casco	Tubos
T_{in} (K)	575	500
T_{out} (K)	564,99	517,22
P_{in} (Pa)	113230,0	104540,0
P_{out} (Pa)	96256,0	106680,0
Q (kJ/s)	3924,66	

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

5.1.3 Caso 3

Na Figura 40 está representado o caso para duas chicanas no lado do casco. Nela é possível observar como o escoamento se torna caótico devido ao uso das chicanas.

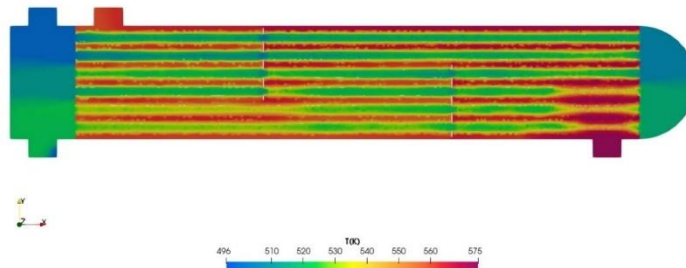
Figura 40 - Linhas de fluxos do trocador de calor do Caso 3.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 41 está representado a distribuição da temperatura para este caso.

Figura 41 - Distribuição de temperatura no trocador de calor em 4000 iterações (Caso 3)

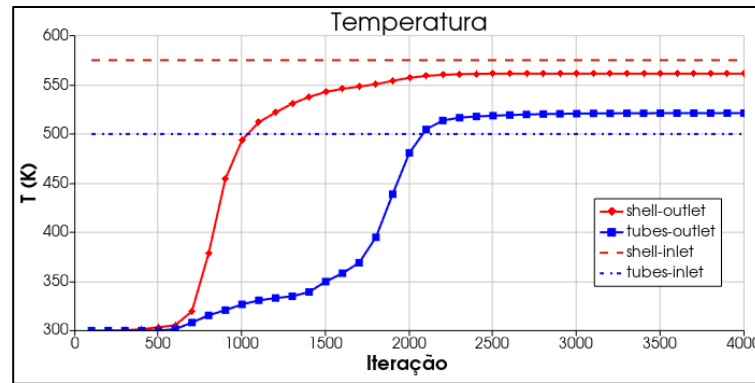


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A temperatura para a saída do casco em 4000 iterações se corresponde a $561,31K$ enquanto para a saída dos tubos possui um valor de $521,22 K$ (Tabela 6). O gráfico da Figura 42 representa o desenvolvimento destas temperaturas ao longo das

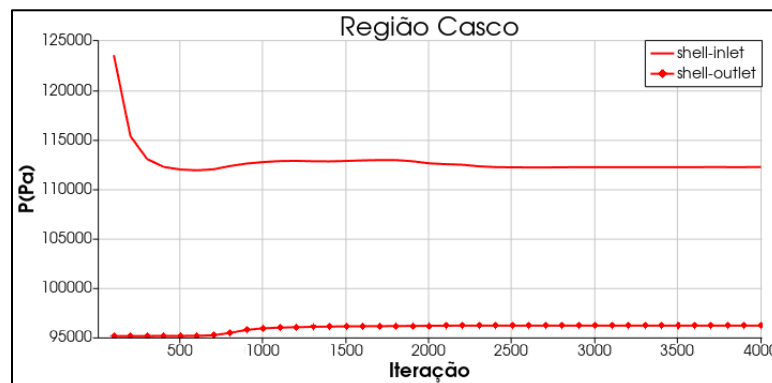
iterações. Neste caso, o fluido quente sofreu uma queda de temperatura de $13,96\text{ K}$, enquanto o fluido frio apresentou um aumento de $21,22\text{ K}$.

Figura 42 - Desenvolvimento das temperaturas nas regiões de saída e entrada do casco e dos tubos no intervalo de 4000 iterações (Caso 3)

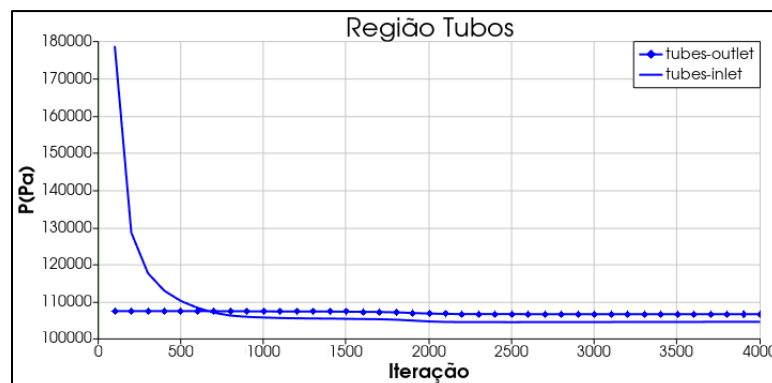


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 43 - Desenvolvimento de pressão na entrada e saída das regiões do casco e tubos (Caso 3).



(a)



(b)

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

No gráfico Figura 43 se tem o desenvolvimento das pressões de entrada e saída para o caso 3. A queda de pressão na região do casco corresponde a 15.999,0 Pa (Figura 43a), já a região dos tubos possui um aumento de 2070,0 Pa (Figura 43b).

A taxa de transferência de calor para o caso 3 está apresentada na Figura 44 em que o seu valor para 4000 iterações corresponde a 4.855,99 kW.

Figura 44 - Desenvolvimento da taxa de transferência de calor (Caso 3).



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A Tabela 6 sintetiza os valores das variáveis apresentadas na análise do trocador de calor com duas chicanas.

Tabela 6 - Taxa de transferência de calor, temperatura e pressão nas regiões de saída e entrada do casco e dos tubos, para 4000 iterações (Caso 3)

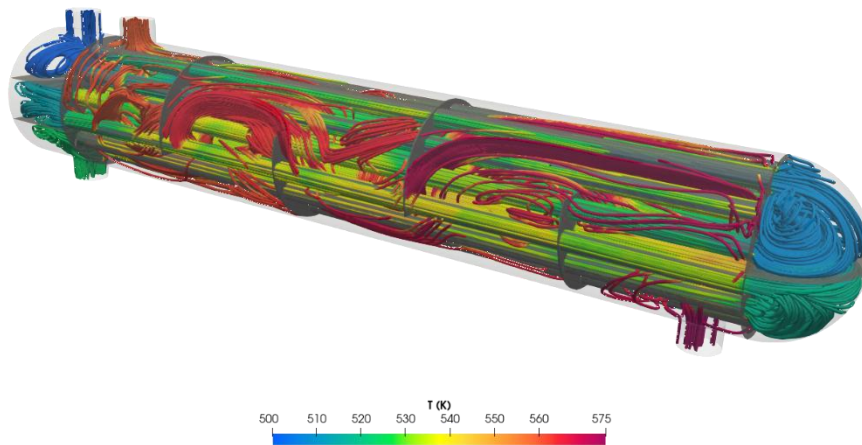
Variável	Casco	Tubos
T_{in} (K)	575	500
T_{out} (K)	561,31	521,22
P_{in} (Pa)	112240,0	104600,0
P_{out} (Pa)	96241,0	106600,0
Q (kJ/s)	4855,99	

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

5.1.4 Caso 4

A Figura 45 representa o comportamento dos fluidos para cada região do trocador de calor para o último caso analisado, composto por 4 chicanas. É possível observar a turbulência em alguns pontos do trocador de calor, evidenciados por turbilhões, tanto no escoamento do casco quanto nos cabeçotes frontal e traseiro.

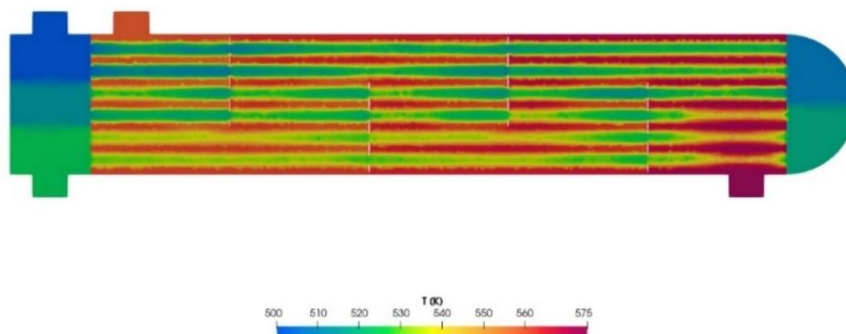
Figura 45 - Linhas de fluxos do trocador de calor do Caso 4.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 46 é possível ver pela escala de cores as regiões em que há maior troca de calor entre os fluidos.

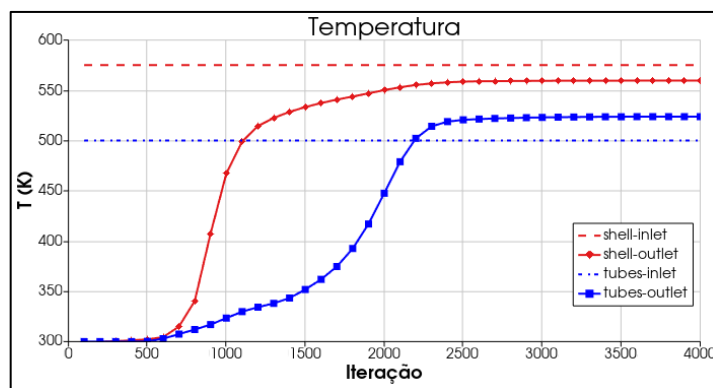
Figura 46 - Distribuição de temperatura no trocador de calor em 4000 iterações (Caso 4).



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O gráfico da Figura 47 representa o desenvolvimento das temperaturas para as regiões de entrada e saída do trocador para o caso 4 ao longo de 4000 iterações. A temperatura média marcada para 4000 iterações na saída do casco corresponde a $559,63\text{ K}$, na saída da região dos tubos corresponde a $523,76\text{ K}$. A queda de temperatura do fluido quente corresponde a $15,37\text{ K}$, já o fluido frio apresenta um aumento de $23,76\text{ K}$.

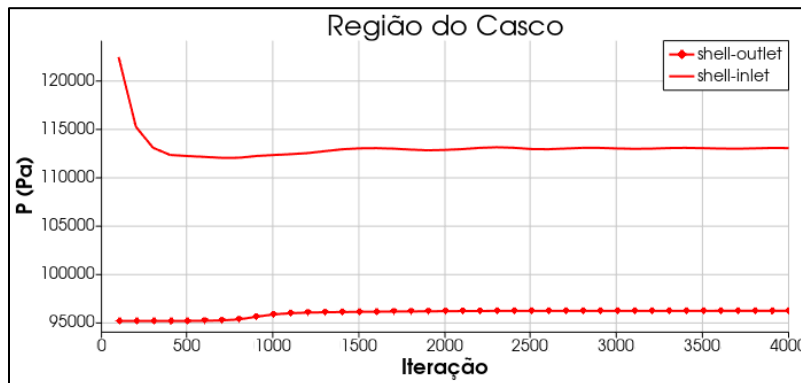
Figura 47 - Desenvolvimento das temperaturas nas regiões de saída e entrada do casco e dos tubos no intervalo de 4000 iterações (Caso 4).



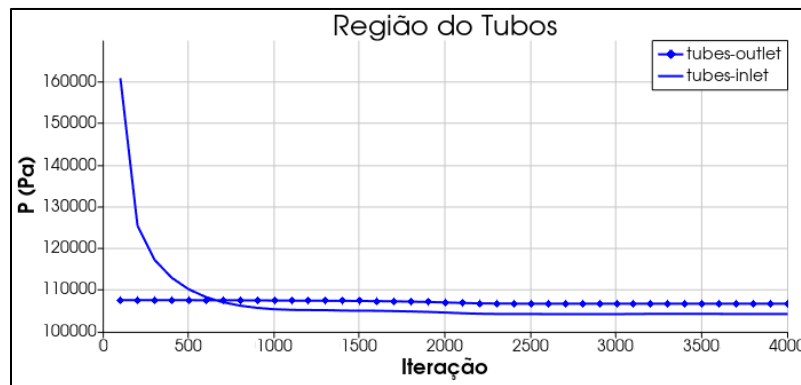
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O gráfico da Figura 48 representado o desenvolvimento das pressões para as regiões de entrada e saída para o caso 4. Assim como nos outros casos as condições de pressão iniciais não foram impostas com valores fixos, mas foi configurado para que a solucionador calculasse automaticamente com base nas outras propriedades e as equações de conservação. Com isso, obteve-se uma queda de pressão para o casco de $16.755,0\text{ Pa}$, já para os tubos o houve o aumento de $2480,0\text{ Pa}$.

Figura 48 - Desenvolvimento de pressão na entrada e saída das regiões do casco e tubos (Caso 4).



(a)



(b)

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O gráfico da Figura 49 mostra o desenvolvimento da taxa de transferência de calor para o caso 4. O valor correspondente em 4000 iterações para este caso é de 5434,97 kW.

Figura 49 - Desenvolvimento da taxa de transferência de calor (Caso 4).

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

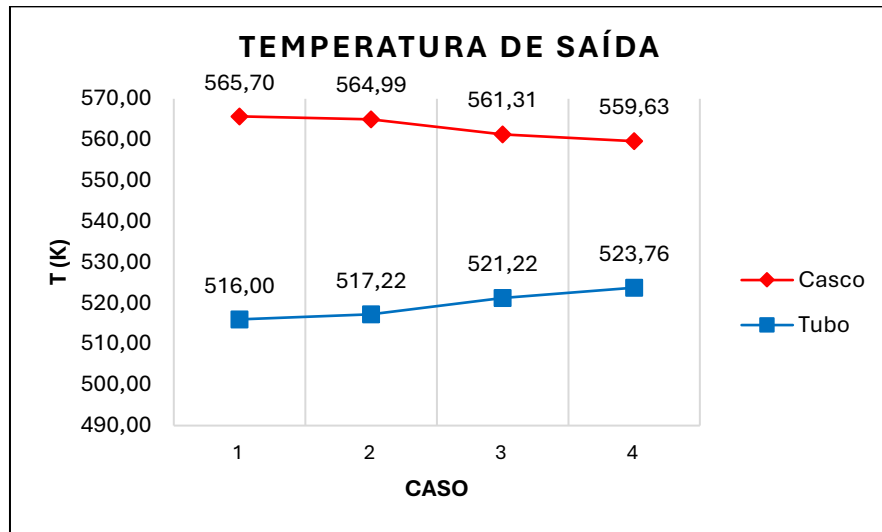
Tabela 7 - Taxa de transferência de calor, temperatura e pressão nas regiões de saída e entrada do casco e dos tubos, para 4000 iterações (Caso 4).

Variável	Casco	Tubos
T_{in} (K)	575	500
T_{out} (K)	559,63	523,76
P_{in} (Pa)	112990,0	104180,0
P_{out} (Pa)	96235,0	106660,0
Q (kJ/s)	5434,97	

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

5.2 COMPARAÇÃO DE RESULTADOS

A Figura 50 está representado o comportamento das temperaturas de saída de cada caso. Nela é possível observar que, como esperado, a temperatura de saída do casco (fluido quente) diminui, já dos tubos (fluido frio) aumenta com a adição de chicanas. Observa-se uma diferença de temperatura de $6,07\text{ K}$ ao comparar o Caso 1, sem chicanas, com Caso 4, com quatro chicanas, para a região do casco. Por outro lado, para a região dos tubos, a diferença de temperatura foi de $7,76\text{ K}$.

Figura 50 – Comparação das temperaturas de saída dos casos.

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Çengel, Y. A.; Ghajar, F. P. (2012) afirmam que a taxa de capacidade térmica de um fluido escoando corresponde a taxa de transferência de calor necessária para que a sua temperatura altere em 1°C em um trocador de calor. Ela é representada pelo produto entre a vazão mássica e o coeficiente de transferência de calor ($C_{min} = \dot{m}c_p$). Portanto, em um trocador de calor, o escoamento com maior taxa de capacidade térmica sofre pouca variação de temperatura, região do casco ($C_{max} = 349,50 \frac{kJ}{s \cdot K}$), e o que possui menor, maior variação de temperatura, região dos tubos ($C_{min} = 228,69 \frac{kJ}{s \cdot K}$). Isto fica evidente na Tabela 8 em que a região dos tubos que possui a menor taxa de capacidade térmica (C_{min}) também possui a maior diferença de temperatura.

Tabela 8 – Diferença de temperatura de cada região para cada caso.

Caso	1	2	3	4
ΔT_{casco} (K)	9,30	10,01	13,69	15,37
ΔT_{tubos} (K)	16,00	17,22	21,22	23,76

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A Figura 51 ilustra a diferença de pressão existente em cada caso analisado para as regiões dos tubos e do casco. Observa-se que a diferença de pressão na

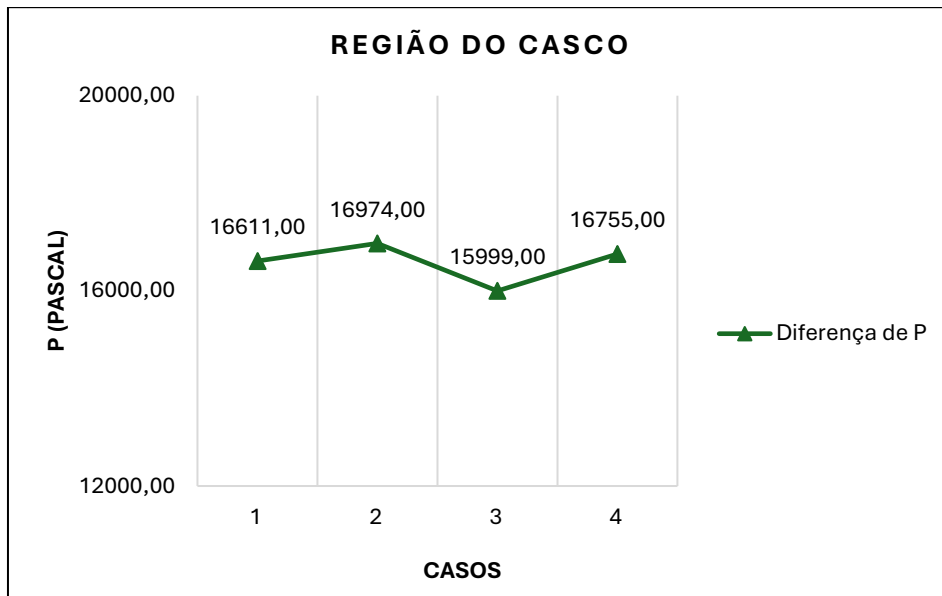
região do casco apresentou variações entre os casos simulados, com valores entre aproximadamente $15.999 Pa$ e $16.974 Pa$. Já na região dos tubos, a diferença de pressão variou de $-2.480 Pa$ a $-2.070 Pa$.

Considerando que a região do casco possui maior número de fatores que ocasionam queda de pressão, como as chicanas e o arranjo dos tubos, era de se esperar que a diferença de pressão fosse superior à dos tubos nessa região, e os resultados numéricos evidenciam este comportamento. Entretanto, nota-se que a variação entre os diferentes casos não apresenta tendência uniforme, o que pode estar associado a aspectos numéricos, especialmente à discretização da malha.

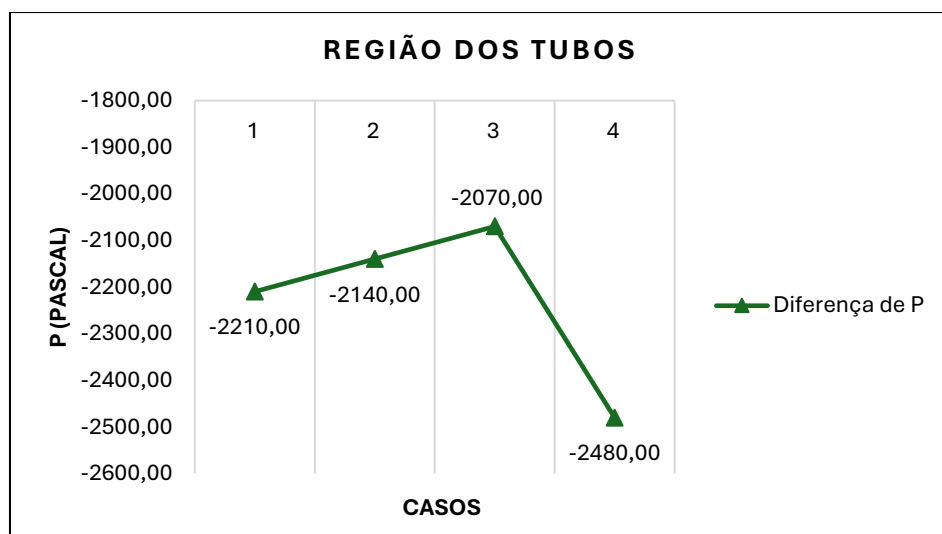
Além disso, observa-se que os resultados negativos de diferença de pressão nos tubos mostram que a pressão na saída dos tubos é maior que na entrada, o que não condiz com o fenômeno físico esperado, já que a tendência natural do escoamento é a redução de pressão devido às perdas de carga. Estas discrepâncias podem estar relacionadas a definição das condições de contorno de pressão, ao fato de a simulação utilizar a pressão relativa como referência ou até mesmo a discretização da malha.

Na Figura 52, o gráfico representa a comparação da taxa de transferência de calor entre os quatro casos analisados. Observa-se um aumento contínuo da taxa de transferência de calor quando o número de chicanas tende a aumentar o que condiz com o comportamento físico esperado.

Figura 51 – Diferença de pressão nas regiões do casco (a) e dos tubos (b) para cada caso analisado.



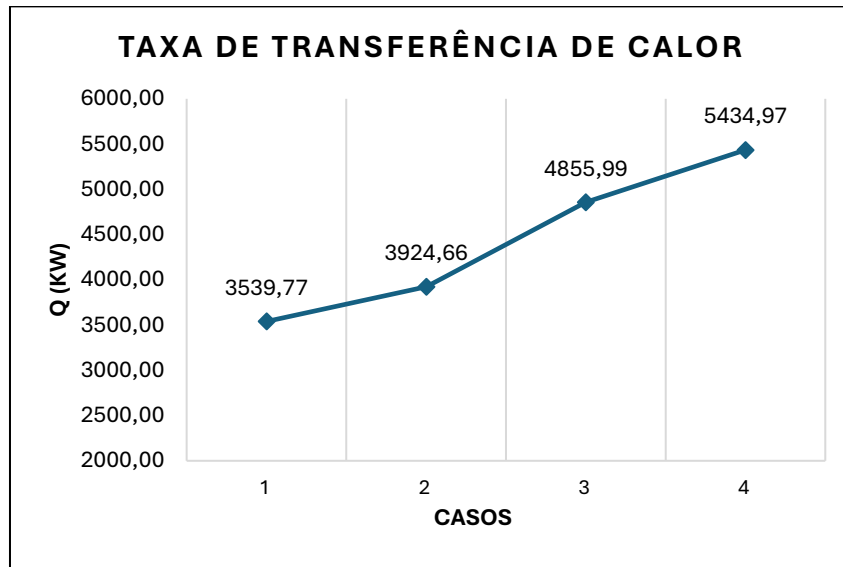
(a)



(b)

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 52 – Taxa de transferência de calor para cada caso analisado.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Fazendo uso das Equações (2.5) e (2.6), é possível determinar a eficiência, ou efetividade, do trocador de calor para cada caso analisado. O Tabela 9 apresenta de forma sintetizada os valores obtidos, destacando que a inserção de 4 chicanas proporcionou um aumento de 11,05% na efetividade. Dessa forma, evidencia-se que a utilização de chicanas em um trocador de calor contribui para uma maior eficiência térmica.

Tabela 9 – Efetividade dos casos de trocador de calor analisados.

Caso	1	2	3	4
$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}}$	20,64%	22,88%	28,31%	31,69%

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo utilizar a Dinâmica dos Fluidos Computacional para analisar a transferência de calor entre fluidos viscosos, incompressíveis e em regime turbulento ao logo de um trocador de calor do tipo casco e tubos, empregando o software de código aberto *OpenFOAM* como ferramenta de simulação numérica. Para a definição das condições de contorno e propriedades termofísicas, foram adotadas como referência as informações apresentadas por Puntel (2020), considerando o gásóleo como fluido quente escoando no casco e o óleo cru como fluido frio escoando nos tubos.

A modelagem geométrica foi desenvolvida no software Inventor, enquanto a geração da malha foi realizada no *Ansys 2025 R1*. Cabe ressaltar que, devido às limitações computacionais, não foi possível conduzir um estudo preliminar mais aprofundado para a escolha da malha ideal, o que representa uma limitação do trabalho.

Foram analisados quatro casos distintos, variando-se o número de chicanas no lado do casco. Os resultados demonstraram que a efetividade do trocador aumentou em 11,05% ao comparar o Caso 1, sem chicanas, com o Caso 4, com quatro chicanas. Tal resultado evidencia que a presença de chicanas favorece a intensificação da transferência de calor, confirmando o comportamento esperado pela teoria da análise térmica.

Nas simulações realizadas, além da transferência de calor, também foi avaliado o comportamento da pressão. Como esperado, na região do casco observaram-se quedas de pressão mais significativas devido à sua maior complexidade geométrica, enquanto na região dos tubos as diferenças foram menores. No entanto, de forma não condizente com o comportamento físico esperado, os resultados indicaram que a pressão na saída dos tubos apresentou valor superior ao da entrada. Esse comportamento pode estar associado a limitações do modelo numérico utilizado, tais como a discretização da malha ou as condições de contorno impostas.

Entretanto, o *OpenFOAM* se mostrou como uma ferramenta numérica poderosa e robusta, além de gratuita, à análise proposta neste trabalho, possibilitando simular diferentes tipos de problemas envolvendo geometrias complexas e interações entre diferentes regiões.

Como sugestão para trabalhos futuros, sugere-se um estudo de convergência de malha e do melhor tipo de elemento discretizador (hexaedro, tetraedro, misto, etc.) a fim de se obter resultados com boa acurácia e baixo consumo computacional. Além disso, analisar as condições de contorno em relação aos termos turbulentos como k , ϵ , ν_t e α_p a fim de se obter melhores taxas de convergência e redução do custo computacional.

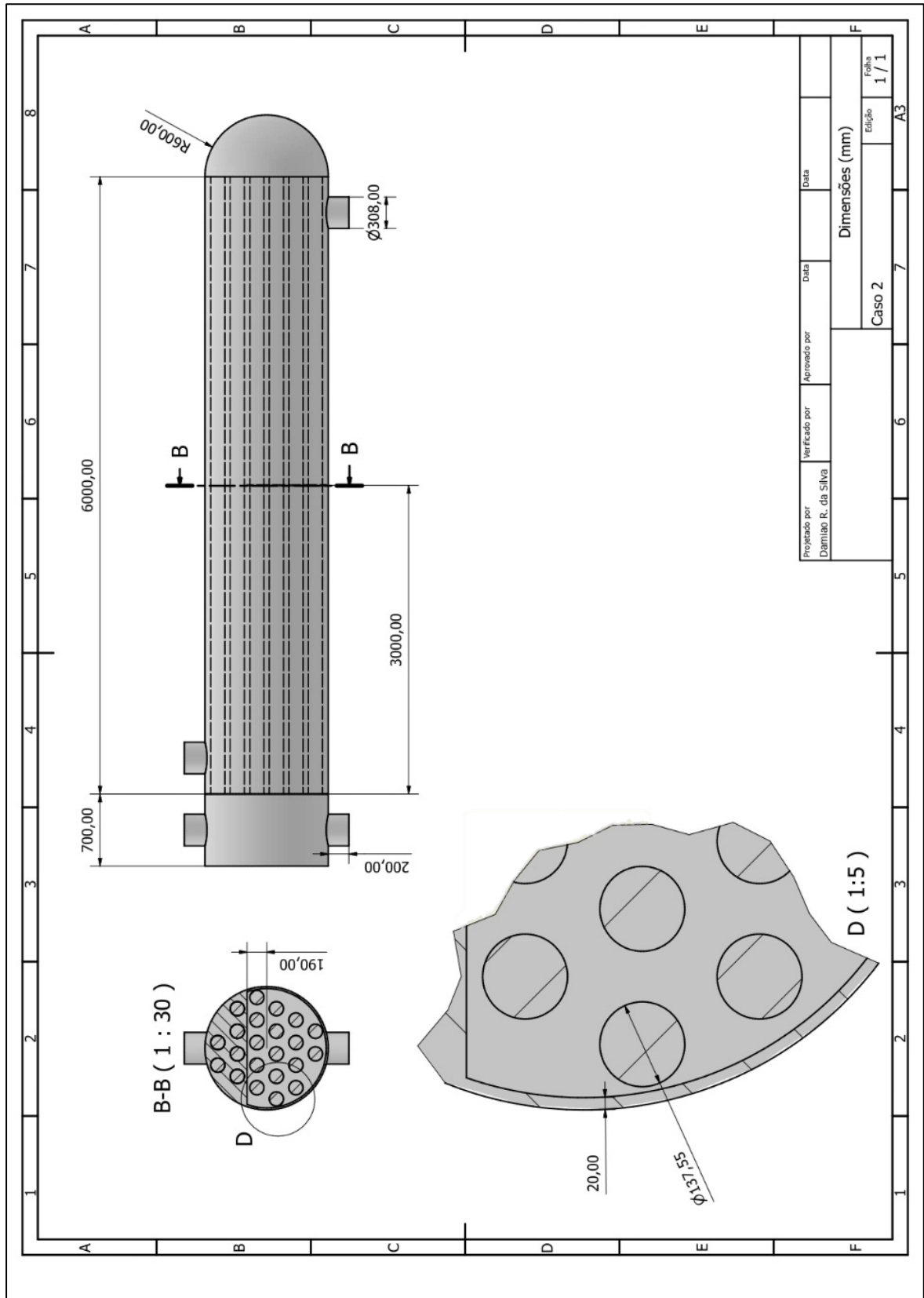
REFERÊNCIAS

- ALTAIR ENGINEERING. **Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) Simulations**. [S.l.]: Altair Engineering, 2023. Disponível em: https://help.altair.com/2023.1/hwcfdsolvers/acusolve/topics/acusolve/training_manual/rans_simulations_r.htm. Acesso em: 20 jul. 2025.
- AUTODESK. **Autodesk Inventor**. Versão 2025.1. [S.l.]: Autodesk, c2025. Software.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.
- GREENSHIELD, C. **OpenFOAM v12 User Guide**. Version 12. [S. l.: s. n.], 9 jul. 2024. Disponível em: <https://doc.cfd.direct/openfoam/user-guide-v12/introduction>. Acesso em: 8 jan. 2025.
- FERZIGER, J. H.; PERIĆ, M.; STREET, R. L. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 4. ed. Cham: Springer Nature Switzerland, 2020. *E-book*. Disponível em: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-99693-6>. Acesso em: 19 abr. 2025.
- INCROPERA, F. P. *et al.* **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. 3. ed. Boca Raton: CRC Press, 2012. *E-book*. Disponível em: <https://www.taylorfrancis.com/books/mono/10.1201/b11784/heat-exchangers-sadik-kaka%C3%A7-hongtan-liu-anchasa-pramuanjaroenkij>. Acesso em: 25 fev. 2025.
- MOUKALLED, F.; MANGANI, L.; DARWISH, M. **The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics: An Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab**. Cham: Springer International Publishing, 2016. *E-book*. Disponível em: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-16874-6>. Acesso em: 20 jun. 2025.
- OPENFOAM FOUNDATION. **History of OpenFOAM**. [S. l.: s. n.], 2025. Disponível em: <https://www.openfoam.com/news/history>. Acesso em: 8 jan. 2025.
- OPENFOAM FOUNDATION. **OpenFOAM: API Guide**. v2112. [S. l.]: OpenCFD, 2025. Disponível em: https://www.openfoam.com/documentation/guides/latest/api/chtMultiRegionSimpleFoam_8C_source.html. Acesso em: 22 jul. 2025.
- PUNTEL, T. B. M. M. **Projeto de um trocador de calor casco e tubo para serviço em refinaria**. 2020. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2020. Disponível em: <http://www.repositorio.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10031266.pdf>. Acesso em: 22 jan. 2025.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons, Cop, 2003. *E-book*. Disponível em: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/book/10.1002/9780470172605>. Acesso em: 14 ago. 2025.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: the finite volume method**. 2. ed. Harlow: Pearson Education, 2007.

APÊNDICE A - Folha de desenho com dimensões importantes do trocador de calor casco e tubos



APÊNDICE B - Script do arquivo boundary para a região dos tubos, caso com chicana

```
// * * * * * //
6
(
  tubes-iwalls
  {
    type          wall;
    inGroups      1(wall);
    nFaces        1694;
    startFace     575844;
  }
  tubes-inlet
  {
    type          patch;
    nFaces        60;
    startFace     577538;
  }
  tubes-outlet
  {
    type          patch;
    nFaces        60;
    startFace     577598;
  }
  tubes-walls
  {
    type          wall;
    inGroups      1(wall);
    nFaces        2469;
    startFace     577658;
  }
  hotcoldwall
  {
    type          mappedWall;
    inGroups      1(wall);
    nFaces        87686;
    startFace     580127;
    sampleMode    nearestPatchFace;
    sampleRegion  shell-region;
    samplePatch   hotcoldwall;
  }
  shell-iwalls
  {
    type          wall;
    inGroups      1(wall);
    nFaces        2035;
    startFace     667813;
  }
)
// ***** //
```

APÊNDICE C - Script do arquivo boundary para a região do casco, caso com chicana

```
// * * * * * //

6
(
  shell-inlet
  {
    type          patch;
    nFaces        60;
    startFace     1137195;
  }
  shell-outlet
  {
    type          patch;
    nFaces        64;
    startFace     1137255;
  }
  shell-walls
  {
    type          wall;
    inGroups      1(wall);
    nFaces        21589;
    startFace     1137319;
  }
  hotcoldwall
  {
    type          mappedWall;
    inGroups      1(wall);
    nFaces        86398;
    startFace     1158908;
    sampleMode    nearestPatchFace;
    sampleRegion  tubes-region;
    samplePatch   hotcoldwall;
  }
  shell-iwalls
  {
    type          wall;
    inGroups      1(wall);
    nFaces        2035;
    startFace     1245306;
  }
  baffle
  {
    type          wall;
    inGroups      1(wall);
    nFaces        5904;
    startFace     1247341;
  }
)

// * * * * * //
```

APÊNDICE D - Script do arquivo thermophysicalProperties para a região do casco (shell-region)

```

thermoType
{
    type            heRhoThermo;
    mixture         pureMixture;
    transport       const;
    thermo          hConst;
    equationOfState Boussinesq;
    specie          specie;
    energy          sensibleEnthalpy;
}

mixture
{
    specie
    {
        molWeight    200;           // Peso molecular estimado (g/mol) do
gasóleo
    }
    equationOfState
    {
        rho0         640.03;       // Densidade de referência do gasóleo
(kg/m³)
        T0           575.15;       // Temperatura de referência (302 °C em
Kelvin)
        beta         8e-4;         // Coeficiente de expansão térmica
volumétrica (1/K), estimado
    }
    thermodynamics
    {
        Cp           3160;         // Calor específico a pressão constante
(J/kg·K)
        Hf           0;           // Entalpia de formação (zero para
escoamentos gerais)
    }
    transport
    {
        mu           3.91e-4;     // Viscosidade dinâmica (Pa·s)
        Pr           13;          // Número de Prandtl, estimado: Pr = (mu
* Cp) / k ≈ 13
    }
}

// ***** //

```

APÊNDICE E - Script do arquivo thermophysicalProperties para a região dos tubos (tubes-region)

```

thermoType
{
    type            heRhoThermo;
    mixture         pureMixture;
    transport       const;
    thermo          hConst;
    equationOfState Boussinesq;
    specie          specie;
    energy          sensibleEnthalpy;
}

mixture
{
    specie
    {
        molWeight    220;           //Peso molecular estimado para o óleo cru
    }
    equationOfState
    {
        rho0         691.28;       // Densidade de referência (kg/m³) a T0
        T0           500.15;       // Temperatura de referência em Kelvin
        beta         7e-4;         // Coeficiente de expansão térmica
    }
    volumetric (1/K)
    {
        thermodynamics
        {
            Cp        2970;         // Calor específico a pressão constante
            Hf        0;           // Entalpia de formação (usualmente 0 em
        }
        transport
        {
            mu        7.55e-4;     // Viscosidade dinâmica (Pa·s)
            Pr        22;          // Número de Prandtl estimado ≈ (μ × Cp)
        }
    }
}

// ***** //

```

APÊNDICE F - Script do arquivo transportProperties para a região dos tubos (tubes-region)

```

/*-----*- C++ -*-----*\
|=====|
|  \ \ /  F i e l d      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \ \ /  O p e r a t i o n | Version: v2312
|  \ \ /  A n d           | Website: www.openfoam.com
|  \ \ /  M a n i p u l a t i o n |
|-----*\
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        dictionary;
  object       transportProperties;
}
// ***** //

transportModel Newtonian;

nu              1.093e-06; // Óleo cru: viscosidade cinemática em m²/s

// ***** //

```

APÊNDICE G - Script do arquivo transportProperties para a região do casco (shell-region)

```

/*-----* C++ -*-----*\
|=====  

|  \ \ /  F ield      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox  

|  \ \ /  O peration  | Version: v2312  

|   \ \ /  A nd       | Website: www.openfoam.com  

|   \ \ /  M anipulation |  

\*-----*\
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        dictionary;
  object       transportProperties;
}
// ***** //

transportModel Newtonian;

nu             6.11e-07; // Gasóleo: viscosidade cinemática em m²/s

// ***** //

```

APÊNDICE H - Script do arquivo de pressão estática absoluta (P) para a região do casco

```

/*-----* C++ *-----*/
|=====|
| \ \ / / F i e l d           | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ / / O peration         | Version: 2312
| \ \ / / A nd                | Website: www.openfoam.com
| \ \ / / M anipulation      |
|-----|
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField;
  location     "0/shell-region";
  object       p;
}
// *****

dimensions    [1 -1 -2 0 0 0]; // As dimensões da pressão (kg m-1 s-2 K0 A0
mol0 cd0)

internalField uniform 101320; // Campo interno da pressão, configurado para
pressão atmosférica (aproximadamente 101320 Pa)

boundaryField
{
  shell-inlet
  {
    type          calculated; // Condição de contorno do tipo 'calculated'
    value          $internalField; // O valor é calculado e baseado em
    outros campos primários, aqui ele referencia a pressão interna ($internalField)
  }

  shell-outlet
  {
    type          calculated; // Condição de contorno do tipo 'calculated'
    value          $internalField; // O valor é calculado e baseado em
    outros campos primários, aqui ele referencia a pressão interna ($internalField)
  }

  // A parede é definida pelo grupo de patches 'shell-walls' que inclui
  'shell-iwalls' e 'hotcoldwall'
  "baffle|shell-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
  {
    type          zeroGradient; // Condição de contorno do tipo
    'zeroGradient'
    // Impõe uma derivada normal nula para a pressão. Isso significa que o
    valor
    // da pressão na parede é o mesmo que o valor no ponto mais próximo na
    direção normal à parede.
    // A pressão na parede é 'flutuante' e se adapta ao ambiente da
    simulação.
  }
}

```

APÊNDICE I - Script do arquivo de campo de velocidade (U) para a região do casco

```

/*-----*- C++ -*-----*\
|=====|
|  \ \   /  F ield      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \ \   /  O peration  | Version: 2312
|  \ \   /  A nd        | Website: www.openfoam.com
|  \ \   /  M anipulation|
|-----*\
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  arch         "LSB;label=32;scalar=64";
  class        volVectorField;
  location     "0/shell-region";
  object       U;
}
// ***** //

dimensions    [0 1 -1 0 0 0]; // m/s

internalField uniform (0 0 0); //velocidade inicial no volume (parado)

boundaryField
{
  "baffle|shell-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
  {
    type          noSlip; //Sem deslizamento na parede
  }

  shell-inlet
  {
    type          flowRateInletVelocity; //Condição de contorno
    que calcula a velocidade baseada na vazão e área da face
    volumetricFlowRate constant 0.173; //Vazão volumétrica =
    vazão mássica/densidade
  }

  shell-outlet
  {
    type          zeroGradient; //Permite saída livre do escoamento
  }
}

// ***** //

```

APÊNDICE J - Script do arquivo de campo escalar de temperatura (T) para a região do casco

```

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
| \\ / | F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \\ / | O p e r a t i o n | Version: 2312
| \\ / | A n d | Website: www.openfoam.com
| \\ / | M a n i p u l a t i o n |
/*-----*- C++ -*-----*/
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    arch         "LSB;label=32;scalar=64";
    class        volScalarField;
    location     "0/shell-region";
    object       T;
}
// ***** //

dimensions      [0 0 0 1 0 0 0];

internalField   uniform 300; // Estimativa inicial (27°C)

boundaryField
{
    shell-inlet
    {
        type          fixedValue; // Valor fixo de temperatura na entrada
        value          uniform 575; // Entrada do gásóleo a 302 °C = 575 K
    }
    shell-outlet
    {
        type          zeroGradient; // Temperatura sai naturalmente
    }
    "baffle|shell-walls|shell-iwalls"
    {
        type          zeroGradient; // Paredes adiabáticas (sem perda de
calor)
    }

    hotcoldwall
    {
        type          compressible::turbulentTemperatureRadCoupledMixed; //
Região de contato e troca de calor entre os fluidos
        Tnbr          T;
        kappaMethod    fluidThermo;
        kappaName      none;
        value          uniform 300;
    }
}

// ***** //

```

APÊNDICE K - Script do arquivo de pressão modificada (p_rgh) para a região do casco

```

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
| \ \ / / F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ / / O p e r a t i o n | Version: 2312
| \ \ / / A n d | Website: www.openfoam.com
| \ \ / / M a n i p u l a t i o n |
/*-----*- C++ -*-----*/
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  arch         "LSB;label=32;scalar=64";
  class        volScalarField;
  location     "0/shell-region";
  object       p_rgh;
}
// *****

dimensions    [1 -1 -2 0 0 0]; // Dimensões de pressão (Pa)

internalField uniform 101320; // Valor inicial uniforme em todo o domínio
(Pa)

boundaryField
{
  shell-inlet
  {
    type          zeroGradient;
    // Condição de contorno: gradiente nulo de pressão
    // A pressão não é imposta aqui, ajusta-se naturalmente conforme o
escoamento
  }
  shell-outlet
  {
    type          fixedValue;
    value         uniform 101320;
    // Condição de contorno: pressão fixa na saída
    // Serve como pressão de referência do sistema (necessária para resolver
o campo de pressão)
    // Aqui foi usada a pressão atmosférica (101320 Pa)
  }
  "baffle|shell-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
  {
    type          fixedFluxPressure;
    value         $internalField;
    // Condição de contorno para paredes (casco, defletores e paredes
internas)
    // fixedFluxPressure mantém consistência entre pressão e fluxo de
velocidade
    // Não fixa a pressão, mas garante balanço correto do fluxo de massa
  }
}
}

```

APÊNDICE L - Script do arquivo de viscosidade turbulenta cinemática (nut) para a região do casco

```

/*-----* C++ -*-----*\
|=====|
|  \ \ /  F i e l d      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \ \ /  O p e r a t i o n | Version: v2406
|  \ \ /  A n d           | Website: www.openfoam.com
|  \ \ /  M a n i p u l a t i o n |
|-----*\
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField;
  object       nut;
}
// ***** //

dimensions     [0 2 -1 0 0 0 0]; //m²/s → viscosidade cinemática

internalField  uniform 0;
// Campo interno da região definido uniformemente como

boundaryField
{
  "shell-inlet|shell-outlet"
  {
    type          calculated;
    // Usa o valor calculado internamente pelo modelo de turbulência
    value         $internalField;
    // Define valor inicial igual ao campo interno (neste caso, 0)
  }

  "baffle|shell-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
  {
    type          nutkWallFunction;
    // Função de parede para a viscosidade turbulenta baseada em k (energia
    cinética turbulenta)
    // Adequada para superfícies sólidas com fluxo turbulento
    value         $internalField;
    // Valor inicial igual ao campo interno, será atualizado durante a
    simulação
  }
}
}

```

APÊNDICE M - Script do arquivo de dissipação da energia turbulenta (epsilon) para a região do casco

```

/*-----* C++ *-----*/
|=====  

| \ \ / / F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox  

| \ \ / / O p e r a t i o n | Version: v2312  

| \ \ / / A n d | Website: www.openfoam.com  

| \ \ / / M a n i p u l a t i o n |  

/*-----*/
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    object       epsilon;
}
// * * * * *

dimensions      [0 2 -3 0 0 0];
// m²/s³
// Representa a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta

internalField   uniform 7.4;

boundaryField
{
    shell-inlet
    {
        type          fixedValue;
        value          $internalField;
        // Usa o mesmo valor definido no campo interno (7.4)
    }
    shell-outlet
    {
        type          zeroGradient;
        // Condição de derivada nula normal à fronteira
        // Permite que epsilon varie livremente na saída
    }

    "baffle|shell-walls|shell-iwalls"
    {
        type          epsilonWallFunction;
        // Função de parede para epsilon
        // Utilizada para calcular a dissipação próxima à parede com base em
        leis de parede
        value          $internalField;
        // Valor inicial, atualizado pela função durante a simulação
    }

    hotcoldwall{
        type          epsilonWallFunction;
        // Mesmo tratamento para a parede que faz troca de calor (hotcoldwall)
        value          $internalField;
    }
}
}

```

APÊNDICE N - Script do arquivo de difusividade térmica turbulenta (alphat) para a região do casco

```

/*-----*- C++ -*-----*/
|====|
| \ \ / / F i e l d           | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ / / O peration        | Version: v2312
| \ \ / / A nd              | Website: www.openfoam.com
| \ \ / / M anipulation     |
|-----|
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField;
  object       alphat;
}
// ***** //

dimensions     [1 -1 -1 0 0 0];
//kg/(m.s) /  $\rho \cdot cp$   $\rightarrow$  difusividade térmica turbulenta

internalField  uniform 0;

boundaryField
{
  "shell-inlet|shell-outlet"
  {
    type          calculated;
    // Indica que o valor será calculado dinamicamente pelo solver
    value         uniform 0;
    // Valor inicial usado como referência
  }

  "baffle|shell-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
  {
    type          compressible::alphatWallFunction;
    // Função de parede específica para alphat em escoamentos compressíveis
    com transferência de calor
    // Calcula automaticamente a difusividade turbulenta próxima à parede
    com base em modelos empíricos
    value         uniform 0;
    // Valor inicial (será ajustado pela função durante a simulação)
  }
}

// ***** //

```

APÊNDICE O - Script do arquivo de energia cinética turbulenta (k) para a região do casco

```

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
| \ \ / / F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ / / O p e r a t i o n | Version: v2312
| \ \ / / A n d | Website: www.openfoam.com
| \ \ / / M a n i p u l a t i o n |
|-----|
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    object       k;
}
// * * * * * //

dimensions      [0 2 -2 0 0 0];
// Dimensões físicas da variável k: [L2/T2] = m2/s2
// Representa a energia cinética turbulenta por unidade de massa

internalField   uniform 5.75;
// Valor inicial do campo "k" em toda a malha, uniforme e igual a 5.75 m2/s2
// Esse valor é uma estimativa inicial para o solver

boundaryField
{
    shell-inlet
    {
        type          fixedValue;
        // Condição de contorno de valor fixo para entrada
        value          $internalField;
        // Usa o mesmo valor definido em internalField (5.75)
    }
    shell-outlet
    {
        type          zeroGradient;
        // Permite que o valor de k se adapte livremente na saída (derivada
normal nula)
    }
    "baffle|shell-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
    {
        type          kqRWallFunction;
        // Função de parede para k, usada em modelos de turbulência (k-epsilon)
        // Calcula o valor de k nas paredes com base em relações empíricas

        value          $internalField;
        // Valor inicial, que será ajustado dinamicamente pela função de parede
durante a simulação
    }
}
}

```

APÊNDICE P - Script do arquivo de pressão estática absoluta (P) para a região do tubos

```

/*-----* C++ *-----*/
|=====|
| \ \ / / F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ / / O p e r a t i o n | Version: 2312
| \ \ / / A n d | Website: www.openfoam.com
| \ \ / / M a n i p u l a t i o n |
|-----*/
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  arch         "LSB;label=32;scalar=64";
  class        volScalarField;
  location     "0/tubes-region";
  object       p;
}
// ***** //

dimensions      [1 -1 -2 0 0 0]; // Dimensões físicas da pressão (Pa)

internalField   uniform 101320; // Pressão inicial uniforme em todo o
domínio (Pa)

boundaryField
{
  tubes-inlet
  {
    type          calculated;
    value         $internalField;
    // A pressão na entrada não é imposta diretamente
    // O solver calcula com base nas demais condições de contorno
  }

  tubes-outlet
  {
    type          calculated;
    value         $internalField;
    // A pressão na saída também não é fixada
    // O solver ajusta o valor de acordo com o campo de velocidade e
    continuidade
  }

  "tubes-iwalls|tubes-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
  {
    type          zeroGradient;
    // Nas paredes e interfaces, o gradiente normal de pressão é nulo
    // Garante que não há fluxo de massa atravessando essas fronteiras
  }
}
// ***** //

```

APÊNDICE Q - Script do arquivo de campo de velocidade (U) para a região do tubos

```

/*-----*- C++ -*------*\
|=====|
|  \ \   /  F ield      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \ \   /  O peration  | Version: 2312
|  \ \   /  A nd        | Website: www.openfoam.com
|  \ \   /  M anipulation |
|-----*\
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  arch         "LSB;label=32;scalar=64";
  class        volVectorField;
  location     "0/tubes-region";
  object       U;
}
// ***** //

dimensions    [0 1 -1 0 0 0]; // Dimensões de m/s

internalField uniform (0 0 0); //velocidade inicial no volume (parado)

boundaryField
{
  "tubes-iwalls|tubes-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
  {
    type          noSlip; //Sem deslizamento na parede
  }

  tubes-inlet
  {
    type          flowRateInletVelocity;
    //Condição de contorno
    que calcula a velocidade baseada na vazão e área da face
    volumetricFlowRate constant 0.1114;
    //Vazão volumétrica =
    vazão mássica/densidade

  }
  tubes-outlet
  {
    type          zeroGradient; //Permite saída livre do escoamento
  }
}

// ***** //

```

APÊNDICE R - Script do arquivo de campo escalar de temperatura (T) para a região do tubos

```

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
| \\ / | F ield | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \\ / | O peration | Version: 2312
| \\ / | A nd | Website: www.openfoam.com
| \\ / | M anipulation |
/*-----*- C++ -*-----*/
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  arch         "LSB;label=32;scalar=64";
  class        volScalarField;
  location     "0/tubes-region";
  object       T;
}
// ***** //

dimensions      [0 0 0 1 0 0 0];

internalField   uniform 300; // Estimativa inicial (27°C)

boundaryField
{
  tubes-inlet
  {
    type          fixedValue; // Valor fixo de temperatura na entrada
    value         uniform 500; // Entrada do gásóleo a 227 °C = 500 K
  }
  tubes-outlet
  {
    type          zeroGradient; // Temperatura sai naturalmente
  }
  "tubes-iwalls|tubes-walls|shell-iwalls"
  {
    type          zeroGradient; // Paredes adiabáticas (sem perda de
calor)
  }

  hotcoldwall
  {
    type          compressible::turbulentTemperatureRadCoupledMixed;
    Tnbr          T;
    kappaMethod   fluidThermo;
    kappaName     none;
    value         uniform 300;
  }
  // Região de contato e troca de calor entre os fluidos
}

// ***** //

```

APÊNDICE S - Script do arquivo de pressão modificada (p_rgh) para a região do tubos

```

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
| \\ / F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \\ / O p e r a t i o n | Version: 2312
| \\ / A n d | Website: www.openfoam.com
| \\ / M a n i p u l a t i o n |
|-----*/
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  arch         "LSB;label=32;scalar=64";
  class        volScalarField;
  location     "0/tubes-region";
  object       p_rgh;
}
// ***** //

dimensions    [1 -1 -2 0 0 0]; // Dimensões físicas da pressão (Pa)

internalField uniform 101320; // Pressão inicial uniforme no domínio (Pa)

boundaryField
{
  tubes-inlet
  {
    type          zeroGradient;
    // Gradiente nulo na entrada
    // A pressão não é imposta, mas se ajusta naturalmente
    // conforme o campo de velocidade e escoamento
  }

  tubes-outlet
  {
    type          fixedValue;
    value         uniform 101320;
    // Pressão fixa na saída dos tubos
    // Serve como pressão de referência do sistema
    // Necessária para fechar o balanço de pressão do solver
  }

  "tubes-iwalls|tubes-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
  {
    type          fixedFluxPressure;
    value         $internalField;
    // Condição aplicada às paredes e interfaces
    // fixedFluxPressure garante consistência entre pressão e fluxo de massa
    // Não fixa a pressão diretamente, mas ajusta para manter o balanço
    correto
  }
}
// ***** //

```

APÊNDICE T - Script do arquivo de viscosidade turbulenta cinemática (nut) para a região do tubos

```

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
| \ \ / / F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ / / O p e r a t i o n | Version: v2406
| \ \ / / A n d | Website: www.openfoam.com
| \ \ / / M a n i p u l a t i o n |
|-----*/
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    object       nut;
}
// ***** //

dimensions      [0 2 -1 0 0 0 0]; //m²/s → viscosidade cinemática

internalField   uniform 0;
// Campo interno da região definido uniformemente como 0

boundaryField
{
    "tubes-inlet|tubes-outlet"
    {
        type          calculated;
        // Usa o valor calculado internamente pelo modelo de turbulência
        value          $internalField;
        // Define valor inicial igual ao campo interno (neste caso, 0)
    }

    "tubes-iwalls|tubes-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
    {
        type          nutkWallFunction;
        // Função de parede para a viscosidade turbulenta baseada em k (energia
        cinética turbulenta)
        // Adequada para superfícies sólidas com fluxo turbulento
        value          $internalField;
        // Valor inicial igual ao campo interno, será atualizado durante a
        simulação
    }
}
}

```

APÊNDICE U - Script do arquivo de dissipação de energia turbulenta (epsilon) para a região do tubos

```

/*----- C++ -----*/
|=====  

| \ \ / / F i e l d           | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox  

| \ \ / / O p e r a t i o n   | Version: v2312  

| \ \ / / A n d               | Website: www.openfoam.com  

| \ \ / / M a n i p u l a t i o n |  

/*-----*/
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    object       epsilon;
}
// ***** //

dimensions      [0 2 -3 0 0 0]; // Dimensões de m²/s³
// Representa a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta

internalField   uniform 7.4;

boundaryField
{
    tubes-inlet
    {
        type          fixedValue;
        value          $internalField;
        // Usa o mesmo valor definido no campo interno (7.4)
    }
    tubes-outlet
    {
        type          zeroGradient;
        // Condição de derivada nula normal à fronteira
        // Permite que epsilon varie livremente na saída
    }
    "tubes-iwalls|tubes-walls|shell-iwalls"
    {
        type          epsilonWallFunction;
        // Função de parede para epsilon
        // Utilizada para calcular a dissipação próxima à parede com base em
leis de parede
        value          $internalField;
        // Valor inicial, atualizado pela função durante a simulação
    }
}

hotcoldwall
{
    type          epsilonWallFunction;
    // Mesmo tratamento para a parede que faz troca de calor (hotcoldwall)
    value          $internalField;
}
}

```

APÊNDICE V - Script do arquivo de difusividade térmica turbulenta (alphat) para a região do tubos

```

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
| \ \ / / F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ / / O p e r a t i o n | Version: v2312
| \ \ / / A n d | Website: www.openfoam.com
| \ \ / / M a n i p u l a t i o n |
|-----|
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    object       alphat;
}
// ***** //

dimensions      [1 -1 -1 0 0 0 0]; // kg/(m·s) / p·cp → difusividade térmica
turbulenta

internalField   uniform 0;

boundaryField
{
    "tubes-inlet|tubes-outlet"
    {
        type          calculated;
        // Indica que o valor será calculado dinamicamente pelo solver
        value         uniform 0;
        // Valor inicial usado como referência
    }

    "tubes-iwalls|tubes-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
    {
        type          compressible::alphatWallFunction;
        value         uniform 0;
    }
    // Função de parede específica para alphat em escoamentos compressíveis
    com transferência de calor
    // Calcula automaticamente a difusividade turbulenta próxima à parede
    com base em modelos empíricos
}

// ***** //

```

APÊNDICE W - Script do arquivo de energia cinética turbulenta (k) para a região do tubos

```

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
| \\ / F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \\ / O p e r a t i o n | Version: v2312
| \\ / A n d | Website: www.openfoam.com
| \\ / M a n i p u l a t i o n |
|-----*/
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    object       k;
}
// ***** //

dimensions      [0 2 -2 0 0 0];
// Dimensões físicas da variável k: [L²/T²] = m²/s²
// Representa a energia cinética turbulenta por unidade de massa

internalField   uniform 5.75;
// Valor inicial do campo "k" em toda a malha, uniforme e igual a 5.75 m²/s²
// Esse valor é uma estimativa inicial para o solver

boundaryField
{
    tubes-inlet
    {
        type          fixedValue;
        // Condição de contorno de valor fixo para entrada
        value          $internalField;
        // Usa o mesmo valor definido em internalField (5.75)
    }
    tubes-outlet
    {
        type          zeroGradient;
        // Permite que o valor de k se adapte livremente na saída (derivada
normal nula)
    }
    "tubes-iwalls|tubes-walls|shell-iwalls|hotcoldwall"
    {
        type          kqRWallFunction;
        // Função de parede para k, usada em modelos de turbulência (k-epsilon)
        // Calcula o valor de k nas paredes com base em relações empíricas

        value          $internalField;
        // Valor inicial, que será ajustado dinamicamente pela função de parede
durante a simulação
    }
}
}

```

APÊNDICE X - Script do arquivo fvSolution

```

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
| \ \ \ \ | F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ \ \ | O p e r a t i o n | Version: v2312
| \ \ \ \ | A n d | Website: www.openfoam.com
| \ \ \ \ | M a n i p u l a t i o n |
|-----|
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        dictionary;
  object       fvSolution;
}
// ***** //

solvers
{
  p_rgh
  {
    solver      GAMG;
    tolerance   1e-6;
    relTol      0.01;
    smoother    DICGaussSeidel;
  }
  p
  {
    solver      GAMG;
    tolerance   1e-6;
    relTol      0.01;
    smoother    DICGaussSeidel;
  }
  "(U|h|k|epsilon|omega)"
  {
    solver      PBiCGStab;
    preconditioner DILU;
    tolerance   1e-6;
    relTol      0.01;
  }
}

SIMPLE
{
  momentumPredictor no;
  nNonOrthogonalCorrectors 0;
  pRefCell 0;
  pRefValue 0;

  residualControl
  {
    p_rgh      1e-2;
    U          1e-2;
    h          1e-2;

    // possibly check turbulence fields
    "(k|epsilon|omega)" 1e-3;
  }
}

relaxationFactors
{
  rho      1.0;
  p_rgh    0.7;
  U        0.3;
  h        0.7;
  "(k|epsilon|omega)" 0.3;
}

```

APÊNDICE Y - Script do arquivo fvSchemes

```

/*----- C++ -----*/
|=====|
| \\ / | F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \\ / | O peration | Version: v2312
| \\ / | A nd | Website: www.openfoam.com
| \\ / | M anipulation |
|-----|
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        dictionary;
  object       fvSchemes;
}
// *****

ddtSchemes
{
  default      steadyState;
}

gradSchemes
{
  default      Gauss linear;
  grad(U)      cellLimited Gauss linear 1;
}

divSchemes
{
  default      none;

  div(phi,U)   bounded Gauss upwind;

  energy       bounded Gauss upwind;
  div(phi,h)   $energy;
  div(phi,e)   $energy;
  div(phi,K)   $energy;

  turbulence   bounded Gauss upwind;
  div(phi,k)   $turbulence;
  div(phi,epsilon) $turbulence;

  div(((rho*nuEff)*dev2(T(grad(U)))) Gauss linear;
}

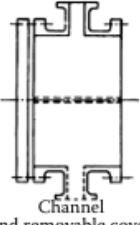
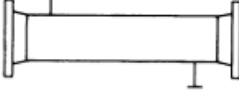
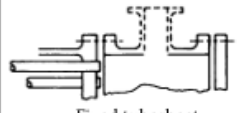
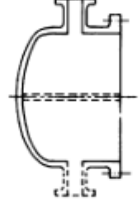
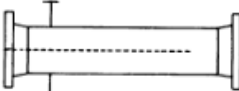
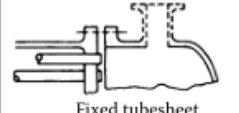
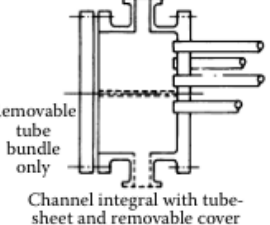

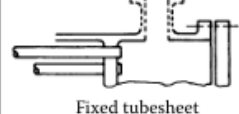
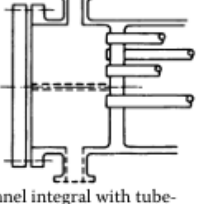
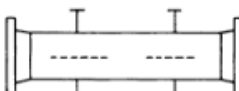
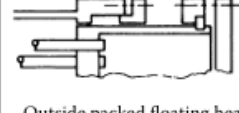
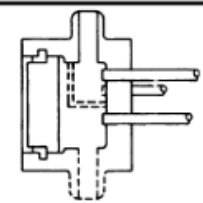
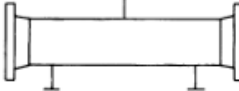
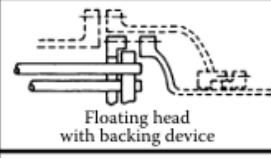
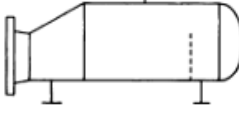
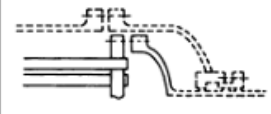
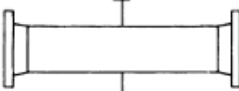
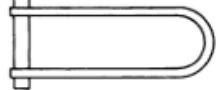
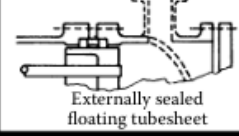
laplacianSchemes
{
  default      Gauss linear limited corrected 0.33;
}

interpolationSchemes
{
  default      linear;
}

snGradSchemes
{
  default      limited corrected 0.33;
}

```

ANEXO A - Tipos de cabeçotes frontais, traseiros e cascos de acordo com a norma TEMA

	Front end stationary head types		Shell types		Rear end head types
A	 Channel and removable cover	E	 One pass shell	L	 Fixed tubesheet like "A" stationary head
B	 Bonnet (integral cover)	F	 Two pass shell with longitudinal baffle	M	 Fixed tubesheet like "B" stationary head
C	 Removable tube bundle only Channel integral with tubesheet and removable cover	G	 Split flow	N	 Fixed tubesheet like "N" stationary head
N	 Channel integral with tubesheet and removable cover	H	 Double split flow	P	 Outside packed floating head
D	 Special high pressure closure	J	 Divided flow	S	 Floating head with backing device
		K	 Kettle type reboiler	T	 Pull through floating head
		X	 Cross flow	U	 U-tube bundle
				W	 Externally sealed floating tubesheet