



ESTUDO NUMÉRICO SOBRE RESERVATÓRIOS DE ENERGIA TÉRMICA

JOÃO MARIA CORREIA GAGLIARDINI GRAÇA

outubro de 2024

**ESTUDO NUMÉRICO SOBRE
RESERVATÓRIOS DE ENERGIA
TÉRMICA**

João Maria Correia Gagliardini Graça

**Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica, Área de Especialização em
Energia**

Orientador: Professor Doutor Rui Filipe Neves de Araújo Rego
Co-orientador: Professor Doutor Fernando Aristides da Silva Ferreira de Castro

Júri:

Presidente:

Carlos Santos, Professor Adjunto, ISEP

Vogais:

Abel Rouboa, Professor Associado, FEUP

Rui de Araújo Rego, Professor Adjunto, ISEP

Agradecimentos

Ao meu orientador, Professor Doutor Rui Filipe Neves Araújo Rego, pela sua incansável orientação, paciência e valiosas sugestões ao longo deste percurso. A sua experiência e dedicação foram fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu co-orientador, Professor Doutor Fernando Aristides da Silva Ferreira de Castro, expresso a minha sincera gratidão pelo apoio constante, pelo conhecimento partilhado e pela disponibilidade em todos os momentos cruciais da pesquisa.

Um agradecimento especial à minha família, pelo apoio e incentivo em todas as fases da minha vida.

À minha namorada pelo apoio incondicional, paciência e encorajamento ao longo desta jornada. Uma presença que foi essencial para que eu pudesse superar os desafios deste trabalho.

Aos meus amigos, que sempre acreditaram em mim e me motivaram a seguir em frente, o meu mais profundo agradecimento.

A todos vocês, que de alguma forma contribuíram para a realização deste objetivo, o meu sincero obrigado.

Resumo

O presente estudo investiga a otimização do desempenho de tanques de armazenamento térmico, com foco na operação de carga, descarga e stand-by. O estudo aborda a influência de diversos parâmetros operacionais e geométricos sobre a eficiência e a estratificação térmica dos tanques. As análises foram realizadas utilizando simulações CFD através do software *OpenFOAM*.

A investigação inclui a avaliação de diferentes razões entre a altura e diâmetro, ou seja, relações de aspeito (AR), caudais de entrada e saídas de água, bem como o impacto da temperatura inicial e do isolamento, através dos número de Péclet, Richardson, MIX e das eficiências energéticas e exergéticas. A análise dos resultados revela que um aumento na diferença de temperatura de trabalho e uma redução no caudal contribuem significativamente para uma melhor estratificação térmica e eficiência energética. O estudo também destaca a importância da posição das portas de admissão e extração, com a utilização de cotovelos para melhorar a eficiência de armazenamento.

Além disso, a análise do comportamento térmico durante o stand-by mostrou que o tanque possui uma boa capacidade de isolamento, mantendo temperaturas internas superiores à do ambiente mesmo após longos períodos de perda de calor.

Os resultados obtidos confirmam que a otimização dos parâmetros operacionais e geométricos, juntamente com uma análise cuidadosa do isolamento, é crucial para o desenvolvimento de sistemas de armazenamento térmico mais eficientes. As simulações CFD foram essenciais para explorar e testar essas variáveis, proporcionando uma ferramenta eficaz para a análise e otimização de sistemas térmicos antes da construção de protótipos reais

PALAVRAS-CHAVE: CFD, Sistemas de armazenamento de energia térmica, Número de Péclet, Número de Richardson, Número MIX, Eficiência Energética, Eficiência Exergética, Estratificação, Termoclina

Abstract

This study investigates the optimization of thermal storage tank performance, focusing on charging, discharging, and stand-by operations. The research explores the influence of various operational and geometric parameters on the efficiency and thermal stratification of tanks. CFD simulations were employed using the *OpenFOAM* software.

The investigation includes the assessment of different aspect ratios (AR), inlet flow rates, and water outlet configurations, as well as the impact of initial temperature and insulation, through the Péclet, Richardson, and MIX numbers, along with energy and exergy efficiencies. The results reveal that increasing the temperature differential and reducing the flow rate significantly enhance thermal stratification and energy efficiency. The study also highlights the importance of inlet and outlet port positioning, with the use of elbows improving storage efficiency.

Furthermore, the stand-by thermal behavior analysis demonstrated that the tank has good insulation capacity, maintaining internal temperatures above the ambient temperature even after extended periods of heat loss.

The findings confirm that optimizing operational and geometric parameters, along with careful insulation analysis, is crucial for developing more efficient thermal storage systems. CFD simulations were essential for exploring and testing these variables, providing an effective tool for analyzing and optimizing thermal systems prior to constructing physical prototypes.

KEYWORDS: CFD, Thermal energy storage systems, Péclet number, Richardson number, MIX number, Energy efficiency, Exergy efficiency, Stratification, Thermocline

Índice

Índice Figuras	x
Índice de Tabelas	xi
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Metodologia	2
1.4 Estrutura	2
2 Revisão Bibliográfica	5
2.1 Indicadores de performance	5
2.1.1 Eficiência energética	5
2.1.2 Eficiência exergética	6
2.1.3 Número MIX	8
2.1.4 Número de Richardson	9
2.1.5 Número de Péclet	9
2.2 Estudos Numéricos	10
2.3 Estudos experimentais	11
2.4 Outros estudos relevantes	13
3 Métodos e Aplicação	17
3.1 Equações modelo e aproximações	17
3.2 Equações RANS e modelo de turbulência	18
3.3 Validação com o estudo experimental de Záchar	21
3.3.1 Modelo Geométrico	21
3.3.2 Condições iniciais e de fronteira	21
3.3.3 Análise de convergência de malha	22
3.3.4 Descarga pela base	24
3.3.5 Carga pelo topo	25
3.4 Validação do modelo de turbulência com o estudo experimental de Záchar	28
3.4.1 Modelo Geométrico	29
3.4.2 Condições iniciais e de fronteira	29
3.4.3 Processo de descarga	29
4 Ensaio e otimização do termoacumulador de inércia	33
4.1 Geometria e materiais do termoacumulador	33
4.2 Testes de convergência de malha	34
4.3 Condições iniciais e de fronteira	36

4.4	Modelo geométrico e malha	39
5	Discussão de Resultados	41
5.1	Operação de Carga	41
5.1.1	AR de 1.5	41
5.1.2	AR de 2	49
5.1.3	AR de 3	57
5.1.4	Comparação de AR's	63
5.2	Operação de Descarga	66
5.2.1	AR de 1.5	66
5.2.2	AR de 2	72
5.2.3	AR de 3	78
5.2.4	Comparação de AR's	81
5.3	Operação de carga com saída do tipo cotovelo	85
5.4	Operação de Stand-by	87
5.4.1	Validação do modelo	88
5.4.2	Resultados	88
6	Conclusão	91
	Referências	93

Índice Figuras

2.1	Admissão com fenda	12
2.2	Admissão em chuveiro	12
2.3	Esquema da admissão utilizada por Wang	13
2.4	Esquema do tanque com 3 serpentinas	15
3.1	Esquema do tanque utilizado por Zachár [1]	21
3.2	Teste de independência de malha	23
3.3	Temperatura média durante o ensaio	23
3.4	Evolução das camadas térmicas	24
3.5	Distribuição de temperatura vertical	25
3.6	Distribuição de temperatura no tanque	26
3.7	Perfil de velocidade na entrada do tanque	26
3.8	Distribuição vertical de temperatura no tanque	27
3.9	Distribuição da temperatura no tanque	28
3.10	Perfil da velocidade na entrada do tanque	28
3.11	Comparação dos modelos de turbulência $k - \epsilon$ e Buoyant $k - \epsilon$	30
3.12	Distribuição vertical de temperatura	31
4.1	Esquema do tanque de armazenamento.	33
4.2	Distribuição vertical de temperatura	35
4.3	Evolução da temperatura média	35
4.4	Configuração da malha média	36
4.5	Configuração da malha no topo do tanque	37
4.6	Configuração da malha na entrada	37
4.7	Depósito com AR=1.5	40
4.8	Depósito com AR=3	40
5.1	Número de Richardson para 100 e 500 l/h	41
5.2	Número de MIX para 100 e 500 l/h	42
5.3	Número de Péclet para 100 e 500 l/h	42
5.4	Eficiência energética para 100 e 500 l/h	43
5.5	Eficiência exérgica para 100 e 500 l/h	43
5.6	Distribuição de temperatura para 100l/h	43
5.7	Número de Richardson para diferentes temperaturas de entrada	44
5.8	Número de Péclet para diferentes temperaturas de entrada	44
5.9	Número de MIX para diferentes temperaturas de entrada	45
5.10	Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada	45
5.11	Eficiência exérgica para diferentes temperaturas de entrada	46
5.12	Distribuição para temperatura de entrada de 60 °C	46
5.13	Número de Richardson para diferentes temperaturas iniciais	47

5.14	Número de Péclet para diferentes temperaturas iniciais	47
5.15	Número de MIX para diferentes temperaturas iniciais	48
5.16	Eficiência energética para diferentes temperaturas iniciais	48
5.17	Eficiência energética para diferentes temperaturas iniciais	48
5.18	Número de MIX para a mesma diferença de temperatura	49
5.19	Número de Richardson para 100 e 500 l/h	49
5.20	Número de MIX para 100 e 500 l/h	50
5.21	Número de Péclet para 100 e 500 l/h	50
5.22	Eficiência energética para 100 e 500 l/h	51
5.23	Eficiência exergética para 100 e 500 l/h	51
5.24	Distribuição de temperatura para 100l/h	51
5.25	Número de Richardson para diferentes temperaturas de entrada . . .	52
5.26	Número de Péclet para diferentes temperaturas de entrada	52
5.27	Número de MIX para diferentes temperaturas de entrada	53
5.28	Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada	53
5.29	Eficiência exergética para diferentes temperaturas de entrada	53
5.30	Número de Richardson para diferentes temperaturas iniciais	54
5.31	Número de Péclet para diferentes temperaturas iniciais	54
5.32	Número de MIX para diferentes temperaturas iniciais	55
5.33	Eficiência energética para diferentes temperaturas iniciais	55
5.34	Eficiência exergética para diferentes temperaturas iniciais	55
5.35	Número de MIX para a mesma diferença de temperatura	56
5.36	Número MIX para diferentes caudais	56
5.37	Número MIX para diferentes temperaturas iniciais	57
5.38	Número de Richardson para 100 e 500 l/h	57
5.39	Número de Péclet para 100 e 500 l/h	58
5.40	Número de MIX para 100 e 500 l/h	58
5.41	Eficiência energética para 100 e 500 l/h	59
5.42	Eficiência exergética para 100 e 500 l/h	59
5.43	Número de Richardson para diferentes temperaturas de entrada . . .	60
5.44	Número de Péclet para diferentes temperaturas de entrada	60
5.45	Número de MIX para diferentes temperaturas de entrada	60
5.46	Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada	61
5.47	Eficiência exergética para diferentes temperaturas de entrada	61
5.48	Número de Richardson para diferentes temperaturas iniciais	61
5.49	Número de Péclet para diferentes temperaturas iniciais	62
5.50	Número de MIX para diferentes temperaturas iniciais	62
5.51	Eficiência energética para diferentes temperaturas iniciais	63
5.52	Eficiência exergética para diferentes temperaturas iniciais	63
5.53	Número de Richardson para diferentes AR's	64
5.54	Número de Péclet para diferentes AR's	64
5.55	Número de MIX para diferentes AR's	65
5.56	Eficiência energética para diferentes AR's	65
5.57	Eficiência energética para diferentes AR's	66
5.58	Número de Richardson para diferentes temperaturas de entrada . . .	66
5.59	Número de Péclet para diferentes temperaturas de entrada	67
5.60	Número de MIX para diferentes temperaturas de entrada	67
5.61	Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada	68

5.62	Eficiência exergética para diferentes temperaturas de entrada	68
5.63	Distribuição para temperatura de entrada de 20 °C	69
5.64	Números de Richardson e Péclet	69
5.65	Número de MIX para 100 e 500 l/h	70
5.66	Eficiência energética para 100 e 500 l/h	70
5.67	Números de Richardson e Péclet	71
5.68	Número de MIX para diferentes temperaturas iniciais	71
5.69	Eficiências energética e exergética	72
5.70	Distribuição de temperatura do Caso 5	72
5.71	Números de Richardson e Péclet	73
5.72	Número de MIX para diferentes temperaturas de entrada	73
5.73	Eficiência energética e exergética	73
5.74	Números de Richardson e Péclet	74
5.75	Número de MIX para 100 e 500 l/h	74
5.76	Eficiência energética para 100 e 500 l/h	75
5.77	Eficiência exergética para 100 e 500 l/h	75
5.78	Números de Richardson e Péclet	76
5.79	Número MIX para diferentes temperaturas iniciais	76
5.80	Eficiência energética e exergética	77
5.81	Número MIX para a mesma diferença de temperatura	77
5.82	Número MIX para os casos 7, 10, 16 e 19	78
5.83	Número MIX para os casos 7, 10, 11 e 14	78
5.84	Números de Richardson e Péclet	79
5.85	Número MIX para diferentes temperaturas de entrada	79
5.86	Eficiência energética e exergética	80
5.87	Números de Richardson e Péclet	80
5.88	Número MIX para 100 e 500 l/h	80
5.89	Eficiência energética e exergética	81
5.90	Números de Richardson e Péclet	81
5.91	Número MIX para 100 e 500 l/h	82
5.92	Eficiência energética e exergética	82
5.93	Números de Richardson e Péclet	83
5.94	Número MIX para diferentes AR's	83
5.95	Eficiência energética para diferentes AR's	84
5.96	Eficiência energética para diferentes AR's	84
5.97	Tanque com cotovelo	85
5.98	Evolução das camadas térmicas do Caso 8 e do Caso com cotovelo	85
5.99	Números de Richardson e Péclet	86
5.100	Número MIX do Caso 8 e Caso cotovelo	87
5.101	Eficiência energética e exergética	87
5.102	Comparação entre resultados experimentais de Ferreira [2] e simulados	88
5.103	Evolução da temperatura a partir de 40 °C	89
5.104	Evolução da temperatura a partir de 50 °C	89
5.105	Evolução da temperatura a partir de 60 °C	89
5.106	Evolução da temperatura média	90

Índice de Tabelas

4.1	Condições iniciais (carga e descarga)	37
4.2	Ordem de simulações no processo de carga	38
4.3	Ordem de simulações no processo de descarga	39

Acrónimos e Símbolos

Lista de acrónimos/List of acronyms

AR	Razão de aspeto (H/D)
CFD	Computational fluid dynamics
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
<i>OpenFOAM</i>	<i>Open Field Operation and Manipulation</i>
RANS	<i>Reynolds-averaged Navier-Stokes</i>
RET	Reservatórios de energia térmica

Lista de símbolos/List of symbols

β	Coefficiente de expansão térmica (1/K)
cp	Constante de calor específico a pressão constante (J/kg.K)
E	Energia (J)
Ex	Exergia (J)
m	Massa (kg)
η_c	Eficiência energética da carga
η_d	Eficiência energética da descarga
ρ	Massa volúmica (kg/m^3)
T	Temperatura (K)
t	Tempo (s)
u, v, w	Componentes da velocidade (m/s)
\mathbf{u}	Vetor da velocidade (m/s)
V	Volume (m^3)
\dot{V}	Caudal Volúmico (m^3/s)

Lista de símbolos matemáticos

∂/∂	Derivada Parcial
∇	Operador gradiente
\mathbf{I}	Matriz identidade

1 Introdução

1.1 Enquadramento

A energia é um dos pilares fundamentais que sustentam a sociedade moderna. Ela impulsiona nossa economia, alimenta as nossas casas e impulsiona as inovações tecnológicas. No entanto, a questão da energia também se tornou um dos desafios mais urgentes do nosso tempo. À medida que a demanda por energia continua a crescer em todo o mundo, questões relacionadas com a sua disponibilidade, acessibilidade e sustentabilidade estão no centro das preocupações globais.

Nesta era de desafios ambientais e busca por formas mais eficientes e sustentáveis de energia, existem dois aspetos que se destacam: a energia térmica e o seu armazenamento.

Reservatórios de energia térmica constituem uma tecnologia crucial com o importante papel em combater as dificuldades associadas com a natureza intermitente das fontes de energia renovável e o aumento da necessidade de soluções energéticas sustentáveis. Sistemas RET oferecem o potencial para armazenar o excedente de energia térmica em períodos de baixa necessidade e fornecer a energia nas alturas de maior necessidade. Sistemas RET são uma boa maneira de responder à dependência atual em combustíveis fósseis, e ao problema da dissipação de energia quando esta não é armazenada [3]

Os sistemas RET podem ser classificados como de curta ou longa duração, sendo que este último se pode denominar de armazenamento sazonal, visto que utiliza energia acumulada na estação do ano em que a necessidade de aquecimento é menor para ser utilizada quando estas necessidades aumentam, sendo normalmente o calor acumulado no verão utilizado no inverno. O estudo realizado por Fisch [4] demonstra que o armazenamento sazonal consegue satisfazer entre 50 a 70 % das necessidades anuais de aquecimento, enquanto o sistemas de curto prazo apenas satisfazia entre 10 a 20 %. No entanto, apesar do seu potencial em aplicações práticas, os sistemas sazonais são tecnologicamente mais desafiantes de aplicar devido à necessidade de volumes maiores de armazenamento, maiores riscos de perda de calor e custos mais elevados [5].

Um dos métodos mais utilizados de armazenamento de energia térmica consiste em armazenamento de energia sensível, que envolve armazenar a energia num material sólido ou líquido, através do aumento da sua temperatura interna. O foco principal deste tipo de sistemas é o aumento da capacidade de armazenamento e condutividade térmica.

Pinel [6] realiza uma revisão de técnicas e meios para armazenamento sazonal de calor solar residencial, abordando 3 princípios de armazenamento, químico, latente e sensível. O armazenamento sensível consiste em guardar calor sensível, produzido externamente, no material selecionado. A quantidade de calor sensível armazenada depende do calor específico do material e do aumento da sua temperatura. O ar-

mazenamento latente recorre ao uso de materiais de mudança de fase (PCM), que mudam de fase mediante a quantidade de calor latente que recebem e acabando por não sofrer alterações elevadas de temperatura, sendo que voltam à fase inicial quando é necessário usar a energia. O armazenamento químico consiste no uso do calor recolhido para provocar uma reação química endotérmica reversível, sendo que esta reação é revertida quando existe a necessidade de utilizar este calor.

No entanto, os princípios químicos e latente ainda apresentam dificuldades na sua aplicação, nomeadamente, na escolha de materiais aceitáveis e no custo, apesar das numerosas vantagens. Tradicionalmente, estes sistemas armazenam calor sensível, e devido ao seu tamanho considerável, o meio de armazenamento consiste em água, rochas ou solo, na maioria dos casos. O autor ainda apresenta alguns outros estudos relativos à otimização da estratificação nestes tanques, bem como a alguns métodos de cálculo para avaliar, desenhar e otimizar estes sistemas sensíveis.

1.2 Objetivos

Os principais objetivos deste estudo consistem na avaliação da performance de tanques de armazenamento, no que toca à preservação da energia, da exergia e da temperatura, nas situações de carga, descarga e *Stand – by*. Esta análise é realizada através de simulações CFD, com recurso ao *software OpenFOAM*, pelo que também é avaliada a fiabilidade e proximidade com situações reais deste tipo de ferramentas.

1.3 Metodologia

De modo a realizar o descrito em cima são criados vários modelos computacionais de tanques cilíndricos de armazenamento, onde são variados parâmetros geométricos, tais como, a relação entre diâmetro e altura e as posições da porta de extração de fluido. Além disto, também são variados os parâmetros operacionais, ou seja, velocidade de admissão, de extração e diferenças de temperatura. Por fim também é estudado também o tempo de arrefecimento na operação de *stand – by*, variando a temperatura inicial de cada caso.

Para análise da performance dos tanques foram calculados números adimensionais baseados nos resultados obtidos nas simulações, bem como a análise dos perfis de temperatura e tamanho da termoclina.

1.4 Estrutura

Esta dissertação esta dividida em seis capítulos, com a seguinte apresentação:

- Capítulo 1 (Introdução) - Neste capítulo é abordado o contexto que levou à execução desta dissertação, os objetivos a serem atingidos e o método usado para os atingir.
- Capítulo 2 (Revisão bibliográfica) - Neste capítulo estão apresentados e explicados alguns dos conhecimentos já existentes sobre as áreas de estudo desta dissertação, expondo atuais sistemas de armazenamento de energia térmica e a importância da mecânica de fluidos computacional nesta vertente.

- Capítulo 3 (Métodos e Aplicação) - Neste capítulo estão apresentados todos os conceitos matemáticos necessários à elaboração dos estudos e investigados casos de estudos usados para garantir uma boa execução e exatidão em CFD de casos semelhantes aos abordados nesta dissertação.
- Capítulo 4 (Ensaio e otimização do termoacumulador de inércia) - Neste capítulo são abordados os detalhes relativos à configuração do termoacumulador e parâmetros de simulação utilizados para o caso de estudo.
- Capítulo 5 (Discussão de Resultados) - Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos.
- Capítulo 6 (Conclusão) - O último capítulo apresenta as conclusões retiradas pelos estudos concretizados.

Introdução

2 Revisão Bibliográfica

Um dos principais tipos de reservatórios de energia térmica são os reservatórios de inércia, cujo principal objetivo é armazenar o calor, ou excesso de calor, produzido por outros equipamentos térmicos, por exemplo, caldeiras, sistemas solares, entre outros. A sua utilização garante uma elevada inércia térmica e eficiência do sistema. A capacidade destes depósitos deve depender da potência produzida pelo sistema térmico. Os depósitos de inércia podem incluir uma ou várias serpentinas no seu interior, na zona superior, inferior ou em ambas, como podem ser vazios e apenas receber o calor através da água produzida noutros equipamentos. Também podem ser utilizados para a produção direta de água quente sanitária.

2.1 Indicadores de performance

2.1.1 Eficiência energética

A eficiência energética é utilizada para avaliar os processos qualitativamente, sendo esta calculada através da primeira lei da termodinâmica. A lei da conservação da energia afirma que a energia não é criada nem destruída, apenas se converte de uma forma para outra, exprimindo o equilíbrio das diferentes formas de energia no sistema afetado pela transformação e avalia a energia, das diferentes formas, que transitam entre o sistema e o exterior, mas não avalia a qualidade ou o nível dessa energia. [7]. A eficiência de primeira lei da estratificação calcula a fração de energia recuperável durante o processo de carga ou descarga para uma temperatura de entrada e um caudal de massa constantes.

Durante o processo de carregamento, esta eficiência é avaliada como o rácio entre a quantidade de energia fornecida pela fonte e a quantidade de energia armazenada pelo sistema. A quantidade de energia recebida pelo sistema é medida como a alteração da energia interna do corpo através do calor específico. Este rácio é calculado através da equação 2.1 [7, 8].

$$\eta_c = \frac{\rho c_p V_t [T_{\text{media}}(t) - T_{\text{outlet}}]}{\rho c_p \dot{V}_c [T_{\text{inlet}} - T_{\text{inicial}}] \cdot t} \quad (2.1)$$

Onde η_c é a eficiência de carga adimensional, ρ é a massa volúmica ($\frac{kg}{m^3}$), c_p é o calor específico ($\frac{J}{kg \cdot K}$), V_t é o volume do tanque (m^3), $T_{\text{media}}(t)$ é a temperatura média do tanque em função do tempo (K), T_{outlet} é a temperatura da água que sai do tanque (K), \dot{V}_c é o caudal volúmico de água que entra ($\frac{m^3}{s}$), T_{inlet} é a temperatura de entrada (K), T_{inicial} é a temperatura inicial do tanque (K) e t é o tempo decorrido (s).

No caso da descarga, a eficiência é avaliada de forma contrária, ou seja, é calculado o rácio entre a energia inicial contida no tanque e a energia entregue durante a descarga, através da equação 2.2 [9]

$$\eta_d = \frac{\sum \rho c_p \dot{V}_d (T_{\text{outlet}} - T_{\text{inlet}}) \cdot \Delta t}{\rho c_p V_t (T_{\text{inicial}} - T_{\text{inlet}})} \quad (2.2)$$

Sendo \dot{V}_d o caudal volúmico de água descarregada (m^3) e Δt é o passo temporal entre cada medição (s)

Em ambos os casos, as eficiências variam entre 0 e 1, sendo que 1 corresponde a que toda a energia contida foi entregue na descarga, ou que toda a energia recebida foi armazenada na carga. No entanto, esta eficiência é sempre inferior a 1 devido à energia que se perde na mistura de fluidos e na transferência de calor [10].

2.1.2 Eficiência exergética

Na realidade, o objetivo dos reservatórios de energia térmica não é necessariamente o armazenamento de energia, mas sim a maximização da disponibilidade de energia, ou exergia. Por outras palavras, o objetivo dos sistemas RET não deve ser armazenar o máximo de energia mas sim minimizar a destruição de energia. [8]

A exergia é um conceito termodinâmico fundamental que se refere à quantidade da energia disponível num sistema para realizar trabalho útil. É uma abordagem que vai além da simples energia, que tem em consideração as irreversibilidades e perdas de energia num processo. A exergia é uma ferramenta crucial na análise de eficiência energética e na otimização de sistemas, ajudando a identificar onde ocorrem desperdícios e como melhorar a utilização de recursos energéticos, contribuindo assim para o desenvolvimento sustentável e conservação de energia.

Citando Bejan [11], "a missão do dispositivo de armazenamento consiste em armazenar temporariamente exergia, e não energia". Outros estudos confirmam que o efeito de irreversibilidade termodinâmica, ou seja, as trocas irreversíveis de calor entre fluidos e para o ambiente, durante os ciclos de adição e em modo estático podem destruir até 60% a 80% da disponibilidade que entrou no sistema. A eficiência energética de um RET pode ser designada como a relação entre a energia recuperada durante os ciclos de descarga e a energia fornecida ao armazenamento durante o ciclo de carga, no entanto, esta análise de primeira lei não é suficiente para avaliar a performance visto que não apresenta informação sobre a proximidade com que o sistema se aproxima do ideal, as temperaturas comparativas de energia fornecida e recuperada e a duração do armazenamento dentro do qual o calor pode ser recuperado à temperatura desejada. Por outro lado, a análise exergética é uma análise de segunda lei que proporciona uma melhor perspetiva do que a análise energética, visto que considera as diferenças de temperatura para armazenamentos com o mesmo conteúdo de energia, sendo vantajoso para tanques estratificados, devido à variação de energia no seu interior. Além disto, ainda considera as causas e localizações das perdas quantitativas devido a mistura de fluidos e perdas para o ambiente. A exergia (Ex) pode ser calculada através da equação 2.3 [8]

$$Ex = E - mc_p T_o \ln (T_e / T_o) \quad (2.3)$$

Sendo que Ex representa a exergia (J), E o conteúdo energético (J), m é a massa (kg), c_p é o calor específico ($\frac{J}{kg \cdot K}$), T_o é a temperatura de referência (K) e T_e é a temperatura equivalente do fluido estratificado (K).

Rosen [12] afirma que um tanque de armazenamento com uma boa estratificação de temperatura terá uma quantidade maior de exergia do que um depósito misturado com a mesma quantidade de energia mas um menor grau de estratificação.

A eficiência exergética da descarga, ou eficiência de segunda lei, é um indicador pertinente, que é definido por Fernandez-Seara [9] como o rácio entre a exergia entregue pela água na descarga e a exergia inicial armazenada, sendo representada pela equação 2.4.

$$\eta_{\psi,d}(t) = \frac{Ex_{out}(t)}{Ex_{st}(t=0)} \quad (2.4)$$

A exergia entregue pela água no início da descarga até um certo tempo t é calculada pela equação 2.5 e a exergia inicial armazenada pela equação 2.6

$$Ex_{out}(t) = \int_0^t (\rho \cdot \dot{V})_{out} \cdot [(h_{out}^e - h_{0}^e) - T_0 \cdot (S_{out} - S_0)] \cdot dt \quad (2.5)$$

$$Ex_{st}(t=0) = \sum_{j=1}^J \{(V \cdot \rho)_j \cdot [(u_j - u_0) - T_0 \cdot (S_j - S_0)]\} \quad (2.6)$$

Sendo que \dot{V} representa o caudal volúmico ($\frac{m^3}{s}$), h^e e S representam, respetivamente, a entalpia (J/kg) e entropia (J/K) da água da descarga e inicial e u representa a energia interna de cada camada de água j .

Shah e Furbo [13] ainda definem, de forma diferente, a eficiência da exergia como o rácio entre a exergia de um tanque experimental com a de um tanque perfeitamente estratificado, ou ideal, sendo este rácio calculado através de

$$\eta_{\xi} = \frac{Ex_{\xi}(\text{exp})}{Ex_{\xi}(\text{str})} \quad (2.7)$$

sendo que

$$Ex_{\xi} = E_{\text{exp}} - \sum_{j=1}^J m_j \cdot c_p \cdot T_{\text{cold}} \cdot \ln \left(\frac{T_j}{T_{\text{cold}}} \right) \quad (2.8)$$

$$E_{\text{exp}} = \sum_{j=1}^J m_j \cdot c_p \cdot (T_j - T_{\text{cold}}) \quad (2.9)$$

A eficiência da exergia η_{ξ} varia entre 0 e 1, que representa um tanque completamente misturado ou um tanque perfeitamente estratificado, respetivamente. No âmbito deste estudo é utilizada a fórmula de Shah e Furbo para calcular a eficiência.

Existem vários parâmetros para aumentar a performance e a eficiência destes reservatórios, sendo a estratificação no interior do tanque a mais comum, visto que uma boa estratificação tem um impacto positivo na eficiência do tanque [1]. A estratificação térmica consiste na capacidade do tanque de conservar água quente e água fria separadamente sem barreiras fixas, ou seja, criando uma distribuição contínua de temperatura no interior do tanque. Caso haja mistura entre fluidos, a temperatura média e a qualidade da energia diminui [8]. Quanto maior for a diferença de temperatura entre a zona superior e inferior do tanque maior será a sua eficiência [10]. A zona de separação entre a parte quente e a parte fria é denominada por termoclina, sendo que esta zona apresenta um elevado gradiente de temperatura. Num tanque

bem dimensionado, a espessura da termoclina deve ser bastante pequena, e a destruição desta zona resulta na perda de energia útil disponível. A performance de um reservatório estratificado é influenciado por vários parâmetros, como as diferentes temperaturas a que é submetido, propriedades termofísicas do fluido, material de fabrico e geometria do reservatório, métodos de admissão, descarga e a transferência de calor entre o tanque e o ambiente. [14].

2.1.3 Número MIX

Além da análise direta do perfil de temperatura ao longo do tanque, que não fornece a informação da melhor forma, a estratificação pode ser avaliada através de outros número adimensionais. Castell [10] investiga vários destes números para avaliar a estratificação, sendo estes, o número de MIX, de Richardson (Ri), de Peclet (Pe), de Reynolds (Re), e a eficiência da descarga. As variáveis mais importantes na análise da estratificação são o caudal e as temperaturas de operação, sendo que ambas são consideradas pelo número de Richardson e na eficiência da descarga, enquanto o MIX não considera o caudal, e Reynolds e Peclet não consideram as temperaturas. No entanto, o autor conclui que o número de MIX e de Richardson são os que representam melhor a situação de estratificação no interior do tanque, enquanto os outros 3 parâmetros vão-se mantendo constantes ao longo das experiências. No entanto, apesar do número de MIX ser um bom indicador, este é bastante sensível a pequenas alterações nas temperaturas de operação e ao perfil de temperatura. A maior desvantagem do número de Richardson é o facto de apenas caraterizar a estratificação qualitativamente em vez de quantitativamente. Ainda assim, usados em conjunto são bons indicadores da estratificação.

O número de MIX foi originalmente estimado por Davidson [15] para a quantidade de energia do momento inicial da experiência, mas foi posteriormente modificado por Andersen [16], passando a considerar a energia de cada passagem de tempo e resolvendo o problema da análise de operações de descarga. O número MIX é portanto calculado através de

$$\text{MIX} = \frac{(M_{E, \text{estratificado}} - M_{E, \text{experiência}})}{(M_{E, \text{estratificado}} - M_{E, \text{misturado}})} \quad (2.10)$$

Sendo M_E ($J \cdot m$) o momento de energia de cada camada do tanque, que é calculado por:

$$M_E = \sum_{i=1}^n y_i \cdot E_i \quad (2.11)$$

E_i (J) representa a energia da respetiva camada i , medida verticalmente desde a base até ao centro de cada camada por y_i (m)

$$E_i = \rho \cdot V_i \cdot c_p \cdot T_i \quad (2.12)$$

Onde ρ representa a massa volúmica ($\frac{kg}{m^3}$) do fluido, V_i o volume em m^3 e T_i a temperatura da camada (K)

Este parâmetro adimensional varia entre 0 e 1, onde 0 corresponde a um tanque perfeitamente estratificado e 1 corresponde a um tanque inteiramente misturado.

2.1.4 Número de Richardson

O número de Richardson mede o rácio entre as forças de impulsão e de mistura e é calculado através de

$$Ri = \frac{g \cdot \beta \cdot H \cdot (T_{\text{topo}} - T_{\text{base}})}{v^2} \quad (2.13)$$

Sendo v a velocidade média de entrada no tanque ($\frac{m}{s}$), β o coeficiente de expansão térmica ($\frac{1}{K}$), g a aceleração da gravidade ($\frac{m}{s^2}$), H o comprimento característico (m) e T_{topo} e T_{base} , (K), são, respetivamente, a temperatura do fluido que entra no tanque, pela zona superior e a temperatura inicial do fluido na zona inferior. Um elevado número de Richardson indica que as forças de impulsão dominam o escoamento, portanto existe menos mistura entre fluidos e, conseqüentemente, um maior grau de estratificação. Um baixo número de Richardson indica que existe fluido misturado no interior do tanque. [13,17]

O número de Froude consiste no rácio adimensional das forças de inércia com as forças de impulsão que atuam no fluido. Yoo [18], no seu trabalho experimental, determinou que, com um número de Froude igual ou inferior a 1, a força de impulsão no fluido de entrada é maior do que a força de inércia e por isso forma-se uma corrente gravítica, o que leva a um escoamento mais estável e menos turbulento. Para um número de Froude superior a 1 a força de inércia cria um escoamento mais turbulento, que resulta em mistura desnecessária. [19]. Este parâmetro é calculado por

$$Fr = \frac{v}{[g\beta(T_{\text{topo}} - T_{\text{base}})H]^{1/2}} \quad (2.14)$$

No fundo, o número de Froude pode ser calculado por

$$Fr = \frac{1}{\sqrt{Ri}} \quad (2.15)$$

2.1.5 Número de Péclet

O número de Peclet fornece uma relação entre a transferência de calor geral do tanque e a transferência de calor por convecção. É tipicamente utilizado em conjunto com o número de Richardson para avaliar a estratificação de tanques de armazenamento [10]. O número de Peclet é obtido por

$$Pe = \frac{v \cdot H}{\alpha} \quad (2.16)$$

Neste caso, v ($\frac{m}{s}$) corresponde à velocidade do fluido no interior do tanque, α é a difusividade térmica ($\frac{m^2}{s}$) e H (m) é a altura do tanque.

Estes parâmetros servem para analisar a eficiência do tanque através da estratificação, mas como foi mencionado, esta é influenciada por vários fatores, sendo a configuração do tanque e as condições de operação os aspetos mais importantes a ter em conta. [20]

2.2 Estudos Numéricos

Yaici [1] investiga a influência de parâmetros de design e operação no comportamento do fluido, na estratificação e eficiência dentro de um tanque de armazenamento de água quente com um sistema solar térmico através de simulações CFD. Os parâmetros chave analisados pelo autor consistem na razão de aspeto (rácio entre altura e diâmetro), variando a altura para um diâmetro fixo, ou o diâmetro para uma altura fixa e posições das portas de admissão e extração. No que toca a condições de operação, o autor analisou o caudal de água quente, diferença de temperatura entre a água de entrada e a temperatura inicial do tanque. Yaici conclui que a maior razão de aspeto, para uma altura fixa, equivalente a 3.5, apresenta a melhor estratificação na zona superior do tanque. Além disto, a estratificação desenvolve-se mais rapidamente em direção à base para uma razão de aspeto mais baixa. A posição da porta de admissão que melhor proporcionou o desenvolvimento de uma boa estratificação encontra-se a uma distancia de $20mm$ da base superior do tanque, sendo que o aumento desta distância apenas tem impactos negativos neste desenvolvimento. Foi comprovado que a degradação do perfil de temperatura estratificado e da termoclina é mais acentuada para caudais de admissão maiores devido à mistura entre fluidos, no entanto, para caudais mais baixos existe também degradação da termoclina devido a difusão térmica, condução de calor axial na parede e tempo de descarga, sendo necessário ter em atenção estes aspetos quando o caudal é escolhido. A estratificação térmica pode ser melhorada com o aumento da diferença de temperatura entre o fluido de admissão e a temperatura inicial do tanque. No entanto é necessário ter em consideração os parâmetros geométricos e operacionais, visto que pode haver uma degradação da zona de termoclina com o aumento da temperatura de entrada devido a uma maior transferência de calor através desta zona.

Ievers e Lin [21] estudam a estratificação no interior de 7 modelos numéricos cilíndricos diferentes de tanque. O estudo conclui que a razão de aspeto que proporciona o melhor grau de estratificação tem o valor de 5, no entanto, devido às elevadas dimensões, estes tanques são pouco práticos em aplicações domésticas e podem aumentar as perdas de calor por condução na parede, o que leva à necessidade de uso de mais isolamento térmico, portanto o autor considera que o ideal será optar por um valor de 3.5 deste parâmetro. Caudais elevados de admissão/extração também têm impacto negativo na estratificação devido às fortes correntes que criam, impulsionando a mistura entre fluidos, e destruindo as camadas térmicas. O caudal deve ser mantido no mínimo possível para combater este fenómeno, ou recorrer a difusores. Aliado a estes dois fatores também temos a localização relativa da tubagem de admissão e extração no tanque, que idealmente se deverá situar no topo e na base do tanque, ou o mais próximo possível. A tubagem com maior influência na estratificação é a de entrada de fluido frio, que se deve situar o mais próximo possível da base [22]

Yang [23] avalia a influência de 10 tipos diferentes de formato de tanques de armazenamento na capacidade de armazenamento de energia e na estratificação em modo estático através de simulações com modelos numéricos. O estudo conclui que os formatos de esfera e barril são os que apresentam melhor desempenho, enquanto a forma cilíndrica apresentou os piores resultados no que toca ao armazenamento da energia. A capacidade de armazenamento de energia térmica é diretamente influenciada pelo rácio entre área de superfície e volume, na medida em que esta está

diretamente relacionada com a determinação com a eficiência de armazenamento térmico que, por sua vez, tem relação com a perda de energia para o ambiente. Neste caso, o cilindro apresentava o maior rácio de área de superfície e volume, e por consequência a pior eficiência de armazenamento, no valor de 69.5%, contrariamente ao formato de esfera e barril, cujos valores são de 72.69% e 72.46%, ao fim de 12h. O mesmo acontece com a eficiência da exergia, sendo que a esfera e o barril têm uma eficiência de 54.25% e 53.93%, enquanto a do cilindro é de apenas 49.85%.

No caso da estratificação, o tanque em formato de cone apresentou o melhor grau de estratificação, ou seja, a melhor distribuição de temperatura, com uma diferença de temperatura máxima de $27^{\circ}C$ visto que o fluido é estático na zona inferior, e apenas existe circulação na zona da parede ou seja apenas existem perdas de calor para o ambiente, que se traduzem na queda da temperatura. O cilindro apresentou a menor diferença de temperatura no interior, no valor máximo de $7^{\circ}C$, devido ao forte movimento de fluido nas paredes que continua para a zona inferior, impedindo que o fluido frio se mantenha na base do tanque, o que causa mistura entre fluido quente e frio e perda de calor para o ambiente.

Li [24] investiga o comportamento térmico de um tanque de armazenamento com um permutador de calor de manto exterior nas operações de carga e descarga através de vários parâmetros adimensionais, que caracterizam a estratificação da temperatura e a termoclina. A operação de descarga, em que a água quente é retirada do sistema e substituída por água fria, é realizada sob 4 valores diferentes do número de Reynolds, nomeadamente, $Re = 207, 419, 620$ e 827 . O autor conclui que a espessura inicial da termoclina é reduzida mas, ao longo da duração das operações, aumenta, bem como a estratificação do perfil temperatura. O fator que influencia diretamente o gradiente de temperatura estratificado é o número de Reynolds. O autor observa que, para valores baixos deste parâmetro, existe uma estratificação mais acentuada da temperatura, visto que, para valores elevados, a mistura entre fluido quente e frio é mais violenta. O aumento do tempo da descarga e do número de Reynolds levam à diminuição da exergia, devido ao aumento do grau de mistura entre fluidos, ou seja, menos calor útil é extraído na descarga. Portanto, de modo a manter uma boa performance do tanque de armazenamento é necessário manter um baixo número de Reynolds na entrada de fluido para que haja o mínimo possível de mistura entre fluidos.

2.3 Estudos experimentais

Além da geometria do tanque, também é necessário ter em conta a geometria da tubagem de entrada, já que esta consegue proporcionar um aumento no grau de estratificação térmica, que, novamente, se traduz num melhor armazenamento térmico e eficiência de descarga. Li [25] analisa 3 tipos de tubagens, admissão simples, com fenda e em chuveiro, que se podem observar nas figuras 2.1 e 2.2. Ambas as admissões são posicionadas através da parede lateral, próximas da base. No entanto, a admissão com fenda está localizada no interior do tanque, com a fenda direcionada para a base, enquanto a admissão de chuveiro é instalada diretamente na parede do tanque.

O resultado da análise comprova que a utilização da admissão com fenda proporciona o melhor grau de estratificação visto que previne com mais eficácia a mistura entre fluidos quente e frio. Juntamente com baixos caudais, a admissão com fenda é

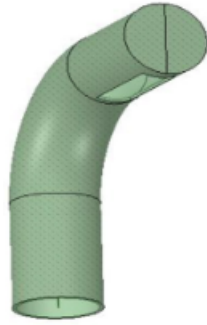


Figura 2.1: Admissão com fenda

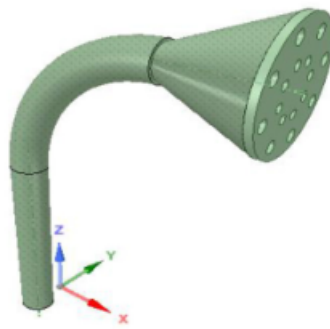


Figura 2.2: Admissão em chuveiro

a melhor a manter a temperatura da água durante mais tempo e, mesmo com o aumento do caudal, este tipo de admissão continua a mostrar os melhores resultados. Este estudo é posteriormente confirmado de novo por Chandra [17], que avalia os mesmos tipos de admissão com recurso ao número de MIX, de Richardson e evolução de temperatura, variando o caudal e a diferença de temperatura entre admissão e interior. Os autores concluem que, para o caudal de teste mais baixo de 200 l/h, não existia uma diferença significativa na performance de cada admissão. No entanto, os efeitos da restrição da mistura de fluidos com a admissão com fenda fazem-se notar quando o caudal é aumentado e o ΔT entre o fluido de entrada e interior é diminuído.

Zachár [26] estuda o efeito de pratos de várias dimensões na estratificação através de várias análises numéricas e experimentais que descrevem a velocidade e a temperatura no interior de um tanque, com diferentes condições de fronteira, e entrada de fluido por cima e por baixo, de água quente e fria. O autor conclui que a utilização do prato proporciona, de facto, uma melhor estratificação, sendo que o diâmetro do prato não tem impacto significativo quando a água quente é carregada pela entrada superior e a água fria é carregada pela entrada inferior. A eficiência térmica também se mantém inalterada com tamanhos do prato diferentes. No caso de entrada de água fria por baixo a termoclina é ligeiramente maior quando são utilizados caudais maiores. O diâmetro do prato tem um efeito notório na distribuição de temperatura quando o fluido frio entra pela zona superior do tanque, no entanto, estes efeitos são mais evidentes para um diâmetro de prato acima de 95% do diâmetro do tanque e a uma distância de igual ou inferior a 3% da altura do

tanque, do topo. Abaixo desses valores não é suficiente para preservar um campo de temperatura térmicamente estratificado.

Miller [27] avalia os efeitos de diferentes tipos de materiais da parede do tanque na degradação da termoclina, onde conclui que, em caso de utilização de um fluido e de um material com baixa condutividade, a degradação da termoclina devido a difusão e a troca de calor entre a camada quente e fria é relativamente lenta. No entanto, caso o material de fabrico da parede tenha uma condutividade bastante mais alta que o fluido, as correntes convectivas aumentam a condutividade no fluido, o que se traduz no aumento da velocidade de destruição da termoclina. O autor comprovou este fenómeno ao realizar a experiência num tanque de aço e outro de vidro e comprovou que a degradação da termoclina é 6 vezes mais acentuada no primeiro, sendo que as correntes convectivas se propagam em todo o tanque em vez de se manterem apenas na termoclina.

2.4 Outros estudos relevantes

Wang [28] efetuou um estudo do impacto de uma admissão constituída por 3 camadas de cavidades de diferentes tamanhos perfuradas, como mostra a figura 2.3, num tanque de armazenamento com materiais de mudança de fase (PCMs) através de métodos experimentais e simulações CFD.

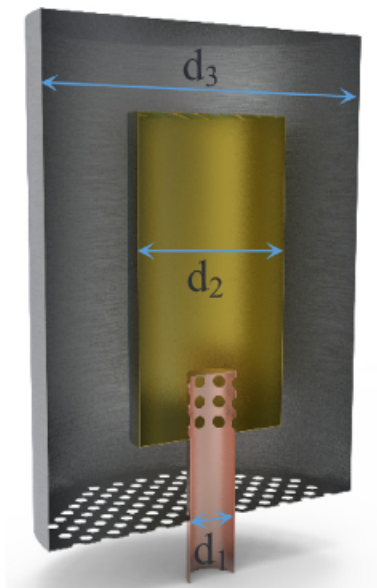


Figura 2.3: Esquema da admissão utilizada por Wang

Foram executados 4 modelações diferentes do tanque, onde a posição vertical dos PCMs foi variada, e foram testados 5 valores de caudal. O estudo revelou que o recurso desta admissão fora do comum resulta numa melhor estratificação e estabiliza as características de saída de calor do tanque, que têm impacto direto na performance e eficiência do tanque. Para caudais iguais, com a diminuição da altura vertical dos PCMs, o número de Richardson e a eficiência de enchimento aumentam, enquanto o número MIX diminui, ou seja, temos um tanque altamente estratificado e uma termoclina de pequena espessura, resultante da posição dos PCMs. A

meia-vida dos PCMs, ou seja, o tempo que demoram para chegar a uma taxa de derretimento de 50%, aumenta com o aumento do caudal de entrada no tanque. A taxa de derretimento, que indica a quantidade de calor que o PCM libertou para a envolvente, varia entre 0 e 1, sendo que 0 significa que todo o calor latente foi libertado, e 1 significa o oposto. Com o aumento do caudal, esta taxa aumenta, o que significa que os PCMs não libertam todo o seu calor para a água. Apesar do aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção aumentar com o aumento de caudal, o tempo de descarga diminui substancialmente, deixando de haver tempo para os PCMs libertarem todo o seu calor, devido à sua baixa condutividade térmica. O autor conclui então que o uso da admissão perfurada e dos PCMs teve um impacto positivo na estratificação. Os valores da eficiência de enchimento e Richardson da simulação são ligeiramente mais elevados do que os experimentais, enquanto o número MIX simulado é ligeiramente inferior ao experimental. Com o aumento de caudal a eficiência de enchimento e o Richardson diminuem, enquanto o número MIX aumenta, o que comprova novamente que o aumento de caudal aumenta a mistura entre fluidos quente e frio. Um dos problemas com o uso de PCMs consiste na condutividade térmica. Quando se encontram em estado líquido este problema não tem um impacto significativo, no entanto, em estado de mudança de fase, a condutividade baixa da região sólida afeta as taxas de carga e descarga. [3]

Em todos os estudos considerados a posição do cilindro é vertical, no entanto, Abdelhak [29] examina a influência da posição do tanque, horizontal ou vertical, na estratificação, através de um modelo numérico CFD. A admissão no tanque vertical é feita junto da base enquanto a extração é no topo. Para o tanque horizontal a admissão é feita no canto inferior esquerdo e a extração encontra-se no canto superior direito. A conclusão deste estudo afirma que junto da porta de admissão do tanque vertical não se observa muita mistura de fluidos, enquanto o tanque horizontal apresenta duas regiões com bastante mistura. Além disto, o autor nota a criação de um vórtice no canto superior esquerdo do tanque horizontal, que movimenta a camada mais quente para longe da porta de extração, baixando assim a temperatura de saída da água, e consequentemente a eficiência de descarga. O tanque horizontal também apresentou um menor valor do número de Richardson, ou seja, existe uma maior mistura de fluidos. É possível concluir que a eficiência da estratificação no tanque horizontal é consideravelmente menor do que no tanque vertical.

Cabelli [30] realiza um estudo numérico de um modelo bi-dimensional de movimento de um tanque para sistema de aquecimento, com 2 circuitos de água distintos e entradas horizontais e verticais. O autor faz ainda uma comparação com um modelo unidimensional, mostrando existirem poucas diferenças. O valor do número de Reynolds (Re) utilizado foi limitado devido ao tamanho da malha para valores abaixo dos expectáveis numa situação real, para um máximo de 200, e os valores testados do número de Grashof (Gr) são de 0, 40000 e 80000. No entanto, o rácio entre o número de Grashof e Reynolds, que representa a relação entre a convecção forçada e natural, estava dentro da ordem de magnitude correta e o autor mostra que o aumento deste quociente acima da unidade tem efeitos desprezáveis. O autor ainda conclui que, apesar do movimento complexo, os efeitos da força de impulsão estimulam a estratificação do fluido, e o perfil de temperatura pode ser calculado com alguma precisão através do modelo unidimensional por si desenvolvido, mostrando uma discrepância de apenas 15% entre a temperatura da zona central e a serie total de temperaturas no tanque, valor que diminui junto da zona superiora e

inferior do tanque.

Wilk [31] examina a estratificação de um tanque de armazenamento de calor com 3 serpentinas de aquecimento e um aparelho estratificador, através de um modelo numérico CFD. Este modelo consiste num tanque cilíndrico, equipado com uma serpentina superior, uma serpentina inferior e uma serpentina central encostada à base do tanque, que é envolvida por uma peça com o formato apropriado, que estimula a estratificação. O esquema do tanque pode ser observado na figura 2.4.

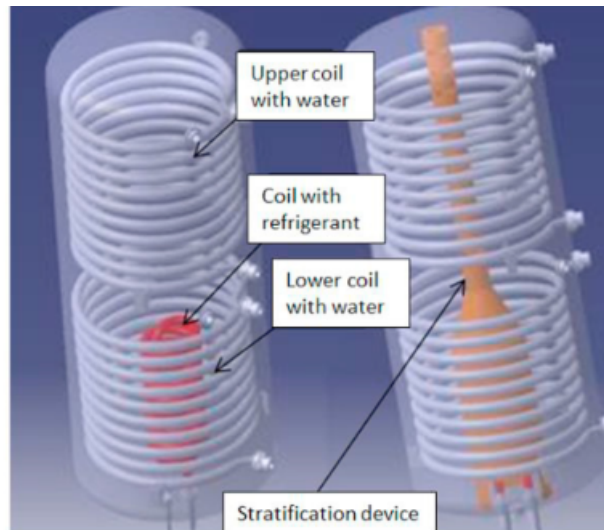


Figura 2.4: Esquema do tanque com 3 serpentinas

São analisados 2 casos distintos, sendo que no primeiro apenas a serpentina superior está em funcionamento, e no segundo apenas a serpentina inferior está em funcionamento. Os resultados das simulações indicam que a melhor estratificação é atingida no caso em que apenas a serpentina superior está em funcionamento, no entanto, a espessura da termoclina tem tendência a aumentar com o passar do tempo, devido à mistura de fluidos e troca de calor entre camadas térmicas. Ainda assim, como o aquecimento está a ser feito na zona superior do tanque, os vórtices gerados são de tamanho e velocidade reduzidos, o que resulta numa melhor estratificação. Durante esta operação, a peça que envolve a serpentina central não tem impacto negativo na estratificação. Quando a serpentina de baixo é utilizada, as forças de impulsão levam a água para cima, o que resulta num maior grau de misturas e em vórtices de maior tamanho e mais rápidos, fatores que causam a destruição da estratificação.

3 Métodos e Aplicação

No presente capítulo são apresentados os modelos numéricos que são utilizados neste estudo e como serão aplicados nos diferentes ensaios realizados.

3.1 Equações modelo e aproximações

As equações de Navier-Stokes e de energia são utilizadas para resolver os campos térmico e hidrodinâmico, considerando o efeito da gravidade, através do solver *BuoyantPimpleFoam* do *OpenFOAM* na versão 2206. As propriedades termo-físicas do fluido são dependentes da temperatura, nomeadamente a massa volúmica que é responsável pela criação de forças de impulsão térmicas. Em muitos métodos numéricos para simulações de escoamentos com massa volúmica variável, a alteração da mesma só é captada no termo gravitacional da equação do momento e a massa volúmica é considerada constante nos restantes termos instáveis e de convecção. Esta é a aproximação de Boussinesq, que Ferziger e Peric [32] sugerem que pode ser usada para escoamentos líquidos se o gradiente de temperatura for menor que 2K e para escoamentos gasosos se for menor que 15K. A utilização da aproximação de Boussinesq fora deste intervalo pode potencialmente produzir resultados qualitativamente errados. Portanto, é utilizado um solver compressível para garantir que as variações de massa volúmica são captadas corretamente.

Obtém-se, portanto, a equação de conservação de massa e momento [33, 34]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \rho \mathbf{g} \quad (3.2)$$

Onde ρ ($\frac{kg}{m^3}$) é a massa volúmica do fluido e \mathbf{u} a velocidade ($\frac{m}{s}$), p é a pressão (Pa), \mathbf{g} é a constante da aceleração gravitacional ($9,81 \frac{m}{s^2}$), τ é o tensor de tensão viscosa e t (s) é o tempo, calculado da seguinte forma:

$$\tau = \mu \left((\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} \right) \quad (3.3)$$

Onde μ ($kg/m \cdot s$) é a viscosidade do fluido e \mathbf{I} é a matriz identidade. Nota-se que a viscosidade é considerada zero (em todos os lugares) no *OpenFOAM*, e o segundo coeficiente de viscosidade é estimado como $\frac{2}{3}\mu$. Finalmente, o termo que contém a divergência da velocidade não é nulo, contrariamente ao caso incompressível.

Em termos da implementação no *OpenFOAM*, os termos do gradiente de pressão e da força gravitacional ($-\nabla p + \rho \mathbf{g}$) são agrupados para melhorar a robustez do solver através da utilização da pressão hidrodinâmica $p' = p - \rho \mathbf{g} \cdot \mathbf{h}$ que é utilizada no termo do gradiente, onde se obtém então:

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u}\mathbf{u}) = -\nabla p' + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} - \mathbf{g} \cdot \mathbf{h} \nabla \rho \quad (3.4)$$

A equação de conservação de energia é escrita com base na entalpia específica, dada por:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u}h) + \frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u}K) - \frac{\partial p}{\partial t} = \nabla \cdot (\alpha_{eff} \nabla h) + \rho\mathbf{u} \cdot \mathbf{g} \quad (3.5)$$

Neste caso, h ($\frac{J}{kg}$) é a entalpia específica, K ($\frac{J}{kg}$) é a energia cinética específica e α_{eff} ($\frac{m^2}{s}$) é a difusividade térmica efetiva.

3.2 Equações RANS e modelo de turbulência

Para conduzir o estudo será utilizado o modelo laminar, nos casos em que o escoamento tem baixa velocidade e conseqüentemente um número de Reynolds baixo. Neste modelo laminar, o fluido move-se no interior da tubagem organizado por camadas ordenadas. Neste regime de escoamento as forças viscosas, que têm uma função estabilizadora do escoamento, são predominantes em relação às forças de inércia. No caso particular da simulação, quando usamos este modelo, os coeficientes de turbulência são ignorados

Em escoamentos turbulentos, a resolução direta das equações de Navier-Stokes torna-se impraticável, especialmente para casos práticos, devido à complexidade das variações turbulentas em várias escalas de comprimento e tempo. A solução direta dessas equações para capturar todas as escalas da turbulência é feita pela abordagem DNS (Direct Numerical Simulation), que exige um elevado poder computacional.

Para contornar esse problema, podem ser utilizadas as equações médias de Reynolds, mais conhecidas como equações RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes). Estas equações são derivadas a partir das equações de Navier-Stokes, onde se aplica uma média temporal para separar o escoamento em componentes médios e flutuantes, onde se obtêm a seguinte relação:

$$\phi(x, t) = \bar{\phi}(x) + \phi'(x, t) \quad (3.6)$$

Onde $\bar{\phi}(x)$ corresponde ao componente médio do escoamento e $\phi'(x, t)$ é a componente flutuante. Esta decomposição traduz-se num sistema de equações que descreve o comportamento do escoamento médio, mas introduz termos adicionais, conhecidos como tensores de Reynolds, $\overline{u'_i u'_j}$, que representam os efeitos das flutuações turbulentas sobre o escoamento médio. Um problema intrínseco das equações RANS é o aumento do número de incógnitas devido à presença dos tensores de Reynolds. Para resolver esse problema, é necessário um modelo de turbulência para expressar os termos de Reynolds em função de grandezas conhecidas, como a velocidade e a pressão médias. [35]

É aqui que se utiliza modelo de turbulência $k - \epsilon$. Este modelo de turbulência é uma aproximação bastante abrangente em simulações *CFD* para escoamentos turbulentos. Tem o objetivo de prever o comportamento do fluido turbulento através da resolução da equação de transporte da energia cinética turbulenta (k) e da taxa de dissipação turbulenta (ϵ) de modo a estimar a viscosidade turbulenta (μ_t) que

pode então ser utilizada para modelar o tensor de Reynolds. Este modelo facilita o estudo de escoamentos através da análise da troca de energia entre redemoinhos no escoamento.

A equação da energia cinética turbulenta (k) representa a energia associada com flutuações turbulentas na velocidade, além de ter em consideração a produção, dissipação e transporte da energia cinética turbulenta. O termo da produção representa a transferência de energia dos gradientes de velocidade para flutuações turbulentas, enquanto o termo de dissipação representa a velocidade com que a energia turbulenta cinética é convertida em energia térmica devido a viscosidade do fluido.

A equação da taxa de dissipação turbulenta (ε) representa a velocidade com que a energia cinética turbulenta é dissipada como energia térmica e considera o transporte e a destruição da taxa de dissipação turbulenta. O termo da destruição captura o decaimento da turbulência devido a fricção do fluido, enquanto o termo do transporte tem em consideração a redistribuição espacial da taxa de dissipação.

Para resolver o modelo é necessário definir as condições iniciais e de fronteira apropriadas para k e ε , baseado nas condições do escoamento. Estas condições determinam como a turbulência interage com paredes sólidas e outros fluidos.

O modelo utiliza as equações 3.7 e 3.8 para resolver a turbulência, que são, respetivamente a equação de energia cinética turbulenta k e a equação da taxa de dissipação turbulenta ε [36] [37]

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P_k + C_{3\varepsilon} P_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.8)$$

sendo que

- ρ = massa volúmica do fluido ($\frac{kg}{m^3}$)
- $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ e $C_{3\varepsilon}$ = Coeficientes do modelo, respetivamente, 1.44, 1.92 e -0.33
- u_i = Velocidade do fluido ($\frac{m}{s}$)
- μ_t = viscosidade turbulenta ($\frac{kg}{m \cdot s}$)
- $\sigma_\varepsilon = 1.3$
- $\sigma_k = 1$
- P_k = Produção de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média
- P_b = Produção de energia cinética turbulenta devido à força de impulsão

O termo da viscosidade turbulenta é calculado por

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.9)$$

Onde C_μ é a constante do modelo de turbulência $k - \varepsilon$, correspondente a 0,09.

A produção devido aos gradientes de velocidade média, P_k é obtida através de

$$P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.10)$$

A produção através das forças de impulsão, P_b , é obtida por

$$P_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.11)$$

Sendo β ($\frac{1}{K}$) o coeficiente de expansão térmica, obtido por

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\delta \rho}{\delta T} \right)_p \quad (3.12)$$

As condições iniciais de k ($\frac{m^2}{s^2}$) e ε ($\frac{m^3}{s^3}$) podem ser calculadas através das equações 3.13 e 3.14

$$k = \frac{3}{2} (UI)^2 \quad (3.13)$$

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{0.75} k^{1.5}}{l} \quad (3.14)$$

Sendo que I corresponde à intensidade da turbulência e l (m) a escala de comprimento da turbulência, que por sua vez são obtidas, para escoamentos internos completamente desenvolvidos, através de

$$I = 0.16 \times Re^{-\frac{1}{8}} \quad (3.15)$$

$$l = 0.07 \times D \quad (3.16)$$

Sendo Re o número de Reynolds, que por sua vez é obtido através da equação 3.17

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (3.17)$$

Sendo U a velocidade de entrada do fluido ($\frac{m}{s}$) e μ a viscosidade dinâmica ($\frac{Pa \cdot s}{s}$).

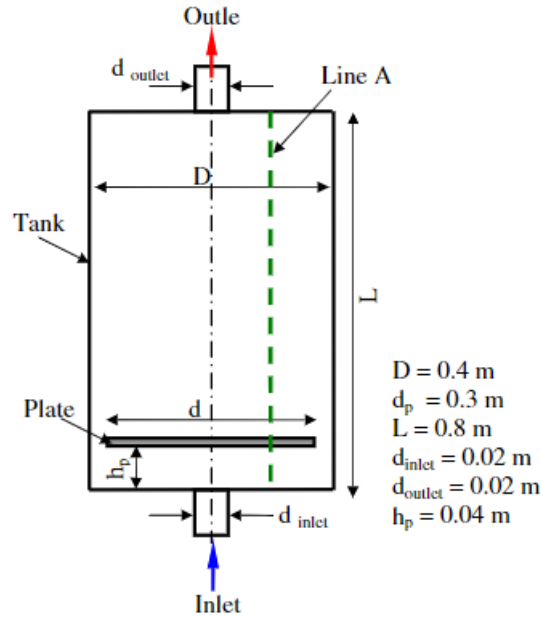


Figura 3.1: Esquema do tanque utilizado por Zachár [1]

3.3 Validação com o estudo experimental de Záchar

O estudo experimental realizado por Zachár [26] é utilizado para validar o modelo numérico. Inicialmente é descrita a geometria, as condições de fronteira e as condições iniciais utilizadas nas simulações. O modelo computacional utilizado é discutido, juntamente com as técnicas numéricas relevantes e os esquemas de discretização.

É realizado um teste de independência da malha, variando sistematicamente a resolução da malha mantendo os outros parâmetros constantes. Este teste permite determinar o tamanho ótimo da malha necessário para realizar o estudo de forma precisa. Por fim, são comparados os resultados das simulações com os dados experimentais, obtendo uma avaliação abrangente da precisão do modelo. Este capítulo é um passo crítico na consolidação da credibilidade do modelo e na sua aplicabilidade no estudo do fenômeno em análise.

3.3.1 Modelo Geométrico

O modelo experimental consiste num tanque cilíndrico com 0.8 m de altura e 0.4 m de diâmetro, com um prato de 0.3 m de diâmetro situado a 4 cm da entrada do fluido. As portas de entrada e saída de fluido encontram-se, respetivamente, nas superfícies inferior e superior do tanque, com um diâmetro de 0.02 m. A Figura 3.1 ilustra o esquema e as dimensões do tanque.

3.3.2 Condições iniciais e de fronteira

Na parede, no disco, na entrada e na saída é aplicada uma condição de não escorregamento do fluido ou seja, $u = v = w = 0$.

A condição de fronteira de fluxo de calor nulo para fora das paredes é apresentada pelas seguintes equações (ver Figura 3.1):

Paredes laterais

- $u = v = w = 0$ e $\frac{\partial T}{\partial r} = 0$ em $r = \frac{D}{2}$ e $0 \leq y \leq L$

Superfície inferior e superior

- $u = v = w = 0$ e $\frac{\partial T}{\partial r} = 0$ em $-\frac{D}{2} \leq r \leq \frac{D}{2}$, $y=0$ e $y=L$

A temperatura inicial interior do tanque é constante e tem o valor de $41^\circ C$, e a temperatura de entrada da água é $20^\circ C$, com um caudal de 1.6 l/min, durante um período de 25 minutos. A velocidade inicial do fluido interior é nula. O jato de água entra pela porta de admissão, onde embate no prato e reduz a sua velocidade, de forma a reduzir a mistura entre fluidos.

3.3.3 Análise de convergência de malha

Antes de ser possível realizar a validação do modelo é necessário realizar primeiro o teste de convergência de independência da malha em estudo. Para atingir este objetivo são utilizadas 3 refinamentos de malha do modelo experimental. Neste caso, o número de Reynolds é cerca de 1700, ou seja, estamos perante um escoamento laminar, portanto, será utilizado o modelo laminar, geométrico e as condições iniciais e de fronteira descritas previamente.

As malhas são compostas por 78691 células, 106942 células e 183901 células respetivamente para a malha grosseira, média e fina. Após correr a simulação com os três diferentes refinamentos é comparada a distribuição da temperatura ao fim dos 25 minutos. Pela análise da Figura 3.2, é possível notar que o desempenho entre a malha média e a malha fina é bastante semelhante, sendo que a maior discrepância entre as duas tem o valor de aproximadamente $0,25^\circ C$. Em termos de temperatura média, para os 1500 segundos, a diferença entre a malha fina e média é de $0,0007\%$, a diferença entre a malha grosseira e média é de $0,079\%$ e a diferença entre a malha grosseira e fina $0,078\%$.

A malha mais grosseira, no entanto, apresenta visivelmente as maiores discrepâncias quando comparada com os outros dois refinamentos. Dado isto, optou-se pelo uso da malha média para a realização posterior da validação do modelo e comparação de resultados, devido ao compromisso entre tempo de computação e precisão dos resultados, visto que a malha mais refinada precisou de substancialmente mais tempo para concluir a simulação, enquanto a malha média e a malha grosseira não apresentaram diferenças substanciais entre tempo de execução.

A Figura 3.3 apresenta a variação de temperatura média no decorrer da simulação, onde, novamente, é possível observar que a malha fina e a média apresentam a maior concordância de resultados

Na Figura 3.4 observa-se a evolução da temperatura do quartil superior e inferior do tanque para cada malha. Através da análise da Figura é possível afirmar que a evolução da temperatura entre as simulações é bastante semelhante, sendo que as primeiras discrepâncias começam a ser notórias a partir dos 1200 segundos para as camadas superiores, sendo que a malha mais grosseira é a que mais se aproxima da malha fina e existem alguns desvios entre os 100 e 200 segundos e os 400 e 1200 nas camadas inferiores. É de salientar que estes desvios são na ordem das décimas de grau, pelo que é possível afirmar, de novo, que existe boa concordância entre malhas. É de salientar que a diferença, na camada superior, entre a malha fina e grosseira é

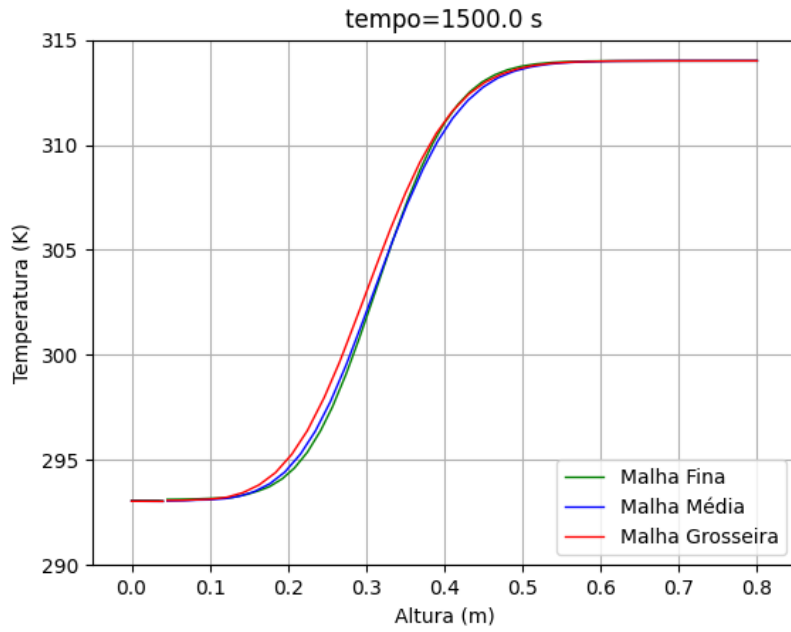


Figura 3.2: Teste de independência de malha

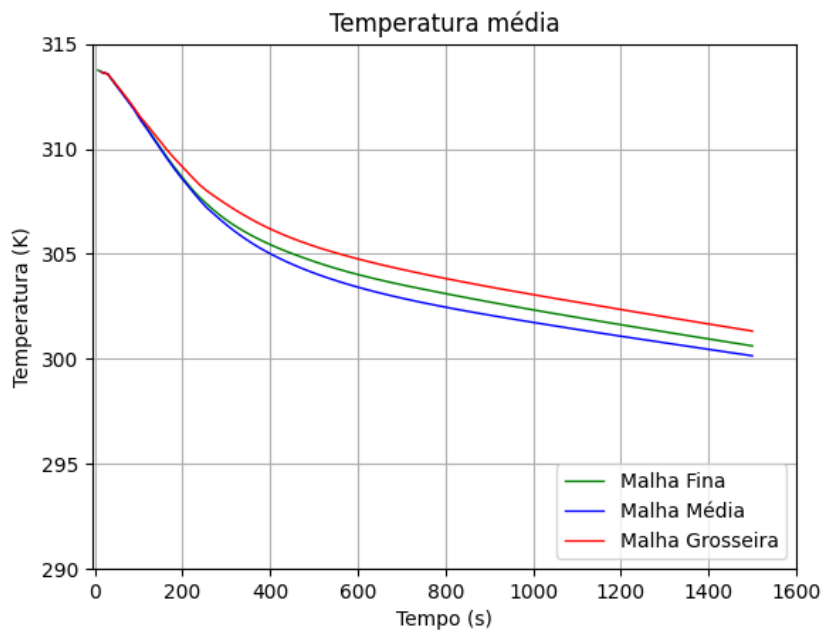


Figura 3.3: Temperatura média durante o ensaio

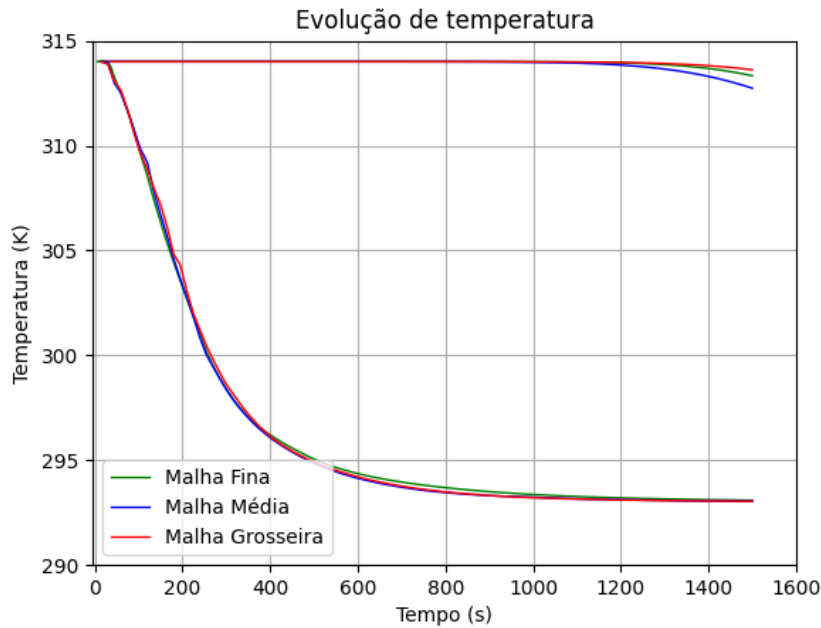


Figura 3.4: Evolução das camadas térmicas

de 0.09%, entre a malha fina e média é de 0.19% e entre a malha média e grosseira é de 0.28%, aos 1500 segundos

3.3.4 Descarga pela base

É utilizado o modelo geométrico e as condições previamente descritas. A temperatura é medida ao longo de um eixo paralelo ao eixo axial do tanque que se encontra deslocado 0.1 m do centro. Novamente, a temperatura inicial interior do tanque é de 41°C e a temperatura de entrada da água é 20°C , com um caudal de 1.6 l/min durante um período de 25 minutos, de modo a substituir aproximadamente 50% da água quente interior pela água fria de entrada. Esta experiência é analisada pelo autor tanto experimentalmente como através de um modelo numérico criado pelo mesmo. De modo a comprovar os resultados obtidos, foi simulado através do *OpenFOAM* um modelo semelhante ao de Zachár. Os resultados obtidos comprovam que o modelo utilizado se mostra capaz de produzir simulações com um bom nível de aproximação aos casos produzidos experimentalmente.

T é a temperatura, T_{in} é a temperatura da água que é admitida e T_{ini} é a temperatura inicial do tanque, todas medidas em Kelvin (K).

Através da análise da Figura 3.5, existe uma proximidade entre os resultados obtidos pela simulação e os resultados medidos por Zachár, com algumas discrepâncias entre 0.3 m e 0.4 m, que podem ser explicadas por incertezas experimentais, perturbação do fluido devido à barra de suporte dos sensores e devido à obtenção manual dos pontos de comparação com os resultados simulados. Como termo comparativo, também é apresentada a curva de temperatura vertical após 840 segundos do início da descarga. Observando os pontos da zona de baixo do tanque, aos 840 segundos, percebe-se que o fluido quente ainda não está completamente misturado com o fluido frio, que se traduz numa diferença de temperatura no momento e da temperatura de entrada da água, e leva a que o primeiro ponto da curva de 840 segundos não

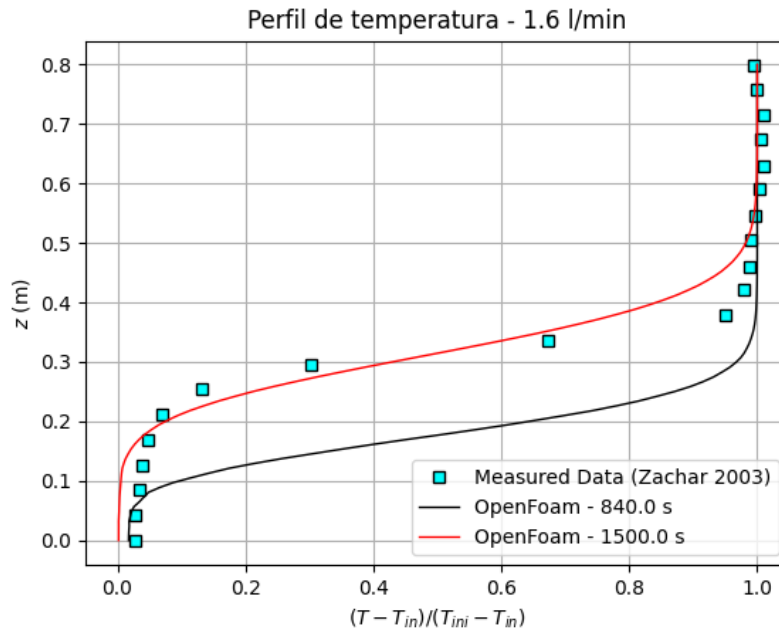


Figura 3.5: Distribuição de temperatura vertical

seja zero. É possível, claramente, observar que a zona de termoclina sobe ao longo do tanque com o passar do tempo, e que termina com uma zona de termoclina bem definida com aproximadamente 21 cm. Além disto, é possível comprovar que a zona superior não é afetada pela entrada de água fria. A Figura 3.6 permite observar, com maior pormenor, a distribuição da temperatura no interior do tanque. Claramente o uso do prato permite que a entrada de água fria seja contrariada o que leva a menos mistura entre a água quente interior e a água fria que entra, que resulta numa zona de termoclina mais pequena e a baixo da zona central do tanque.

A Figura 3.7 mostra o campo da velocidade junto da entrada do tanque, que mostra, também, o impacto do prato no fluido que entra, diminuindo a sua velocidade e conseqüentemente diminuindo a mistura.

3.3.5 Carga pelo topo

Além da primeira validação também foi realizada uma validação para um caso de um tanque semelhante, mas com uma configuração de entrada de fluido pela zona superior. As condições de fronteira são mantidas. Nesta caso, água a 44°C é admitida pela base superior do tanque, a uma velocidade de 1.8 l/min, durante 1500 segundos, ou seja, é admitido no interior do tanque um total de 45 litros de água quente. A temperatura inicial interior do tanque é de 23°C e o prato encontra-se a uma distância de 4 cm da tubagem de entrada. O número de Reynolds para este caso é cerca de 2850, ou seja estamos perante um escoamento fortemente laminar, mas em regime de transição para turbulento.

Na Figura 3.8 podemos ver a distribuição de temperatura vertical ao longo do tanque. Neste caso, em contraste com o anterior, podemos observar que a curva da temperatura descreve um padrão simétrico ao do primeiro caso, visto que a maior diferença entre a temperatura inicial e a de entrada se encontra na parte de baixo do tanque, sendo que no primeiro caso era na zona superior. No entanto, neste caso,

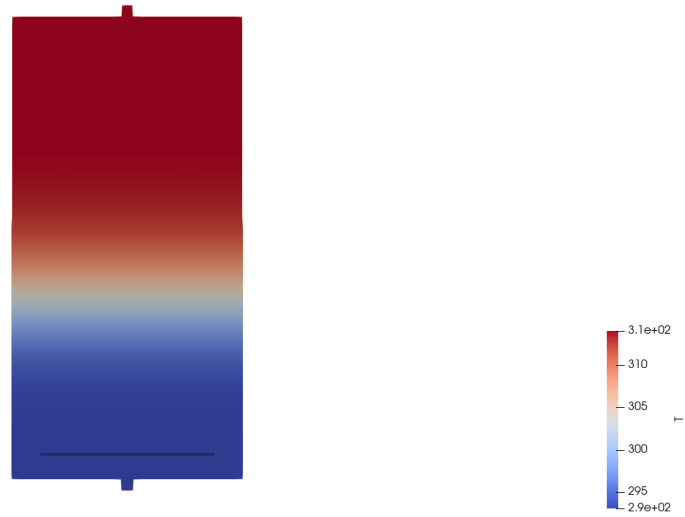


Figura 3.6: Distribuição de temperatura no tanque

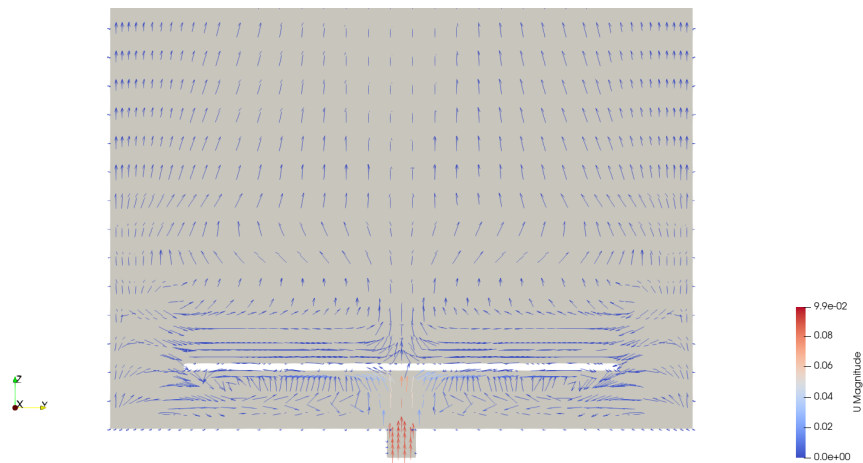


Figura 3.7: Perfil de velocidade na entrada do tanque

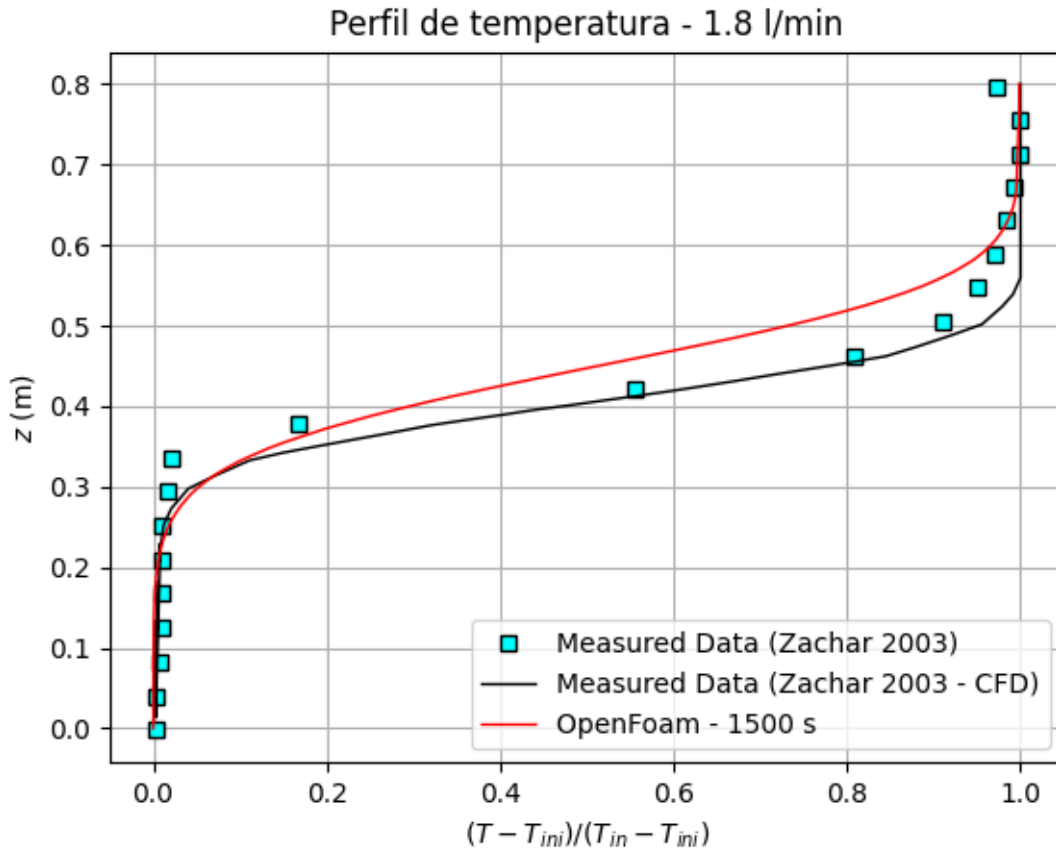


Figura 3.8: Distribuição vertical de temperatura no tanque

a fórmula de cálculo da temperatura adimensional foi alterada para

$$T.adimensional = \frac{T - T_{ini}}{T_{in} - T_{ini}} \quad (3.18)$$

Sendo, neste caso, T_{ini} igual a $23^{\circ}C$ e T_{in} igual a $44^{\circ}C$

Novamente as discrepâncias existentes podem ser derivadas de possíveis erros experimentais e devido à obtenção manual dos pontos de comparação com os resultados simulados, no entanto, é possível observar uma boa concordância entre os valores experimentais e simulados por Záchar e os valores simulados neste estudo. No gráfico da Figura 3.8 conseguimos observar que a zona de termoclina fica acima do meio do tanque, sendo que se torna mais evidente entre as alturas de 0.4 m e 0.5 m, devido à entrada de fluido pela zona superior e ao abrandamento da velocidade de entrada quando a água encontra o prato. Além dos resultados experimentais, a Figura 3.8 também contém os valores obtidos através das simulações CFD de Zachár, que, apesar dos pequenos desvios em relação ao *OpenFOAM*, é possível, novamente, observar que existe boa concordância entre os resultados obtidos, no entanto, foi utilizado o modelo laminar.

Na Figura 3.9 está a distribuição de temperatura vertical ao longo de todo o tanque, que comprova o que foi mencionado anteriormente.

Na Figura 3.10 é possível observar o perfil da velocidade na entrada do tanque. Tal como no caso anterior, é possível afirmar, novamente, que o uso do prato altera

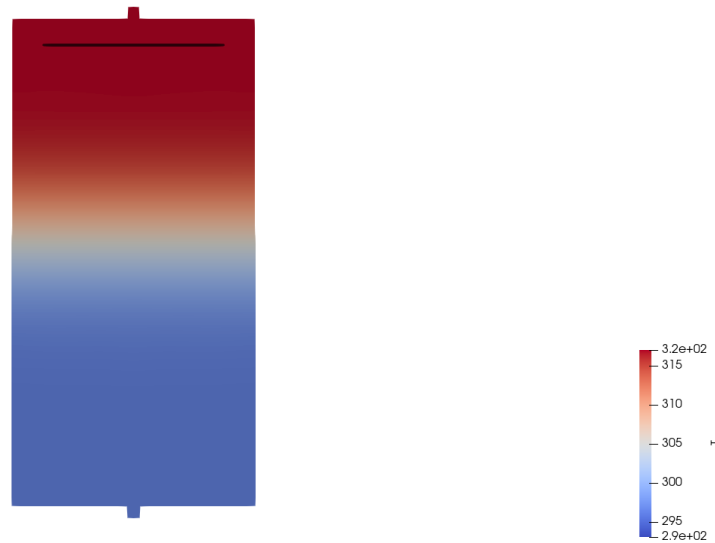


Figura 3.9: Distribuição da temperatura no tanque

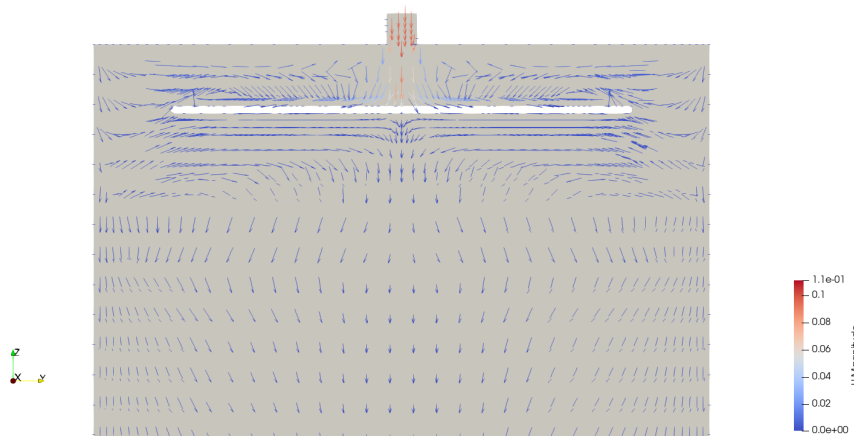


Figura 3.10: Perfil da velocidade na entrada do tanque

a velocidade e a direção do fluido, evitando que este se misture com a água fria do tanque.

Estas validações permitem comprovar a eficácia do código *CFD* utilizado para simular casos experimentais com mais facilidade e sem recorrer a grandes configurações.

3.4 Validação do modelo de turbulência com o estudo experimental de Záchar

Também é utilizado o estudo experimental realizado por Záchar [26] para validar o modelo de turbulência descrito no capítulo anterior. A metodologia segue a base do subcapítulo anterior, que passa pela comparação dos resultados numéricos obtidos com os resultados experimentais do autor.

A implementação do modelo standard $k - \epsilon$ no *OpenFOAM* não inclui o termo da produção/dissipação de turbulência derivado das forças de impulsão, portanto os

modelos de turbulência testados nesta validação consistem no $k - \epsilon$ convencional e numa variação do anterior, denominado por *Buoyant k - ϵ* , que inclui este termo, descrito na equação 3.11, nas equações do modelo standard. É também testado o modelo laminar para ilustrar como a utilização da turbulência tem influência na simulação.

3.4.1 Modelo Geométrico

O modelo experimental e numérico é semelhante ao modelo utilizado no subcapítulo anterior, com a configuração de entrada de fluido pela zona inferior do tanque, como indicado na Figura 3.1.

A malha utilizada é semelhante à do subcapítulo 3.3.1, visto que já foi realizado a análise de convergência da malha e o modelo geométrico é idêntico, no entanto, a zona interior do tanque foi refinada de modo a criar uma distribuição mais uniforme de células junto da zona central do tanque que permita captar com maior facilidade e precisão a entrada de caudal elevado. Este novo refinamento confere à malha um total de 140502 células.

3.4.2 Condições iniciais e de fronteira

As condições aplicadas seguem o raciocínio do capítulo 3.3.2. Em suma, é aplicada a condição de não escorregamento nas paredes do tanque, na entrada, na saída e no disco, pelo que a velocidade do fluido nestes pontos é nula.

Nas paredes também é aplicada uma condição de parede adiabática, pelo que a transferência de calor é nula

No interior do tanque existe água a uma temperatura constante de $43^{\circ}C$ e com velocidade nula. A água fria a $18.5^{\circ}C$ é admitida a 10 l/min, o que se traduz num Re de 10066, ou seja, estamos perante um escoamento turbulento visto que o número de Reynolds é maior do que 4000 [10, 22]. Nesta experiência, o autor optou por terminar o fluxo de água para o interior do tanque após serem admitidos no tanque 40 litros, portanto, a experiência dura um total de 4 minutos.

3.4.3 Processo de descarga

Após serem admitidos 40 litros de água fria no tanque, é efetuada a análise da distribuição da temperatura vertical para cada um dos modelos e a comparação com os resultados experimentais. A temperatura é apresentada como adimensional, tal como anteriormente, e calculada através da equação 3.19

$$T.Adimensional = \frac{T - T_{in}}{T_{ini} - T_{in}} \quad (3.19)$$

Sendo, neste caso, T_{in} correspondente a $291.5K$ e T_{ini} a $316K$.

A distribuição vertical da temperatura ao fim de 240 segundos é mostrada na Figura 3.11. A análise da Figura mostra que não há diferenças visíveis entre o modelo $k - \epsilon$ convencional e o modelo *Buoyant k - ϵ* . O mesmo não se pode dizer do modelo laminar, que apresentou claras diferenças na zona de maior turbulência, que consiste nas zonas entre a entrada e o prato, e um pouco da zona acima do prato, ou seja, ao longo da secção de cerca de 0.2m de altura acima da base do tanque, sendo que, após esta zona, se aproxima bastante dos modelos turbulentos. Ainda

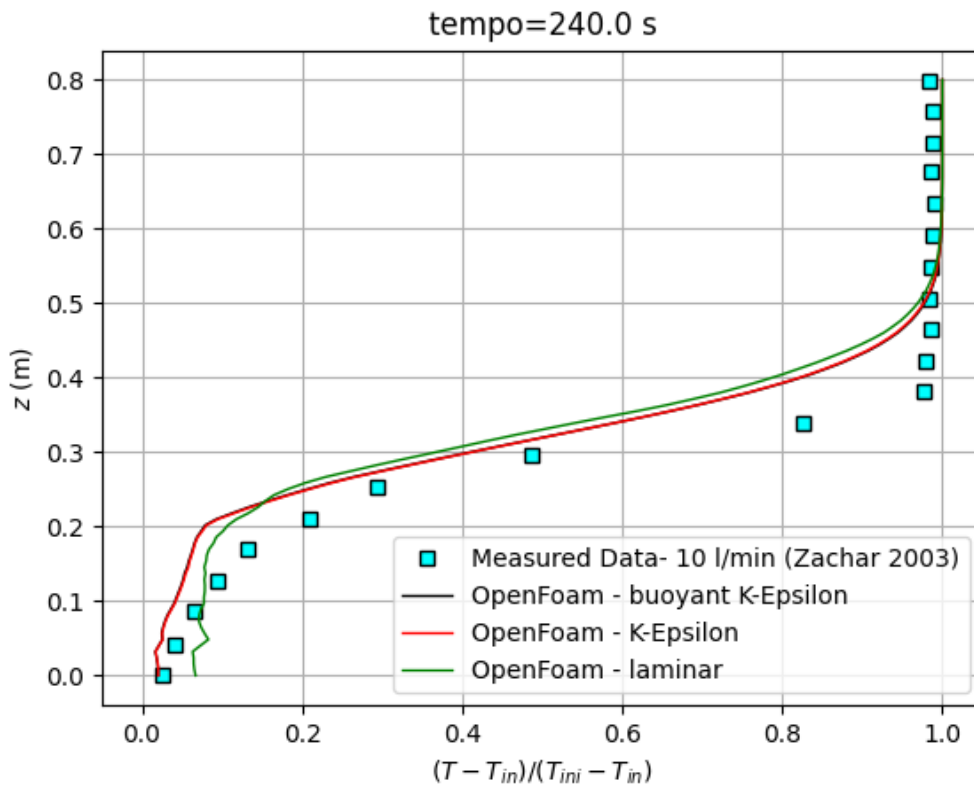
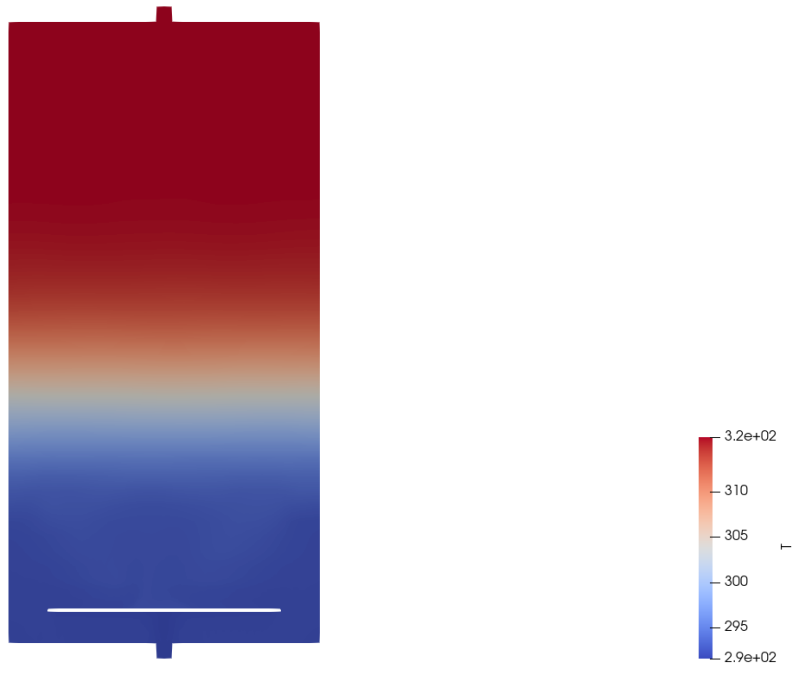


Figura 3.11: Comparação dos modelos de turbulência $k - \epsilon$ e Buoyant $k - \epsilon$

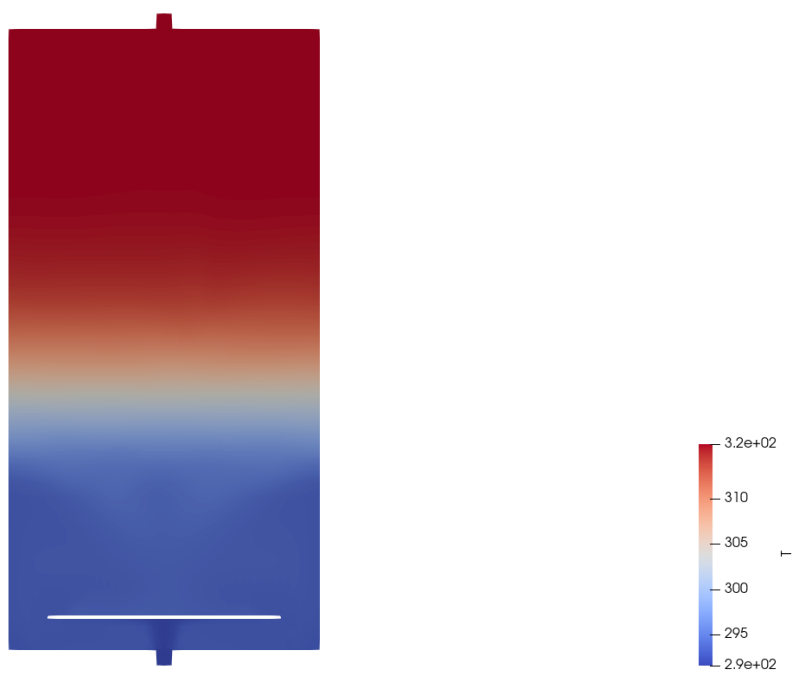
assim, pode-se afirmar que existe uma boa concordância entre os modelos numéricos de turbulência e o modelo experimental.

Na Figura 3.12 é possível observar a distribuição final da temperatura no interior do tanque quando utilizado o modelo de turbulência (3.12a) e o modelo laminar (3.12b). A zona da termoclina, em ambos os modelos, começa a cerca de 0.2m até a cerca de 0.5m de altura, com uma zona mais evidente entre os 0.25m e 0.4m.

Apesar das pequenas discrepâncias observadas associadas à validação deste modelo, derivadas de perturbações do fluido devido à barra sustentadora dos sensores de temperatura, possíveis incertezas experimentais e devido à obtenção manual dos pontos de comparação com os resultados simulados, é possível afirmar que existe uma boa concordância entre o modelo experimental e o modelo numérico, que mais uma vez comprova a eficácia dos métodos *CFD* para simular casos experimentais sem a necessidade de recorrer a modelos de grandes dimensões e dispendiosos. Posteriormente, será utilizado o modelo *Buoyant k - \epsilon* para os casos com escoamento turbulento, visto que não apresenta um tempo de computação mais elevado do que o modelo convencional, mas, a força de impulsão poderá ser um fator influenciador dos resultados quando aumentada a diferença entre a temperatura inicial e a de entrada. Ao incorporar os efeitos de flutuação diretamente no modelo de turbulência, é possível estudar de forma eficiente cenários onde os gradientes de temperatura desempenham um papel significativo no comportamento do fluido. À medida que a diferença de temperatura aumenta, a inclusão dos efeitos de flutuação torna-se crucial para obter resultados fiáveis, tornando o modelo uma escolha ideal.



(a) Modelo turbulento



(b) Modelo laminar

Figura 3.12: Distribuição vertical de temperatura

4 Ensaios e otimização do termoacumulador de inércia

No presente capítulo são apresentados os detalhes do estudo realizado, que consiste na otimização de um termoacumulador de inércia através de várias simulações *CFD*, em que são variados os parâmetros operacionais, nomeadamente as temperaturas de trabalho, os caudais e a relação de aspeto. Além destas variações, a performance do termoacumulador também é avaliada nas operações de carga, descarga e em modo de stand-by, através dos indicadores de performance mencionados previamente.

Por fim, são comparados os resultados das simulações e analisados quais os fatores contribuem para o aumento da performance dos mesmos.

4.1 Geometria e materiais do termoacumulador

O termoacumulador utilizado como base tem uma capacidade de 100 litros. O diâmetro do tanque, D , tem o valor de 0.4 metros e altura, H , de 0.8 metros, que corresponde a uma razão de aspeto entre altura e diâmetro de 2. Os diâmetros das tubagens de entrada e saída de fluido têm um diâmetro, $d_{inlet/outlet}$ mede 36 mm, e situam-se a 0.19 metros e 0.7 metros da base do tanque. O esquema do tanque pode ser observado na Figura 4.1.

As setas vermelhas e azuis indicam as entradas e saídas de água quente e fria, respetivamente, sendo que do lado esquerdo temos o circuito da fonte de calor, e do lado direito o circuito do equipamento de distribuição de calor. Neste caso de estudo, apenas se considera a existência de fluxo no circuito da fonte, pelo que, as portas do lado do equipamento de distribuição apenas são ilustrativas e o circuito é assumido como fechado.

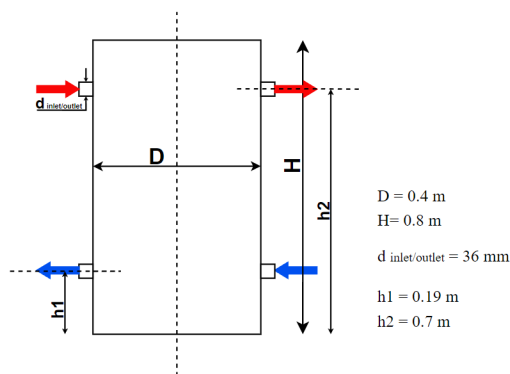


Figura 4.1: Esquema do tanque de armazenamento.

4.2 Testes de convergência de malha

O teste de convergência da malha é realizado para compreender qual o tamanho ideal desta de modo a obter a melhor relação entre o tempo de simulação e a precisão de resultados. Para este efeito foram testados três tamanhos de malha para a geometria descrita previamente, compostos por 200000 células, 100960 células e 50240 células que serão posteriormente mencionados como malha fina, malha média e malha grosseira, respetivamente.

De modo a avaliar esta relação mencionada previamente, foi simulado um caso para os 3 diferentes tamanhos da malha. Os parâmetros usados neste caso são:

- Temperatura inicial = $20^{\circ}C$
- Caudal = 100 l/h
- Temperatura da água de entrada = $50^{\circ}C$
- Razão de aspeto (H/D) = 2
- Tempo de simulação = 3600 segundos

Com estas condições estamos perante um número de Reynolds de cerca de 1780, ou seja, é possível assumir que o escoamento é laminar.

É aplicada a condição de não escorregamento nas paredes do tanque, na entrada e na saída, pelo que a velocidade do fluido nestes pontos é nula. Nas paredes também é aplicada uma condição de parede adiabática, pelo que a transferência de calor é nula.

Na Figura 4.2 é possível observar a distribuição da temperatura vertical no interior do tanque a uma distância de 0.1 metros do centro da base no momento final da simulação.

Observa-se que a malha fina se afasta ligeiramente dos resultados obtidos na malha média e grosseira, que têm uma distribuição muito próxima. A maior diferença entre a malha fina e a malha grosseira encontra-se mesmo na base do tanque, com um valor de $6.19^{\circ}C$, sendo que o mesmo acontece na comparação entre a malha média e grosseira, cuja maior diferença é de apenas $0.73^{\circ}C$. No entanto, entre a malha média e fina, este valor corresponde a $6.22^{\circ}C$ a cerca de 4 cm de altura acima da base do tanque. Estes dados traduzem-se em diferenças de 2.055%, 0.24% e 2.066%, respetivamente para os valores anteriores. Seria de esperar uma maior precisão nos resultados da análise da malha fina. No entanto, observa-se uma divergência em relação aos outros dois níveis de refinamento. Essa discrepância ocorre devido ao aumento do número de Courant para um máximo de 2.05 durante a fase final da simulação na malha fina, resultando em valores de menor precisão. Em contraste, na malha média, esse valor não excede 0.66, e na malha grosseira, 0.76. Claramente, a malha fina está excessivamente refinada para os parâmetros de passo temporal especificados, e uma diminuição nesse passo resultaria em resultados semelhantes aos dos outros refinamentos. No entanto, isso aumentaria ainda mais o tempo necessário para a simulação.

Além da distribuição de temperatura vertical, também foi analisada a evolução da temperatura média no interior do tanque durante o decorrer da simulação. Esta informação pode ser encontrada na Figura 4.3.

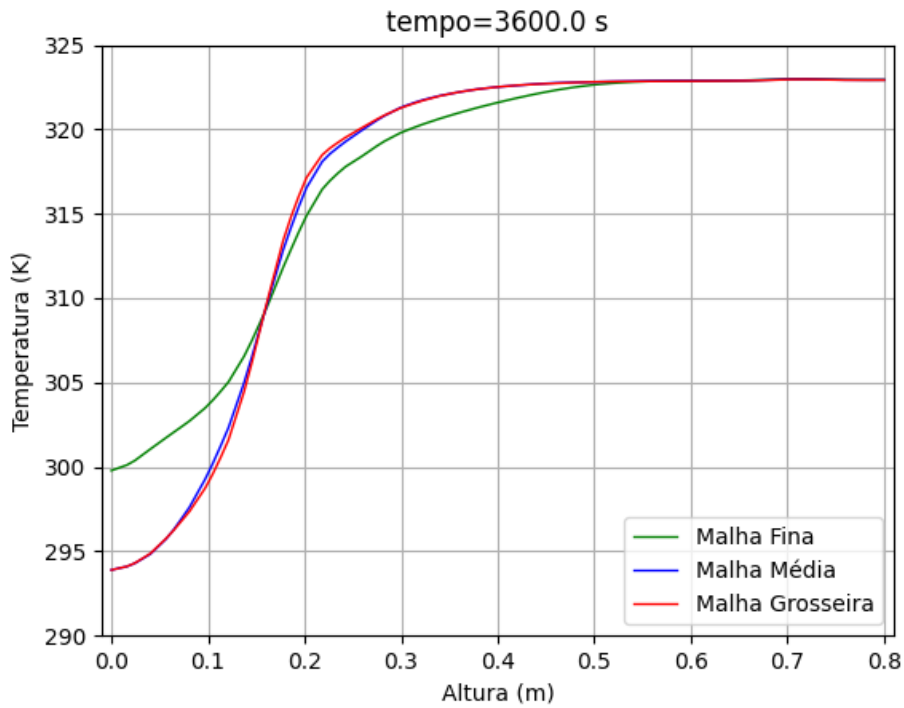


Figura 4.2: Distribuição vertical de temperatura

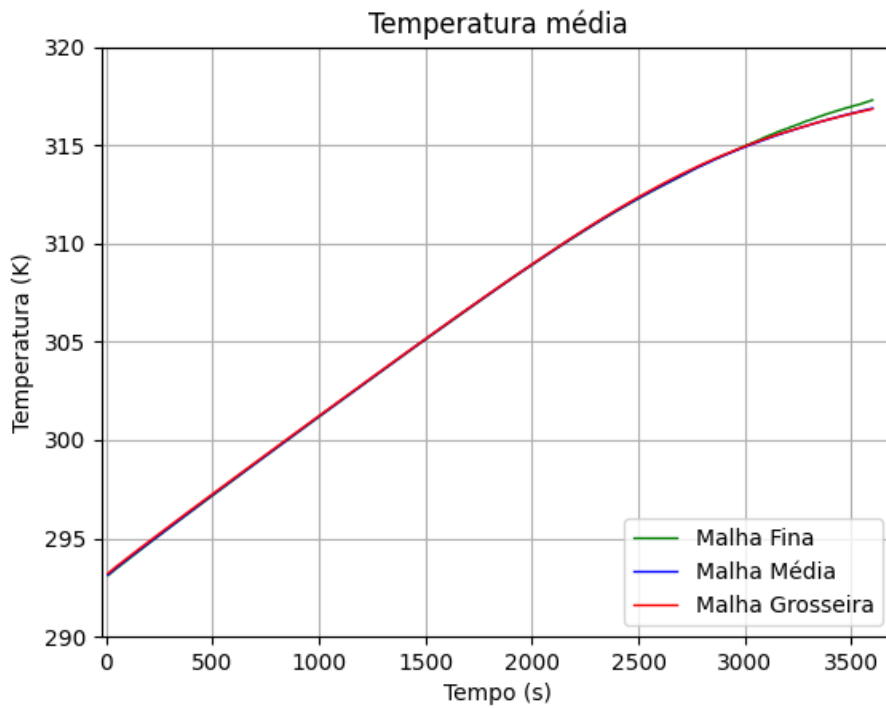


Figura 4.3: Evolução da temperatura média

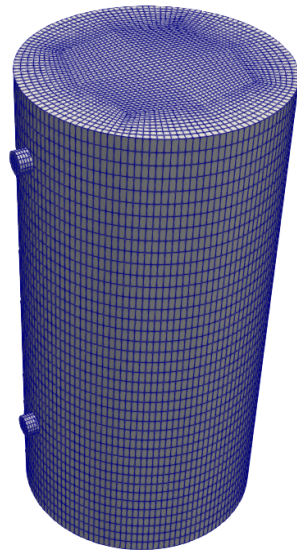


Figura 4.4: Configuração da malha média

Neste caso, é possível afirmar que existe uma boa concordância entre as diferentes malhas relativamente à temperatura média durante a simulação, com diferenças máximas abaixo de $0.5^{\circ}C$ e que apenas ocorrem a partir dos 3400 segundos de tempo simulado.

Tendo em conta estes fatores, foi optado pelo uso da malha média devido à sua maior precisão nos resultados e com um tempo de simulação de cerca de 13 horas, em contraste com as cerca de 26 horas da malha com o maior refinamento. A malha grosseira foi a que mais rapidamente obteve o resultado final, num intervalo de tempo de apenas 8 horas.

É notório que a malha média apresenta a melhor relação de compromisso entre a qualidade dos resultados obtidos e o tempo necessário para executar a simulação.

A malha média contém 40 camadas com 2516 células no corpo principal do cilindro, enquanto as portas de entrada e saída possuem 5 camadas com 32 células. Esta configuração resulta num comprimento de célula máximo de 0,02 metros e um mínimo de 0,004 metros. A região central do corpo principal foi refinada para melhorar a captura da mistura entre os fluidos, que ocorre numa área mais complexa.

Na Figura 4.4 é possível observar a configuração da malha global, enquanto as Figuras 4.5 e 4.6 mostram a configuração do topo e da entrada/saída.

4.3 Condições iniciais e de fronteira

As condições de fronteira aplicadas seguem o mesmo princípio dos subcapítulos 3.3.2 e 3.4.2. Resumidamente, são aplicadas condições de não escorregamento nas paredes do tanque, na entrada e na saída pelo que a velocidade do fluido nestes pontos é nula. Nas paredes também é aplicada uma condição de parede adiabática, pelo que a transferência de calor através das mesmas é nula.

As condições iniciais de temperatura e caudal, para as situações de carga e descarga, respetivamente, são apresentadas na tabela 4.1. Todas as condições aqui

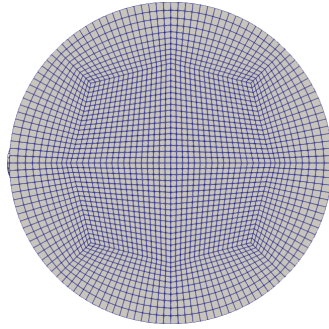


Figura 4.5: Configuração da malha no topo do tanque

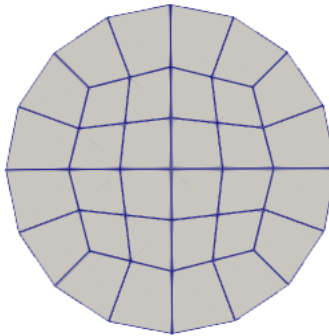


Figura 4.6: Configuração da malha na entrada

descritas são abordadas de forma independente.

Tabela 4.1: Condições iniciais (carga e descarga)

$T_0(^{\circ}C)$	$V(l/h)$	$T_{in}(^{\circ}C)$	AR	$T_0(^{\circ}C)$	$V(l/h)$	$T_{in}(^{\circ}C)$	AR
20	100	40	1.5	40	100	20	1.5
30	300	50	2	50	300	30	2
40	500	60	3	60	500	40	3

Neste caso, T_0 representa a temperatura inicial da água no interior do tanque e V representa o caudal volumétrico que entra no sistema à temperatura T_{in} . AR significa a razão de aspecto do tanque, ou seja, a razão entre a altura e diâmetro. Os números de Reynolds (3.17) variam entre 1000 e 10400, pelo que, existe uma variação entre escoamento laminar e turbulento, dependendo dos parâmetros da simulação. Foram escolhidos estes parâmetros porque refletem situações reais do quotidiano, com a finalidade de simular condições comuns encontradas em aplicações práticas. Estes parâmetros não só fornecem uma base realista para análise, como também oferecem percepções sobre o comportamento e o desempenho de sistemas em diversos ambientes operacionais.

Embora não existam valores universalmente aceites, alguns autores sugerem que um escoamento completamente desenvolvido é laminar para números de Reynolds abaixo de 2300 e turbulento para números acima de 2900 [38, 39]. No entanto, há autores que afirmam que o escoamento laminar ocorre até um número de Reynolds entre 2100 e 2300, com a transição para turbulento a ocorrer em torno de 4000

[10,22,29]. Com base nisso, os escoamentos com números de Reynolds abaixo de 2100 serão classificados como laminar, enquanto aqueles acima de 4000 serão considerados turbulentos.

Devido à complexidade e ao elevado número de simulações associado à realização de um design fatorial completo no estudo, que seriam 81 para a operação de carga e de descarga, optou-se por implementar o design Box-Behnken. Este método revela-se particularmente eficaz para explorar respostas tridimensionais sem a necessidade de realizar todos os ensaios que um desenho fatorial completo exigiria. Além disso, o design Box-Behnken é reconhecido pela sua eficiência em termos do número de experiências necessárias para testar interações entre variáveis, permitindo-nos assim obter resultados robustos com um número reduzido de ensaios [40,41]. Dado isto, a ordem de simulações pode ser verificada nas tabelas 4.2 e 4.3, respetivamente para o modo de operação de carga e descarga.

Tabela 4.2: Ordem de simulações no processo de carga

Simulação	$T_0(^{\circ}C)$	$V(l/h)$	$T_{in}(^{\circ}C)$	AR
1	30	300	40	1,5
2	30	100	50	1,5
3	20	300	50	1,5
4	40	300	50	1,5
5	30	500	50	1,5
6	30	300	60	1,5
7	30	100	40	2
8	20	300	40	2
9	40	300	40	2
10	30	500	40	2
11	20	100	50	2
12	40	100	50	2
13	30	300	40	2
14	20	500	50	2
15	40	500	50	2
16	30	100	60	2
17	20	300	60	2
18	40	300	60	2
19	30	500	60	2
20	30	300	40	3
21	30	100	50	3
22	20	300	50	3
23	40	300	50	3
24	30	500	50	3
25	30	300	60	3

O desenho experimental adotado, conforme ilustrado nas tabela, foi cuidadosamente planeado para permitir a análise dos efeitos de cada parâmetro de forma independente. Este arranjo possibilita a investigação sistemática dos efeitos do aumento de cada variável estudada — temperatura inicial, caudal, temperatura de entrada e AR — sem a necessidade de realizar um número excessivamente grande

Tabela 4.3: Ordem de simulações no processo de descarga

Simulação	$T_0(^{\circ}C)$	$V(l/h)$	$T_{in}(^{\circ}C)$	AR
1	50	300	20	1,5
2	50	100	30	1,5
3	40	300	30	1,5
4	60	300	30	1,5
5	50	500	30	1,5
6	50	300	40	1,5
7	50	100	20	2
8	40	300	20	2
9	60	300	20	2
10	50	500	20	2
11	40	100	30	2
12	60	100	30	2
13	50	300	20	2
14	40	500	30	2
15	60	500	30	2
16	50	100	40	2
17	40	300	40	2
18	60	300	40	2
19	50	500	40	2
20	50	300	20	3
21	50	100	30	3
22	40	300	30	3
23	60	300	30	3
24	50	500	30	3
25	50	300	40	3

de simulações. Ao selecionar combinações estratégicas de condições operacionais, maximiza-se a eficiência do estudo ao minimizar o número de configurações necessárias, mantendo ao mesmo tempo a capacidade de discernir claramente os impactos individuais e interações significativas entre as variáveis. Este método não otimiza apenas recursos como tempo e custos, mas também fortalece a robustez dos resultados obtidos, facilitando uma interpretação clara e objetiva dos dados.

4.4 Modelo geométrico e malha

Conforme indicado na Tabela 4.1, são examinados três valores distintos de AR. O esquema do modelo com AR igual a 2 pode ser visualizado na Figura 4.1, enquanto os valores de 1.5 e 3 estão representados nas Figuras 4.7 e 4.8, respectivamente. O volume de 100 litros foi mantido para os três dimensionamentos, portanto, para um AR igual a 1.5, o depósito apresenta um diâmetro de 0.44 m por 0.66 m de altura. O tanque com AR igual a 3 possui um diâmetro de 0.35 m e altura de 1.04 m. A distância das portas de admissão e extração até à base mais próxima (h_1 e $H-h_2$) permanece constante em cada um dos modelos. O tanque com AR de 2 possui uma malha de 100960 células, para AR de 1.5 a malha é composta 103148 células e para

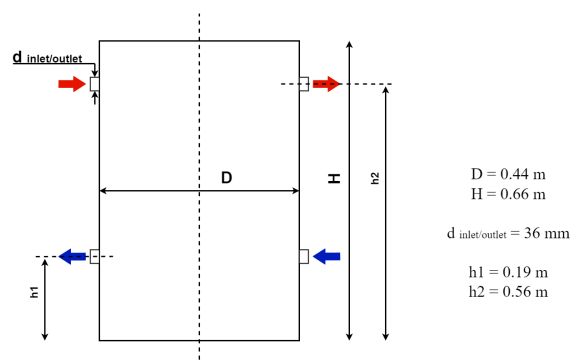


Figura 4.7: Depósito com $AR=1.5$

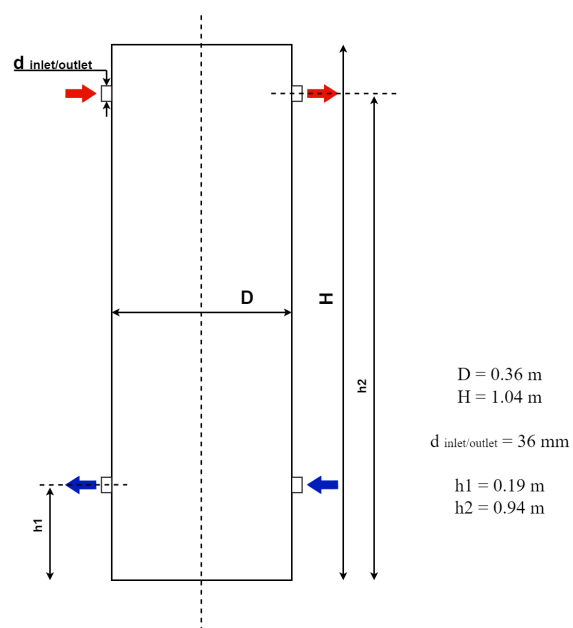


Figura 4.8: Depósito com $AR=3$

um AR de 3 a malha tem 103280 células.

5 Discussão de Resultados

5.1 Operação de Carga

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos relativos à operação de carregamento do depósito de armazenamento, através dos indicadores de performance mencionados anteriormente. De modo a facilitar a apresentação dos resultados, cada simulação será avaliada com base no AR

5.1.1 AR de 1.5

Para analisar a influência do aumento de caudal de admissão são comparados os casos 2 e 5 (Tabela 4.2).

Começando pelo número de Richardson, a Figura 5.1 indica que o caso 2 apresenta um valor bastante mais elevado, o que indica que, para caudais reduzidos, as forças de impulsão dominam o escoamento, portanto existe menos mistura entre fluidos e, conseqüentemente, um maior grau de estratificação.

Pelo número de MIX podemos observar o mesmo fenómeno, na Figura 5.2. Apesar de estarem muito próximas nos momentos iniciais, é possível perceber que, a cerca de 40% de tempo de cada simulação, os valores começam a divergir. No fim, o caso 2 apresenta um valor mais reduzido deste parâmetro pelo que se conclui que o fluido está mais estratificado.

O número de Péclet é praticamente constante ao longo da simulação, no entanto, este aumenta com o aumento do caudal de entrada. Quando analisado em conjunto com o número de Richardson, permite a obtenção de informação adicional relativamente ao grau de estratificação do fluido no interior. Portanto, pela análise da

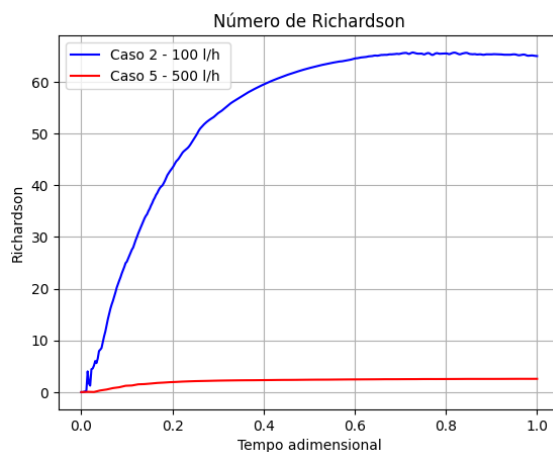


Figura 5.1: Número de Richardson para 100 e 500 l/h

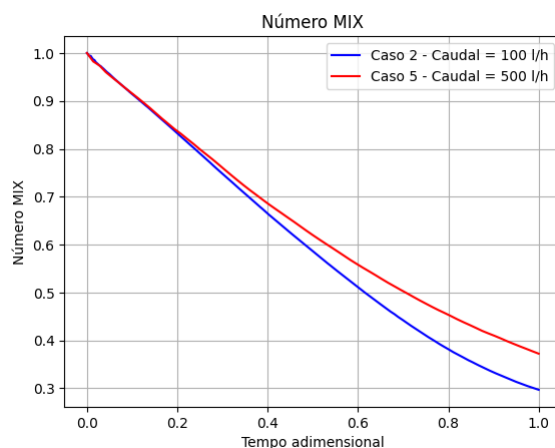


Figura 5.2: Número de MIX para 100 e 500 l/h

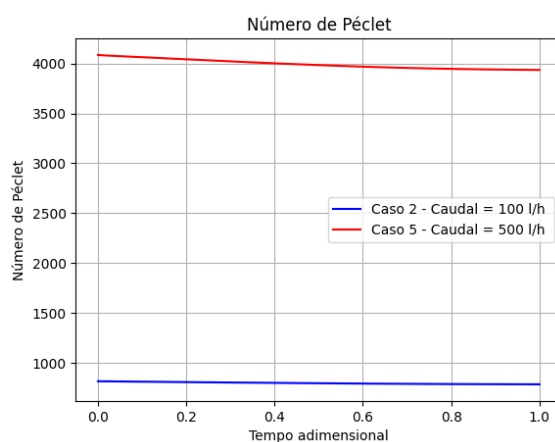


Figura 5.3: Número de Péclet para 100 e 500 l/h

Figura 5.3, conclui-se que, o aumento do número de Péclet causa a destruição da estratificação.

As Figura 5.4 e 5.5 contêm a informação relativa à eficiência energética e exer-gética de todo o processo de carga de cada simulação.

O comportamento descendente da eficiência energética indica que, a partir de cerca de 35% de tempo de simulação, a energia está a entrar no tanque, no entanto, não está a ser armazenada, ou seja esta a ser extraída do tanque. Isto acontece devido ao posicionamento das portas de extração no tanque, que impede que a água que se encontra abaixo aqueça, ou seja, a temperatura média do tanque começa a aproximar-se da temperatura da água que é extraída, como pode ser observado na Figura 5.6. O mesmo acontece com a eficiência exer-gética. Visto que este parâmetro é calculado com base no cenário ideal de carga, em que não existe mistura, podemos afirmar que, no fim de ambas as simulações, há uma diferença de cerca de 45% e 48% entre o cenário real e o ideal.

Em ambos os casos, o aumento de caudal não aparenta ter um impacto signifi-cativo.

Para avaliar o efeito do aumento da temperatura de entrada no interior do depó-sito são analisados os casos 1 e 6. Novamente, começando pelo número de Richardson

A análise do número de Richardson revela que o caso com a temperatura de en-

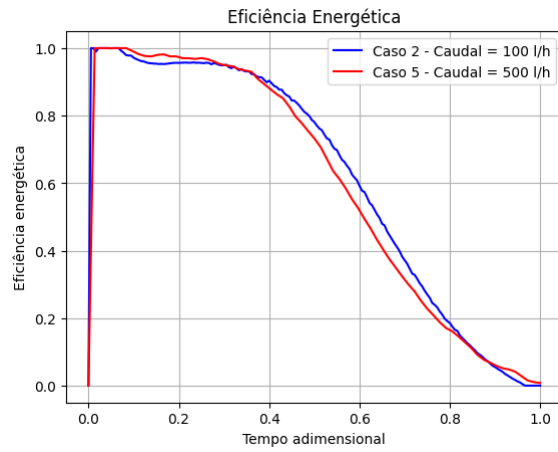


Figura 5.4: Eficiência energética para 100 e 500 l/h

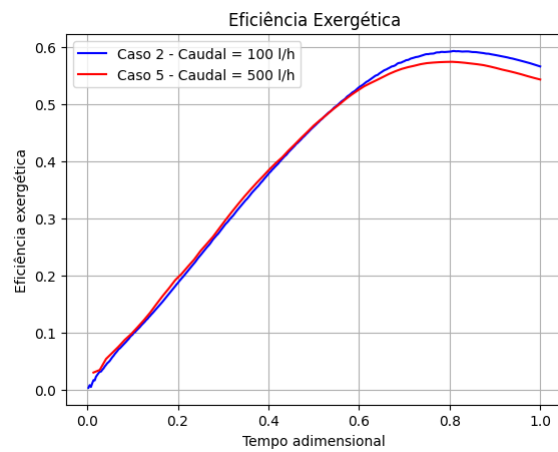


Figura 5.5: Eficiência exergética para 100 e 500 l/h

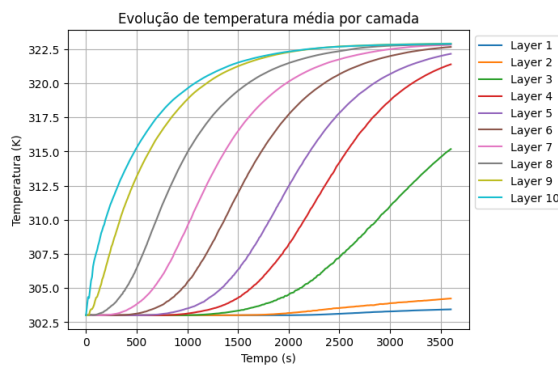


Figura 5.6: Distribuição de temperatura para 100l/h

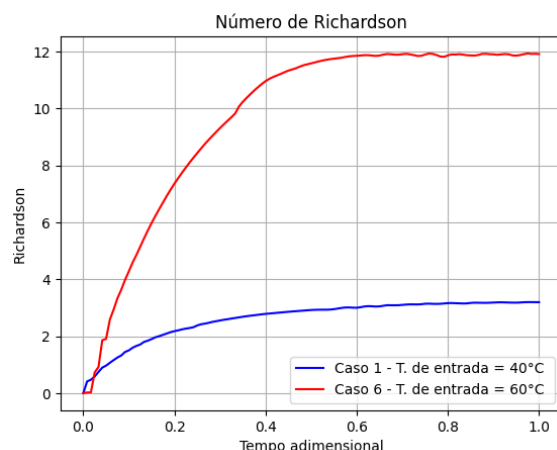


Figura 5.7: Número de Richardson para diferentes temperaturas de entrada

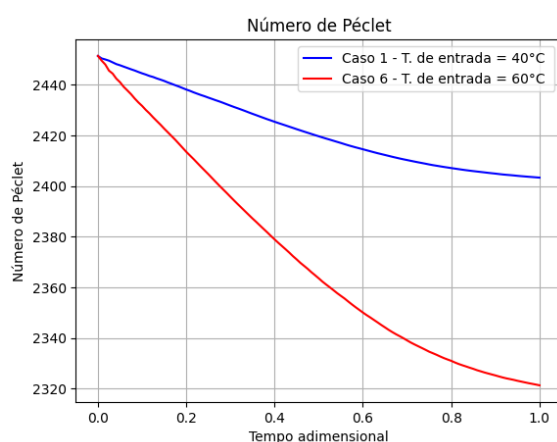


Figura 5.8: Número de Péclet para diferentes temperaturas de entrada

trada mais alta apresentará um perfil de temperatura com um grau de estratificação mais acentuado. No entanto, conforme indicado pela equação 2.13, constatamos que essa discrepância nos resultados é causada pela maior diferença de temperatura.

No entanto, associando este resultado ao número de Péclet, é possível obter algumas novas conclusões. A Figura 5.8 mostra que existe uma diminuição deste parâmetro durante o decorrer da simulação, com um queda mais acentuada para o Caso 6. Esta análise, em conjunto com o número de Richardson, indica que uma temperatura de entrada mais elevada pode resultar num perfil de temperatura mais estratificado.

Para comprovar as conclusões obtidas com os parâmetros anteriores, é analisado o número de MIX, através da Figura 5.9. Embora as diferenças sejam reduzidas, este parâmetro confirma a conclusão obtida da análise prévia, ou seja, que o aumento da temperatura de entrada cria um perfil estratificado de temperatura.

A análise energética, por sua vez, mostra que o aumento da temperatura de entrada causa uma redução na capacidade de absorver a energia que entra no tanque num momento inicial. A diminuição da eficiência indica que, antes do fim da experiência, existe perda de energia armazenada, possivelmente devido as posições das portas de saída.

A análise exérgica apresentada na Figura 5.11 indica que o aumento da tempe-

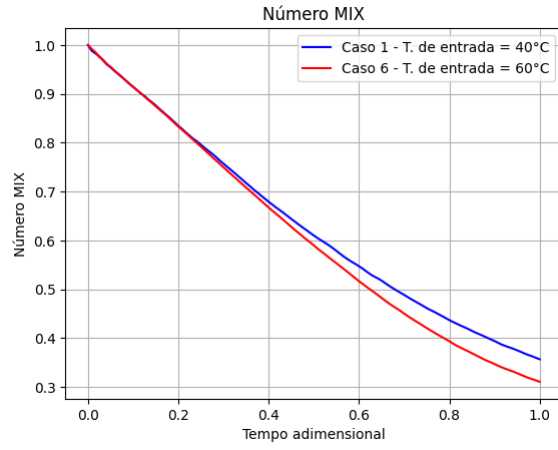


Figura 5.9: Número de MIX para diferentes temperaturas de entrada

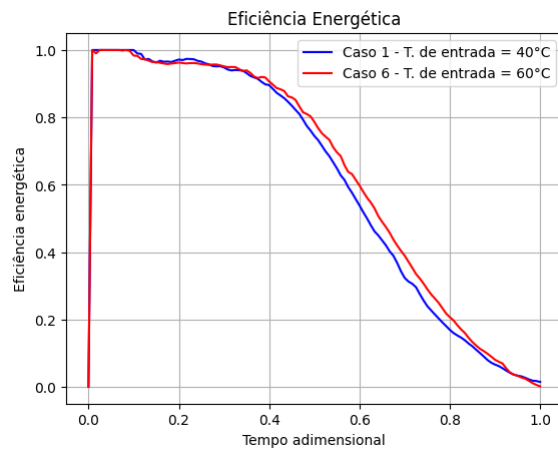


Figura 5.10: Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada

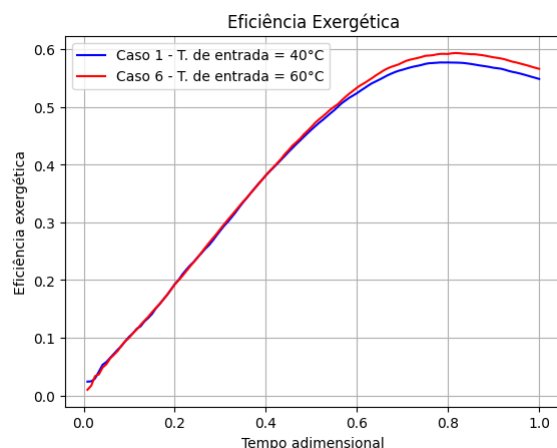


Figura 5.11: Eficiência exergética para diferentes temperaturas de entrada

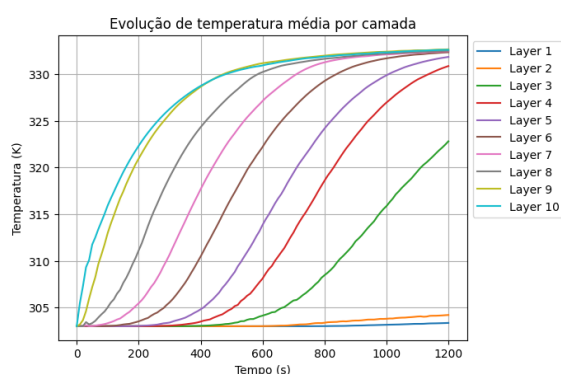


Figura 5.12: Distribuição para temperatura de entrada de 60 °C

ratura de entrada permite a absorção de mais exergia em comparação com o cenário ideal de carga de cada simulação. A ligeira diferença final entre os resultados permite concluir que o aumento da temperatura de entrada cria um perfil estratificado, visto que essa medição é feita em relação a um cenário ideal em que não há mistura de fluidos quente e frio.

Na Figura 5.12 podemos observar a razão da eficiência energética acabar nula e da eficiência exergética não chegar mais próxima de 100%. As camadas 1 e 2, que se encontram mais próximas da base do tanque, sofrem uma alteração muito reduzida em relação às restantes. Isto acontece, novamente, devido à posição da porta de saída da água, que se encontra acima destas camadas, e impede que a água quente que entra chegue a estas camadas mais baixa, sendo retirada do tanque, o que cria uma perda de energia e exergia.

Para avaliar os efeitos do aumento da temperatura inicial são estudados os casos 3 e 4.

Pela análise do número de Richardson seria de esperar que o caso com uma temperatura interna baixa apresentaria um perfil mais estratificado, no entanto, dada a diferença de temperaturas, este resultado já era esperado.

Neste caso, a análise conjunta dos números de Richardson e de Péclet não é suficiente para determinar qual dos casos apresenta um perfil de temperatura interna mais estratificado. Contrariamente à análise anterior, na qual o caso com maior número de Richardson e menor número de Péclet mostrava-se mais estratificado,

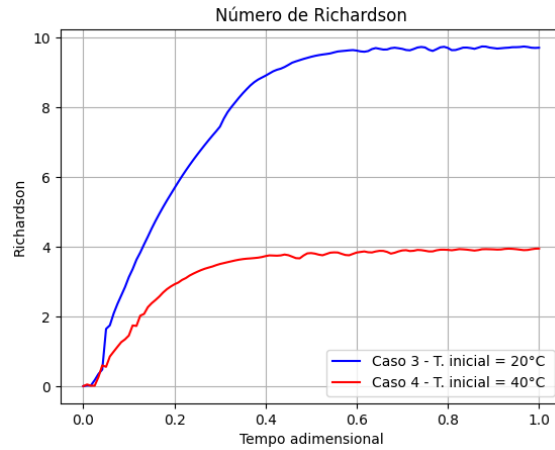


Figura 5.13: Número de Richardson para diferentes temperaturas iniciais

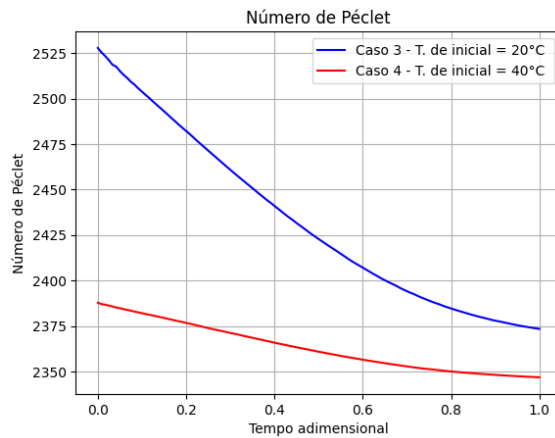


Figura 5.14: Número de Péclét para diferentes temperaturas iniciais

neste cenário ocorre o contrário.

Para confirmar as questões levantadas da análise destes parâmetros, é abordado o número MIX, que confirma o número de Richardson.

A Figura 5.15 mostra claramente que o caso 3, com a menor temperatura inicial, demonstra um perfil de temperatura com melhor grau de estratificação, confirmando assim o resultado do número de Richardson.

A análise energética pouca informação revela sobre o impacto da temperatura inicial devido à proximidade entre os resultados obtidos, como se pode confirmar pela Figura 5.16

A análise exergética, apesar de também revelar pouca informação, devido a proximidade dos resultados, confirma a análise do número de Richardson e de Mix, ou seja, o caso 3 apresenta um melhor perfil de estratificação, visto que se aproxima mais do cenário de carga ideal.

Com base na análise destes parâmetros, podemos concluir que a condição operacional que mais afeta a estratificação do fluido é o caudal de admissão, e a sua redução permite obter resultados mais favoráveis devido à menor intensidade de mistura entre o fluido de entrada e o inicial. Em seguida, temos a temperatura de entrada, cujo aumento favorece a criação de um perfil de temperatura estratificado, uma vez que a água menos densa tende a formar uma camada superior devido à força

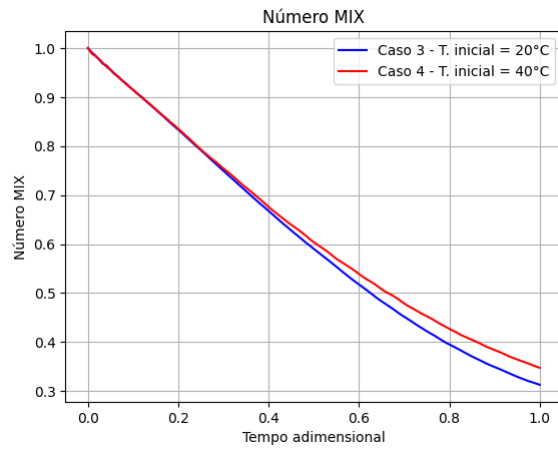


Figura 5.15: Número de MIX para diferentes temperaturas iniciais

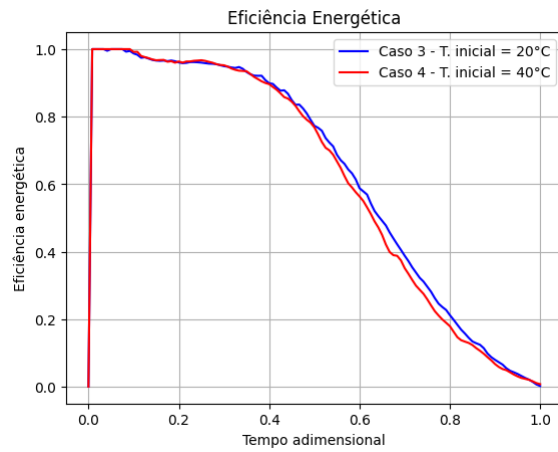


Figura 5.16: Eficiência energética para diferentes temperaturas iniciais

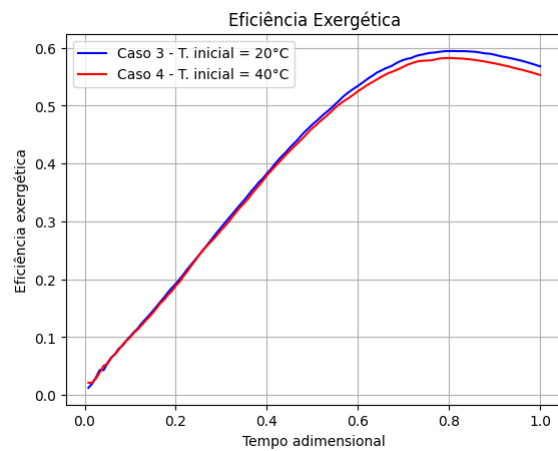


Figura 5.17: Eficiência energética para diferentes temperaturas iniciais



Figura 5.18: Número de MIX para a mesma diferença de temperatura

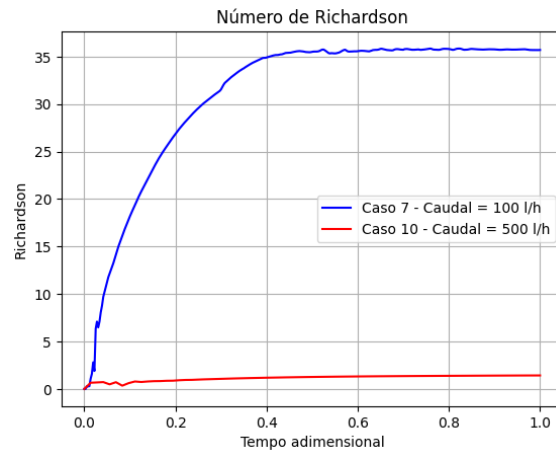


Figura 5.19: Número de Richardson para 100 e 500 l/h

que a impulsiona para cima. A temperatura inicial apresentou resultados muito semelhantes aos da temperatura de entrada, o que sugere que a estratificação depende da diferença de temperatura e não do valor absoluto da temperatura. Portanto, o aumento dessa diferença trará benefícios para a estratificação e a conservação de energia e exergia. A Figura 5.18 comprova esta afirmação, visto que ambos os casos estão a operar com diferentes temperaturas mas com a mesma diferença.

5.1.2 AR de 2

Para analisar a influência do aumento de caudal são comparados os casos 7 e 10 (Tabela 4.2). Começando pelo número de Richardson, a Figura 5.19 indica, novamente, que o caso com menor caudal de entrada apresenta claramente um valor bastante mais elevado deste parâmetro, em comparação com o outro caso.

O número de MIX confirma a análise prévia. A Figura 5.20 indica claramente que um caudal de entrada de 100 l/h cria um perfil de temperatura mais estratificado.

O número de Péclet, Figura 5.21, em conjunto com os indicadores anteriores, serve para confirmar esta afirmação. Apesar de se manter quase constante ao longo das simulações, nota-se que o caudal inferior se traduz num valor mais reduzido deste indicador, o que, novamente, indica que o caudal reduzido cria um perfil de

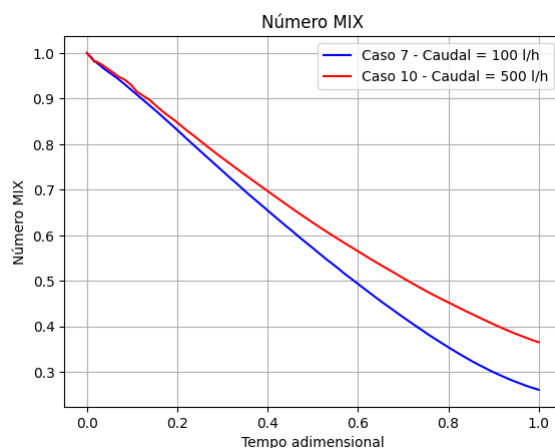


Figura 5.20: Número de MIX para 100 e 500 l/h

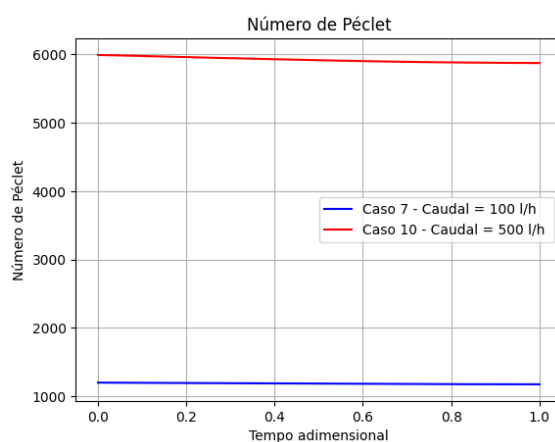


Figura 5.21: Número de Péclet para 100 e 500 l/h

temperatura com um maior grau de estratificação.

A eficiência energética e exérgica é observada pelas Figuras 5.76 e 5.23. Tal como acontece com a geometria anterior, existe uma tendência descendente no que toca à eficiência energética, que pode ser explicada pela saída de energia durante o processo, devido ao posicionamento da porta de extração, que impede o aquecimento da zona inferior, Figura 5.24.

A eficiência exérgica também apresenta um comportamento semelhante aos casos analisados previamente, no entanto, apenas difere em cerca de 40% e 45%, respetivamente para 100 e 500 l/h, do cenário ideal. Neste caso, o aumento de caudal já aparenta ter impacto nestes resultados.

Para avaliar o efeito do aumento da temperatura de entrada no interior do depósito são analisados os casos 8 e 17

Devido à diferença de temperatura, o número de Richardson indica que o caso 17 apresenta um perfil de temperatura com maior grau de estratificação, pela análise da Figura 5.25. No entanto, isto acontece, novamente, devido à diferença de temperatura mais elevada, pelo que este parâmetro sozinho não revela grande informação.

Ao associar os resultados do número de Richardson ao número de Péclet, é possível obter conclusões mais concretas sobre a estratificação do perfil de temperatura. Pela Figura 5.26, é possível notar uma queda mais acentuada para o caso 17 no de-

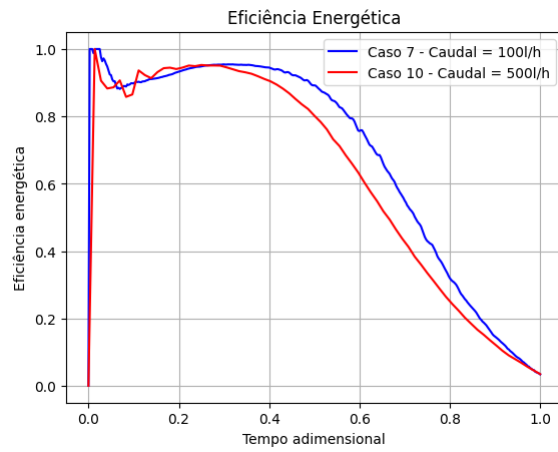


Figura 5.22: Eficiência energética para 100 e 500 l/h

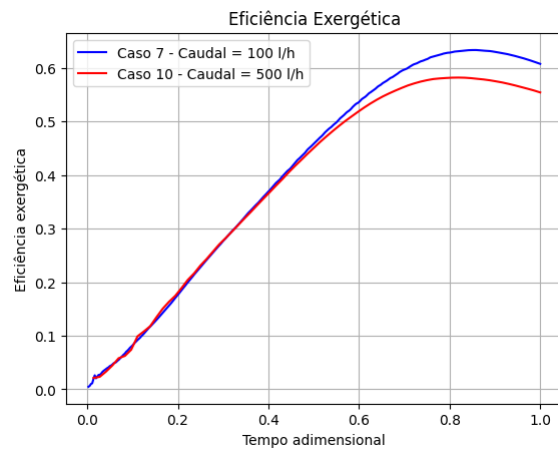


Figura 5.23: Eficiência exergética para 100 e 500 l/h

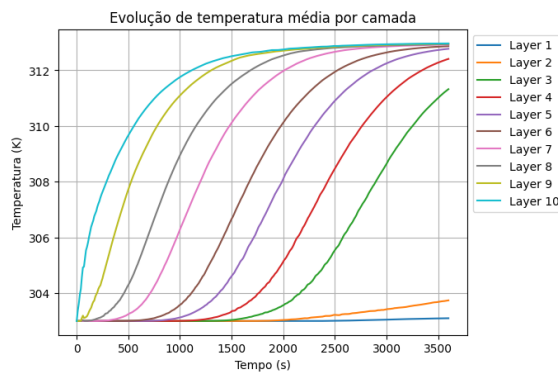


Figura 5.24: Distribuição de temperatura para 100l/h

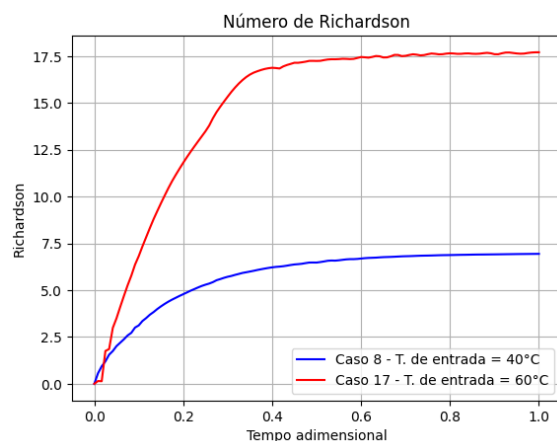


Figura 5.25: Número de Richardson para diferentes temperaturas de entrada

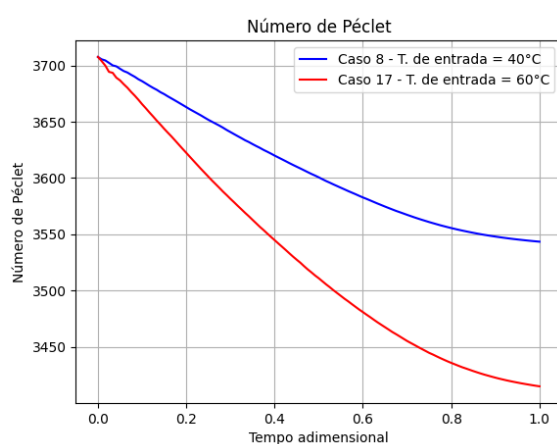


Figura 5.26: Número de Péclet para diferentes temperaturas de entrada

correr da simulação. Esta análise, em conjunto com o número de Richardson, indica que o aumento da temperatura de entrada pode resultar num perfil de temperatura mais estratificado.

Na Figura 5.27 é revelado o numero MIX de ambas as simulações. Este parâmetro comprova as afirmações anteriores, o aumento da temperatura de entrada da água tem um efeito positivo na estratificação do fluido, apesar da diferença não ser elevada.

No que diz respeito à eficiência energética e exergética, conforme ilustrado nas Figuras 5.28 e 5.29, o aumento da temperatura de entrada não apresenta um impacto significativo, uma vez que as diferenças observadas em ambos os casos são mínimas. No entanto, a Figura 5.29 sugere que o aumento da temperatura de entrada exerce um ligeiro efeito positivo sobre a eficiência exergética, aproximando o caso 17 do cenário ideal de carga. Assim, é possível afirmar com segurança que o aumento da temperatura de entrada contribui para a criação de um perfil de temperatura mais estratificado, apesar de ter um efeito reduzido.

Por último, é analisado o efeito do aumento da temperatura inicial, através dos casos 11 e 12.

Seguindo a metodologia anterior, a análise começa pelo número de Richardson. Novamente, devido às discrepâncias entre diferenças de temperatura de cada simu-

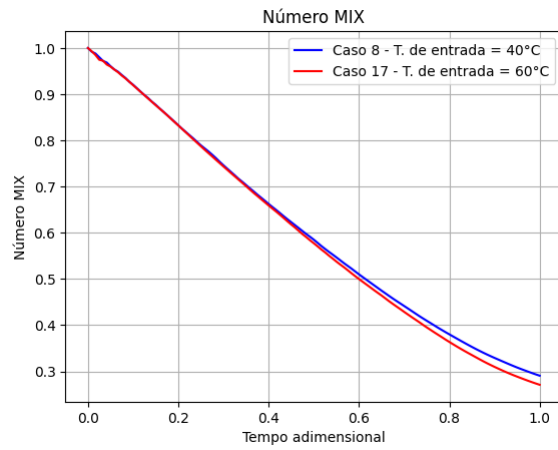


Figura 5.27: Número de MIX para diferentes temperaturas de entrada

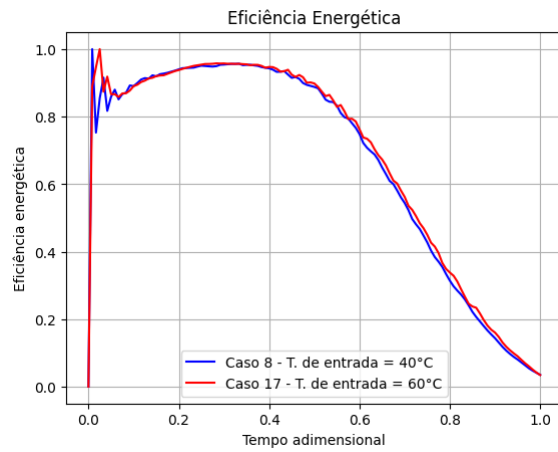


Figura 5.28: Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada

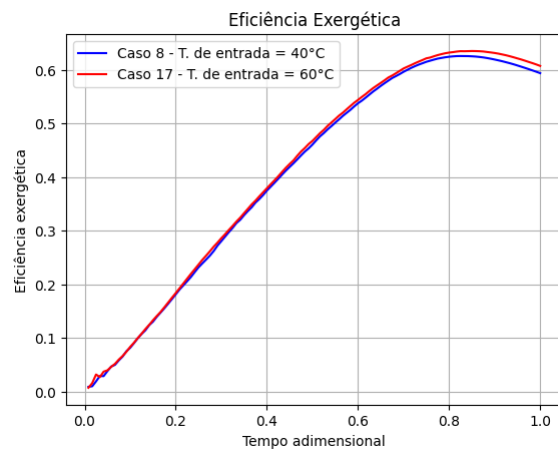


Figura 5.29: Eficiência exergética para diferentes temperaturas de entrada

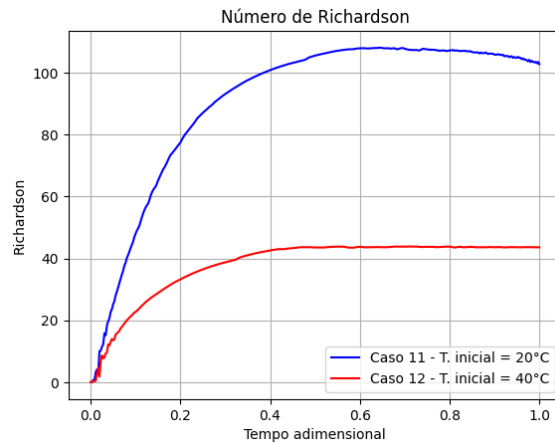


Figura 5.30: Número de Richardson para diferentes temperaturas iniciais

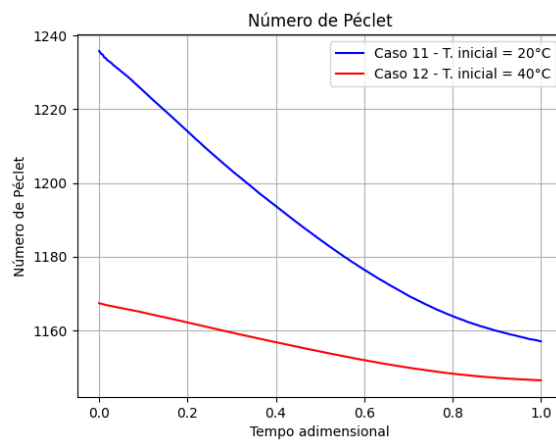


Figura 5.31: Número de Péclet para diferentes temperaturas iniciais

lação este parâmetro não nos fornece uma informação completamente fidedigna. A Figura 5.30 indica que o caso 11 estará mais estratificado, mas é necessário a análise dos outros indicadores.

Neste caso o número de Péclet em conjunto com o número de Richardson não é suficiente para obter um resultado plausível, dado que os resultados se contrariam. A Figura 5.31 mostra que o caso que apresenta um perfil estratificado será caso 12 devido ao valor mais reduzido.

Portanto, utiliza-se o número MIX para obter uma conclusão mais pertinente. A Figura 5.32 relewa uma discrepância muito reduzida, o que indica que o aumento da temperatura inicial do tanque terá muito pouco efeito no nível de estratificação do perfil de temperatura.

A eficiência energética de ambas as simulações é bastante semelhante, com uma pequena discrepância no caso 11 a partir de 60% de tempo de simulação, mas com um valor final semelhante, como se pode observar na Figura 5.33.

A eficiência exérgica, apesar de apresentar uma discrepância bastante reduzida, indica que o caso 11 terá um perfil de temperatura melhor estratificado, devido à proximidade com o caso ideal. Este resultado pode ser conferido na Figura 5.34. Ou seja, a redução da temperatura inicial têm benefícios na estratificação do perfil de temperatura e no armazenamento de exergia.

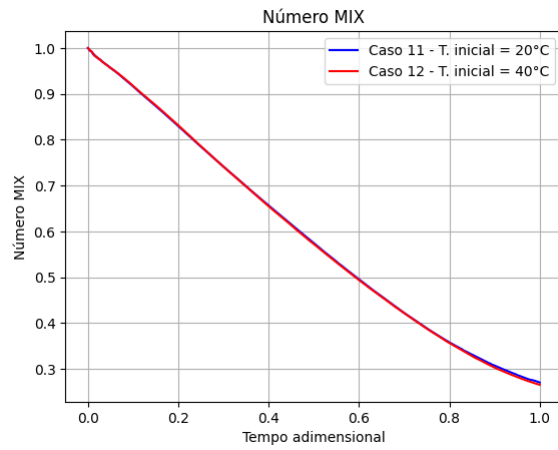


Figura 5.32: Número de MIX para diferentes temperaturas iniciais

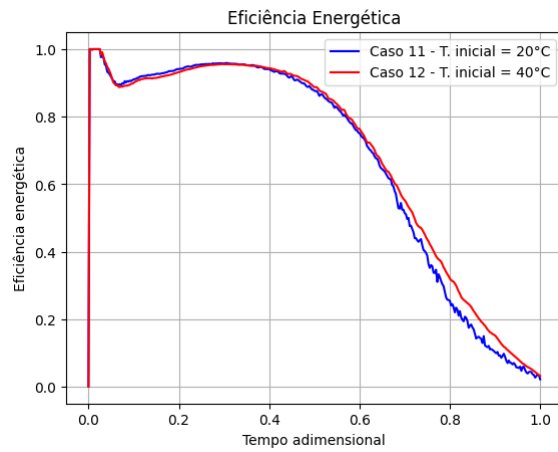


Figura 5.33: Eficiência energética para diferentes temperaturas iniciais

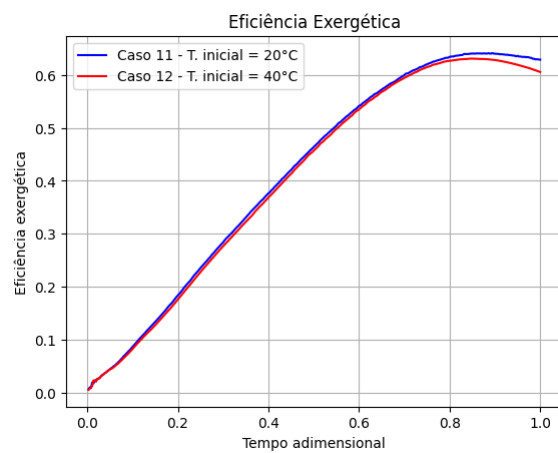


Figura 5.34: Eficiência exergética para diferentes temperaturas iniciais

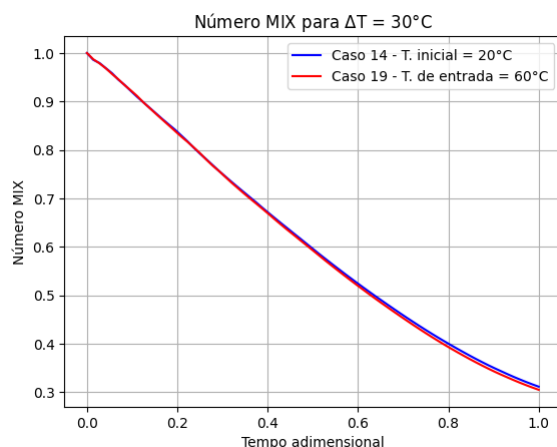


Figura 5.35: Número de MIX para a mesma diferença de temperatura

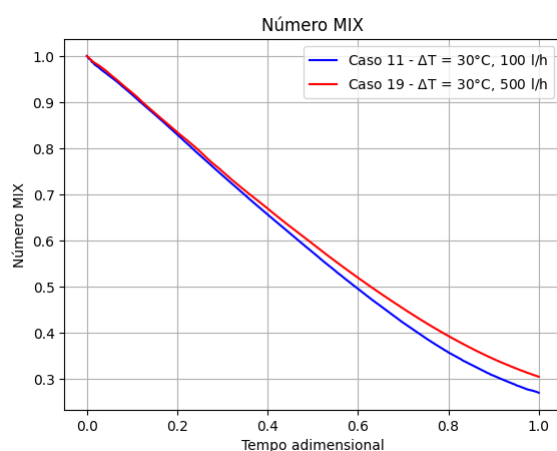


Figura 5.36: Número MIX para diferentes caudais

Os resultados bastante próximos das variação das temperaturas, tanto de entrada como iniciais levantam novamente a questão da dependência dos valores absolutos da temperatura ou das diferenças de temperatura.

Na Figura 5.35 observa-se o número MIX para os casos 14 e 19. Ambos têm o mesmo caudal de 500 l/h, operam em temperaturas diferentes, mas com a mesma diferença entre elas. As diferenças são praticamente nulas nestes casos.

Além disto, também surge uma questão pertinente, relativo ao efeito da diferença de temperatura com o aumento de caudal. Na Figura 5.36 observa-se o número MIX entre os casos 11 e 19. Ambos têm a mesma diferença de temperaturas, de 30 °C mas o caso 11 tem 100 l/h, enquanto o caso 19 tem 500 l/h.

Comparando a Figura 5.36 com a Figura 5.20, em que apenas há uma diferença de 10 °C, observa-se que os dois casos com o menor caudal terminam com um valor semelhante, no entanto, os caso 19 termina com um valor substancialmente inferior ao caso 10. Esta comparação indica que o aumento do diferencial de temperatura contraria os efeitos do aumento do caudal de admissão.

Na Figura 5.37 podemos observar o número MIX dos casos 14 e 15, cujas temperaturas operativas são iguais às dos casos 11 e 12 (Figura 5.32), mas com um caudal de 500 l/h. É notório que o aumento do caudal destrói o perfil estratificado, mas, novamente, observa-se que o caso com a maior diferença de temperatura, caso 14, é

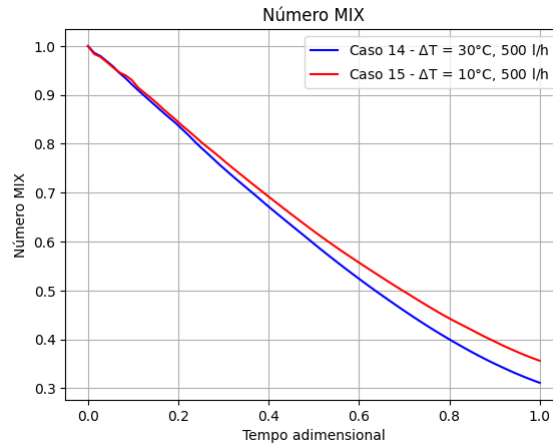


Figura 5.37: Número MIX para diferentes temperaturas iniciais

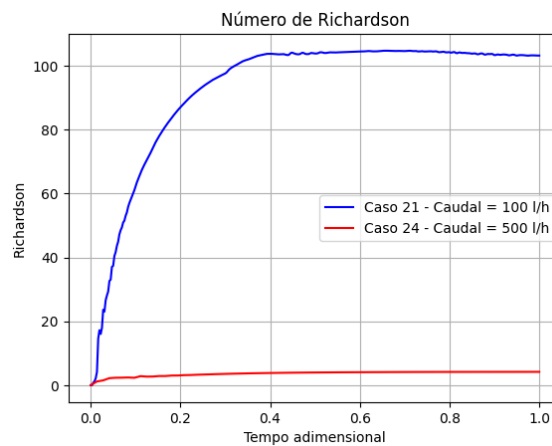


Figura 5.38: Número de Richardson para 100 e 500 l/h

o que sofre menos alteração com o aumento do caudal. Isto comprova a afirmação anterior, de que o aumento da diferença das temperaturas operacionais diminui o efeito do aumento de caudal, ou seja, para garantir uma boa estratificação, no caso de apenas ser possível utilizar caudais elevados, deve-se optar por utilizar diferenciais de temperatura elevados também.

5.1.3 AR de 3

Começando novamente pela comparação do caudal, inicia-se com os casos 21 e 24. As Figuras 5.38 e 5.39 expõem os valores do número de Richardson e de Péclet. Tal como acontece previamente para o número de Richardson, o caso 21 apresenta um valor substancialmente mais elevado do que o caso 24, devido ao aumento de caudal, que destrói a estratificação.

O número de Péclet, novamente, apresenta-se reduzido para o caso 21. Comprova-se novamente que o aumento do caudal destrói a estratificação.

O número MIX confirma as últimas análises, pela Figura 5.45, onde se observa que o caso 21 finaliza a experiência com um valor inferior ao do caso 24.

Para estes casos, as eficiências energética e exérgica não apresentam grandes discrepâncias para ser possível avaliar o grau de estratificação, como se observa nas

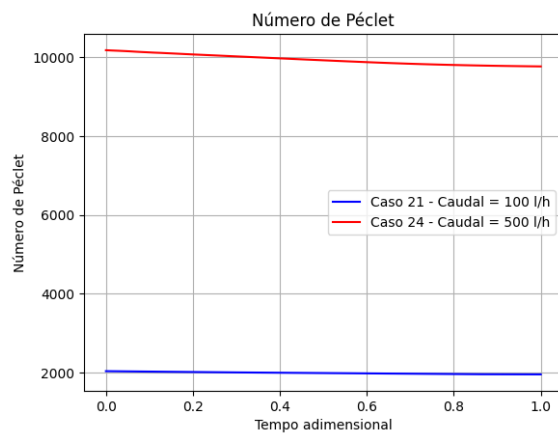


Figura 5.39: Número de Péclet para 100 e 500 l/h

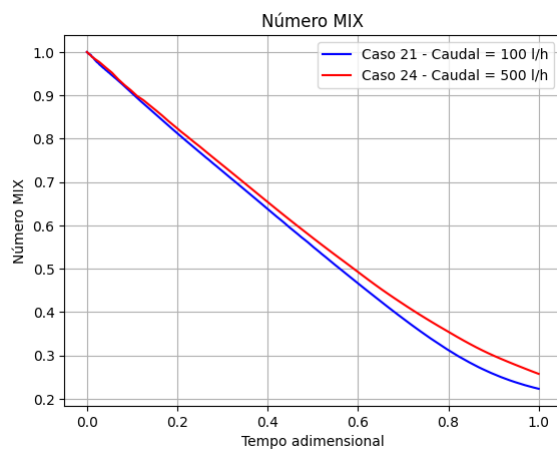


Figura 5.40: Número de MIX para 100 e 500 l/h

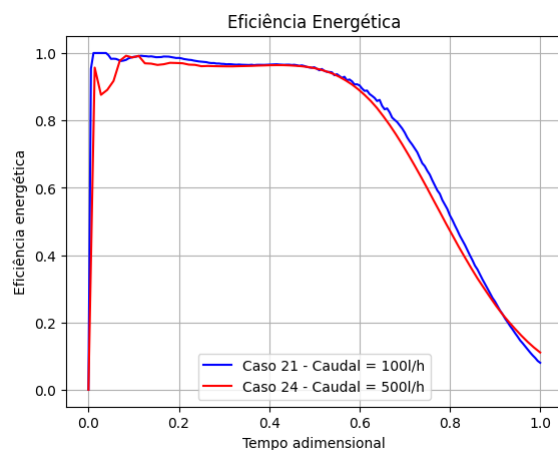


Figura 5.41: Eficiência energética para 100 e 500 l/h

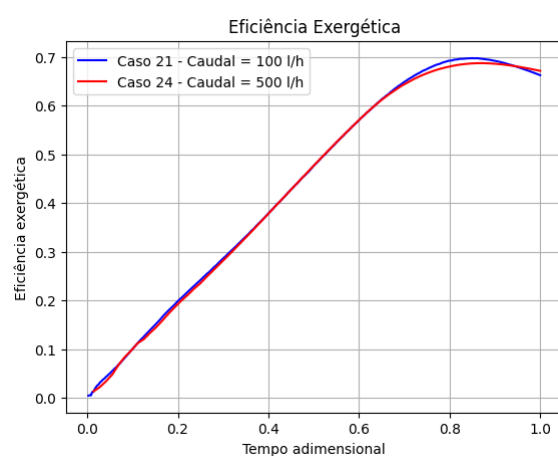


Figura 5.42: Eficiência exergética para 100 e 500 l/h

Figuras 5.41 e 5.42. As oscilações no início das simulações devem-se a perturbações na camada superior nos primeiros momentos de simulação, antes de se formar uma camada superior de temperatura constante.

Posteriormente, avalia-se os efeitos de aumento da temperatura de entrada, através dos casos 20 e 25. Tanto o número de Richardson, 5.43 como o de Péclet, Figura 5.44 parecem indicar que o caso 25, com a maior temperatura de entrada, apresenta um perfil com melhor grau de estratificação, apesar de não serem suficientes para uma análise exata.

O número MIX, Figura 5.45 confirma as análises prévias, de que o aumento da temperatura de entrada, ou da diferença de temperaturas operativas, permite que o fluido crie um perfil de temperatura estratificado com mais facilidade.

Tal como aconteceu nos casos anteriores, as eficiências não apresentam grandes discrepâncias entre as simulações, pelo que a sua análise, nas figuras 5.46 e 5.47.

Por fim, analisa-se o efeito de aumentar a temperatura inicial, pelas simulações 22 e 23. Como acontece previamente, o número de Richardson e Péclet, Figuras 5.48 e 5.49, mostram informações contraditórias, sendo que o caso 22 apresenta valores mais elevados de ambos.

No entanto, o número de MIX confirma o resultado do número de Richardson, ainda que por uma diferença mínima, como se verifica na Figura 5.50.

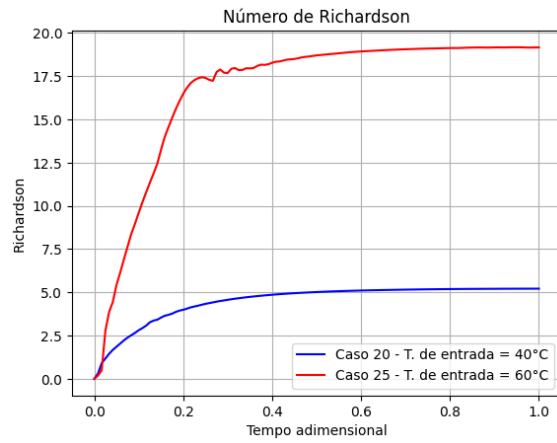


Figura 5.43: Número de Richardson para diferentes temperaturas de entrada

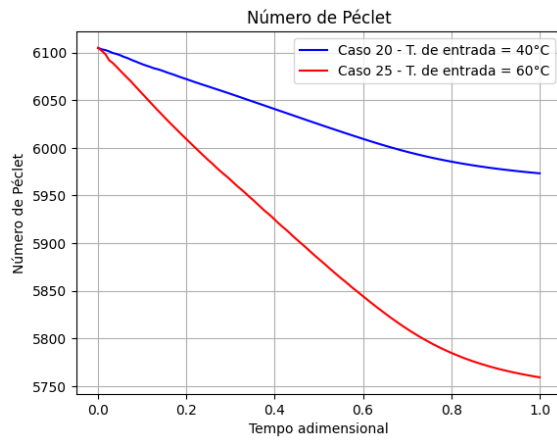


Figura 5.44: Número de Péclet para diferentes temperaturas de entrada

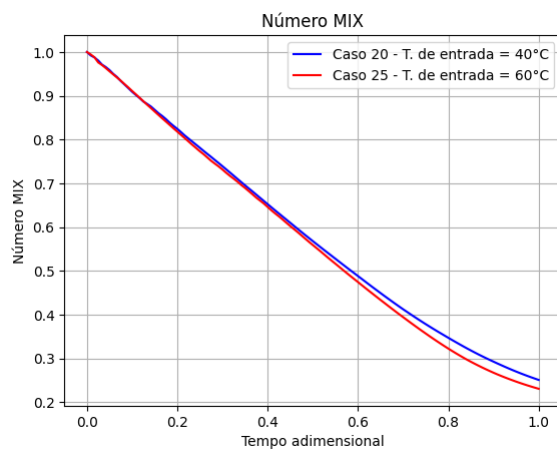


Figura 5.45: Número de MIX para diferentes temperaturas de entrada

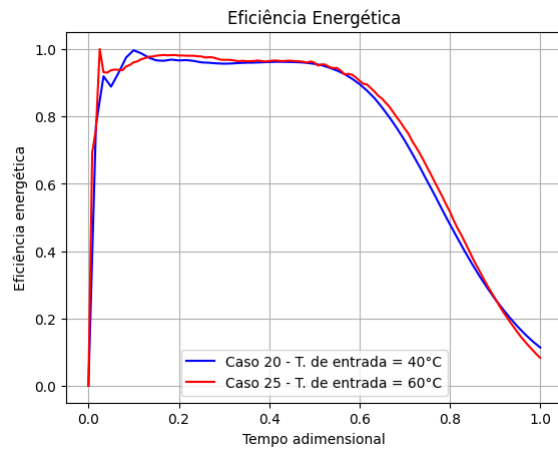


Figura 5.46: Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada

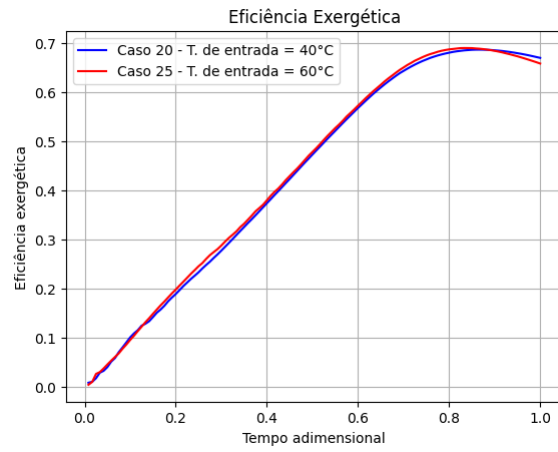


Figura 5.47: Eficiência exergética para diferentes temperaturas de entrada

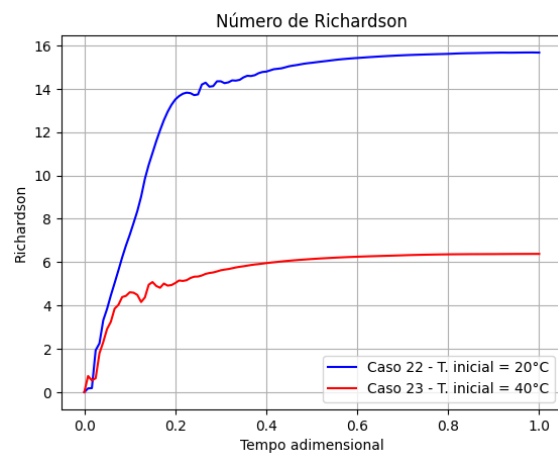


Figura 5.48: Número de Richardson para diferentes temperaturas iniciais

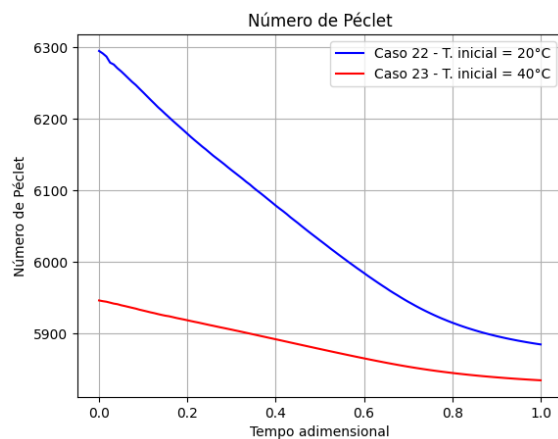


Figura 5.49: Número de Péclet para diferentes temperaturas iniciais

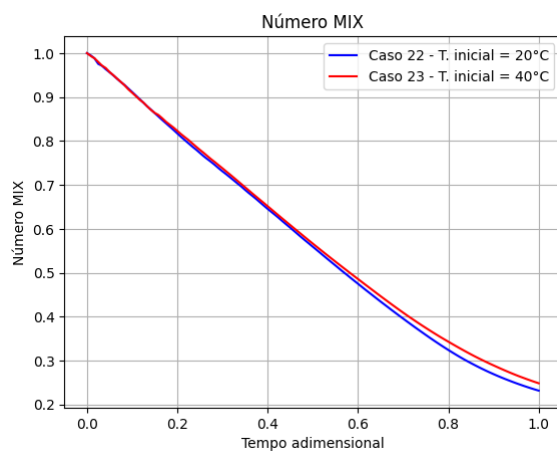


Figura 5.50: Número de MIX para diferentes temperaturas iniciais

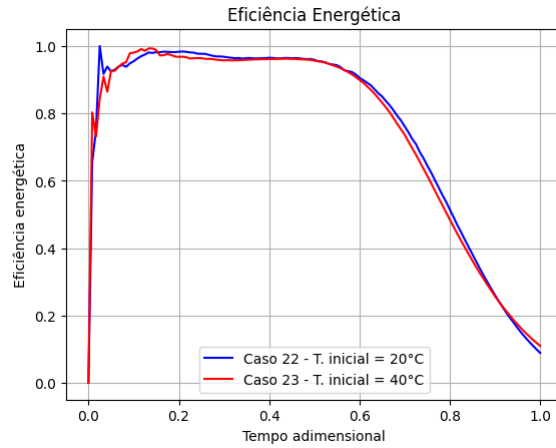


Figura 5.51: Eficiência energética para diferentes temperaturas iniciais

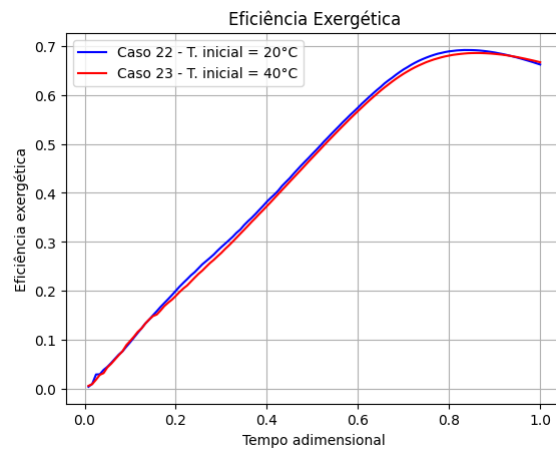


Figura 5.52: Eficiência exergética para diferentes temperaturas iniciais

Novamente verifica-se que aumentar a diferença de temperatura permite criar um perfil de temperatura mais estratificado.

Tal como nos casos anterior, pouca informação se obtêm das análises energética e exergética, dada a proximidade dos valores obtidos, como se observa nas Figuras 5.51 e 5.52

Após uma análise detalhada da operação de carga, constatou-se que o caudal é o parâmetro operacional que exerce a maior influência na criação de um perfil de temperatura bem estratificado. A redução do caudal é particularmente benéfica, pois minimiza a turbulência, resultando numa menor mistura entre os fluidos quente e frio. Isso favorece uma estratificação mais eficiente dentro do depósito de água. Além disso, a diferença de temperaturas operacionais também desempenha um papel importante, uma vez que o aumento dessa diferença contribui para reduzir a mistura dos fluidos, otimizando ainda mais a estratificação térmica.

5.1.4 Comparação de AR's

A análise da operação de carga é finalizada pela comparação direta entre os diferentes parâmetros geométricos, altura e diâmetro, através dos casos 1, 13 e 20.

Neste caso, os números de Péclet e Richardson não são particularmente úteis,

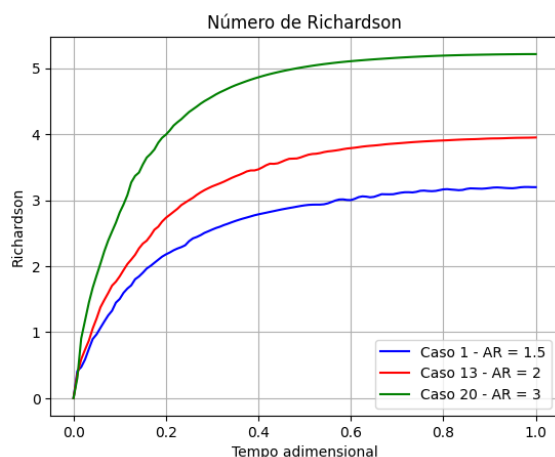


Figura 5.53: Número de Richardson para diferentes AR's

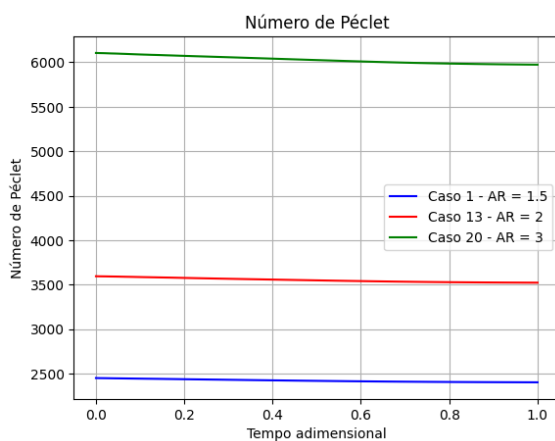


Figura 5.54: Número de Péclet para diferentes AR's

uma vez que seus valores dependem dos parâmetros geométricos. Assim, eles não fornecem informações suficientemente confiáveis e pertinentes para uma comparação adequada.

A Figura 5.53 confirma o que já era esperado: o caso 20, com uma relação de aspecto (AR) de 3, apresenta o resultado mais elevado, em função da altura aumentada.

No entanto, o número de Péclet apresenta resultados contraditórios. Anteriormente, concluiu-se que um número de Péclet mais baixo seria indicativo de uma melhor estratificação, caso estivesse em concordância com o número de Richardson. A Figura 5.54, contudo, mostra o oposto, o que indica a necessidade de recorrer a outros indicadores para uma análise mais precisa.

O número MIX, conforme ilustrado na Figura 5.55, evidencia que o caso 20 apresenta um desempenho superior durante quase toda a duração do processo de carga, resultando em um valor final significativamente inferior ao dos restantes casos. Isso indica que este caso é o que mais se aproxima da situação de um tanque perfeitamente estratificado.

A análise da eficiência energética, representada na Figura 5.56, confirma as conclusões derivadas do número MIX. Inicialmente, observa-se que o caso 1 apresenta um desempenho mais eficiente, em parte devido a perturbações no fluido que afetam

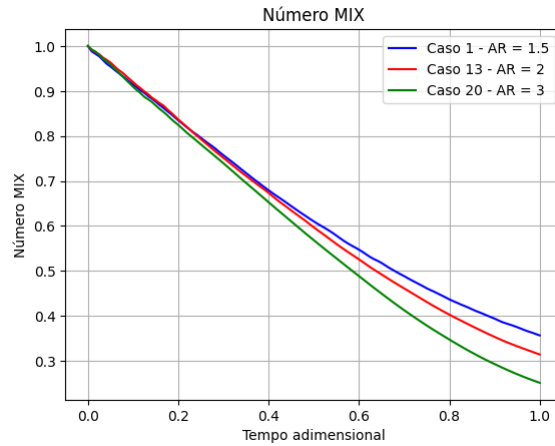


Figura 5.55: Número de MIX para diferentes AR's

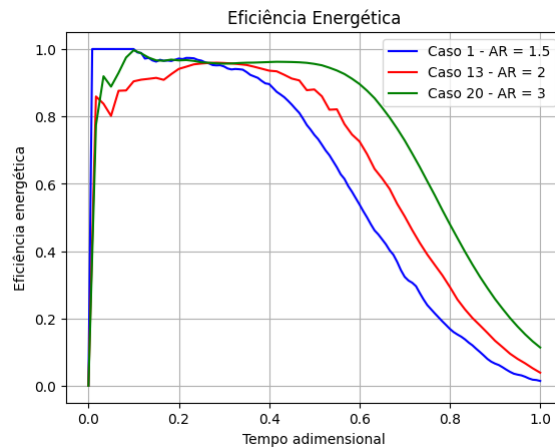


Figura 5.56: Eficiência energética para diferentes AR's

as leituras de temperatura. No entanto, a partir de aproximadamente 30% do tempo de simulação, quando a camada superior próxima à tubagem de admissão se começa a estabilizar, fica evidente que o caso 20 mantém o comportamento mais eficiente até o final da simulação, resultando em um valor final mais elevado que os demais casos.

Por fim, a análise é concluída com a avaliação da eficiência exergética, conforme ilustrado na Figura 5.57. Mais uma vez, observa-se que a AR de 3 apresenta a melhor performance. O valor final indica que, no fim da simulação, o caso 20 se aproxima mais do cenário ideal, com uma diferença de cerca de 32%, em contraste com os casos 1 e 13, que apresentam diferenças de aproximadamente 45% e 42%, respectivamente. Como este parâmetro é calculado com base em um caso ideal, onde não ocorre mistura, além da quantidade de exergia absorvida, podemos também observar que o AR de 3 resulta num menor grau de mistura e, conseqüentemente, em um perfil de temperatura mais estratificado.

Assim, pode-se afirmar que o aumento da relação de aspeto (AR) tem conseqüências positivas no desempenho do depósito de inércia, tanto em termos de eficiência energética quanto de estratificação. No entanto, conforme indicado pela literatura, esse efeito não é linear, e o aumento do AR é benéfico apenas até certo ponto.

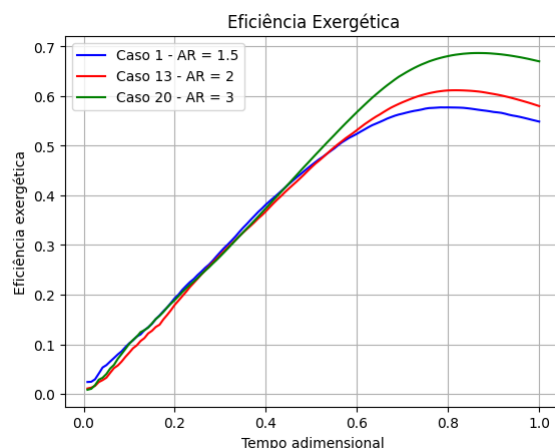


Figura 5.57: Eficiência energética para diferentes AR's

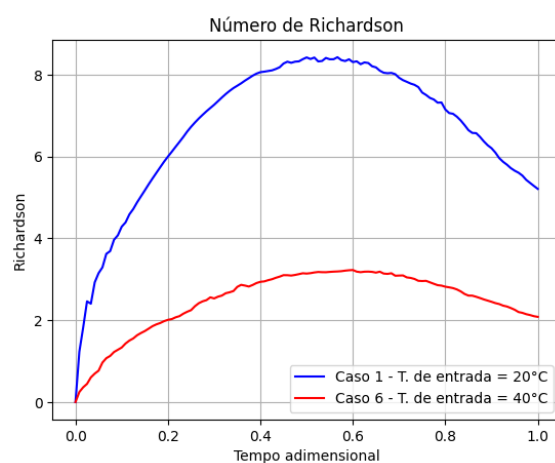


Figura 5.58: Número de Richardson para diferentes temperaturas de entrada

5.2 Operação de Descarga

5.2.1 AR de 1.5

Inicia-se a análise da operação de descarga com o tanque de relação de aspecto de 1.5 (Figura 4.7).

Começando pela análise do efeito de aumento de temperatura de entrada, são comparados os casos 1 e 6, de acordo com a tabela 4.3.

Mais uma vez, a análise dos resultados corrobora as observações feitas anteriormente: o Caso 1, devido à diferença de temperatura mais acentuada, apresenta condições mais propícias para a obtenção de um perfil de temperatura estratificado.

De forma semelhante às análises anteriores, os números de Richardson e Péclet fornecem resultados discrepantes. O número de Richardson sugere que o Caso 1 resultará num perfil de temperatura com melhor estratificação, enquanto o número de Péclet indica o oposto, conforme ilustrado nas Figuras 5.58 e 5.59.

O número MIX, por sua vez, confirma as conclusões obtidas a partir do número de Richardson, confirmando que o Caso 1 é de fato o que apresenta um perfil de temperatura mais estratificado, como se observa na Figura 5.60.

A análise energética e exergética mostra-se pouco eficaz para comparação entre

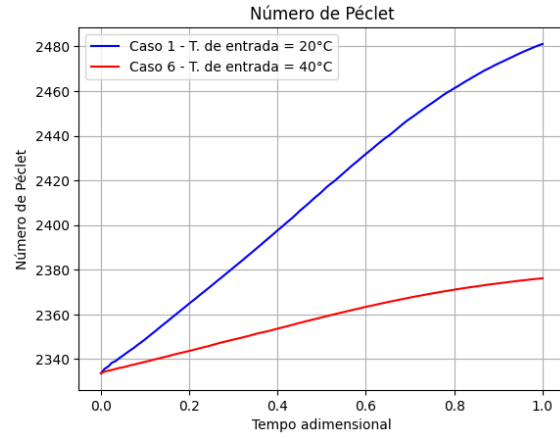


Figura 5.59: Número de Péclet para diferentes temperaturas de entrada

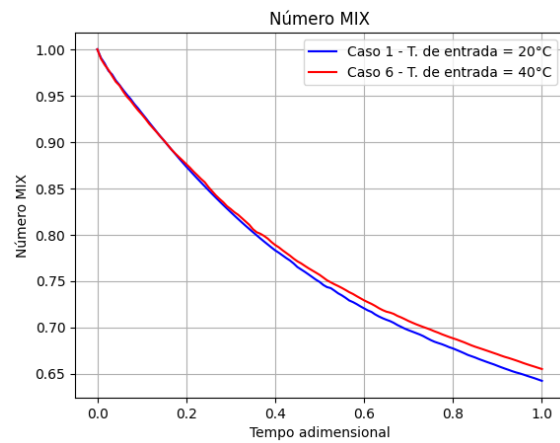


Figura 5.60: Número de MIX para diferentes temperaturas de entrada

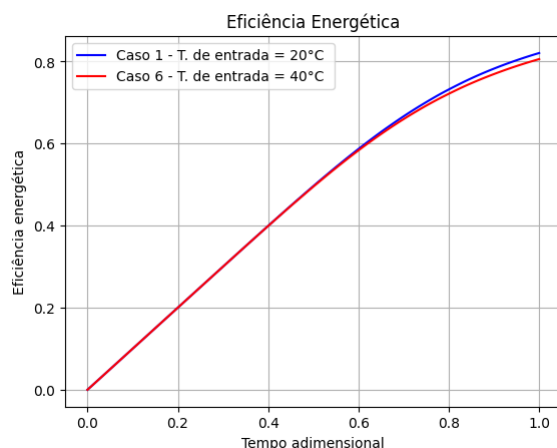


Figura 5.61: Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada

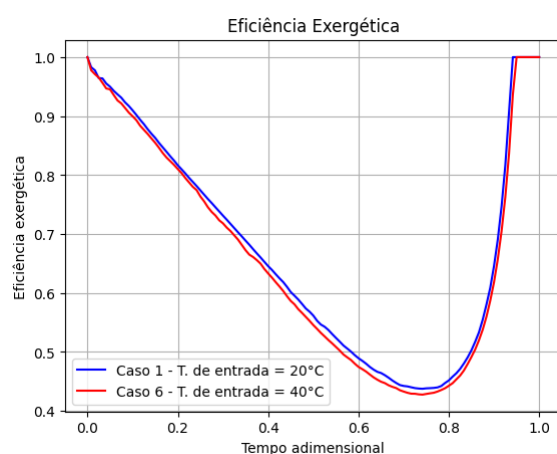


Figura 5.62: Eficiência exergética para diferentes temperaturas de entrada

os casos, devido à semelhança dos resultados, embora haja uma ligeira discrepância favorável para o Caso 1. No entanto, essa análise revela que a descarga não é realizada da maneira mais eficiente.

A Figura 5.61 demonstra que a energia descarregada corresponde a apenas cerca de 80% da energia inicialmente armazenada. Essa perda ocorre devido à localização da porta de extração, que impede a libertação completa da água quente, resultando na retenção de parte dela na camada superior do tanque. Além disso, ao longo da experiência, ocorre mistura entre os fluidos, contribuindo ainda mais para essa ineficiência na descarga de energia.

A eficiência exergética, mostrada na Figura 5.62, também reflete esse comportamento. A curva de eficiência indica que o tanque simulado perde exergia mais rapidamente do que na situação de estratificação perfeita. Isso é esperado, dado que sempre ocorre alguma mistura entre os fluidos. Contudo, a elevação na curva após cerca de 70% do tempo de simulação sugere que uma parte da exergia permanece não descarregada, em vez de ser completamente libertada, resultando na eficiência final a atingir 100%. Isso ocorre porque o valor final de exergia no caso real, no término da simulação, será maior do que no caso perfeitamente estratificado, onde a exergia seria nula.

Na Figura 5.63, é possível observar a evolução das camadas térmicas no interior

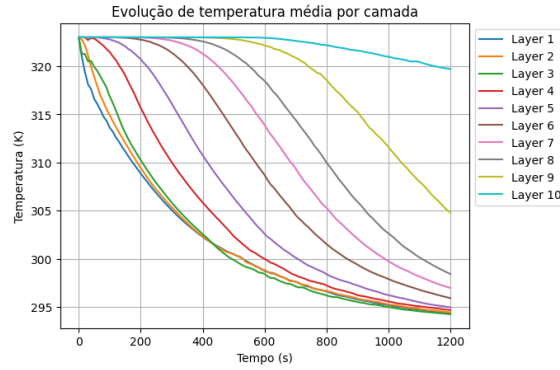
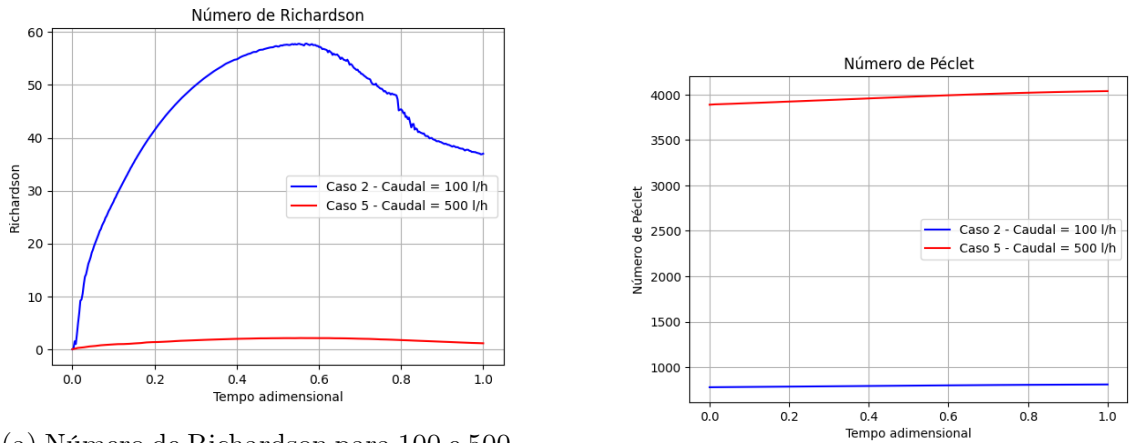


Figura 5.63: Distribuição para temperatura de entrada de 20 °C



(a) Número de Richardson para 100 e 500 l/h

(b) Número de Péclet para 100 e 500 l/h

Figura 5.64: Números de Richardson e Péclet

do tanque do caso 1. Conforme mencionado anteriormente, as camadas superiores 9 e 10 não atingem a temperatura final esperada, uma vez que estão localizadas acima da porta de saída. Esta disposição resulta na retenção de uma parte da energia e exergia, que não são completamente descarregadas.

Esta análise reforça a conclusão de que maiores diferenças de temperatura entre a temperatura inicial e a temperatura da água admitida conduzem a melhores resultados no que diz respeito ao perfil de temperatura estratificado.

Segue-se para a análise do aumento de caudal, através da comparação entre os casos 2 e 5.

Para esta comparação, tanto o número de Richardson como o de Péclet são claros: o caso 2 apresenta um perfil de temperatura mais estratificado do que o caso 5, devido ao caudal reduzido. Esta observação é confirmada pelas Figuras 5.64a e 5.64b.

O número MIX confirma esta análise, como mostrado na Figura 5.65, devido ao resultado final inferior do caso 2 em comparação com o caso 5.

A eficiência energética comprova as análises anteriores, uma vez que o valor final mais elevado no caso 2 reforça a conclusão de que este cenário apresenta um perfil de temperatura mais estratificado em comparação com o caso 5, além de uma descarga mais eficiente devido à menor mistura entre fluidos proporcionada pelo caudal reduzido do caso 2.

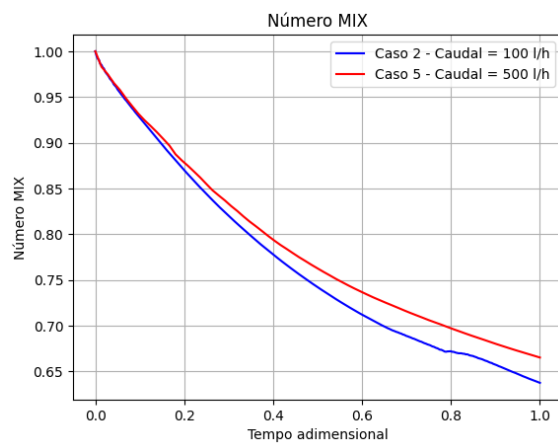


Figura 5.65: Número de MIX para 100 e 500 l/h

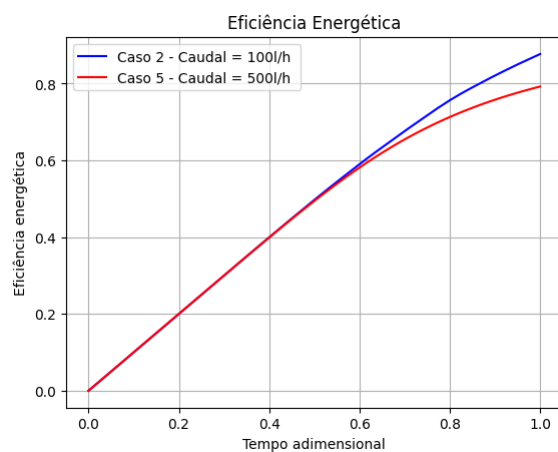
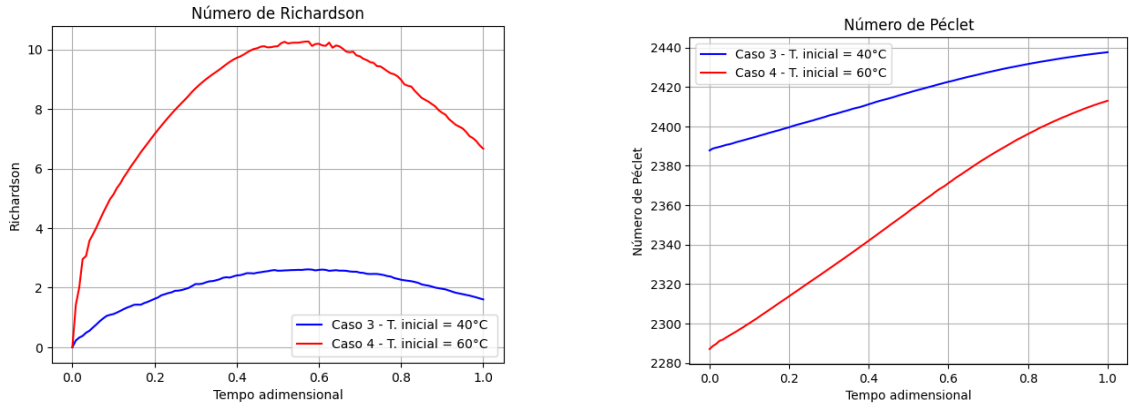


Figura 5.66: Eficiência energética para 100 e 500 l/h



(a) Número de Richardson para diferentes temperaturas iniciais

(b) Número de Péclet para diferentes temperaturas iniciais

Figura 5.67: Números de Richardson e Péclet

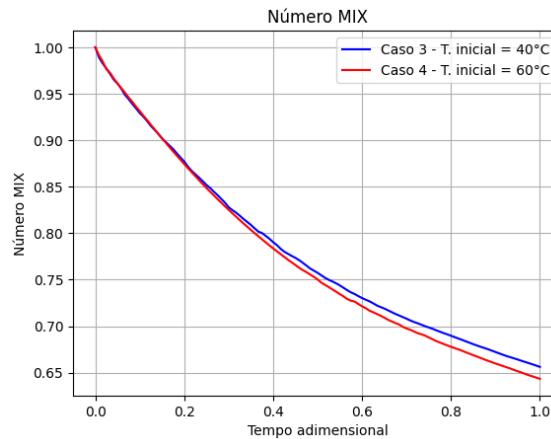


Figura 5.68: Número de MIX para diferentes temperaturas iniciais

A eficiência exergética não apresenta discrepâncias significativas; contudo, a subida tardia da curva de eficiência no caso 2 em comparação com o caso 5 sugere que o primeiro consegue descarregar mais exergia antes de começar a consolidar a camada de água quente na parte superior, tal como observado nos casos anteriores.

A análise desta relação de aspeto é finalizada com os casos 3 e 4, onde é comparada a influência do aumento da temperatura inicial do tanque.

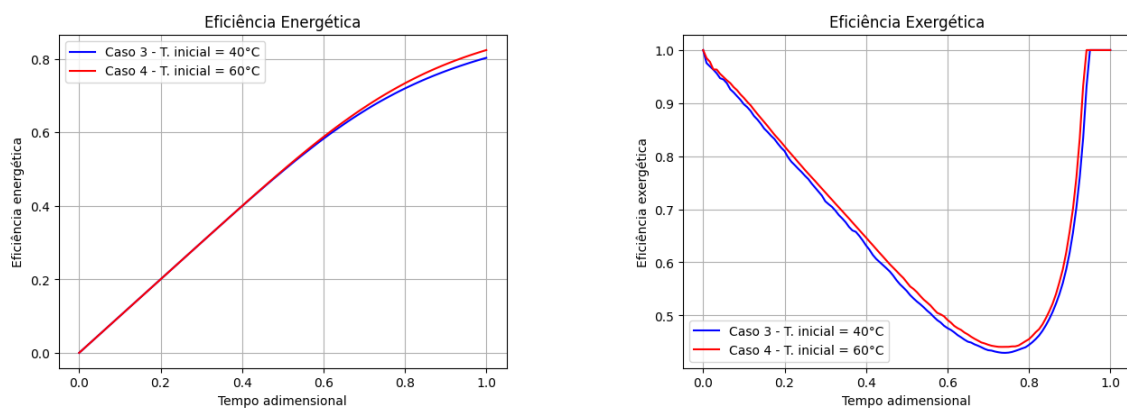
Tal como na comparação anterior, os números de Richardson e Péclet, Figura 5.67, indicam que será o caso com a maior diferença de temperatura, ou seja, caso 4, que apresenta uma melhor estratificação.

O número MIX confirma esta análise, embora com apenas uma ligeira diferença nos resultados, como se pode observar na Figura 5.68.

A eficiência energética e exergética são muito semelhantes quando se compara ambos os casos, ainda que o caso 4 apresente ligeiramente melhores resultados.

Tal como nos casos 1 e 6, os restantes casos desta relação de aspeto enfrentam o mesmo problema relacionado com o posicionamento da porta de saída de água. Esta configuração resulta na formação de uma camada superior que se mantém sempre quente, impedindo que todo o conteúdo de água no tanque seja completamente descarregado. A Figura 5.70 ilustra graficamente este problema, mostrando claramente

Discussão de Resultados



(a) Eficiência energética para diferentes temperaturas iniciais

(b) Eficiência exergética para diferentes temperaturas iniciais

Figura 5.69: Eficiências energética e exergética

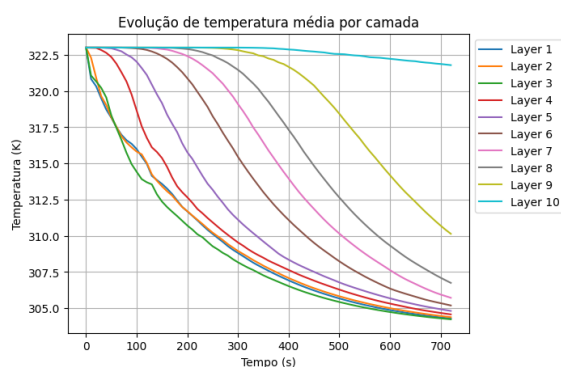


Figura 5.70: Distribuição de temperatura do Caso 5

que a camada superior sofre poucas alterações ao longo da experiência.

A conclusão da análise deste tamanho de tanque reafirma as observações previamente obtidas durante o processo de carga, onde a diminuição do caudal e o aumento da diferença de temperaturas de trabalho demonstram um impacto positivo tanto na estratificação do perfil de temperatura como na eficiência em descarregar a energia e a exergia contidas.

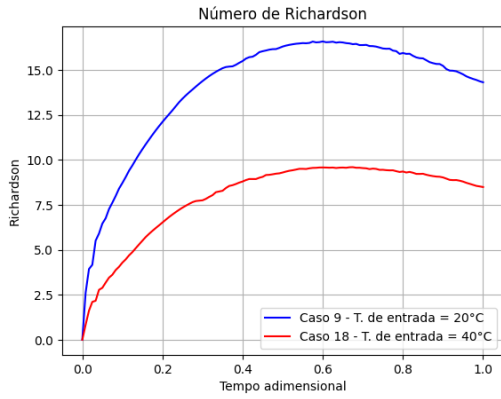
5.2.2 AR de 2

Começando pela análise do efeito de aumento da temperatura de entrada, são comparados os casos 9 e 18.

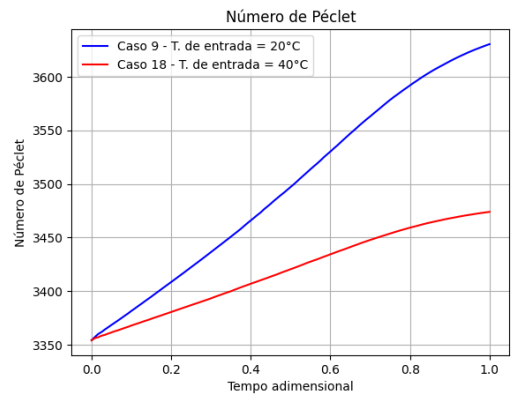
Os números de Richardson e Péclet aparentam fornecer informações contrárias. Pelo número de Richardson, Figura 5.71a, afirma-se que o caso 9 apresenta um perfil mais estratificado, no entanto, o número de Péclet, Figura 5.71b, afirma o contrário.

No entanto, pelo número de MIX, é possível perceber que ambas apresentam um perfil de temperatura bastante semelhante, como é demonstrado na figura 5.72

A eficiência energética e exergética revelam pouco para esta comparação, dado que as discrepâncias entre os casos são extremamente pequenas. Ainda assim, a eficiência exergética parece sugerir que o caso 9 apresenta uma descarga ligeiramente mais eficiente, como se observa na Figura 5.73b.



(a) Número de Richardson para diferentes temperaturas de entrada



(b) Número de Péclet para diferentes temperaturas de entrada

Figura 5.71: Números de Richardson e Péclet

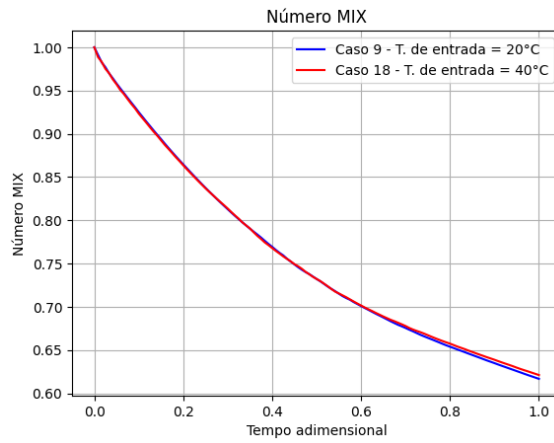
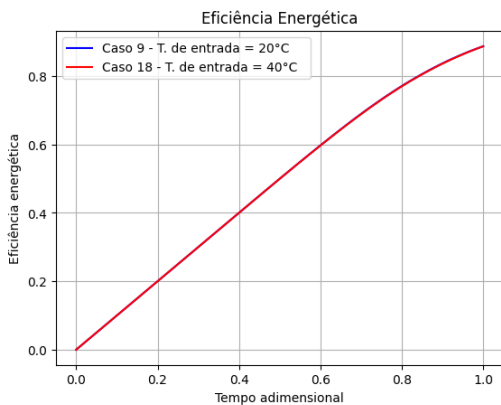
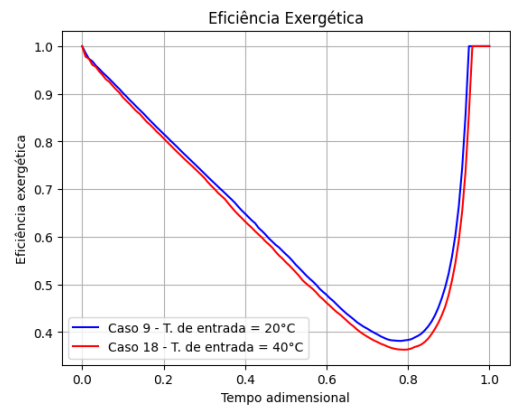


Figura 5.72: Número de MIX para diferentes temperaturas de entrada



(a) Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada



(b) Eficiência exergética para diferentes temperaturas de entrada

Figura 5.73: Eficiência energética e exergética

Discussão de Resultados

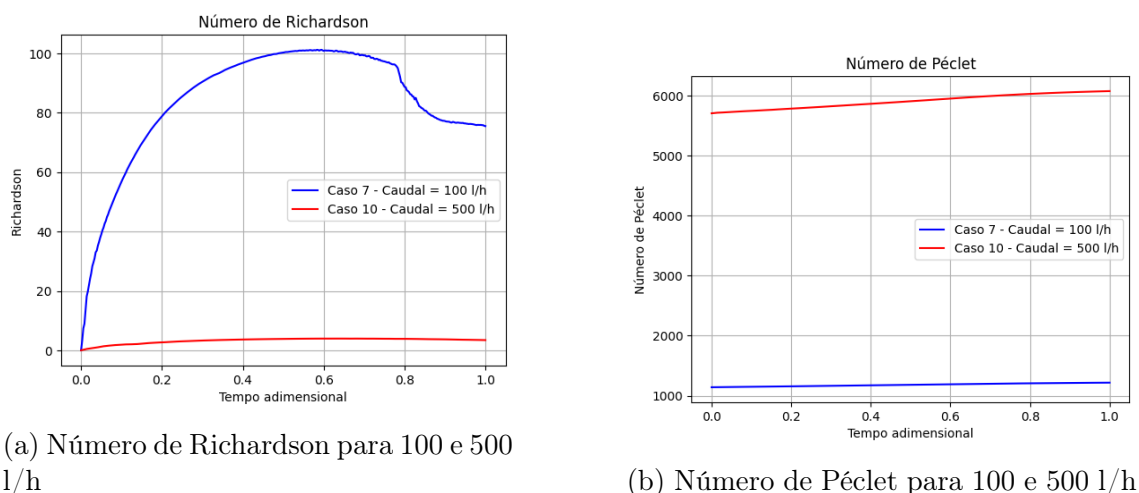


Figura 5.74: Números de Richardson e Péclet

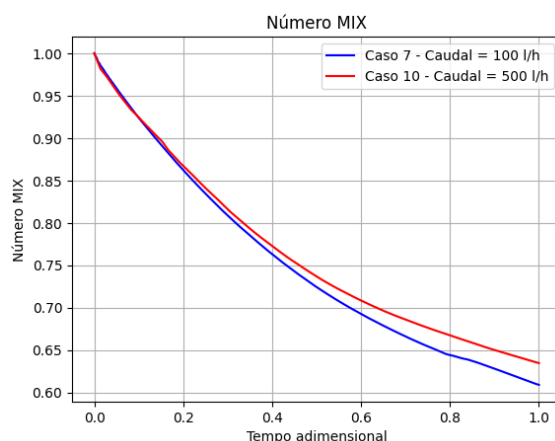


Figura 5.75: Número de MIX para 100 e 500 l/h

Para analisar o efeito do aumento do caudal são comparados os casos 7 e 10.

Nesta comparação, tanto o número de Richardson como o número de Péclet apontam para a mesma conclusão: o caso 7 apresenta um perfil de temperatura mais estratificado do que o caso 10, conforme ilustrado na Figura 5.74.

O número MIX confirma esta análise, conforme mostrado na Figura 5.75. Como era esperado, o caso 7, devido ao caudal inferior, consegue criar um perfil de temperatura mais estratificado.

A análise energética, na Figura 5.76, indica que, a operação de descarga é mais eficiente para o caudal mais baixo, devido ao menor grau de mistura entre fluido quente e frio.

A eficiência exérgica, Figura 5.77, não apresenta discrepâncias significativas; contudo, a subida tardia da curva de eficiência no caso 7 em comparação com o caso 10 sugere que o primeiro consegue descarregar ligeiramente mais exergia antes de começar a consolidar a camada de água quente na parte superior, tal como observado nos casos anteriores.

Por fim, para avaliar o efeito do aumento da temperatura inicial, são comparados os casos 14 e 15. Nestes casos, tanto o número de Richardson como o de Péclet, assim como o número MIX, demonstram que o caso 15 apresenta um perfil de temperatura

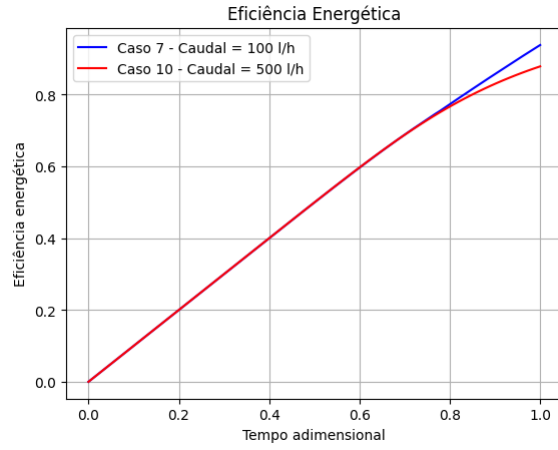


Figura 5.76: Eficiência energética para 100 e 500 l/h

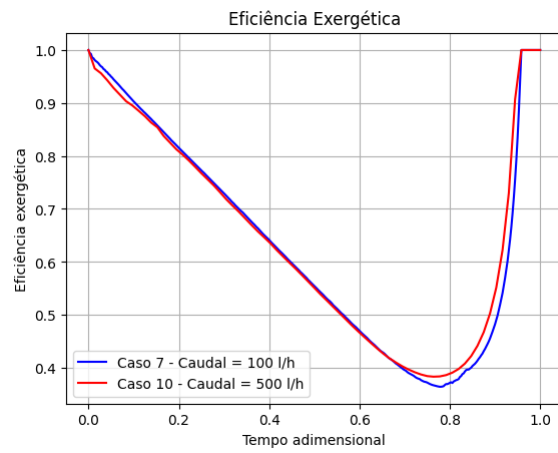


Figura 5.77: Eficiência exergética para 100 e 500 l/h

Discussão de Resultados

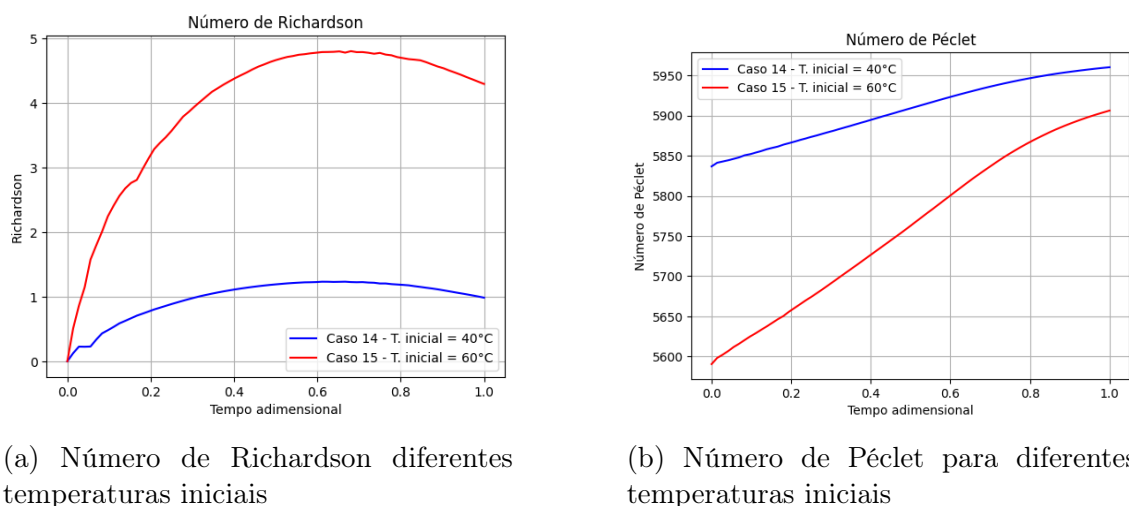


Figura 5.78: Números de Richardson e Péclet

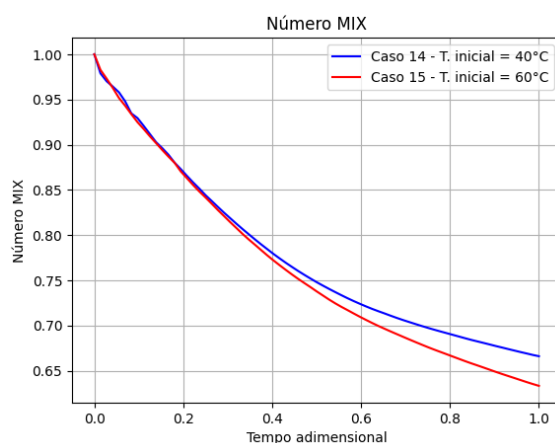


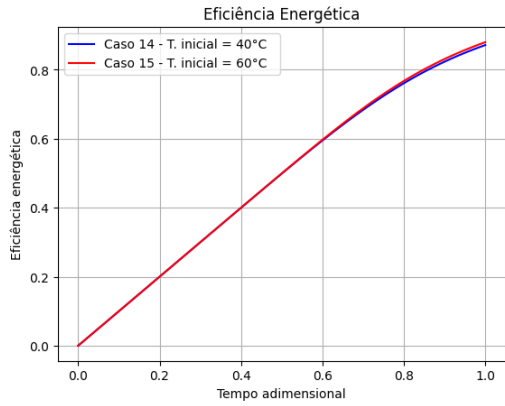
Figura 5.79: Número MIX para diferentes temperaturas iniciais

mais estratificado, como ilustram as Figuras 5.78a, 5.78b e 5.79, respetivamente.

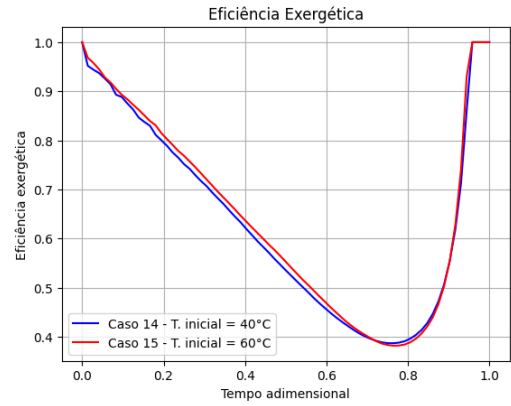
As eficiências energéticas e exergeticas, devido ao caudal elevado em ambos os casos, não fornecem informações relevantes para uma comparação, pois apresentam discrepâncias demasiado reduzidas, embora o caso 15 demonstre uma muito ligeira superioridade em termos de performance, como é ilustrado na Figura 5.80. No entanto, estas análises reforçam as conclusões previamente obtidas.

Conforme já demonstrado na análise da situação de carga, o grau de estratificação do perfil de temperatura não está diretamente relacionado com o valor absoluto de temperatura, mas sim com a diferença entre temperaturas de trabalho. Na Figura 5.81 observa-se o número MIX para os casos 8 e 18, cujas as únicas semelhanças são o caudal e a diferença de temperaturas.

Além deste fenómeno, já foi demonstrado que o aumento da diferença de temperatura é vantajoso do ponto de vista da estratificação térmica, assim como a utilização de um caudal reduzido. Na Figura 5.82, são comparados os números MIX dos casos 16, 19, 7 e 10. Os casos 16 e 19 apresentam caudais de 100 e 500 l/h, respetivamente, com uma diferença de temperatura de 10°C , enquanto os casos 7 e 10 possuem os mesmos caudais, mas com uma diferença de temperatura de 30°C . Observa-se que, para os casos 7 e 16 as diferenças são praticamente inexistentes. No



(a) Eficiência energética para diferentes temperaturas iniciais



(b) Eficiência exergética para diferentes temperaturas iniciais

Figura 5.80: Eficiência energética e exergética

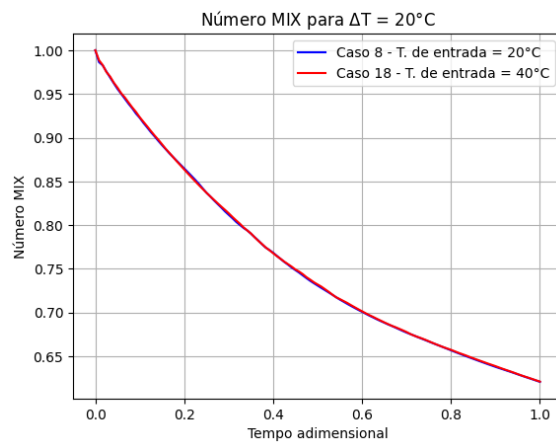


Figura 5.81: Número MIX para a mesma diferença de temperatura

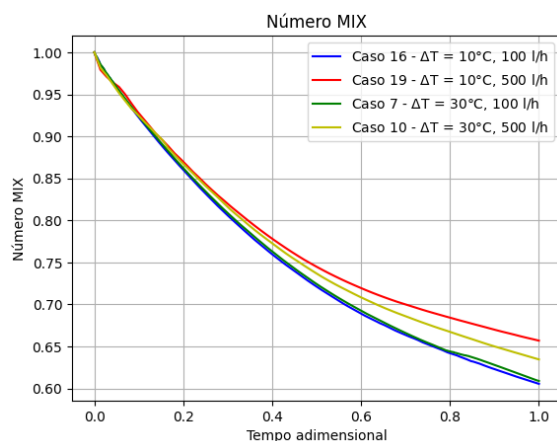


Figura 5.82: Número MIX para os casos 7, 10, 16 e 19

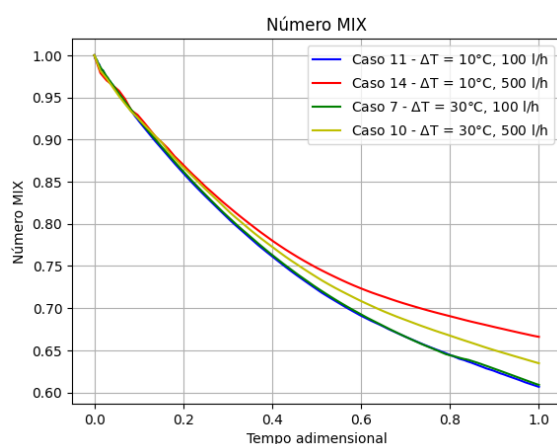


Figura 5.83: Número MIX para os casos 7, 10, 11 e 14

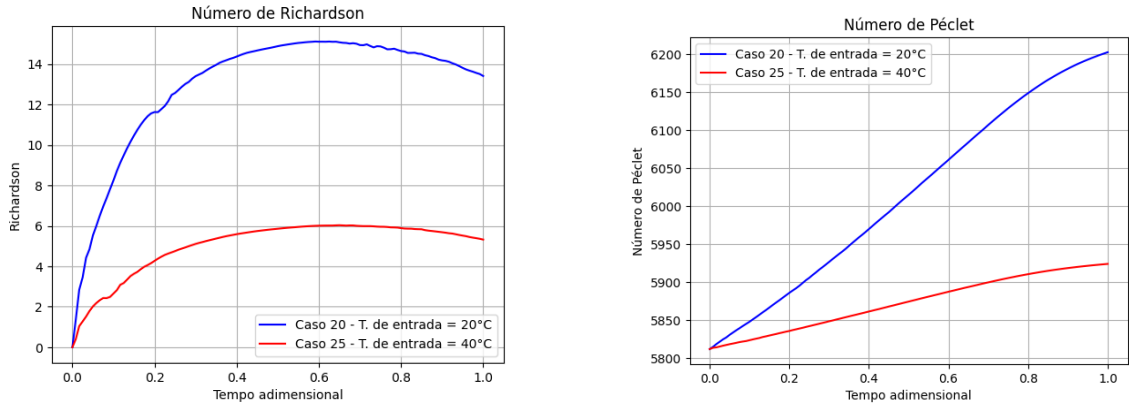
entanto, ao comparar os casos 10 e 19, surgem diferenças significativas. Esta análise indica que uma maior diferença de temperatura pode, de facto, mitigar os efeitos negativos de um caudal elevado, resultando em um melhor grau de estratificação, mesmo para caudais mais elevados.

Mesmo quando a comparação é feita entre casos com temperaturas de operação completamente diferentes, o resultado mantém-se consistente. Na Figura 5.83, observa-se a comparação dos casos 7 e 10 com os casos 11 e 14, sendo que apenas os casos 11 e 14 têm uma diferença de temperatura de 10°C , todos com caudais semelhantes. As conclusões obtidas são semelhantes às já verificadas na Figura 5.82.

Novamente, é possível concluir que o grau de estratificação do perfil de temperatura depende essencialmente da diferença entre as temperaturas de trabalho e do caudal utilizado. O aumento da diferença de temperatura proporciona benefícios significativos, enquanto o aumento do caudal tende a destruir o gradiente de temperatura.

5.2.3 AR de 3

A análise da descarga é finalizada com a avaliação da geometria com uma razão de aspeto (AR) de 3.



(a) Número de Richardson diferentes temperaturas de entrada

(b) Número de Péclet para diferentes temperaturas de entrada

Figura 5.84: Números de Richardson e Péclet

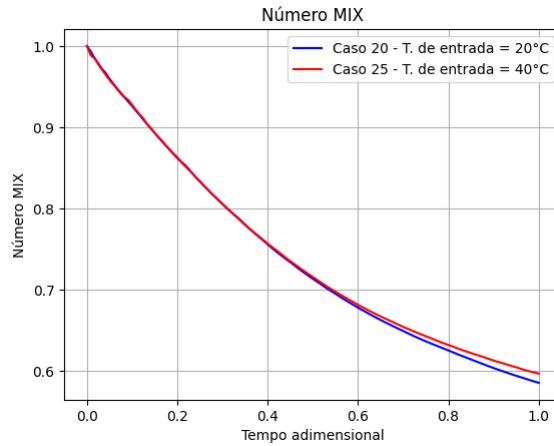


Figura 5.85: Número MIX para diferentes temperaturas de entrada

Para tal, são comparados os casos 20 e 25 com o objetivo de avaliar o efeito do aumento da temperatura de entrada.

Nestes casos, os números de Péclet e Richardson, Figura 5.84, não fornecem conclusões claras, embora o número de Richardson sugira que o caso 20 apresenta um perfil de temperatura mais estratificado.

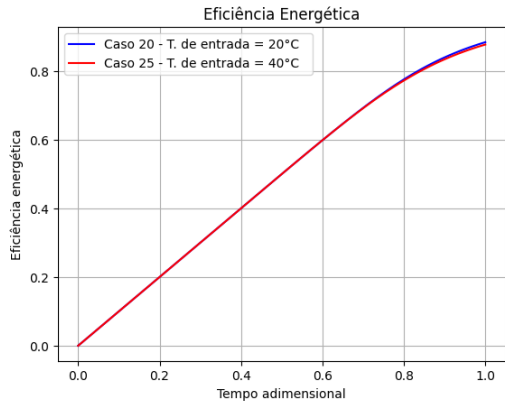
No entanto, a análise do número MIX confirma a interpretação sugerida pelo número de Richardson, embora a discrepância entre os casos seja pequena, como ilustrado na Figura 5.85.

A análise energética e exérgica não revela informações significativas para esta comparação, devido às reduzidas discrepâncias observadas. No entanto, a Figura 5.86 sugere que o caso 20 apresenta uma descarga ligeiramente mais eficiente, tanto em termos energéticos como exérgicos.

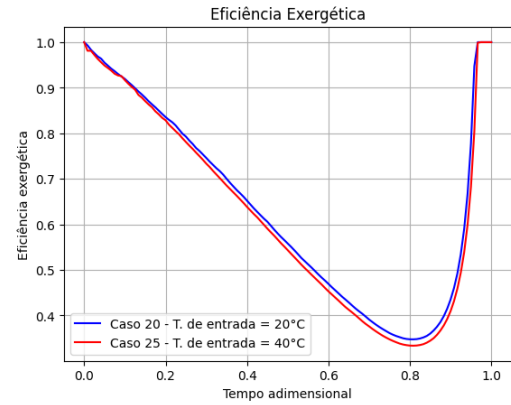
Para avaliar o efeito do caudal, são comparados os casos 21 e 24. Tal como observado anteriormente, os indicadores de estratificação confirmam que o caso 21, devido ao caudal mais reduzido, apresenta um perfil de temperatura mais estratificado. As Figuras 5.87 e 5.88 comprovam esta conclusão.

A análise energética e exérgica também indica uma descarga mais eficiente no caso 21. Devido ao caudal reduzido, ocorre menos mistura entre o fluido quente e

Discussão de Resultados

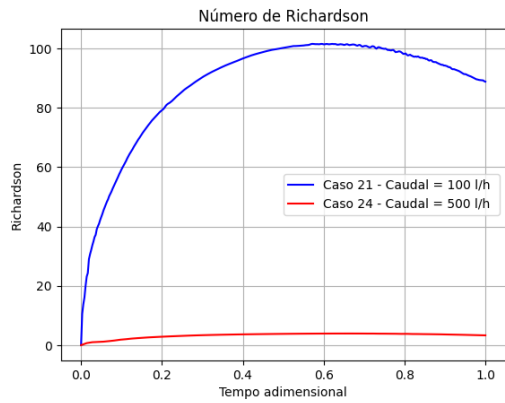


(a) Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada

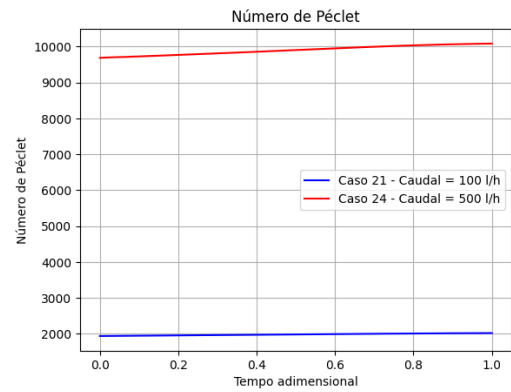


(b) Eficiência exergética para diferentes temperaturas de entrada

Figura 5.86: Eficiência energética e exergética



(a) Número de Richardson diferentes temperaturas de entrada



(b) Número de Péclet para diferentes temperaturas de entrada

Figura 5.87: Números de Richardson e Péclet

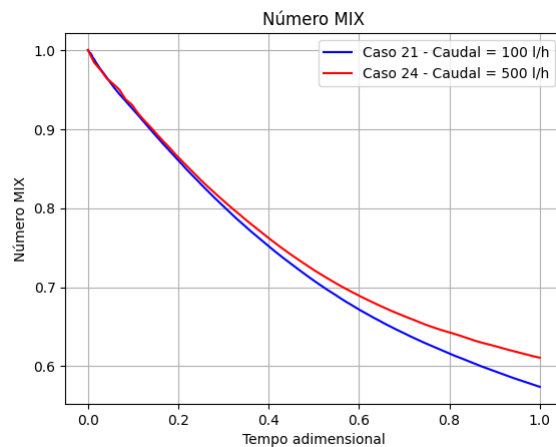
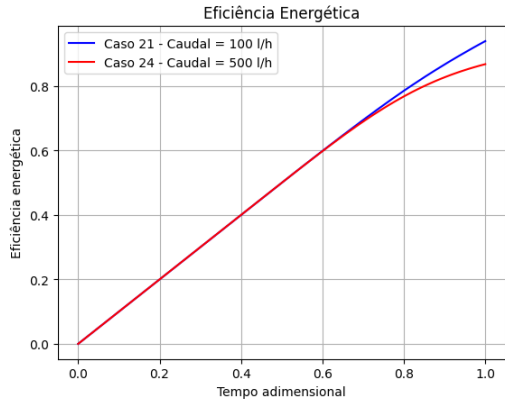
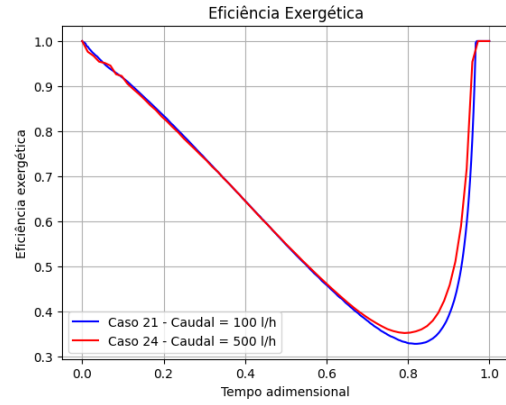


Figura 5.88: Número MIX para 100 e 500 l/h

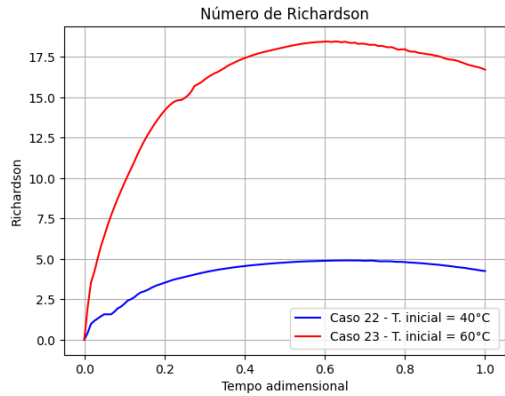


(a) Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada

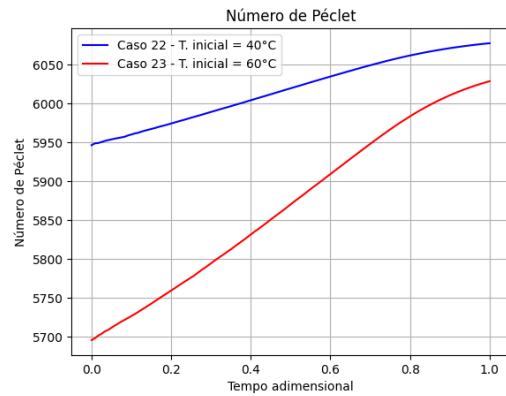


(b) Eficiência exergética para diferentes temperaturas de entrada

Figura 5.89: Eficiência energética e exergética



(a) Número de Richardson diferentes temperaturas iniciais



(b) Número de Péclet para diferentes temperaturas iniciais

Figura 5.90: Números de Richardson e Péclet

frio, permitindo que se descarregue uma maior quantidade de energia e exergia, sem tantas perdas para a mistura, como se observa nas figuras 5.89a e 5.89b

Por fim, são comparados os casos 22 e 23 para analisar o efeito do aumento da temperatura inicial.

Nestes casos, os números de Richardson, Péclet e MIX confirmam o esperado: o caso 23, devido à maior diferença de temperatura, apresenta um perfil de temperatura mais estratificado. Esta conclusão é comprovada pelas Figuras 5.90 e 5.91.

Por fim, as análises energética e exergética revelam poucas discrepâncias para serem comparadas, como esta ilustrado na Figura 5.92

5.2.4 Comparação de AR's

Por fim, compara-se diretamente a performance de cada relação de aspeto através dos casos 1, 13 e 20. Esta análise permite avaliar o impacto das diferentes geometrias na estratificação térmica e na eficiência de descarga energética e exergética.

Começando pela análise dos números de Richardson e Péclet, representada na Figura 5.93, é evidente que o caso 20, com AR de 3, apresenta os resultados mais

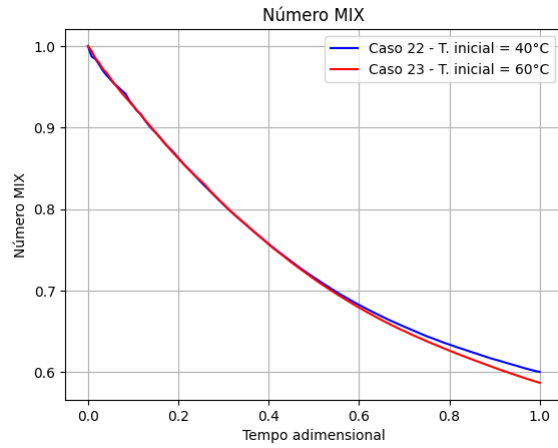
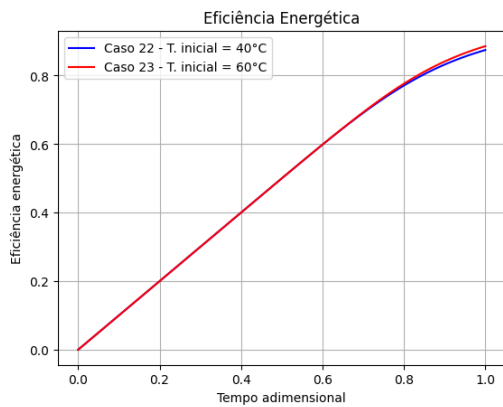
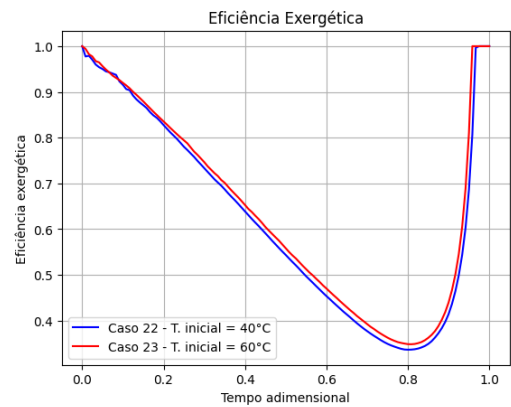


Figura 5.91: Número MIX para 100 e 500 l/h

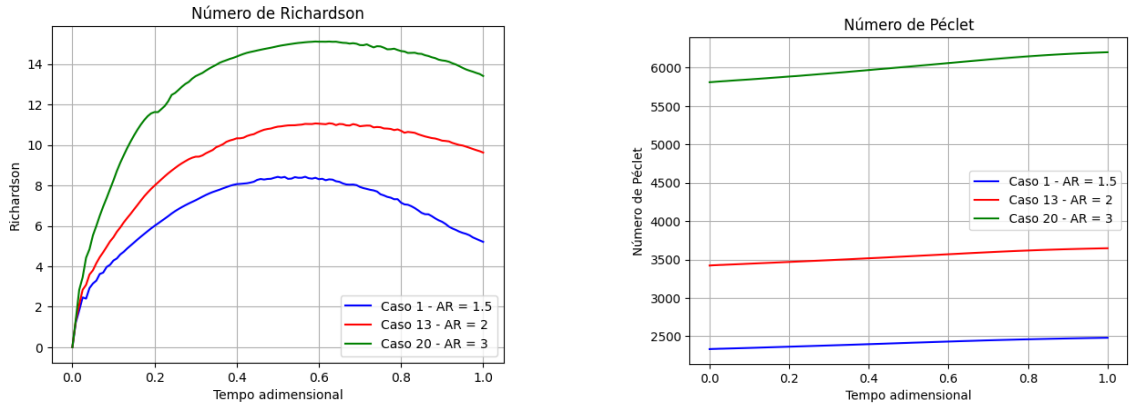


(a) Eficiência energética para diferentes temperaturas de entrada



(b) Eficiência exergética para diferentes temperaturas de entrada

Figura 5.92: Eficiência energética e exergética



(a) Número de Richardson diferentes AR's

(b) Número de Péclet para diferentes AR's

Figura 5.93: Números de Richardson e Péclet

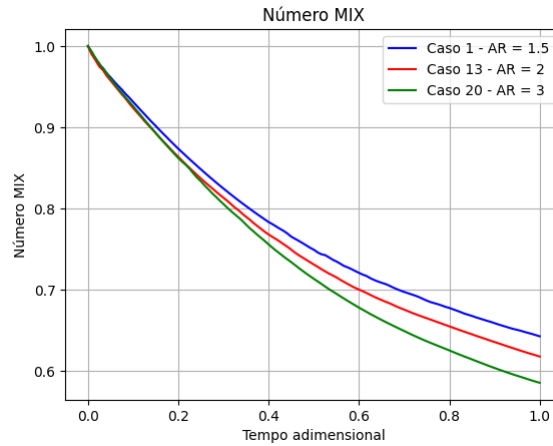


Figura 5.94: Número MIX para diferentes AR's

favoráveis, sugerindo um perfil de temperatura mais estratificado em comparação com os outros dois casos.

O número MIX comprova a afirmação anterior. Pode-se observar na figura 5.94 que o caso 20 obtém o resultado mais baixo, indicando assim uma maior proximidade com a situação de estratificação perfeita.

A eficiência energética, por outro lado, demonstra que tanto os casos com AR de 2 como de 3 exibem um comportamento semelhante em relação à descarga da energia inicialmente contida. No entanto, o caso com AR de 1.5 apresenta um valor inferior em comparação com os restantes, como evidenciado pela Figura 5.95.

No caso da eficiência exergética, Figura 5.96, os resultados revelam um comportamento interessante. No início da experiência, o caso 20 é o que mais se aproxima de uma situação de estratificação perfeita. No entanto, por volta de 50% do tempo da experiência, os casos 13 e 20 começam a mostrar uma discrepância em relação ao caso 1, com esta diferença acentuando-se após 70% do tempo, resultando num desvio maior para os casos 13 e 20. Curiosamente, é o caso 20 que apresenta o valor mais baixo de eficiência exergética no final.

Dado que a eficiência exergética é medida em relação a um cenário de estratificação perfeita, onde não ocorre mistura de fluidos e a exergia final seria nula (uma

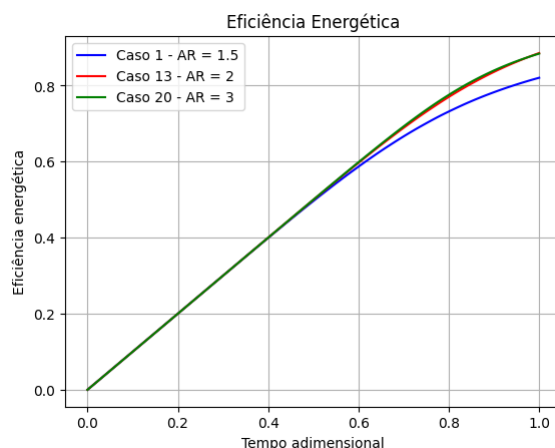


Figura 5.95: Eficiência energética para diferentes AR's

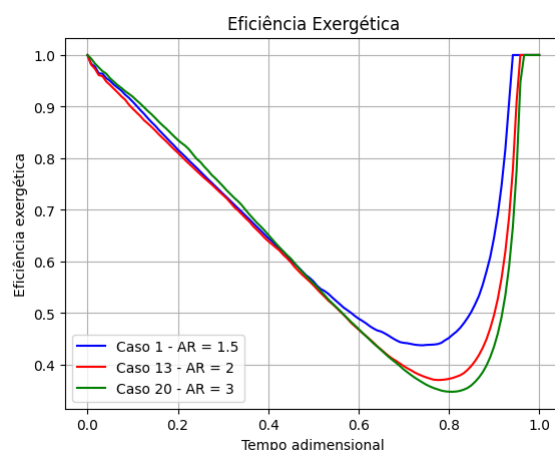


Figura 5.96: Eficiência energética para diferentes AR's

vez que toda a água inicial teria sido descarregada), pode-se concluir que o caso 1 retém mais exergia no final. Isso é corroborado pelo facto de a curva de eficiência do caso 1 ser a primeira a iniciar a subida e a primeira a atingir os 100%, seguido do caso 13, e finalmente do caso 20. Este fenómeno indica que, durante a descarga, o caso 1 retém um maior volume de água quente que não é descarregado, sendo essa retenção ligeiramente menor no caso 13 e ainda mais reduzida no caso 20, embora as diferenças entre eles sejam mínimas. Além disso, sugere que ocorre mais mistura no caso 1, uma vez que a quantidade de exergia está diretamente relacionada com a temperatura no interior do tanque. Assim, quanto maior a mistura, maior a retenção de exergia devido à presença de camadas de água quente.

Assim, pode-se afirmar que o aumento da relação de aspeto (AR) tem consequências positivas no desempenho do depósito de inércia, tanto em termos de eficiência energética quanto de estratificação térmica. No entanto, como indicado pela literatura, esse efeito não é linear, sendo que o aumento do AR é vantajoso apenas até um determinado ponto, após o qual os benefícios começam a diminuir ou a estabilizar.



Figura 5.97: Tanque com cotovelo

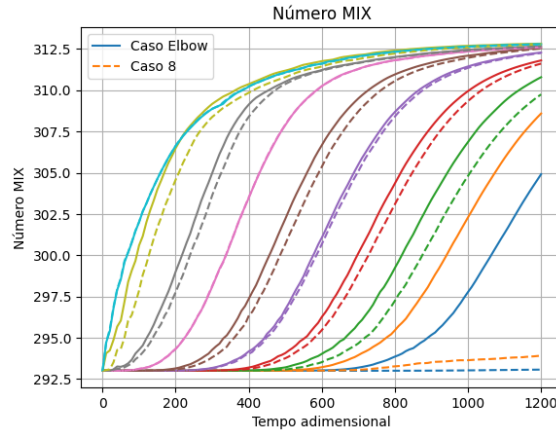


Figura 5.98: Evolução das camadas térmicas do Caso 8 e do Caso com cotovelo

5.3 Operação de carga com saída do tipo cotovelo

Ao longo deste estudo, foram testadas e avaliadas várias alterações nos parâmetros operacionais da carga e descarga. No entanto, parâmetros geométricos, além do diâmetro e da altura do tanque, não foram considerados, sendo as posições das portas de admissão e extração um parâmetro geométrico de grande importância.

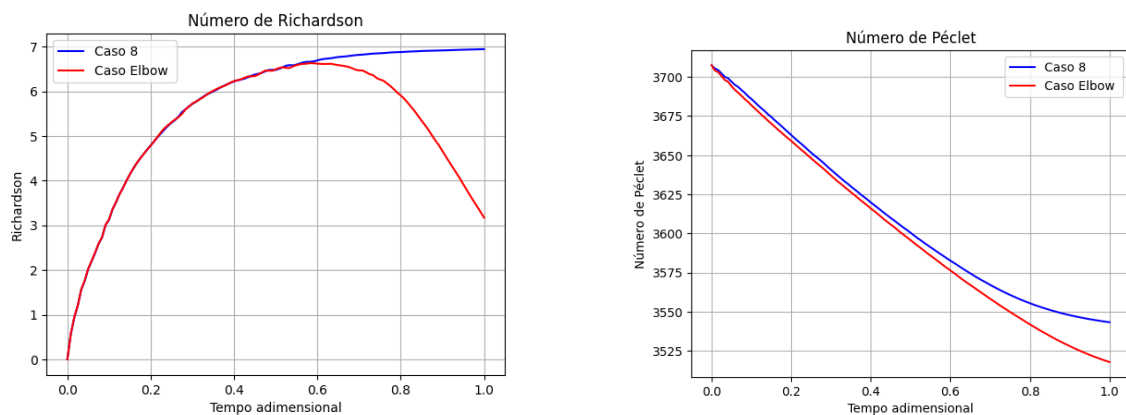
É importante notar que, em todos os ensaios realizados, observa-se um fenômeno recorrente: uma parte da água no tanque sofre pouca alteração na sua temperatura, precisamente devido ao posicionamento das portas. Este fenômeno reflete a influência significativa das portas na eficiência do processo de estratificação, de carga e descarga. Para avaliar os impactos da alteração da saída de água, foi realizada uma simulação adicional na qual a água é descarregada através de um cotovelo colocado no interior do tanque. Esta simulação utiliza os mesmos parâmetros operacionais do caso 8 da situação de carga (Tabela 4.2).

O cotovelo está posicionado no lugar da porta de saída de água, na parede do tanque, com a extração efetuada a 10 centímetros do ponto central da base e a uma altura de 2 centímetros, como é ilustrado na Figura 5.97.

Através da análise da Figura 5.98, é possível observar de imediato os benefícios da utilização do cotovelo, principalmente nas camadas inferiores, cuja temperatura aumenta substancialmente ao longo da simulação. Isto contrasta com o caso 8, onde essas camadas apresentam pouca variação de temperatura entre o início e o fim da simulação.

O número de Péclet também sugere que o uso do cotovelo traz benefícios, conforme ilustrado na Figura 5.99b. Já o número de Richardson, Figura 5.99a, não

Discussão de Resultados



(a) Número de Richardson do Caso 8 e Caso cotovelo

(b) Número de Péclet do Caso 8 e Caso cotovelo

Figura 5.99: Números de Richardson e Péclet

apresenta diferenças significativas até cerca de 60% do tempo de simulação. A partir desse ponto, a termoclina no caso 8 começa a aproximar-se da saída de água, levando à perda de água quente admitida e à consolidação de uma camada de água fria abaixo da saída. No entanto, no caso do cotovelo, este efeito não ocorre, resultando numa diminuição da diferença de temperatura entre as zonas superior e inferior, o que explica a redução desse parâmetro.

O número MIX, Figura 5.100 também não apresenta discrepâncias significativas até cerca de 70% do tempo de simulação. A partir deste ponto, observa-se que o caso do cotovelo começa a estabilizar o valor do número MIX, terminando com um valor superior ao do caso 8. Este comportamento ocorre porque a temperatura no interior do tanque se torna mais uniforme. Em outras palavras, o valor do momento de energia do tanque totalmente misturado começa a se aproximar do momento de energia do tanque perfeitamente estratificado, que é igual em ambos os casos. Dessa forma, a estratificação de temperatura desaparece no caso do cotovelo, à medida que a temperatura se torna homogênea. Teoricamente, o caso 8 possui um perfil de temperatura mais estratificado, pois apresenta uma maior discrepância de temperatura entre duas regiões bem definidas no tanque. Em contraste, no caso do cotovelo, a temperatura é praticamente constante ao longo do tanque, o que reflete uma menor estratificação. Esse comportamento resulta numa perda gradual da diferenciação térmica, o que favorece a homogeneidade da temperatura, mas compromete o perfil estratificado do caso 8.

A análise da eficiência energética e exérgica é onde se evidenciam claramente os benefícios do uso do cotovelo. Na Figura 5.101a, observa-se que o caso com o cotovelo apresenta uma capacidade significativamente maior de armazenar a energia admitida no tanque. Mesmo ao final da simulação, a proporção entre a energia armazenada e a energia admitida é mais do que o dobro do valor observado no caso 8. Este comportamento deve-se ao fato de, no caso do cotovelo, não haver saída de água quente durante o processo de carga. No caso 8, essa perda só começa a ocorrer quando a termoclina se aproxima da tubagem de saída de água, permitindo que parte da água quente seja expelida do tanque.

A eficiência exérgica, Figura 5.101b também evidencia os benefícios da utilização do cotovelo, uma vez que se mantém superior ao longo de todo o processo

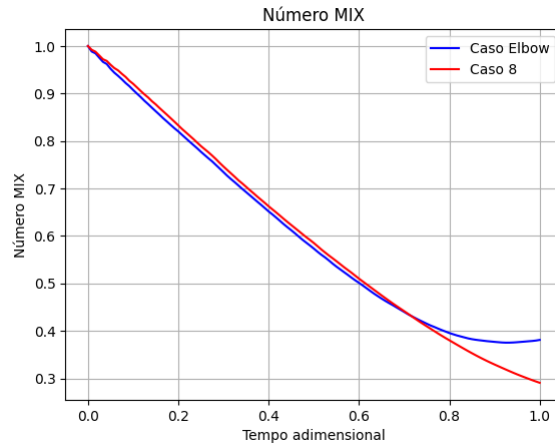
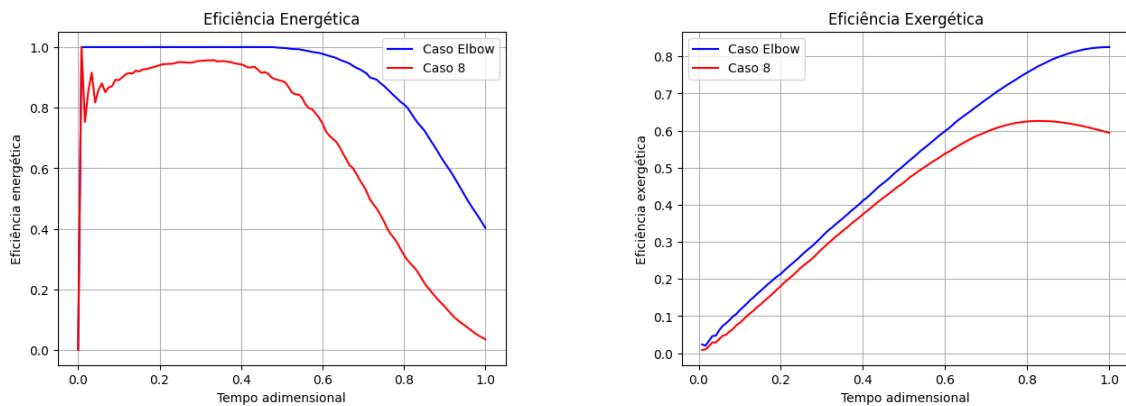


Figura 5.100: Número MIX do Caso 8 e Caso cotovelo



(a) Eficiência energética do Caso 8 e Caso cotovelo

(b) Eficiência exergética do Caso 8 e Caso cotovelo

Figura 5.101: Eficiência energética e exergética

de carga. Esse ganho torna-se ainda mais pronunciado a partir de cerca de 60% do tempo decorrido, pelo mesmo motivo já mencionado anteriormente: a ausência de saída de água quente durante a fase de carga, o que permite uma retenção mais eficiente da exergia no tanque.

Assim, comprova-se a importância de posicionar as entradas e saídas de fluido o mais próximo possível da base e do topo do tanque, conforme indicado por Yaici, Ievers e Lin [1, 21]. Esta configuração minimiza a mistura entre fluidos e otimiza a eficiência do sistema, melhorando a estratificação térmica e a capacidade de armazenamento energético.

5.4 Operação de Stand-by

Neste capítulo, aborda-se a operação de "stand-by", analisando o tempo necessário para o tanque arrefecer, partindo de uma temperatura uniforme inicial.

Para esta análise, utiliza-se o tanque com uma relação de aspeto (AR) de 2, conforme ilustrado na Figura 4.1, considerando temperaturas iniciais de 40, 50 e 60 °C, ao longo de um período de 4 dias.

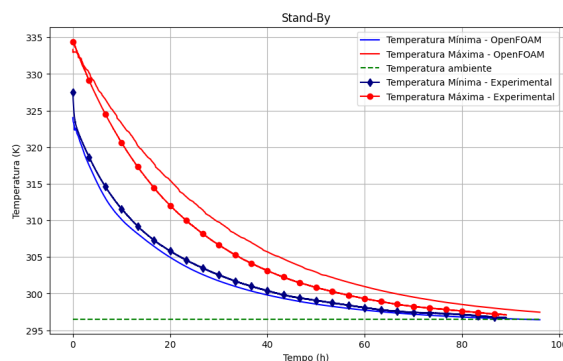


Figura 5.102: Comparação entre resultados experimentais de Ferreira [2] e simulados

Foi assumida uma espessura de isolamento de 50 mm, com condutividade térmica de $0,04 \text{ W/mK}$, e uma temperatura ambiente de $20 \text{ }^\circ\text{C}$

5.4.1 Validação do modelo

Para validar o modelo utilizado nas simulações, foi realizada uma comparação entre os resultados obtidos via simulação e um caso experimental de Ferreira [2].

Na experiência, o cilindro possui um diâmetro de 0,125 m e uma altura de 1,03 m, estando inicialmente preenchido com água a $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Na Figura 5.102, observa-se a comparação entre os dados experimentais e os resultados simulados. Nota-se que a temperatura mínima apresenta discrepâncias bastante reduzidas, enquanto a temperatura máxima apresenta uma diferença de cerca de $3 \text{ }^\circ\text{C}$, o que demonstra uma boa concordância entre os dois casos.

5.4.2 Resultados

Na Figura 5.103, é possível observar a evolução das curvas de temperatura para o caso com temperatura inicial de $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Nota-se que, na primeira metade do período de análise, ocorre uma crescente discrepância entre as camadas, resultado da convecção natural no interior do tanque, com a camada inferior transferindo calor para o exterior e para a camada superior. No entanto, na segunda metade do período, as diferenças de temperatura entre as camadas começam a diminuir, eventualmente aproximando-se, à medida que o sistema se aproxima de um equilíbrio térmico.

Nas Figuras 5.104 e 5.105, é possível observar a evolução das curvas de temperatura máxima e mínima para os casos com temperaturas iniciais de 50 e $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Como era de se esperar, a temperatura final ao longo do tempo segue a tendência de aumento proporcional à temperatura inicial. Isso reflete o comportamento térmico previsível, onde temperaturas iniciais mais elevadas resultam em temperaturas finais também mais altas, embora o padrão de arrefecimento permaneça semelhante.

Na Figura 5.106 observa-se a evolução da temperatura média no interior do tanque para cada valor temperatura inicial.

Com base nesta análise, é possível concluir que o tanque possui uma boa capacidade de isolamento térmico. Mesmo após quatro dias de perda de calor, a temperatura no interior do tanque permanece superior à temperatura ambiente. Isso indica que o tanque é eficaz em reter o calor, minimizando a transferência de calor

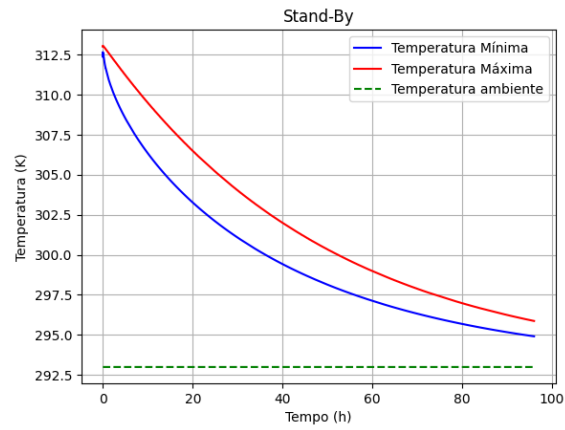


Figura 5.103: Evolução da temperatura a partir de 40 °C

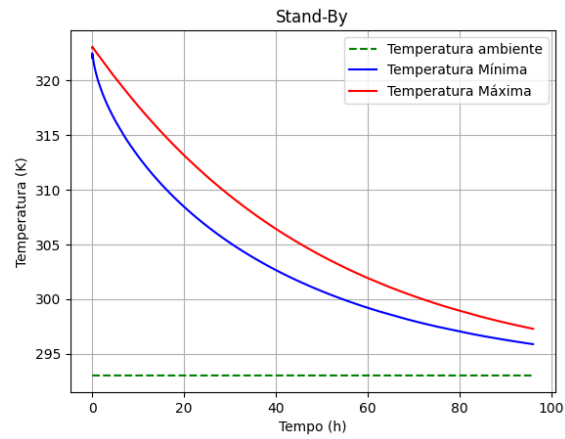


Figura 5.104: Evolução da temperatura a partir de 50 °C

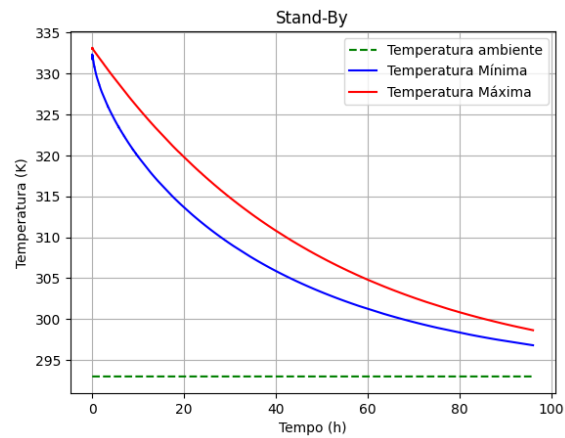


Figura 5.105: Evolução da temperatura a partir de 60 °C

Discussão de Resultados

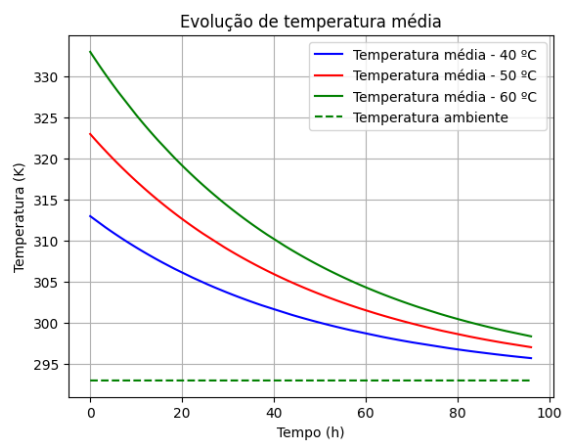


Figura 5.106: Evolução da temperatura média

para o ambiente externo e demonstrando um desempenho de isolamento térmico satisfatório.

6 Conclusão

O presente estudo abordou a análise e otimização de sistemas de armazenamento térmico, focando principalmente na estratificação do perfil de temperatura, eficiência energética e exérgica, e o impacto de parâmetros operacionais e geométricos sobre o desempenho dos tanques de inércia. Através de uma série de simulações e comparações experimentais, foram obtidas conclusões significativas sobre o comportamento e eficiência desses sistemas.

Primeiramente, a análise dos números de Richardson, Péclet e MIX revelou que um aumento na diferença de temperatura de trabalho contribui positivamente para uma melhor estratificação do perfil térmico. Este fenómeno foi consistente em diferentes configurações, mostrando que uma maior diferença de temperatura favorece a criação de camadas térmicas mais distintas, mesmo quando o caudal é elevado.

Os resultados demonstraram que a eficiência energética e exérgica também são influenciadas pela diferença de temperatura e pelo caudal. A utilização de um caudal reduzido mostrou-se benéfica para a estratificação, resultando numa carga e descarga mais eficientes de energia e exergia, ao minimizar a mistura de fluidos no interior do tanque.

Além disso, a análise dos efeitos geométricos, como o posicionamento das portas de admissão e extração, revelou que a colocação das saídas de fluido próximas à base e ao topo do tanque é crucial para otimizar a estratificação e a eficiência do sistema. A simulação com a saída de água através de um cotovelo demonstrou benefícios claros em termos de armazenamento de energia e exergia, evidenciando que a retenção de calor no tanque é maximizada quando não há perda contínua de água quente.

A comparação dos diferentes tamanhos e relações de aspeto dos tanques revelou que um aumento na relação de aspeto pode melhorar o desempenho em termos de estratificação e eficiência, mas apenas até um certo ponto, conforme indicado pela literatura.

Finalmente, a análise da operação de stand-by confirmou a eficácia do tanque em termos de isolamento térmico. As simulações mostraram que, mesmo após um longo período de perda de calor, a temperatura interna do tanque permanece significativamente acima da temperatura ambiente, refletindo uma boa capacidade de isolamento.

Em suma, a tese demonstrou que a otimização dos parâmetros operacionais e geométricos, bem como a consideração de aspetos de isolamento, são fundamentais para melhorar o desempenho dos tanques de armazenamento térmico. As descobertas fornecem uma base sólida para o desenvolvimento de sistemas de armazenamento térmico mais eficientes e eficazes, contribuindo para a gestão térmica em aplicações práticas. Além disso, a utilização de simulações CFD mostrou-se uma ferramenta poderosa para testar e analisar esses sistemas sem a necessidade de construir grandes e dispendiosos protótipos físicos. As simulações permitem explorar uma vasta

Conclusão

gama de condições e parâmetros de forma económica e eficiente, proporcionando conclusões valiosas que podem ser utilizadas para otimizar projetos e reduzir custos antes da implementação em larga escala.

Referências

- [1] W. Yaïci, M. Ghorab, E. Entchev, and S. Hayden, “Three-dimensional unsteady cfd simulations of a thermal storage tank performance for optimum design,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 60, pp. 152–163, 2013.
- [2] X. Ferreira, “Desenvolvimento de uma plataforma experimental para o estudo de um reservatório para armazenamento de energia térmica,” Master’s thesis, Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto, Portugal, 2024, departamento de Engenharia Mecânica.
- [3] G. Alva, Y. Lin, and G. Fang, “An overview of thermal energy storage systems,” *Energy*, vol. 144, pp. 341–378, 2018.
- [4] M. Fisch, M. Guigas, and J. Dalenbäck, “A review of large-scale solar heating systems in europe,” *Solar Energy*, vol. 63, no. 6, pp. 355–366, 1998.
- [5] J. Xu, R. Z. Wang, and Y. Li, “A review of available technologies for seasonal thermal energy storage,” *Solar Energy*, vol. 103, pp. 610–638, 2014.
- [6] P. Pinel, C. A. Cruickshank, I. Beausoleil-Morrison, and A. Wills, “A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 3341–3359, 9 2011.
- [7] T. Kropas and G. Streckienė, “Energy and exergy analysis of a cylindrical hot water storage tank: Experimental and cfd analysis,” *Environmental Engineering(Lithuania)*, 2020.
- [8] Y. P. Chandra and T. Matuska, “Stratification analysis of domestic hot water storage tanks: A comprehensive review,” *Energy and Buildings*, vol. 187, pp. 110–131, 3 2019.
- [9] J. Fernández-Seara, F. J. Uhía, and J. Sieres, “Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank. part ii: dynamic mode of operation,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 137–144, 1 2007.
- [10] A. Castell, M. Medrano, C. Solé, and L. F. Cabeza, “Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates,” *Renewable Energy*, vol. 35, pp. 2192–2199, 10 2010.
- [11] A. Bejan, “The thermodynamic design of heat and mass transfer processes and devices,” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 8, no. 4, pp. 258–276, 1987.

- [12] M. A. Rosen, “The exergy of stratified thermal energy storages,” *Solar Energy*, vol. 71, no. 3, pp. 173–185, 2001. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X01000366>
- [13] L. J. Shah and S. Furbo, “Entrance effects in solar storage tanks,” *Solar Energy*, vol. 75, pp. 337–348, 10 2003. [Online]. Available: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0038092X03003207>
- [14] J. Nelson, A. Balakrishnan, and S. S. Murthy, “Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 19, pp. 89–115, 1 1999. [Online]. Available: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431198000143>
- [15] J. H. Davidson, D. A. Adams, and J. A. Miller, “A Coefficient to Characterize Mixing in Solar Water Storage Tanks,” *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 116, no. 2, pp. 94–99, 05 1994. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1115/1.2930504>
- [16] E. Andersen, S. Furbo, and J. Fan, “Multilayer fabric stratification pipes for solar tanks,” *Solar Energy*, vol. 81, pp. 1219–1226, 10 2007.
- [17] Y. P. Chandra and T. Matuska, “Numerical prediction of the stratification performance in domestic hot water storage tanks,” *Renewable Energy*, vol. 154, pp. 1165–1179, 7 2020.
- [18] J. Yoo, M. W. Wildin, and C. R. Truman, “Initial formation of a thermocline in stratified thermal storage tanks,” *ASHRAE Trans.; (United States)*, vol. 92, no. 2, 1 1986. [Online]. Available: <https://www.osti.gov/biblio/6960784>
- [19] M. A. Karim, “Experimental investigation of a stratified chilled-water thermal storage system,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 1853–1860, 8 2011.
- [20] Y. M. Han, R. Z. Wang, and Y. J. Dai, “Thermal stratification within the water tank,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, pp. 1014–1026, 6 2009.
- [21] S. Ievers and W. Lin, “Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics in a hot water storage tank,” *Applied Energy*, vol. 86, pp. 2604–2614, 2009.
- [22] Z. Lavan and J. Thompson, “Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks,” *Solar Energy*, vol. 19, no. 5, pp. 519–524, Jan. 1977.
- [23] Z. Yang, H. Chen, L. Wang, Y. Sheng, and Y. Wang, “Comparative study of the influences of different water tank shapes on thermal energy storage capacity and thermal stratification,” *Renewable Energy*, vol. 85, pp. 31–44, 1 2016.
- [24] Q. Li, X. Huang, Y. Tai, W. Gao, L. Wenxian, and W. Liu, “Thermal stratification in a solar hot water storage tank with mantle heat exchanger,” *Renewable Energy*, vol. 173, pp. 1–11, 8 2021.
- [25] S. H. Li, Y. X. Zhang, Y. Li, and X. S. Zhang, “Experimental study of inlet structure on the discharging performance of a solar water storage tank,” *Energy and Buildings*, vol. 70, pp. 490–496, 2 2014.

- [26] A. Zachár, I. Farkas, and F. Szlivka, “Numerical analyses of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows,” *Solar Energy*, vol. 74, pp. 287–302, 2003.
- [27] C. Miller, “The effect of a conducting wall on a stratified fluid in a cylinder,” in *12th Thermophysics Conference*, 1977, p. 792.
- [28] Z. Wang, H. Zhang, B. Dou, G. Zhang, and W. Wu, “Influence of inlet structure on thermal stratification in a heat storage tank with pcms: Cfd and experimental study,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 162, 11 2019.
- [29] O. Abdelhak, H. Mhiri, and P. Bournot, “Cfd analysis of thermal stratification in domestic hot water storage tank during dynamic mode,” *Building Simulation*, vol. 8, pp. 421–429, 8 2015.
- [30] A. Cabelli, “Storage tanks—a numerical experiment,” *Solar Energy*, vol. 19, no. 1, pp. 45–54, 1977.
- [31] J. Wilk, P. Bałon, R. Smusz, E. Rejman, A. Świątoniowski, B. Kielbasa, J. Szostak, J. Cieślík, and Łukasz Kowalski, “Thermal stratification in the storage tank,” *Procedia Manufacturing*, vol. 47, pp. 998–1003, 2020.
- [32] J. Ferziger and M. Peric, *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer Berlin Heidelberg, 2012. [Online]. Available: <https://books.google.pt/books?id=BZnvCAAAQBAJ>
- [33] W. A. Hay, S. Almeland, and H. Nilsson, “Cfd with opensource software a low-mach number solver for variable density flows,” 2018. [Online]. Available: http://dx.doi.org/10.17196/OS_CFD#YEAR_2018
- [34] OpenCFD Ltd., “buoyantpimplefoam,” <https://doc.openfoam.com/2212/tools/processing/solvers/rtm/heat-transfer/buoyantPimpleFoam/#method>, 2023, accessed on September 10, 2024.
- [35] D. Wilcox, *Turbulence Modeling for CFD*, ser. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, 2006, no. vol. 1. [Online]. Available: <https://books.google.pt/books?id=tFNNPgAACAAJ>
- [36] CFD-Online, “Standard $k-\epsilon$ model,” https://www.cfd-online.com/Wiki/Standard_k-epsilon_model, 2014, accessed on March 12, 2024.
- [37] H. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Pearson Education Limited, 2007. [Online]. Available: <https://books.google.pt/books?id=RvBZ-UMpGzIC>
- [38] J. Holman, *Heat Transfer - Si Units - Sie.* McGraw-Hill Education (India) Pvt Limited, 2002. [Online]. Available: <https://books.google.pt/books?id=1wjAgAAQBAJ>
- [39] H. Schlichting and K. Gersten, *Boundary-Layer Theory*. Springer Berlin Heidelberg, 2016. [Online]. Available: <https://books.google.pt/books?id=bOUyDQAAQBAJ>

Referências

- [40] B. S. Mahmoud and C. McConville, “Box–behnken design of experiments of polycaprolactone nanoparticles loaded with irinotecan hydrochloride,” *Pharmaceutics*, vol. 15, no. 4, 2023. [Online]. Available: <https://www.mdpi.com/1999-4923/15/4/1271>
- [41] J. R. Karmoker, I. Hasan, N. Ahmed, M. Saifuddin, and M. S. Reza, “Development and optimization of acyclovir loaded mucoadhesive microspheres by box – behnken design,” *Dhaka University Journal of Pharmaceutical Sciences*, vol. 18, pp. 1–12, 5 2019.

