

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Thiago E. Fernandes
Vitor C. P. Borges
Washington E. R. Melgaço

**AVALIAÇÃO DE TROCADORES CASCA E TUBO APLICADOS NA
RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL DE UM MOTOR A DIESEL**

Juiz de Fora

2021

Thiago E. Fernandes
Vitor C. P. Borges
Washington E. R. Melgaço

**AVALIAÇÃO DE TROCADORES CASCA E TUBO APLICADOS NA
RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL DE UM MOTOR A DIESEL**

Trabalho sobre a modelagem térmica de um trocador de casca e tubo aplicado à recuperação de calor residual de um motor à diesel. Levando em consideração os parâmetros de operação e geométricos, como também o modelo matemático correspondente ao tipo de trocador.

Orientadora: Yipsy Roque Benito

Juiz de Fora

2021

Inteligência é a habilidade de se adaptar às mudanças.

Stephen Hawking

RESUMO

O calor de exaustão dos motores a diesel pode ser uma importante fonte de calor para fornecer energia adicional usando um Ciclo Rankine. Portanto, este trabalho se baseia no artigo “Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger”, que apresenta o desempenho de trocadores casca e tubo aplicados na recuperação de calor residual de um motor a diesel. Para tal serão utilizados dois trocadores de casca e tubo em série.

Palavras-chave: Trocador casca e tubo; Recuperação de calor; motor a diesel;

ABSTRACT

Abstract.

Exhaust heat from diesel engines can be an important heat source to provide additional energy using a Rankine Cycle. Therefore, this work is based on the article “Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger”, which presents the performance of shell and tube exchangers applied in the waste heat recovery of a diesel engine. For this, two shell and tube exchangers will be used in series.

Key-words: Shell and tube exchanger; Heat recovery; diesel engine;

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Trocadores de calor em série	11
Figura 2 – Vista frontal interna da organização dos tubos.	12
Figura 3 – Vista lateral do trocador.	13
Figura 4 – Esquema de balanço de energia em um trocador com dois fluidos. . . .	14
Figura 5 – Disposição das medidas em um feixe de tubos em arranjo alternado . .	18
Figura 6 – Arranjo de tubos com geometria triangular	21
Figura 7 – Fator de atrito para escoamentos plenamente desenvolvidos em um tubo circular.	23
Figura 8 – Código de execução do EES	24
Figura 9 – Código de execução do EES	25
Figura 10 – Resultados encontrados	26

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tabela Dados do motor	11
Tabela 2 – Dados do trocador Casco e tubo contra corrente, fluido quente no tubo e fluido frio no casco	12

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CAD	Projeto assistido por computador (computer aided design)

LISTA DE SÍMBOLOS

SUMÁRIO

1	Introdução	10
1.1	Análise do sistema	11
1.1.1	Design do trocador de calor	11
1.2	Condições de contorno	11
1.3	Geometria do trocador	12
2	Memorial de cálculos	14
2.1	Equações de taxa de transferência de calor	14
2.2	Balanço de Massas e Energia	15
2.3	Equação de Desempenho do Trocador	15
2.4	Equações do coeficiente global de transferência de calor	16
2.5	Análise dos escoamentos Externo e Interno	17
2.5.1	Fluido Interno	19
2.5.1.1	Fase Líquida	19
2.5.1.2	Escoamento Bifásico: Água + Vapor	19
2.5.1.3	Fase Gasosa	20
2.5.2	Fluido Externo	20
2.6	Queda de Pressão	21
2.6.1	Queda de pressão no fluido externo	23
3	Código do programa	24
4	Resultados da simulação	26
5	Conclusão da Equipe	27
	REFERÊNCIAS	28

1 Introdução

A vida moderna de hoje depende fortemente de motores de combustão interna. Apesar do fato de que algumas novas tecnologias foram introduzidas nos últimos anos, a maioria dos veículos ainda é movida por motores de ignição por centelha ou ignição por compressão. Os motores a compressão, também conhecidos como motores a diesel, possuem um amplo campo de aplicações como conversores de energia devido à sua maior eficiência. Governos e fabricantes de motores a diesel estão motivados a mitigar as emissões e melhorar a eficiência dos motores a diesel devido ao aumento das emissões de gases de efeito estufa, esgotamento de combustíveis fósseis e aumento dos custos de combustível. Consequentemente, vários esforços têm sido feitos nos últimos anos para melhorar ainda mais a eficiência do motor diesel. Tecnologia de injeção direta, Tecnologia de carga homogênea de ignição por compressão [1, 2], combinação de tempo de injeção avançado, alta pressão de injeção e alto impulso pressão [3] foram desenvolvidos para melhorar o desempenho de motores. Uma maior eficiência do motor diesel também pode ser alcançada melhorando a eficiência termodinâmica do ciclo operacional ou reduzindo as perdas mecânicas. [4] Independentemente das melhorias na eficiência, motores a diesel continuarão a despejar uma parte significativa da energia do combustível em forma de energia térmica para o meio ambiente através dos gases no escapamento, de óleos refrigerantes, de óleos lubrificantes e de fricção. Geralmente, na potência máxima, um típico motor a diesel pode converter cerca de 38% [5] de sua energia de entrada em trabalho enquanto 30% é desperdiçado com os gases de escape do motor, 25% através do óleo refrigerante e óleo lubrificante e os 7% restantes para perdas por fricção. [6, 7, 8, 9] Devido à presença de 30% de calor residual no gás de exaustão, uma temperatura típica de exaustão de motor diesel de serviço pesado varia de 500°C a 750°C [10], que varia com o tamanho, velocidade e carga do motor. O gás de exaustão tem maior potencial de recuperação do que o óleo refrigerante por causa da alta temperatura e exergia. [11] Esta alta temperatura de exaustão oferece uma oportunidade significativa para recuperar calor usando a tecnologia de recuperação de calor de exaustão para várias aplicações. Isso pode contribuir para uma melhoria substancial na eficiência geral de um motor diesel. [12]

Turbocompressão, aquecimento do ar da cabine [13], dessalinização [14] e redução do tempo de aquecimento do motor [15] são tecnologias convencionais para utilizar a recuperação de calor de exaustão, mas com uma baixa taxa de recuperação. Relativamente às principais tecnologias de recuperação de calor de exaustão atuais, incluindo o sistema de turbo-composição e recuperação de calor de exaustão térmica são baseados no Ciclo de Rankine (CR) e em regenerações termoelétricas (TE). Na recuperação de calor de exaustão baseado em CR, um gerador de vapor é empregado para gerar vapor a partir do calor de exaustão, que é expandido em uma turbina para produzir energia adicional. Em um sistema de turbo-composição, uma turbina de energia adicional é utilizada a jusante do

turbocompressor. Aqui está mecanicamente acoplado ao motor eixo da manivela por um sistema de engrenagens a fim de aumentar a potência do motor. [16]

1.1 Análise do sistema

O motor usado neste estudo foi um motor 4 tempos, 4 cilindros, refrigerado à água, à diesel Toyota 13B. A especificação do motor é apresentada na Tabela 1.

Modelo do Motor	Toyota 13B
Tipo de Motor	Motor à diesel com 4 cilindros refrigerado à água
Diâmetro do Cilindro	102 mm
Altura do Cilindro	105 mm
Taxa de compressão	17,6:1
Torque	217 N m à 2200 rpm
Injeção e Modo de entrada	Injeção direta, Aspiração natural

Tabela 1 – Tabela Dados do motor

1.1.1 Design do trocador de calor

Dois trocadores de calor de casco e tubo idênticos com um casco diâmetro de 76 mm, 7 tubos com diâmetros de 20 mm e comprimentos de 1 m foram ajustados no escapamento do motor e experimentos foram conduzidos para estimar a energia adicional disponível com esta configuração. Como estes trocadores de calor não são otimizados para esta aplicação em particular, tentativas foram feitas para projetar trocadores de calor que alcançariam potência adicional máxima. Ferramentas de simulação foram usadas para simular os trocadores de calor atuais usando as dimensões dos trocadores de calor comprados e os dados experimentais.

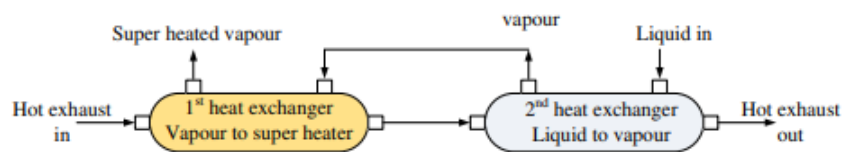


Figura 1 – Trocadores de calor em série .

em arranjos em série, o gás que sai do escapamento do motor entra no superaquecedor primeiro e depois passa no gerador de vapor seguindo esse fluxo.

1.2 Condições de contorno

Para o modelo de trocador de calor, água e vapor foram referidos como fluido frio e os gases de escape do motor foram referidos como fluido quente. O fluido frio foi

considerado na fase líquida à 28°C na pressão selecionada e saiu como vapor do gerador de vapor. O fluido quente foi modelado como ar com uma taxa de fluxo de massa de 0,10215 kg/s e uma temperatura de 665°C que foram encontrados a partir do experimento com o trocador de calor existente na potência nominal do motor de 41,84 kW. A pressão de operação do fluido quente foi ajustada a 101,325 kPa.

Diâmetro interno do casco	76mm
Número de tubos	19
Disposição dos tubos	Em ângulos de 30° a partir do centro
Distância dos tubos	15mm a partir do centro de cada
Diâmetro interno dos tubos	10 mm
Número de chicanas no casco	7
Comprimento do trocador de calor	2m
Material do Tubo	Aço AISI 316

Tabela 2 – Dados do trocador Casco e tubo contra corrente, fluido quente no tubo e fluido frio no casco

1.3 Geometria do trocador

Como apresentado na Tabela 2, nossos trocadores seguem a geometria exposta nas Figuras 2 e 3.

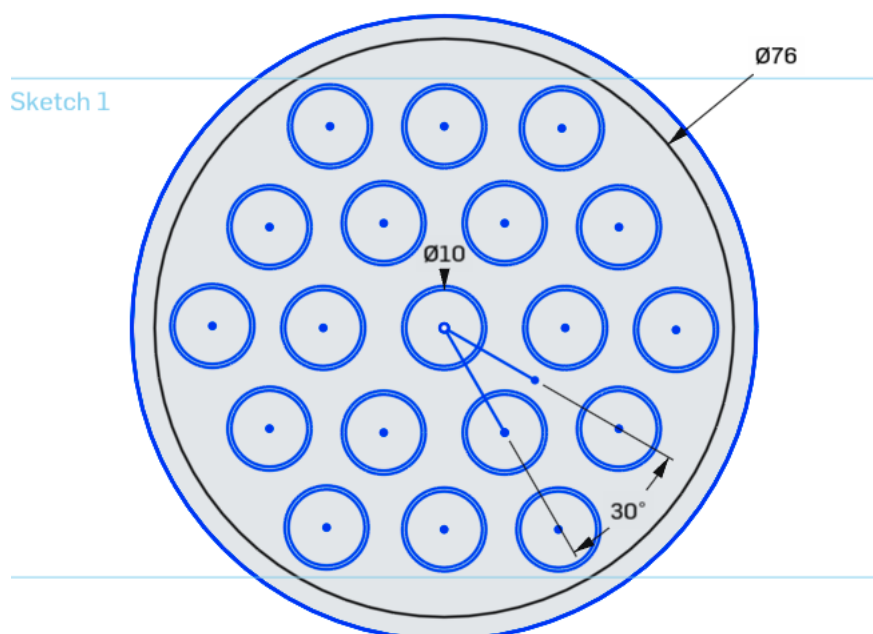


Figura 2 – Vista frontal interna da organização dos tubos.

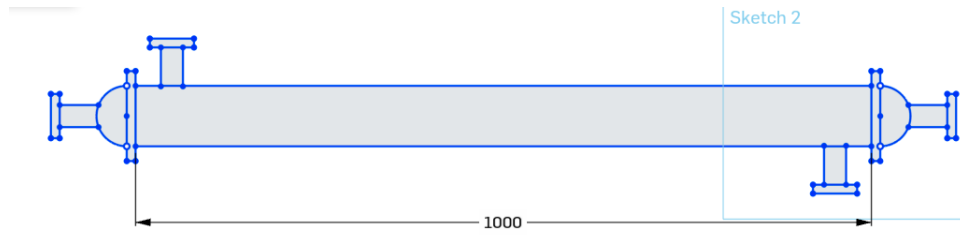


Figura 3 – Vista lateral do trocador.

2 Memorial de cálculos

Neste capítulo apresentaremos o desenvolvimento teórico utilizado para determinar a taxa de transferência de calor entre os fluidos, o balanço de energias e massas, o coeficiente global de troca de calor a queda de pressão e a efetividade do trocador. Os parâmetros conhecidos dos fluidos estão expostos a seguir.

Fluido frio

- $T_{f,ent} = 28^{\circ}C$
- $P_f = 101,325 \text{ kPa}$
- $L_f = 2260 \text{ kJ/kg}$ [17]

Fluido quente

- $T_{q,ent} = 665^{\circ}C$
- $T_{q,sai} = 50^{\circ}C$
- $\dot{m}_q = 0.1021 \text{ kg/s}$
- $P_q = 101,325 \text{ kPa}$

Vale ressaltar que as propriedades termo-físicas de ambos os fluidos serão determinadas por bibliotecas nativas do software EES [18] na temperatura de filme.

2.1 Equações de taxa de transferência de calor

Levando em consideração o esquema apresentado na Figura 4 e que os fluidos trabalham em contra corrente, temos que as taxas de transferência de calor dos fluidos quente e frio são dadas pelas Equações 2.1 e 2.2 respectivamente.

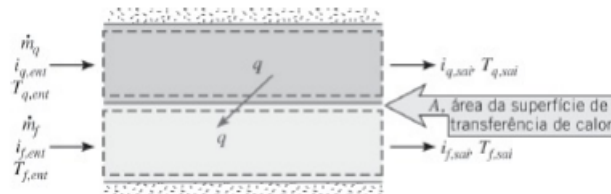


Figura 4 – Esquema de balanço de energia em um trocador com dois fluidos.

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (2.1)$$

$$q = \dot{m}_f [c_{p,f}(T_{f,ebulição} - T_{f,ent}) + L_f] \quad (2.2)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica, c_p é a capacidade térmica, T_{ent} e T_{sai} são as temperaturas de entrada e saída do fluido, $T_{ebulição}$ é a temperatura de ebulição e L é o calor latente. Vale ressaltar que os subíndices q e f fazem referência aos fluidos quente e frio respectivamente. Além disso temos que nosso fluido frio muda de estado durante o processo, neste caso foi considerada a parcela de energia para realizar essa transformação segundo [17].

2.2 Balanço de Massas e Energia

Considerando regime estacionário, temos que todo calor perdido pelo fluido quente será transmitido para o fluido frio, neste caso temos que o balanço de massas e energia é dado pela Equação 2.10.

$$\dot{m}_f [c_{p,f}(T_{f,ebulição} - T_{f,ent}) + L_f] = \dot{m}_q c_{p,q}(T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (2.3)$$

Note que esse balanço é consequência das taxas de transferência de calor apresentadas nas Equações 2.1 e 2.2

2.3 Equação de Desempenho do Trocador

Para avaliarmos o desempenho do trocador iremos utilizar o método e-NUT proposto em [19]. Em primeiro lugar, é necessário achar a taxa de transferência de calor máxima ou ideal. Essa taxa foi determinada para um trocador em contra corrente ideal com comprimento infinito. Tal trocador, um dos fluidos iria apresentar a máxima diferença de temperaturas possível, $T_{q,ent} - T_{f,ent}$ [19]. Para determiná-la, utilizaremos a capacidade calorífica C dos fluidos do trocador de calor. Para o fluido quente, teremos C mínimo apresentado na Equação 2.4.

$$C_q = c_{p,q}\dot{m}_q = C_{min} \quad (2.4)$$

Já para a água ocorre mudança de fase de líquido para gasoso. Neste a capacidade calorífica tende ao infinito. Portanto no fluido frio teremos C máximo, apresentado pela Equação 2.5.

$$C_f \rightarrow \infty = C_{max} \quad (2.5)$$

Como o fluido de menor capacidade térmica iria experimentar a maior variação de temperatura [19], e temos $C_q < C_f$, a taxa máxima de transferência de calor é dada pela Equação 2.6.

$$q_{max} = C_q(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (2.6)$$

De forma análoga ao trabalho gerado pela máquina térmica ideal do ciclo de Carnot, a taxa q_{max} é inatingível para trocadores reais. Desta forma, podemos calcular a efetividade pela Equação 2.7. A qual compara a taxa real encontrada com a taxa ideal apresentada por q_{max} .

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (2.7)$$

onde ε é a efetividade do trocador em estudo.

2.4 Equações do coeficiente global de transferência de calor

Com o intuito de utilizar a relação entre o Número de Unidades de Transferência (NUT) e a efetividade é necessário o calculo da razão entre as taxas de capacidades caloríficas, apresentado pela Equação 2.8.

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \lim_{C_{max} \rightarrow \infty} C_r = 0 \quad (2.8)$$

Na tabela 11.3 do Incropera [19], temos que a relação entre efetividade e NUT para um $C_r = 0$, é dada pela Equação 2.9.

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (2.9)$$

Além disso, segundo [19] temos que o coeficiente global de transferência é dado pela Equação 2.10.

$$\frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi k_{aco} L} + \frac{R_{d,e}}{A_e} + \frac{h_e}{A_e} \quad (2.10)$$

No livro [19], é apresentada a relação entre NUT e o coeficiente global de transferência de calor exposta na Equação 2.11.

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.11)$$

Portanto, utilizando as Equações 2.10 e 2.11, concluímos que:

$$NUT = \frac{UA}{C_q} = \frac{U_i A_i}{C_q} = \frac{U_e A_e}{C_q} \quad (2.12)$$

onde C_q é a capacidade calorífica mínima para o nosso trocador.

2.5 Análise dos escoamentos Externo e Interno

Além das propriedades conhecidas dos fluídos, vamos ter que calcular algumas outras, a fim de ter o conhecimento pleno do que ocorre no trocador. Para isso vamos falar do que acontece no fluido interno (água) e no fluido externo (ar)

Devemos calcular o Número de Reynolds para sabermos qual o tipo de escoamento ocorre (laminar, misto ou turbulento). Usando a equação proposta por Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot v_m \cdot D}{\mu} \quad (2.13)$$

Onde ρ é a massa específica da água, v_m é a velocidade média de escoamento da água no tubo, D é o diâmetro do tubo e μ é a viscosidade dinâmica do vapor.

Pela tabela A.6 do Incropera [19], $\rho = 981,1 \text{ kg/m}^3$ e $\mu = 0,4397 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ [19]. Não temos v_m , logo usaremos a seguinte relação:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot v_m \cdot A \quad (2.14)$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica, \dot{V} é a vazão volumétrica e A é a área da seção transversal do tubo. Isolando v , temos:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \quad (2.15)$$

Substituindo 2.20 em 2.13, encontramos:

$$Re = \frac{\rho \cdot \dot{m} \cdot D}{\rho \cdot A \cdot \mu} = \frac{\dot{m} \cdot D}{A \cdot \mu} \quad (2.16)$$

Logo para a água temos um escoamento laminar, já que $Re = 3,3 < 2000$.

Agora para calcularmos o h_i , usaremos a seguinte relação:

$$h = \frac{Nu_D \cdot k}{D} \quad (2.17)$$

Onde o k é o coeficiente de condução térmica da água e D é o diâmetro do tubo. O Nu_D é obtido através da seguinte relação:

Onde $C_1 = 0,51$ e $C_2 = 0,96$ são constantes tabeladas (Tabela 7.5 e Tabela 7.6 do Incropera), o $Re_{D,max}$ é o Reynolds para velocidade máxima, que nesse caso é a mesma utilizada antes, já que consideramos a vazão constante. $m = 0,5$ também é uma constante tabelada (Tabela 7.5 do Incropera). Vale ressaltar que essa relação vale pra um trocador com uma quantidade de fileiras inferior a 20. No nosso caso, são 9 fileiras de arranjo alternado. [19]

Tendo o Nu_D calculado, podemos aplicar o valor na equação 2.17 e assim obtemos o h_i

Para calcularmos o coeficiente de convecção do fluido externo h_e devemos usar a relação da equação 2.18, proposta por Zukauskas de forma empírica e válida para $0,7 \leq Pr \leq 500$ e $10 \leq Re_{max} \leq 2 \times 10^6$, onde o Re_{max} é o Número de Reynolds para velocidade máxima.

$$Nu_D = C_2 \cdot C_1 \cdot Re_{D,max}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (2.18)$$

O Reynolds máximo é obtido para uma velocidade de escoamento máxima. Ela pode ser obtida através da seguinte fórmula:

$$v_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} \cdot v \quad (2.19)$$

Essa equação é válida para um feixe de tubos em um arranjo alternado, como é o nosso. As variáveis S_T , S_D e D são obtidas conforme é mostrado na figura 5.

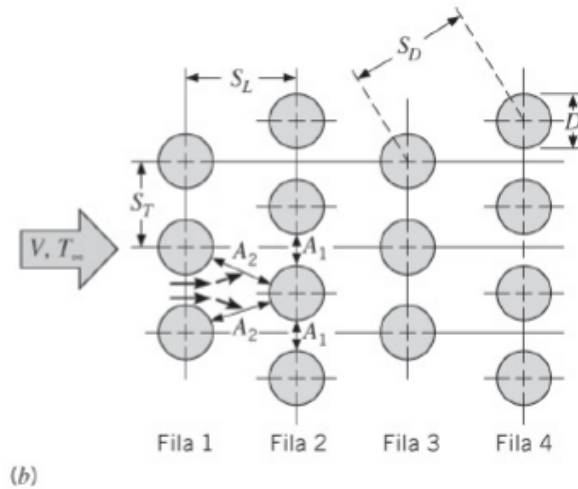


Figura 5 – Disposição das medidas em um feixe de tubos em arranjo alternado

Para obtermos a velocidade normal de escoamento, usaremos a equação da vazão volumétrica:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \quad (2.20)$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica do fluido. ρ é a massa específica e A a área da seção transversal do casco.

De posse da velocidade máxima, usaremos diretamente a equação 2.13. Vale lembrar que para usarmos a equação 2.13, vamos usar valores para uma temperatura média entre

a temperatura de entrada e de saída do fluido. Nesse caso, a temperatura é 357,5°C ou 630,7K. Com essa temperatura, temos para o ar uma viscosidade $\mu = 0,03184 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ e uma massa específica $\rho = 1,047 \text{ kg/m}^3$. Lembrando que a área da seção transversal $A = 0,00454 \text{ m}^2$, diâmetro interno do casco $D = 0,038 \text{ m}$ e vazão mássica do fluido quente $\dot{m}_q = 0,1021 \text{ kg/s}$.

Com o Reynolds máximo, é possível definir as constantes da equação 2.18 para o fluido externo. Sendo assim, temos $C_1 = 0,4$ e $m = 0,6$ (Tabela 7.5 do Incropera)[19]. Os valores de C_1 e m foram calculados para um Reynolds entre 1000 e 2×10^5 , com uma relação $S_T/S_L = 2$, onde o S_T é o passo transversal e S_L , o passo longitudinal. Os passos são calculados conforme é ilustrado na figura 5.

Já pela Tabela 7.6 do Incropera [19], temos $C_2 = 0,96$. Foi usado o valor de 0,96 pois temos um trocador com 9 filas em um arranjo alternado. Aplicando o Nu_D achado na equação 2.17 referente ao ar, temos o h_e

Com relação ao numero de Prandtl, são usados dois Pr pois um (Pr) é calculado na média das temperaturas e o outro (Pr_s) é calculado baseado na temperatura de saída, ou seja, a 50°C.

Com todas essas informações, finalmente podemos calcular o Nu_D e por consequência, podemos calcular o h_e pela equação 2.17.

2.5.1 Fluido Interno

2.5.1.1 Fase Líquida

2.5.1.2 Escoamento Bifásico: Água + Vapor

Um escoamento bifásico forçado é muito complexo. Existem várias etapas no processo de mudança de fases até que um líquido se torne gás.

Isso acarreta em questões muito complexas e difíceis de se trabalhar de forma muito precisa. Logo para começarmos a definir o coeficiente de convecção, precisaremos de usar o conceito fração mássica do vapor no fluido média, que é, basicamente, uma relação da porcentagem de vapor que tem em relação ao líquido. Ela varia de acordo com o comprimento x do tubo. Ela pode ser descrita como:

$$\bar{X} \equiv \frac{\int_{A_{tr}} \rho u(r, x) X dA}{\dot{m}} \quad (2.21)$$

Mas caso a variação da energia cinética e potencial do fluido, assim como o trabalho, sejam desprezíveis, podemos usar a seguinte relação:

$$\bar{X}(x) = \frac{q_s'' \cdot \pi \cdot D \cdot x}{\dot{m} \cdot h_{fg}} \quad (2.22)$$

Onde q_s'' é o fluxo de calor, D é o diâmetro do tubo, x é o comprimento do tubo e h_{fg} é a entalpia de vaporização.

Agora iremos utilizar ela para conseguirmos chegar em uma relação para o coeficiente convectivo bifásico. Essa relação é empírica e pensada para tubos circulares lisos.

$$\frac{h}{h_{mf}} = 0,6683 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,1} \cdot \bar{X}^{0,16} \cdot (1 - \bar{X})^{0,64} \cdot f(Fr) + 1058 \left(\frac{q_s''}{\dot{m}'' h_{fg}} \right)^{0,7} \cdot (1 - \bar{X})^{0,8} \cdot G_{s,f} \quad (2.23)$$

ou, para $0 < \bar{X} \leq 0,8$:

$$\frac{h}{h_{mf}} = 1,136 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,45} \cdot \bar{X}^{0,72} \cdot (1 - \bar{X})^{0,08} \cdot f(Fr) + 667,2 \left(\frac{q_s''}{\dot{m}'' h_{fg}} \right)^{0,7} \cdot (1 - \bar{X})^{0,8} \cdot G_{s,f} \quad (2.24)$$

Onde, $\dot{m}'' = \dot{m}/A_{tr}$, sendo a vazão mássica por unidade de área transversal. ρ_l e ρ_v são as massas específicas do fluido no estado líquido e gasoso respectivamente. O h_{mf} é o coeficiente convectivo da fase líquida calculado na temperatura de saturação, antes de entrar em ebulição. Fr é o número de Fraude, dado por $Fr = \frac{\dot{m}''/\rho_l}{2gD}$, com g sendo o valor da gravidade. Para $Fr \geq 0,04$, temos $f(Fr) = 1$. Caso contrário, $f(Fr) = 2,63 Fr^{0,3}$. Já $G_{s,f} = 1$, pela Tabela 10.2 do Incropera, levando em conta que os tubos são de aço inox. [19]

2.5.1.3 Fase Gasosa

2.5.2 Fluido Externo

Para analisarmos o fluido que escorre no casco, usaremos o Método de Kern. É um método muito comumente utilizado na avaliação de trocadores de calor casco e tubo, apesar de não ser o mais preciso.

Para chegarmos ao número do Reynolds, para determinarmos o coeficiente convectivo do fluido, precisamos definir algumas coisas antes.

Primeiro, utilizaremos um diâmetro equivalente para o casco, esse diâmetro é equivalente à 4 vezes a área de escoamento livre dividida pelo perímetro molhado. Esse cálculo se dá baseado na geometria dos tubos. No nosso caso, como é uma geometria triangular, usaremos a seguinte relação:

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_0^2}{8} \right)}{\pi \frac{d_0}{2}} \quad (2.25)$$

Na qual P_T é a distância entre os centros dos tubos e d_0 é o diâmetro externo dos tubos.

Ainda precisamos definir a área de escoamento do fluido. Para isso utilizaremos a seguinte equação:

$$A_c = \frac{D_c}{P_T} \cdot C \cdot B \quad (2.26)$$

Na qual D_c é o diâmetro interno nominal do casco, C é a menor distância entre os tubos e B é a distância entre as chicanas. Na figura 6 mostra como se obtém os valores tanto para P_T e para C .

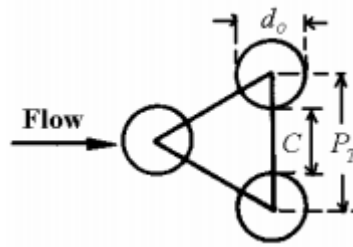


Figura 6 – Arranjo de tubos com geometria triangular

Com esses valores definidos, podemos então partir para o cálculo do número de Reynolds. No método de Kern, Reynolds é obtido através da seguinte relação:

$$Re_c = \frac{\dot{m}}{A_c} \cdot \frac{D_e}{\mu_c} \quad (2.27)$$

\dot{m} é a vazão mássica do fluido externo e μ_c é a viscosidade do fluido externo. A razão $\frac{\dot{m}}{A_c}$ também é conhecida como G_c .

Agora com Reynolds, podemos calcular o coeficiente de convecção h do fluido externo. Kern estima o coeficiente através da seguinte fórmula, válida para valores de Reynolds entre 2000 e 1 milhão: [20]

$$h = \frac{0,36k_c}{D_e} \cdot Re_c^{0,55} \cdot Pr_c^{1/3} \quad (2.28)$$

2.6 Queda de Pressão

Para a determinação da queda de pressão é fundamental determinar o tipo de escoamento do fluido. O tipo de escoamento é do tipo laminar $Re < 2100$, ou turbulento $Re > 2100$. Além disso, levando em consideração que o trocador analisado não possui conexões e outros elementos que possam caracterizar em perdas de carga localizadas,

caso escoamento seja laminar, a perda de carga distribuída nas tubulações e pode ser determinada pela Equação 2.29.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.29)$$

onde Re é o número de Reynolds. Por outro lado, caso o escoamento seja turbulento, a perda de carga distribuída pode ser determinada a partir do diagrama apresentado na Figura 7. Neste caso, como estamos utilizando aço AISI 316, consideramos o tubo como liso. Então, considerando $Re_D = 50026$ temos $f = 0.04$.

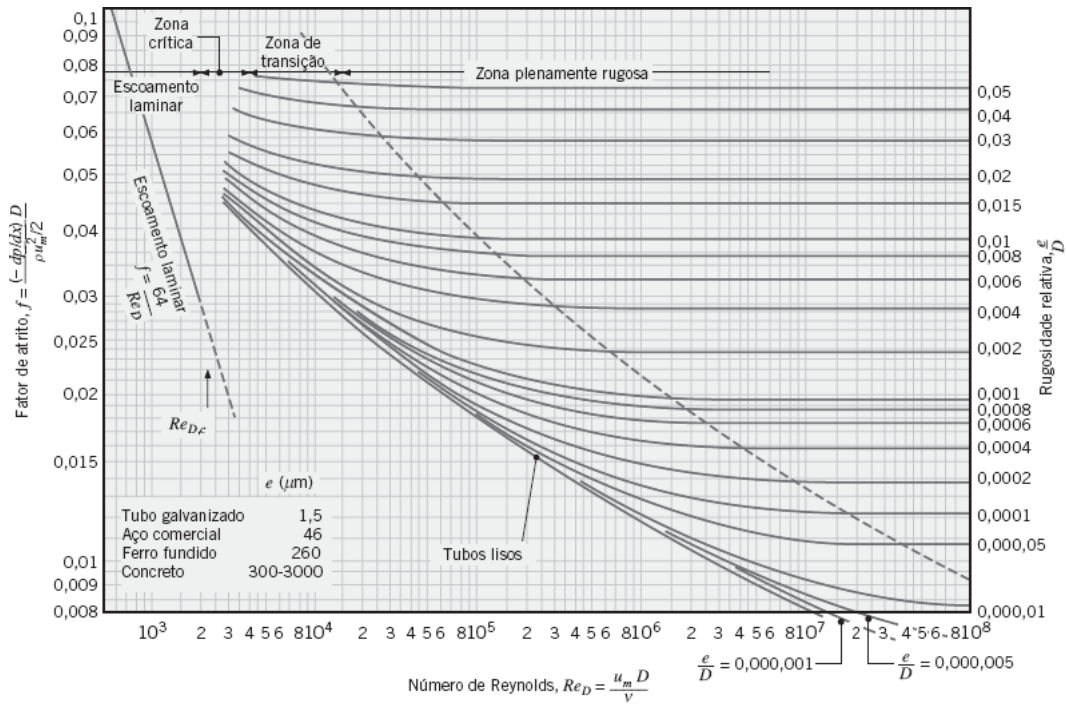


Figura 7 – Fator de atrito para escoamentos plenamente desenvolvidos em um tubo circular.

Depois disso, a queda de pressão é dada pela Equação 2.32.

$$\Delta P = f \frac{\rho u_m^2 L}{2D} \quad (2.30)$$

onde f é o fator de atrito da tubulação, ρ é a densidade do fluido, u_m é a velocidade média, L_c é o comprimento e D_i é o diâmetro interno da tubulação.

2.6.1 Queda de pressão no fluido externo

No fluido externo, analisaremos a queda de pressão a partir do método de Kern, assim como fizemos nas considerações térmicas. Com relação à pressão, Kern, através de experimentos, chegou na seguinte relação:

$$\Delta P = \frac{f_c \cdot G_c^2 \cdot (N_b + 1) \cdot D_c}{2 \cdot \rho_c \cdot D_e \cdot \phi_c} \quad (2.31)$$

Onde, N_b é o número de chicanas, ρ_c é a massa específica do fluido externo e $\phi_c = (\mu_{centro}/\mu_{parede})^{0,14}$ é a razão das viscosidades na temperatura no centro do casco e na temperatura da parede do casco elevado a 0,14.

O coeficiente de atrito f_c pode ser achado através da seguinte fórmula, válida para $400 < Re_c < 1 \times 10^6$: [20]

$$f_c = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln[Re_s]) \quad (2.32)$$

3 Código do programa

Os resultados foram obtidos através de métodos numéricos implementados no software EES [18]. O código desenvolvido para esse estudo é apresentado na Figura 9.

```

File:trabalho_trocador.EES
10/08/2021 17:43:48 Page 1
9.944: #4402: EASY ENGINEERING, https://www.youtube.com/channel/UCjC8ulmve2QNRJXhDpk-L2A+ CNiXJID_JLNIyNINGGBDEICJH@NYX

"parametros do trocador"

L = 2
D = 0,076
d_i = 10^(-2)
d_e = 12^(-2)
n_tubos = 19
A_i = pi# * d_i * L * n_tubos
A_e = pi# * d_e * L * n_tubos
A_i_t = pi# * d_i^2/4
A_c_t = pi# * D^2/4
S_D = 0,015
S_T = 0,015
k_aco = 504

"parametros do fluido frio"

T_f_1 = 28 + 273,15
P_f = 101,325
T_med_f = (T_f_1 + 373,15[K]) / 2
c_p_f = Cp(Water;T=T_med_f;P=P_f)
rho_f = Density(Water;T=T_med_f;P=P_f)
mu_f = Viscosity(Water;T=T_med_f;P=P_f)
k_f = Conductivity(Water;T=T_med_f;P=P_f)
Pr_f = Prandtl(Water;T=T_med_f;P=P_f)
L_f = 2260

"parametros do fluido quente"

T_q_1 = 665 + 273,15
T_q_2 = 50 + 273,15
m_q = 0,102115
P_q = 101,325
T_med_q = (T_q_1 + T_q_2)/2
c_p_q = Cp(Air_ha;T=T_med_q;P=P_q)
rho_q = Density(Air_ha;T=T_med_q;P=P_q)
mu_q = Viscosity(Air_ha;T=T_med_q;P=P_q)
k_q = Conductivity(Air_ha;T=T_med_q;P=P_q)
Pr_q = Prandtl(Air_ha;T=T_med_q;P=P_q)
Pr_q_s = Prandtl(Air_ha;T=T_q_2;P=P_q)

"Eq. taxa de calor"

q = m_q * c_p_q * (T_q_1 - T_q_2)

"Balanço de massas e energia"

m_f * (c_p_f * (373,15[K] - T_f_1) + L_f) = m_q * c_p_q * (T_q_1 - T_q_2)

"Determinando efetividade"

C_q = c_p_q * m_q
Cr = 0
q_max = C_q * (T_q_1 - T_f_1)
epsilon = q/q_max

"Determinando coeficientes globais de troca de calor"

NUT = -ln(1-epsilon)
NUT = (U_i*A_i)/C_q
R_d_e = 0,0009
1/(U_i*A_i) = 1*(h_i*A_i) + (ln(d_e/d_i))/(2*pi#*k_aco*L) + (R_d_e)/(A_e) + 1*(h_e*A_e)

```

Figura 8 – Código de execução do EES

File:trabalho_trocador.EES 10/08/2021 17:43:48 Page 2
 9.944: #4402: EASY ENGINEERING, https://www.youtube.com/channel/UCjC8ulmve2QNRJXhDpk-L2A+CNlIxJID_JLNllyNINGGBDElCJH@NYX

"Análise do escoamento externo"

$$\text{cond_1} = 2 * (S_D - D)$$

$$\text{cond_2} = S_T - D$$

$$V_e = m_q / (\rho_q * A_c_t)$$

$$V_max = S_T * V_e / (2 * (S_D - d_e))$$

$$Re_e = (\rho_q * V_max * D) / \mu_q$$

$$C_1 = 0,4$$

$$m = 0,6$$

$$C_2 = 0,96$$

$$N_u_e_D = C_2 * C_1 * Re_e^m * Pr_q^{0,36} (Pr_q / Pr_s)^{0,25}$$

$$h_e = (N_u_e_D * k_q) / D$$

"Análise do escoamento interno"

$$Re_i = m_f * d_i / A_i_t$$

$$V_i = m_f / (\rho_f * A_i_t)$$

$$h_i = (N_u_i_D * k_q) / d_i$$

"Queda de pressão"

$$f_f = 64 / Re_i$$

$$f_q = 0,04$$

$$\Delta P_f = f_f * \rho_f * V_e^2 * L / (2 * d_i)$$

$$\Delta P_q = f_q * \rho_q * V_i^2 * L / (2 * D)$$

Figura 9 – Código de execução do EES

4 Resultados da simulação

Os parâmetros calculados para o trocador em estudo são apresentados na Figura 10.



Figura 10 – Resultados encontrados

5 Conclusão da Equipe

REFERÊNCIAS

- [1] C. Bayram Z. Sahin, O. Durgun. Experimental investigation of gasoline fumigation in a single cylinder direct injection (di) diesel engine. *Energy* 33, 2008.
- [2] J.M. Mallikarjuna K. Sudheesh. Diethyl ether as an ignition improver for biogas homogeneous charge compression ignition (hcci) operation e an experimental investigation. *Energy* 35, 2010.
- [3] T.C. Zannis V. Schwarz D.T. Hountalas, G.C. Mavropoulos. Possibilities to achieve future emission limits for hd di diesel engines using internal measures. *SAE Technical Paper*, vol. 2005-01-0377, 2005.
- [4] G.C. Mavropoulos D.T. Hountalas, T.C. Zannis. Potential benefits in heavy duty diesel engine performance and emissions from the use of variable compression ratio. *SAE Technical Paper*, 2006.
- [5] I. Taymaz. An experimental study of energy balance in low heat rejection diesel engine. *Energy* 31, 2006.
- [6] K.T. Chau C. Yu. Thermoelectric automotive waste heat energy recovery using maximum power point tracking. *Energy Convers. Manage.* 50, 2009.
- [7] F. Stabler. Automotive applications of high efficiency thermoelectrics, in: Darpa/onr/doe. *High Efficiency Thermoelectric Workshop*, 2002.
- [8] B.Y. Fan M.G. Ouyang Y. Zhao Q.H. Mu E.H. Wang, H.G. Zhang. Study of working fluid selection of organic rankine cycle (orc) for engine waste heat recovery. *Energy* 36, 2011.
- [9] M. Ceviz F. Yüksel. Thermal balance of a four stroke si engine operating on hydrogen as a supplementary fuel. *Energy* 28, 2003.
- [10] Z. Peng G. Shu T. Wang, Y. Zhang. A review of researches on thermal exhaust heat recovery with rankine cycle. *Renewable Sustainable Energy Rev.* 15, 2011.
- [11] K. Zeng K. Gao M. He, X. Zhang. A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine. *Energy* 36, 2011.
- [12] C. Ren L. Wang B. Deng Z. Xu J. Fu, J. Liu. An open steam power cycle used for ic engine exhaust gas energy recovery. *Energy* 44, 2012.
- [13] Y.Z. Lu Y.X. Xu J.Y. Wu S. Jiangzhou, R.Z. Wang. Experimental study on locomotive driver cabin adsorption air conditioning prototype machine. *Energy Convers. Manage.* 46, 2005.
- [14] B.S. Pei T.C. Hung, M.S. Shai. Cogeneration approach for near shore internal combustion power plants applied to seawater desalination. *Energy Convers. Manage.* 44, 2003.
- [15] S. Klopstein F. Koch P. Diehl, F. Haubner. Exhaust heat recovery system for modern cars. *SAE Trans.* 110, 2001.

- [16] D. Kouremenos E. Rogdakis D. Hountalas, C. Katsanos. Study of available exhaust gas heat recovery technologies for hd diesel engine applications. *Int. J. Altern. Propul.* 1, 2007.
- [17] Prem Datt. *Latent Heat of Vaporization/Condensation*, pages 703–703. Springer Netherlands, Dordrecht, 2011.
- [18] SA Klein and FL Alvarado. Ees-engineering equation solver. *F-chart software*, 2002.
- [19] Frank P Incropera, David P DeWitt, Theodore L Bergman, Adrienne S Lavine, et al. *Fundamentals of heat and mass transfer*, volume 6. Wiley New York, 1996.
- [20] Chapter 4 - design fundamentals of shell-and-tube heat exchangers. Disponível em: <<https://dokumen.tips/documents/chapter-4-design-fundamentals-of-shell-and-tube-heat-exchanger-the-most-common.html>>. Acesso em 24 de Agosto de 2021.