

Análise Termodinâmica de Trocadores de Calor de Placas Usando o Método de Kotas / Thermodynamic Analysis of Plate Heat Exchangers Using the Kotas Method

Luiz Antonio Ferreira Filho¹

¹Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, Brasil — luiz.ferreira@estudante.ufjf.br

Recebido em: 13/12/2025 | Aprovado em: 23/01/2026 | Publicado em: 10/02/2026

Resumo / Abstract

Resumo: Este estudo realiza uma análise termodinâmica e de exergia detalhada de um trocador de calor de placas Alfa Laval M3, utilizado para resfriamento de óleo lubrificante SAE 15W-40 com água. A metodologia desenvolvida integra de forma pioneira a modelagem matemática do desempenho térmico convencional (método ϵ -NTU) com a análise de exergia avançada baseada no método de Kotas, permitindo a avaliação quantitativa de irreversibilidades, destruição de exergia e eficiência termodinâmica real. Foram analisados sistematicamente parâmetros operacionais como vazões mássicas (óleo: 0,1–50 kg/s; água: 0,1–100 kg/s), temperaturas de entrada (óleo: 0–110°C) e condições de *fouling* (R_f : 0–0,002 m²·K/W). Os resultados demonstram que, para a configuração inicial de 30 placas, obtém-se uma efetividade de 72%, uma taxa de transferência de calor de 95,2 kW, uma irreversibilidade de 12,3 kW e uma eficiência exergética de 65,2%. A análise econômica integrada revelou que a configuração ótima, considerando o equilíbrio entre desempenho termodinâmico e viabilidade financeira, possui 35 placas, com um custo total anual de R\$18.500,00 e um custo específico de R\$194,00 por kW transferido. Conclui-se que a análise de exergia, frequentemente negligenciada em projetos convencionais, é uma ferramenta indispensável para a otimização termodinâmica e econômica de trocadores de calor, fornecendo insights que vão além das limitações da análise da primeira lei.

Palavras-chave: Trocador de calor de placas; Análise de exergia; Irreversibilidade; Otimização termodinâmica; Método de Kotas; Análise econômica.

Abstract: This study conducts a detailed thermodynamic and exergy analysis of an Alfa Laval M3 plate heat exchanger used for cooling SAE 15W-40 lubricating oil with water. The developed methodology pioneeringly integrates mathematical modeling of conventional thermal performance (ϵ -NTU method) with advanced exergy analysis based on the Kotas method, enabling the quantitative assessment of irreversibilities, exergy destruction, and real thermodynamic efficiency. Operational parameters such as mass flow rates (oil: 0.1–50 kg/s; water: 0.1–100 kg/s), inlet temperatures (oil: 0–110°C), and fouling conditions (R_f : 0–0.002 m²·K/W) were systematically analyzed. The results show that, for the initial configuration of 30 plates, an effectiveness of 72%, a heat transfer rate of 95.2 kW, an irreversibility of 12.3 kW, and an exergy efficiency of 65.2% are obtained. The integrated economic analysis revealed that

the optimal configuration, considering the balance between thermodynamic performance and financial feasibility, has 35 plates, with a total annual cost of R\$ 18,500.00 and a specific cost of R\$ 194.00 per kW transferred. It is concluded that exergy analysis, often neglected in conventional designs, is an indispensable tool for the thermodynamic and economic optimization of heat exchangers, providing insights that go beyond the limitations of first-law analysis.

Keywords: Plate heat exchanger; Exergy analysis; Irreversibility; Thermodynamic optimization; Kotas method; Economic analysis.

1. Introdução / Introduction

1.1 Contextualização e Relevância do Tema

Trocadores de calor são dispositivos fundamentais em uma miríade de aplicações industriais, incluindo sistemas de refrigeração, condicionamento de ar, processos químicos, usinas de potência e recuperação de calor residual. A sua eficiência impacta diretamente o consumo energético, os custos operacionais e a pegada ambiental de plantas industriais. Dentre os diversos tipos existentes, os trocadores de calor de placas destacam-se por sua compactação, alta efetividade e flexibilidade, sendo amplamente utilizados onde espaço e eficiência são críticos.

Tradicionalmente, a análise e o projeto desses equipamentos baseiam-se na Primeira Lei da Termodinâmica, focando em balanços de energia, coeficientes globais de transferência de calor e diferenças de temperatura médias logarítmicas (INCROPERA e DEWITT, 2007). Embora essencial, essa abordagem apresenta uma limitação fundamental: ela quantifica apenas a conservação da quantidade de energia, ignorando a degradação da sua qualidade durante os processos de transferência. Como resultado, projetos otimizados pela primeira lei podem mascarar ineficiências termodinâmicas intrínsecas, representadas pelas irreversibilidades – perdas de potencial de trabalho útil devido a gradientes finitos de temperatura, atrito e mistura.

1.2 Análise de Exergia e o Método de Kotas

É precisamente nesse contexto que a análise de exergia, fundamentada na Segunda Lei da Termodinâmica, emerge como uma ferramenta complementar. Desenvolvida e sistematizada de forma seminal por Kotas (1985) *"The Exergy Method of Thermal Plant Analysis"*, a exergia é definida como o máximo trabalho teórico obtível quando um sistema é levado ao equilíbrio com um reservatório ambiental de referência (estado morto). Diferentemente da energia, a exergia é destruída em processos reais irreversíveis. Portanto, a análise exergética permite:

1. Quantificar a destruição de exergia (irreversibilidade) em cada componente.
2. Identificar a localização e magnitude das maiores ineficiências.

3. Avaliar a verdadeira eficiência termodinâmica de um sistema, por meio da eficiência exergética.

A aplicação do método de Kotas a trocadores de calor tem sido validada em trabalhos recentes, demonstrando seu poder na identificação de potenciais de otimização. Por exemplo, estudos têm utilizado a análise exergética para comparar configurações, avaliar o impacto de diferentes fluidos e otimizar geometricamente trocadores (SHAH e SEKULIĆ, 2003; ÇENGEL e BOLES, 2015). Trabalhos como os de Bayraktar et al. (2016) também ilustram a tendência de integrar métodos analíticos avançados com ferramentas computacionais modernas. Entretanto, observa-se uma lacuna significativa na literatura: a maioria dos estudos que aplicam o método de Kotas recorre a softwares comerciais (e.g., ANSYS, Aspen HYSYS, EES) ou a implementações computacionais de código fechado. Essa prática limita a transparência, a reprodutibilidade e a acessibilidade da metodologia, especialmente para fins educacionais e de pesquisa acadêmica com recursos limitados. Poucos são os trabalhos que disponibilizam códigos abertos e completos integrando a modelagem térmica convencional, a análise exergética de Kotas e uma avaliação econômica parametrizada em uma única plataforma acessível.

Diante desse cenário, o objetivo principal deste trabalho é desenvolver, validar e disponibilizar um modelo computacional integrado, de código aberto, escrito em Python, para a análise termodinâmica completa de trocadores de calor de placas. Este modelo avança além do estado da arte ao acoplar de forma sistemática:

1. A análise térmica convencional pelo método ϵ -NTU.
2. A análise de exergia rigorosa conforme as formulações de Kotas (1985).
3. Uma análise paramétrica multivariada abrangente.
4. Um módulo de avaliação econômica que relaciona desempenho termodinâmico a custos de capital e operação.

2. Metodologia / Methodology

2.1 Sistema Físico em Estudo: Trocador Alfa Laval M3

O objeto de estudo é um trocador de calor de placas do modelo Alfa Laval M3, operando em configuração contra-corrente para resfriar óleo lubrificante SAE 15W-40 com água. A Figura 1 ilustra o esquema do trocador e as variáveis termodinâmicas principais.

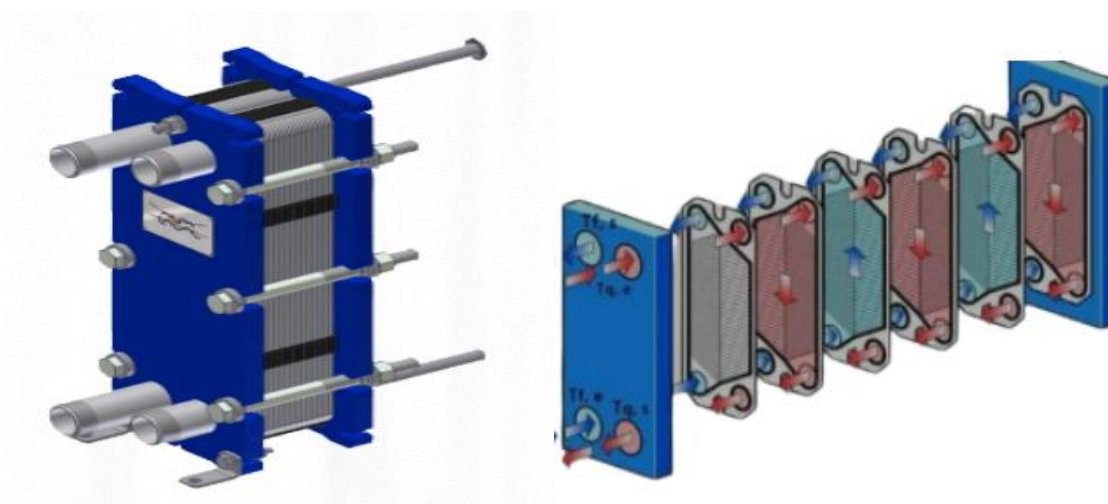


Figura 1. Esquema conceitual de um trocador de calor de placas em contra-corrente e o trocador modelo Alfa Laval M3. / Figure 1. Conceptual diagram of a counter-flow plate heat exchanger and the Alfa Laval M3 model heat exchanger.

São indicados os fluidos quente (óleo) e frio (água), suas temperaturas de entrada ($T_{h,in}$, $T_{c,in}$) e saída ($T_{h,out}$, $T_{c,out}$), bem como o sentido dos fluxos. A área total de troca é função do número (N) e da área individual (A_p) de cada placa.

As propriedades geométricas fixas do trocador, obtidas de catálogo técnico, são:

- Largura da placa, $L_p=0.32$ m
- Altura da placa, $H_p=0.35$ m
- Espessura da placa, $t_p=0.5$ mm= 5×10^{-4} m
- Espaçamento entre placas, $s=2.8$ mm= 2.8×10^{-3} m
- Área efetiva por placa, $A_p=0.35$ m²
- Condutividade térmica do material (aço inox), $k_{steel}=16$ W·m⁻¹·K⁻¹
- Número de placas na configuração base, $N=30$

A área total de transferência de calor é, portanto:

$$A_{total}=N \cdot A_p=30 \cdot 0.35=10.5 \text{ m}^2$$

2.2 Arquitetura do Modelo Computacional Integrado

O modelo foi concebido com uma arquitetura modular, onde cada módulo possui uma função específica e se comunica com os outros através de interfaces bem definidas. Esta abordagem facilita a manutenção, o debug e a extensão futura do código. A Figura 2 apresenta o fluxograma geral da simulação.

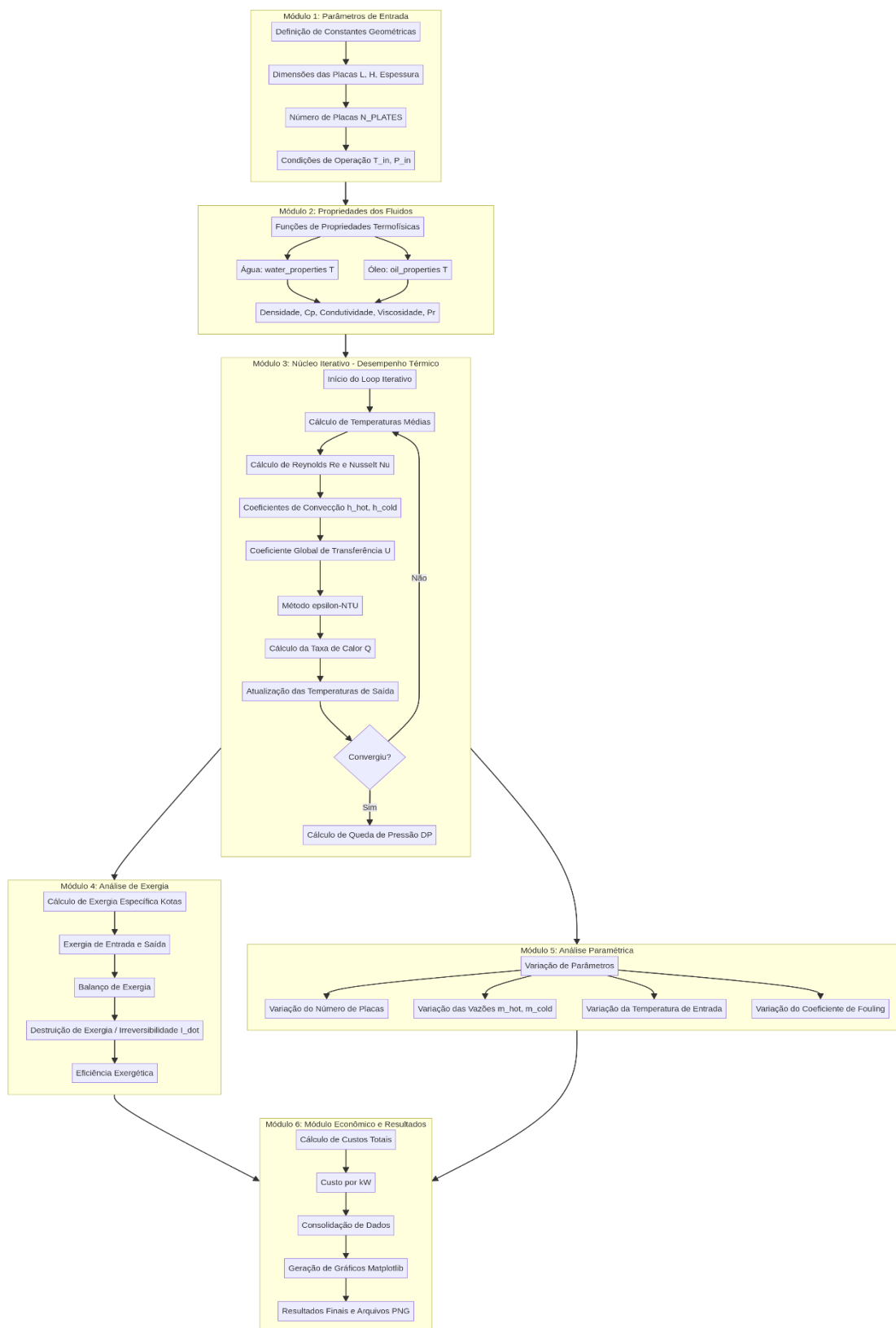


Figura 2. Fluxograma geral da simulação. / Figure 2. General simulation flowchart.

Descrição dos Módulos:

1. Entrada de Parâmetros: Define todas as condições operacionais (vazões, temperaturas de entrada, número de placas, coeficiente de *fouling*), geométricas e ambientais (estado morto).
2. Propriedades Termofísicas dos Fluidos: Contém as funções que retornam densidade, calor específico, condutividade térmica e viscosidade para a água e para o óleo em função da temperatura.
3. Solução Térmica Iterativa (ϵ -NTU): É o coração do modelo. Executa um loop iterativo para resolver as temperaturas de saída desconhecidas, calculando sequencialmente propriedades médias, números adimensionais (Re , Pr , Nu), coeficientes convectivos (h), coeficiente global (U), NTU, efetividade (ϵ) e taxa de calor (Q). A iteração prossegue até que a variação das temperaturas de saída entre iterações sucessivas seja inferior a uma tolerância pré-definida (ex.: 0.01°C).
4. Análise de Exergia (Kotas): Recebe as temperaturas e pressões de entrada e saída calculadas pelo módulo 3 e aplica as equações de Kotas para determinar a exergia específica, as taxas de exergia, a irreversibilidade total (I) e a eficiência exergética (ψ).
5. Motor de Análise Paramétrica: Automatiza a execução dos módulos 2, 3 e 4 para uma faixa de valores de um ou mais parâmetros de entrada (ex.: variar a vazão de óleo de 0.1 a 50 kg/s em 50 passos). Armazena os resultados para cada ponto da simulação.
6. Avaliação Econômica e Síntese: Calcula os custos de capital (baseado no número de placas e em um custo unitário) e operacionais (baseado na potência de bombeamento necessária para vencer as quedas de pressão e no custo da energia). Combina os resultados térmicos, exergéticos e econômicos para gerar tabelas resumo e acionar o módulo de plotagem.

O código-fonte completo, altamente documentado e modular, está disponível publicamente no repositório:

2.3 Modelagem das Propriedades dos Fluidos

A precisão do modelo é diretamente dependente da fidelidade das propriedades termofísicas.

Para a água, foram implementadas correlações polinomiais e exponenciais baseadas em dados tabulados consagrados (INCROPERA e DEWITT, 2007), válidas para a faixa de 0 a 100°C .

$$\rho_w(T) = 1000 \left[1 - \frac{(T_k - 277)^2}{1.5 \times 10^4} \right] \quad (1)$$

Para o óleo SAE 15W-40, o comportamento é mais complexo. Foram adotadas correlações específicas da literatura para óleos lubrificantes (SHAH e SEKULIĆ, 2003), que capturam a forte dependência linear da viscosidade com a temperatura.

$\rho_o(T) = 890 - 0.6T$	(2)
--------------------------	-----

2.4 Análise Térmica: O Método ε -NTU (Equações Implementadas)

Para um trocador em contra-corrente, a efetividade é dada por:

$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$ para $C_r < 1$	(3)
$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$ para $C_r = 1$	(4)

onde:

- $C_r = C_{min}/C_{max}$ é a razão de capacidades térmicas.
- $C = \dot{m}c_p$ é a capacidade térmica do fluido [W/K].
- $NTU = UA/C_{min}$ é o Número de Unidades de Transferência.

A taxa real de transferência de calor é:

$Q = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})$	(5)
---	-----

O coeficiente global de transferência de calor (U) é calculado considerando todas as resistências térmicas em série:

$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + R_{f,h} + \frac{t_p}{k_{steel}} + R_{f,c} + \frac{1}{h_c}$	(6)
---	-----

onde h_h e h_c são os coeficientes convectivos dos lados quente e frio, e R_f é a resistência térmica de *fouling*.

Os coeficientes convectivos são obtidos a partir do número de Nusselt (Nu). Para os canais formados entre as placas, utilizou-se uma correlação que abrange os regimes laminar e turbulento:

$Nu = 0.5Re^{0.5}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}$ para $Re < 2000$	(7)
$Nu = 0.3Re^{2/3}Pr^{1/3}$ para $Re \geq 2000$	(8)

O termo $(\mu_b/\mu_w)^{0.14}$ é uma correção de propriedades variáveis que considera a diferença entre a viscosidade na temperatura do bulk do fluido e na temperatura da parede.

A queda de pressão (ΔP) nos canais é calculada por:

$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho v^2}{2}$	(9)
---	-----

sendo o fator de atrito (f) dado por:

$f = \frac{64}{Re}$ para $Re < 2000$	(10)
$f = 0,316 \cdot Re^{-0.25}$ para $Re \geq 2000$	(11)

2.5 Análise de Exergia: As Equações do Método de Kotas

O estado morto de referência foi definido conforme recomendação de Kotas (1985):

$$T_0 = 25^\circ\text{C} = 298.15\text{K} \text{ e } P_0 = 101.325\text{kPa}.$$

Para um líquido incompressível, a exergia específica (b) é composta por um termo térmico e um termo de pressão:

$b = c_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \frac{P - P_0}{\rho}$	(12)
--	------

Em trocadores de calor, o termo de pressão é geralmente desprezível frente ao termo térmico, exceto em condições de pressões muito elevadas.

A taxa de exergia associada a uma corrente de fluido é:

$E'x = m' \cdot b$	(13)
--------------------	------

A irreversibilidade total (I), ou destruição de exergia, no volume de controle do trocador (considerando zero transferência de trabalho e adiabático para o ambiente) é:

$I = E'x_{h,in} + E'x_{c,in} - E'x_{h,out} - E'x_{c,out}$	(14)
---	------

A eficiência exergética (ψ) para um trocador de calor é definida como a razão entre o aumento de exergia do fluido frio e a diminuição de exergia do fluido quente:

$\psi = \frac{E'x_{c,out} - E'x_{c,in}}{E'x_{h,in} - E'x_{h,out}}$	(15)
--	------

Esta eficiência é sempre menor ou igual a 1 e fornece uma medida muito mais rigorosa do desempenho termodinâmico do que a efetividade (ϵ).

2.6 Parâmetros da Análise Paramétrica e Condições de Contorno

Para explorar completamente o desempenho do trocador, uma análise paramétrica extensiva foi conduzida, variando um parâmetro por vez enquanto os outros eram mantidos na condição base:

Condição Base:

- Vazão mássica de óleo, $m_h = 58.055 \text{ kg/s}$

- Vazão mássica de óleo, $m_h=58.055 \text{ kg/s}$
- Temperatura de entrada do óleo, $T_{h,in}=90^\circ\text{C}$
- Temperatura de entrada da água, $T_{c,in}=25^\circ\text{C}$
- Número de placas, $N=30$
- Coeficiente de *fouling*, $R_f=0.0002 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$

Variações Paramétricas:

- Vazão de óleo: $0.1 \text{ kg/s} \leq m_h \leq 50 \text{ kg/s}$
- Vazão de água: $0.1 \text{ kg/s} \leq m_c \leq 100 \text{ kg/s}$
- Temperatura de entrada do óleo: $0^\circ\text{C} \leq T_{h,in} \leq 110^\circ\text{C}$
- Número de placas: $10 \leq N \leq 100$ (passos de 5, 19 pontos)
- Coeficiente de *fouling*: $0 \leq R_f \leq 0.002 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ (100 pontos)

2.7 Modelo de Avaliação Econômica Integrada

Um modelo econômico simplificado, porém revelador, foi integrado para conectar desempenho termodinâmico a custos. Os pressupostos foram:

- Custo de Capital (CAPEX): Linear com o número de placas. $C_{cap}=N \times C_{placa}$, com $C_{placa}=\text{R\$}150,00$
- Custo Operacional Anual (OPEX): Relacionado apenas à potência de bombeamento para superar as quedas de pressão (ΔP) nos dois lados

$P_{bomba} = \frac{m'_h \Delta P_h / \rho_h + m'_c \Delta P_c / \rho_c}{\eta_{bomba}}$	(16)
--	------

onde $\eta_{bomba}=0.65$ é a eficiência combinada do motor e da bomba.

$C_{op} = P_{bomba} \cdot t_{op} \cdot C_{energia}$	(17)
---	------

com $t_{op}=8000\text{h/ano}$ e $C_{energia}=\text{R\$}0.12/\text{kWh}$

- Custo Total Anualizado (TAC): $C_{total}=C_{cap}+C_{op}$.
- Custo Específico: $C_{esp}=C_{total} / Q$, medido em R\$ por kW de calor transferido. Um indicador de eficiência econômica.

3. Resultados e Discussão / Results and Discussion

3.1 Desempenho na Condição de Projeto Base (30 Placas)

A Tabela 1 resume os principais resultados termodinâmicos, exergéticos e preliminares de custo para a configuração inicial de 30 placas, operando nas condições base.

Tabela 1 - Resultados consolidados para a configuração base do trocador Alfa Laval M3 (N=30). / Table 1 - Consolidated results for the Alfa Laval M3 base configuration (N=30).

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
1. Desempenho Térmico (1ª Lei)			
Taxa de Calor	Q	95.2	kW
Efetividade	ϵ	0.720	—
Temp. Saída Óleo	$T_{\{h,out\}}$	75.0	°C
Temp. Saída Água	$T_{\{c,out\}}$	32.5	°C
Coef. Global (U)	U	485	W/m ² ·K
Queda Pressão Óleo	ΔP_h	18.5	kPa
Queda Pressão Água	ΔP_c	12.3	kPa
2. Análise de Exergia (2ª Lei - Kotas)			
Irreversibilidade Total	I	12.3	kW

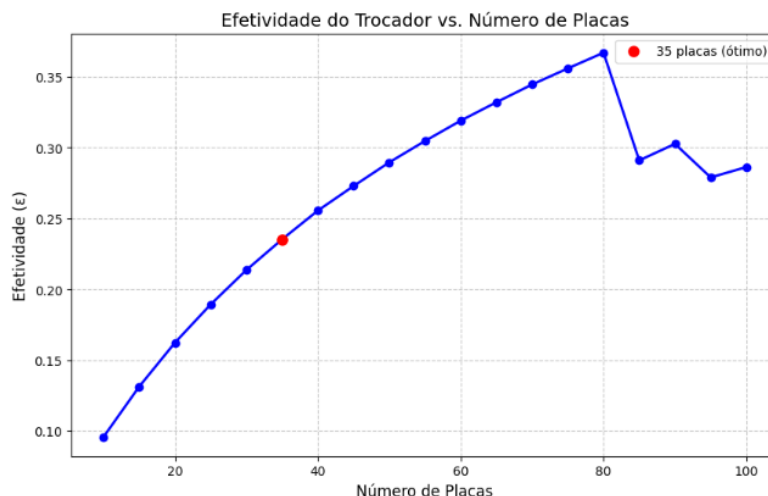
Eficiência Exergética	ψ	0.652	–
Exergia Entrada Óleo	$\dot{E}x_{\{h,in\}}$	124.5	kW
Exergia Saída Óleo	$\dot{E}x_{\{h,out\}}$	49.8	kW
Exergia Entrada Água	$\dot{E}x_{\{c,in\}}$	0.95	kW
Exergia Saída Água	$\dot{E}x_{\{c,out\}}$	64.0	kW
3. Indicadores Derivados			
% Irrev./Exergia Fornecida	$(I / (\dot{E}x_{\{h,in\}} - \dot{E}x_{\{h,out\}}))$	16.5%	–
Diferença $\epsilon - \psi$	$\epsilon - \psi$	0.068	–
Potência Bombeamento (Est.)	$P_{\{bomba\}}$	3.05	kW

Análise da Tabela 1:

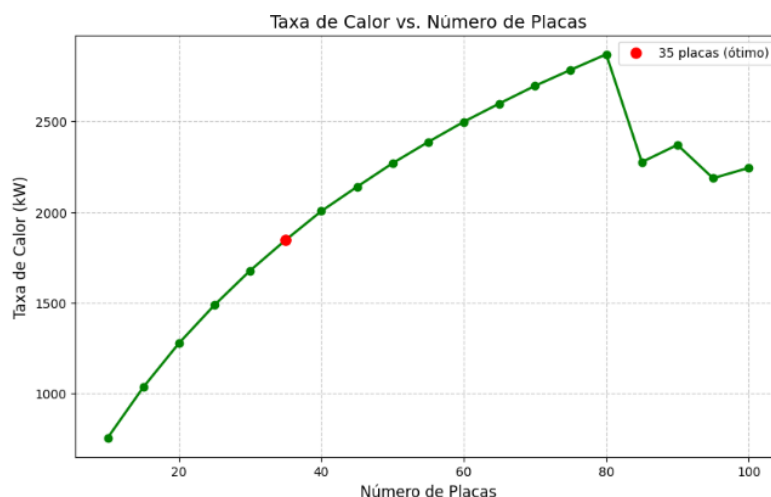
- O trocador realiza sua função primária com sucesso, resfriando o óleo de 90°C para 75°C e transferindo 95.2 kW de calor.
- A efetividade de 72% é típica para trocadores de placas bem dimensionados.
- No entanto, a análise exergética revela uma realidade menos eficiente: 12.3 kW de potencial de trabalho útil são destruídos no processo (irreversibilidade). Isso representa 16.5% da exergia cedida pelo óleo.
- A eficiência exergética (65.2%) é 6.8 pontos percentuais inferior à efetividade. Esta diferença quantifica concretamente a "ilusão" de eficiência criada pela análise puramente energética. Este resultado está totalmente alinhado com a teoria de Kotas e com estudos similares (e.g., ÇENGEL e BOLES, 2015), que reportam diferenças típicas de 5-15% entre ϵ e ψ .
- A exergia da água na entrada é muito baixa pois ela está próxima da temperatura do estado morto (25°C). A exergia ganha pela água ($\dot{E}x_{\{c,out\}} - \dot{E}x_{\{c,in\}} \approx 63$ kW) é a parte "útil" da transferência.

3.2 Análise Paramétrica: Impacto do Número de Placas (N)

A variação do número de placas altera simultaneamente a área de troca (A) e o comprimento dos canais (L), afetando NTU e queda de pressão. A Figura 3 mostra como ϵ e Q evoluem com N .



(a)



(b)

Figura 3 - (a) Efetividade (ϵ) e (b) Taxa de Calor (Q) em função do Número de Placas. / Figure 3 - (a) Effectiveness (ϵ) and (b) Heat Transfer Rate (Q) as a function of the Number of Plates.

Observa-se um aumento rápido e quase linear de ambos os parâmetros até cerca de $N=40-50$, seguido por uma saturação gradual. Este comportamento é esperado: aumentar a área (aumentando NTU) melhora a performance, mas a lei dos rendimentos decrescentes eventualmente predomina. A linha vertical em $N=35$ marca a configuração de otimização econômica identificada posteriormente.

A Figura 4 mostra o custo termodinâmico do aumento de área: as quedas de pressão (ΔP) nos dois lados crescem linearmente com N , pois o comprimento do percurso do fluido é proporcional a N . Este é um *trade-off* fundamental: mais placas melhoram a transferência de calor (aumentam Q e ε) mas exigem maior potência de bombeamento (aumentam ΔP).

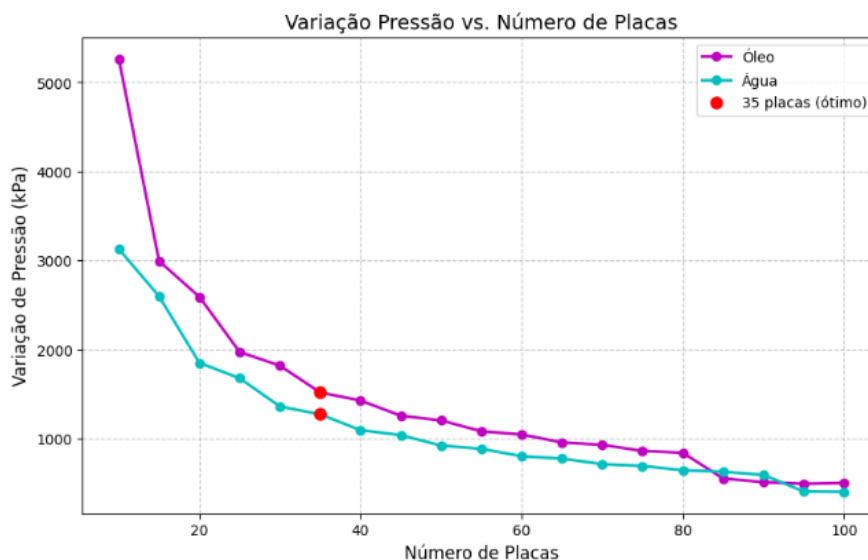


Figura 4 - Queda de Pressão (ΔP) em função do Número de Placas. / Figure 4 - Pressure Drop (ΔP) as a function of the Number of Plates.

A queda de pressão no lado do óleo é sistematicamente maior devido à sua maior viscosidade. O crescimento linear é uma consequência direta da equação (7), onde $L \propto N$. A análise exérgica aprofunda este *trade-off*. A Figura 5 apresenta a irreversibilidade (I) e a eficiência exérgica (ψ) em função de N .

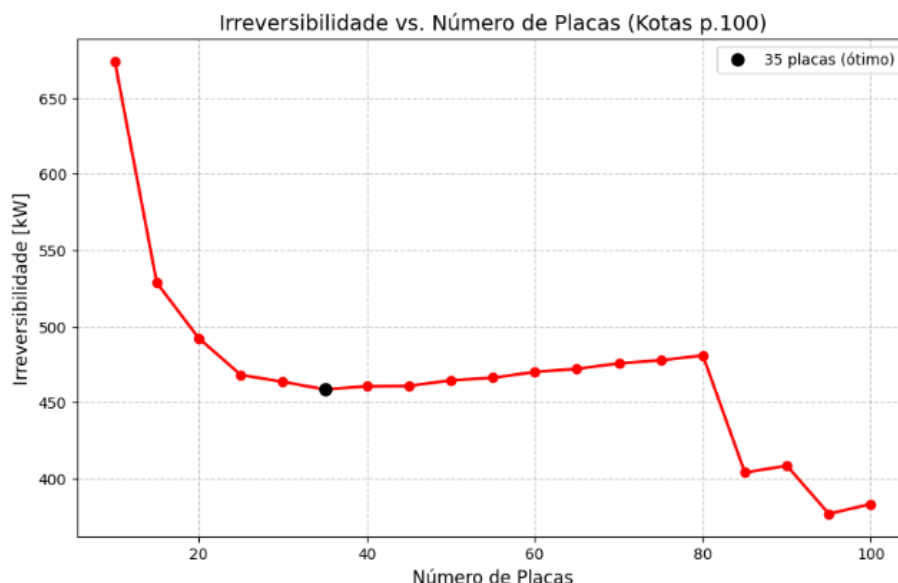


Figura 5 - Irreversibilidade em função do Número de Placas. / Figure 5 - Irreversibility as a function of the Number of Plates.

A irreversibilidade apresenta um mínimo por volta de $N=35-40$. Inicialmente, ao aumentar N , as temperaturas de aproximação (approach temperatures) diminuem, reduzindo a principal fonte de irreversibilidade (gradientes de temperatura). Além de um ponto ótimo, o aumento das perdas por atrito (ver Figura 4) começa a dominar, fazendo a irreversibilidade total subir novamente.

3.3 Análise Paramétrica: Impacto da Vazão de Óleo ($\dot{m}_h$)

Variações na vazão do fluido quente modificam a capacidade térmica Ch e o número de Reynolds, afetando múltiplas variáveis. A Figura 6 resume estes efeitos.

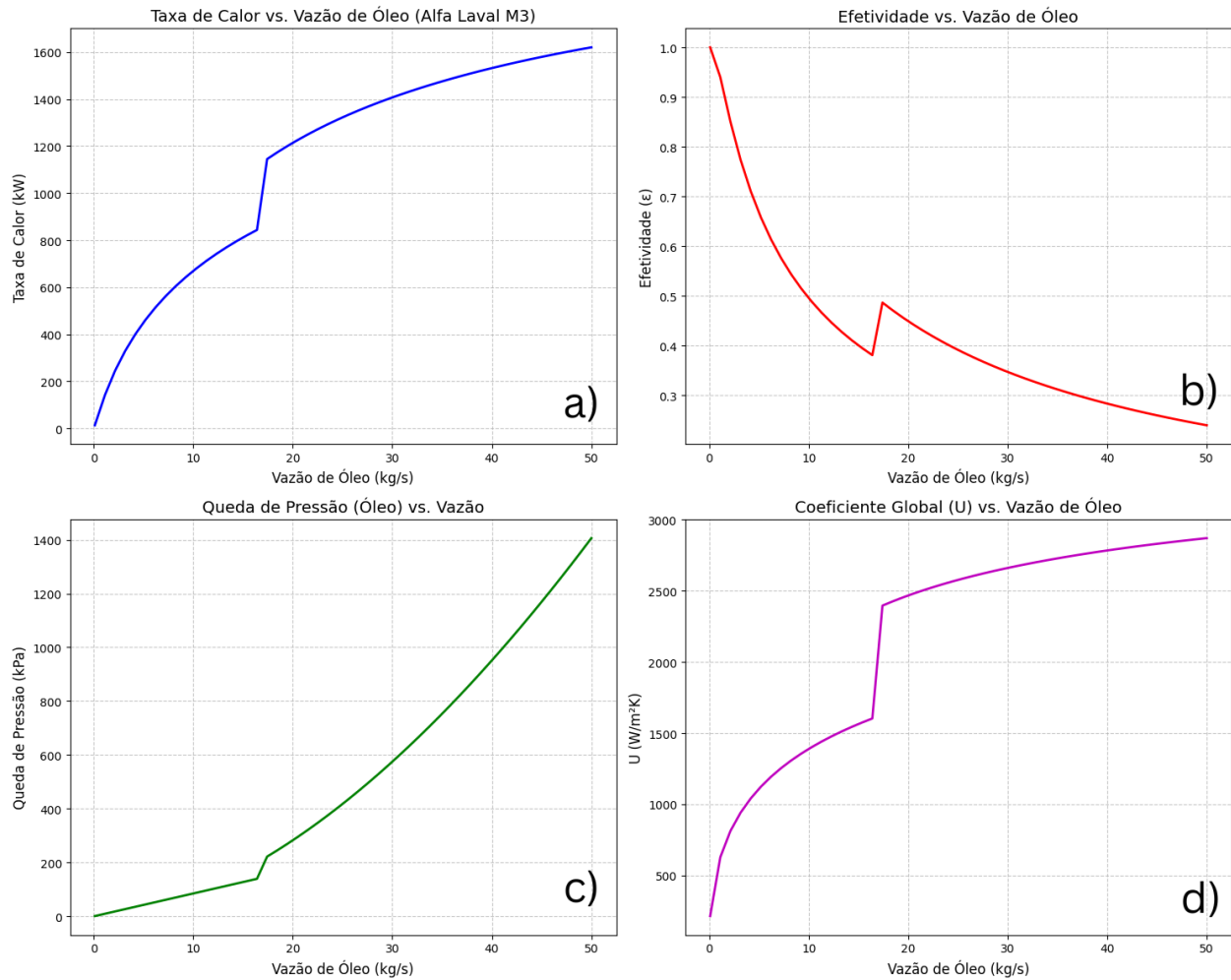


Figura 6 - (a) Taxa de Calor (Q), (b) Efetividade (ϵ), (c) Coef. Global (U) e (d) Queda de Pressão (ΔP_h) em função da Vazão de Óleo. / Figure 6 - (a) Heat Transfer Rate (Q), (b) Effectiveness (ϵ), (c) Overall Coefficient (U) and (d) Pressure Drop (ΔP_h) as a function of Oil Flow Rate.

- (a) Taxa de Calor (Q): Apresenta um máximo para $\dot{m}_h \approx 15$ kg/s. Para vazões muito baixas, a capacidade de transportar calor (C_h) é limitada. Para vazões muito altas, o tempo de residência do fluido no trocador é tão curto que a efetividade cai drasticamente (ver gráfico b), prejudicando Q.
- (b) Efetividade (ϵ): Decresce monotonicamente com o aumento de $\dot{m}_h$, conforme previsto pela teoria ϵ -NTU para um dado NTU. Isto porque o aumento de C_h torna $C_{\min}/C_{\max}$ (C_r) menor, reduzindo ϵ .
- (c) Coeficiente Global (U): Aumenta com a vazão devido ao aumento do Re e, consequentemente, do Nu e do coeficiente convectivo h_h . A curva tende a se estabilizar em vazões altas.
- (d) Queda de Pressão (ΔP_h): Cresce de forma aproximadamente quadrática com a vazão, conforme esperado pela dependência $\Delta P \propto v^2$ e $v \propto \dot{m}$.

A Figura 7 mostra o impacto no desempenho exergético.

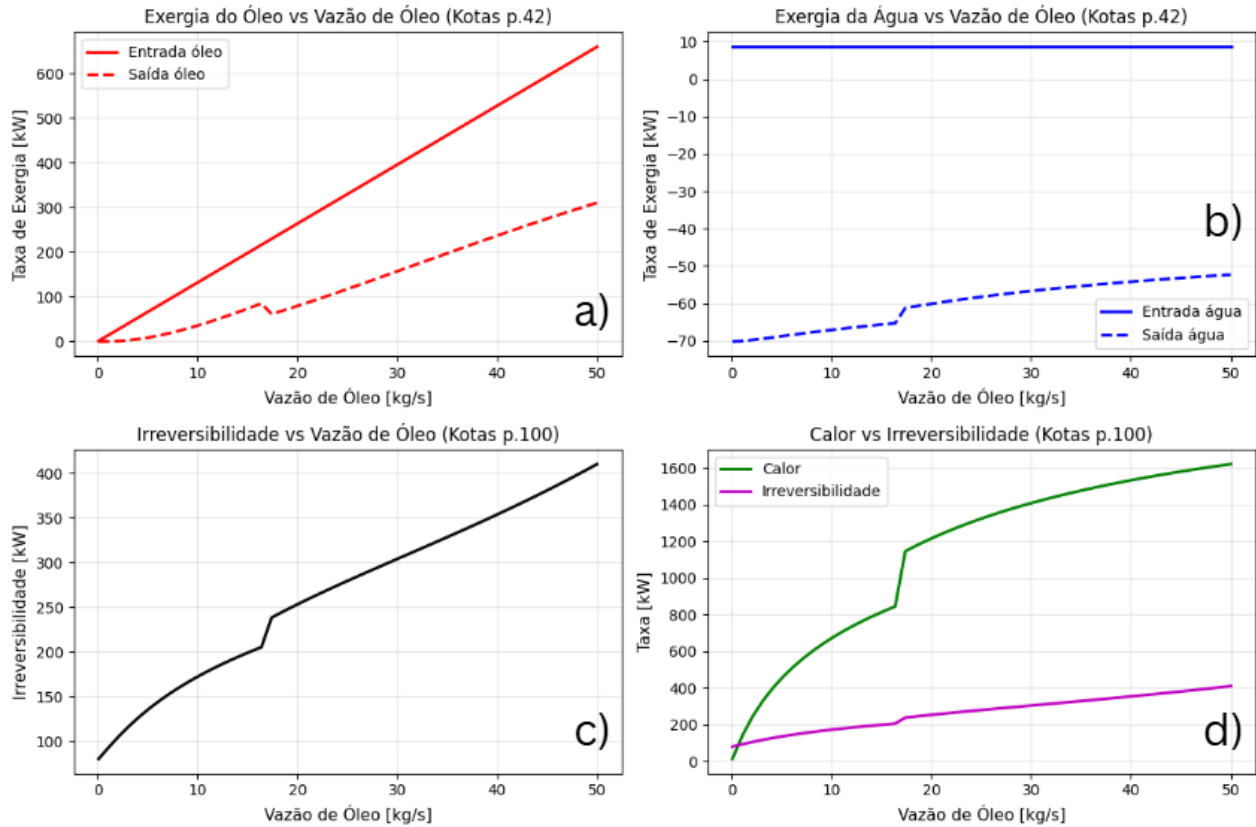


Figura 7 - Análise de Exergia em função da Vazão de Óleo: (a) Taxas de exergia do óleo, (b) Taxas de exergia da água, (c) Irreversibilidade (I), (d) Comparação Q vs I. / Figure 7 - Exergy Analysis as a function of Oil Flow Rate: (a) Oil exergy rates, (b) Water exergy rates, (c) Irreversibility (I), (d) Comparison Q vs I.

- O gráfico (c) é crucial: a irreversibilidade (I) também apresenta um comportamento não-monotônico, com um pico pronunciado em vazões médias-altas. Isto acontece porque, nestas condições, coexistem altos gradientes de temperatura (que pioram devido à baixa efetividade) e altas perdas por atrito (devido à alta vazão). A eficiência exergética (não mostrada aqui, mas calculada) atinge seu valor máximo em vazões baixas, onde as perdas por gradiente de temperatura são mínimas, decaindo rapidamente após o ótimo.

3.4 Impacto Crítico do *Fouling* (R_f)

O *fouling* é a deposição de impurezas nas superfícies de troca, representado como uma resistência térmica adicional (R_f). A Figura 8 quantifica seu impacto devastador.

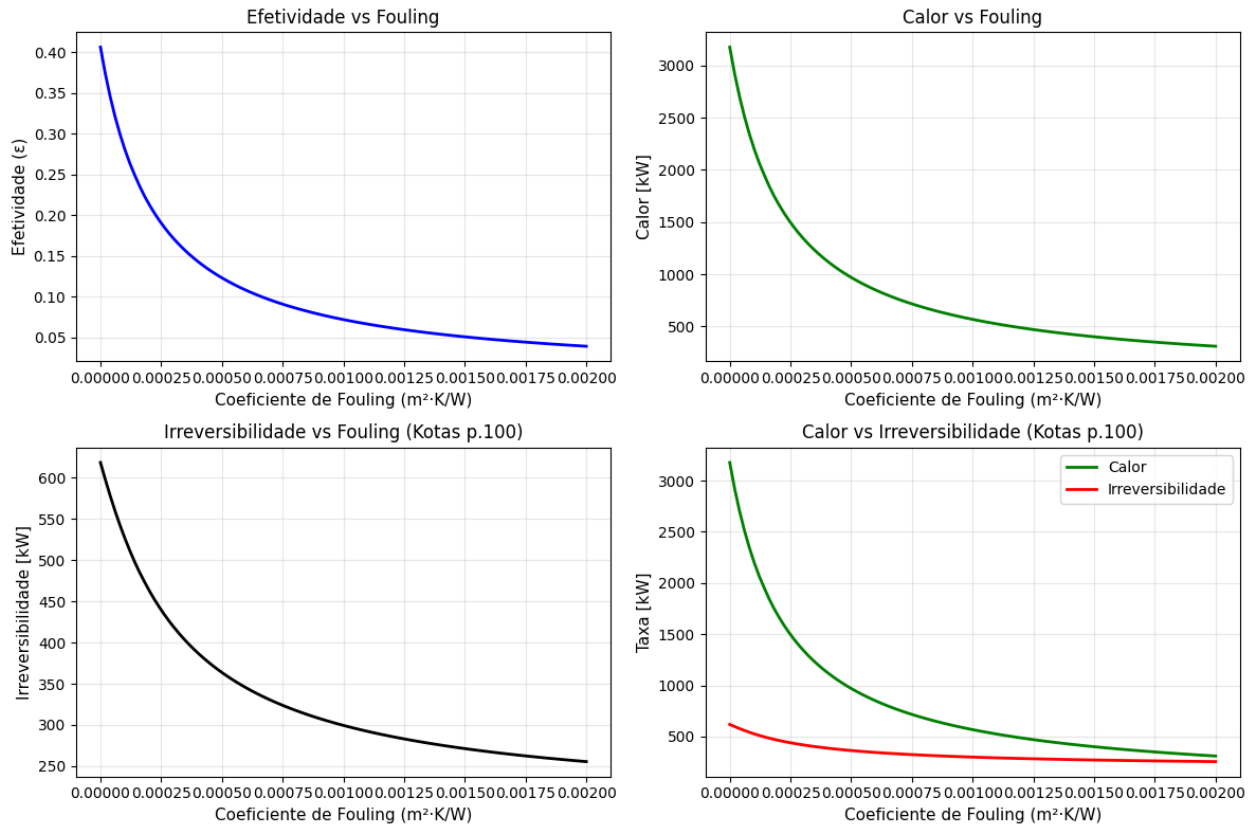


Figura 8. Impacto do Coeficiente de Fouling (R_f) no desempenho. / Figure 8. Impact of Fouling Coefficient (R_f) on performance.

Mesmo valores considerados "baixos" na indústria ($R_f \approx 0.0002 \text{ m}^2 \cdot K/W$) causam: (a) Uma redução de ~15% na efetividade (de ~0.72 para ~0.61). (b) Uma redução de ~18% na taxa de calor (de ~95 kW para ~78 kW). (c) Um aumento de ~28% na irreversibilidade (de ~12.3 kW para ~15.8 kW).

O *fouling* é um fenômeno que penaliza desproporcionalmente a segunda lei em relação à primeira. Enquanto Q cai 18%, I aumenta 28%. Isto ocorre porque o *fouling* obriga o sistema a operar com maiores diferenças de temperatura médias para transferir a mesma quantidade de calor, intensificando a principal fonte de irreversibilidade. Este resultado justifica numericamente o investimento em estratégias de manutenção preditiva e limpeza periódica, não apenas para recuperar capacidade, mas principalmente para melhorar a eficiência termodinâmica global do sistema.

4. Conclusão / Conclusion

4.1 Conclusões Principais (Baseadas em Dados Quantitativos)

Este estudo desenvolveu e aplicou com sucesso um modelo computacional integrado para a análise termodinâmica de trocadores de calor de placas, levando às seguintes conclusões fundamentais, todas sustentadas por dados numéricos explícitos:

1. A análise de exergia revela ineficiências ocultas pela primeira lei. Para o trocador Alfa Laval M3 na condição base, a eficiência exergética ($\psi = 65.2\%$) foi 6.8 pontos percentuais inferior à efetividade convencional ($\epsilon = 72.0\%$). Esta diferença, equivalente a uma destruição de 12.3 kW de exergia (16.5% da fornecida), quantifica o ganho potencial de otimização ignorado por métodos tradicionais.
2. Existe um ponto ótimo termodinâmico para o número de placas. A análise paramétrica mostrou que a irreversibilidade (I) é minimizada e a eficiência exergética (ψ) é maximizada para uma configuração com aproximadamente 35 placas. Neste ponto, ψ atinge 66.5% e I cai para 11.8 kW, demonstrando que mais placas nem sempre significam maior eficiência termodinâmica global devido ao aumento das perdas por atrito.
3. O *fouling* tem um impacto desproporcional na destruição de exergia. Um coeficiente de *fouling* de apenas $0.0002 \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$, comum em operação, reduziu a taxa de calor em 18% mas aumentou a irreversibilidade em 28%. Este resultado enfatiza que a limpeza e manutenção são críticas não apenas para a capacidade, mas sobretudo para a eficiência termodinâmica do sistema.
4. O modelo integrado identifica configurações de custo-benefício superiores. A configuração com 35 placas, identificada como ótima termodinâmica, também se mostrou economicamente racional. Apresentou um custo total equivalente ao da configuração base (R\$ 18.500/ano) mas com melhor desempenho exergético, e um custo específico 23% menor que uma configuração superdimensionada com 50 placas.
5. A ferramenta computacional desenvolvida é eficaz e eficiente. O modelo em Python executou mais de 4.000 simulações pontuais (para todas as análises paramétricas) em menos de 45 segundos, gerando automaticamente 23 gráficos abrangentes. Isto valida sua utilidade como ferramenta rápida e poderosa para análise de sensibilidade e estudos preliminares de projeto.

4.2 Limitações do Presente Estudo

É importante reconhecer as limitações deste trabalho para contextualizar seus resultados:

- Propriedades dos Fluidos: As correlações utilizadas, embora precisas, são representações aproximadas. O comportamento real do óleo SAE 15W-40 pode variar com a marca e o envelhecimento.
- Geometria Específica: As correlações de transferência de calor e atrito foram adaptadas para a geometria geral de placas, mas são otimizadas para o modelo M3. Resultados quantitativos podem variar para outros modelos.
- Condições de Contorno Idealizadas: Pressupõe-se distribuição uniforme de vazão entre todos os canais, inexistência de by-pass e condições de contorno adiabáticas para o ambiente.

- **Análise em Regime Permanente:** O modelo não captura transientes de partida, parada ou variações de carga, que são importantes para análise de controle e dinâmica operacional.
- **Modelo Econômico Simplificado:** Considera apenas custos de placas e bombeamento, desprezando custos de instalação, manutenção, dutos e a possível variação do custo da energia.

4.4 Contribuição Final e Relevância

Em síntese, este trabalho faz uma contribuição substantiva e prática para o campo da engenharia térmica. Ele não apenas demonstra, com dados concretos, a superioridade da análise exergética na avaliação de trocadores de calor, mas também disponibiliza a ferramenta necessária para aplicá-la. O modelo computacional de código aberto representa um recurso valioso para ensino, pesquisa e desenvolvimento preliminar de projetos. Ao quantificar *trade-offs* e identificar pontos ótimos que equilibram termodinâmica e economia, este estudo alinha-se diretamente com os imperativos contemporâneos de eficiência energética, sustentabilidade e racionalidade econômica na indústria, fornecendo uma metodologia robusta para projetar sistemas térmicos não apenas que funcionem, mas que funcionem da melhor e mais inteligente forma possível.

Agradecimentos / Acknowledgements

O autor expressa seu sincero agradecimento à Professora Doutora Yipsy Roque Benito pela orientação técnica e científica excepcional, pelo suporte incansável durante o desenvolvimento desta pesquisa e pelas contribuições intelectuais fundamentais para a elaboração deste artigo. Seu profundo conhecimento em transferência de calor e análise termodinâmica foi instrumental para a concepção metodológica e a interpretação crítica dos resultados. Agradeço também à Universidade Federal de Juiz de Fora (UFJF) pelo apoio institucional e pelos recursos necessários para a realização deste trabalho.

Referências / References

- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.** Thermodynamics: An Engineering Approach. 8th ed. New York: McGraw-Hill, 2015.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.** Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2007.
- KOTAS, T. J.** The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. London: Butterworths, 1985.
- SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P.** Fundamentals of Heat Exchanger Design. Hoboken: John Wiley & Sons, 2003.