



LETÍCIA MARIA MIRANDA DE ANDRADE

**ANÁLISE DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO EM UM
TROCADOR DE CALOR INDUSTRIAL**

LAVRAS – MG

2021

LETÍCIA MARIA MIRANDA DE ANDRADE

**ANÁLISE DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO EM UM TROCADOR DE CALOR
INDUSTRIAL**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Graduação em Engenharia Química, para obtenção do título de Bacharel.

Prof(a). Dr(a). Isabele Cristina Bicalho
Orientadora

**LAVRAS – MG
2021**

LETÍCIA MARIA MIRANDA DE ANDRADE

**ANÁLISE DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO EM UM TROCADOR DE CALOR
INDUSTRIAL**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Graduação em Engenharia Química, para obtenção do título de Bacharel.

APROVADA em:

Dr(a). Iara Hernandez Rodriguez Ansoni UFLA

Dr. João Moreira Neto UFLA

Prof(a). Dr(a). Isabele Cristina Bicalho
Orientadora

**LAVRAS – MG
2021**

RESUMO

Motivada pelos apelos relacionados a mudanças climáticas e escassez dos recursos naturais, a investigação a seguir visa encontrar os parâmetros de operação que conduzem a uma maior eficiência energética em um trocador de calor do tipo serpentina, empregado em uma linha de fritura industrial para aquecimento de óleo de palma. Através do sistema de controle da linha de produção de batatas fritas, puderam ser obtidos dados importantes relacionados ao trocador e ao processo, como temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio, quantia de produto acabado por hora de processamento, porcentagem de sólidos da matéria prima e seu formato. Essas informações permitiram definir as melhores condições para a uma menor relação entre o consumo de gás natural e a quantia de produto acabado. A sugestão da condição ótima foi respaldada por cálculos teóricos de taxa de transferência de calor, coeficiente global de troca térmica e efetividade. Ao fim da análise, verificou-se que quanto maior a quantia de produto acabado por hora escoando na linha, obtém-se o melhor aproveitamento do gás combustível por quilograma de alimento embalado, com maiores taxas de transferência, maior coeficiente global de troca térmica e maior efetividade.

Palavras-chaves: Eficiência Energética. Processos de fritura. Aquecimento de óleo.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Objetivo Geral	2
1.2 Objetivo Específico	2
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
2.1 Transferência de Calor.....	2
2.2 Mecanismos de transferência de Calor.....	5
2.2.1 Condução.....	5
2.2.2 Convecção	6
2.2.3 Radiação	6
2.3 Equipamentos de troca térmica	7
2.3.1 Tipos de trocador de calor.....	7
2.4 Coeficiente Global de Transferência de Calor (U) e Resistência Térmica (R)	11
2.5 Método da Diferença de temperatura média logarítmica	13
2.6 Método da Efetividade NUT	17
2.7.1 Relações Efetividade-NUT	19
3 METODOLOGIA.....	22
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	27
4.1 Formato Circular e %Sólidos Baixo.....	27
4.2 Formato Circular e %Sólidos Alto	29
4.3 Formato Palito e %Sólido Baixo	30
4.4 Formato Palito e %Sólido Alta.....	32
4.5 Comparativo entre as quantidades de produto produzido por hora, consumo de gás e taxa de transferência de calor	33
4.6 Cálculo da Efetividade.....	37
4.7 Coeficiente Global de Troca Térmica (U).....	42

5 CONCLUSÃO.....	47
6 REFERÊNCIAS	48

1 INTRODUÇÃO

Frente à problemática mundial de escassez dos recursos naturais, torna-se constante a busca do segmento industrial por alternativas mais eficientes, que minimizem o esgotamento de fontes de energia, uma vez que estes são fatores determinantes na cadeia produtiva.

Atualmente, o gás natural apresenta-se como um dos principais combustíveis empregados nas indústrias, sendo que no Brasil, sua produção é predominantemente de origem associada ao petróleo (Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, 2020).

Esse recurso natural tem sua formação oriunda de uma cadeia de hidrocarbonetos, compostos químicos constituídos basicamente por átomos de carbono e hidrogênio. O componente principal do gás natural é o metano (CH_4). No restante de sua composição há pequenas parcelas de etano, propano e outros hidrocarbonetos de maior peso molecular (Gasmig, 2021). Por ser um combustível fóssil, sua formação envolve altas pressões e intenso calor no interior da Terra por milhares de anos, tornando-o uma fonte de energia não renovável.

A exploração do gás natural é semelhante à do petróleo, envolvendo levantamento das rochas sedimentares para posterior perfuração. Todo esse processo, além de finito, envolve riscos ambientais, que agregam à justificativa de busca por maior eficiência energética.

Motivada pela vasta aplicação de combustíveis fósseis para aquecimento de fluidos no cenário industrial, buscar por processos e parâmetros que otimizem a utilização das fontes de energia, tornam-se fundamentais nos processos industriais produtivos, onde além de garantir a disponibilidade dos recursos, reduzem o custo.

No segmento alimentício, é muito comum observar a aplicação de trocador de calor a combustão para o aquecimento de óleo empregado à fritura.

Nesse sistema, a combustão se faz necessária para a geração de vapor superaquecido através da mistura de ar em excesso com o gás natural, formando a corrente de fluido quente que irá ceder calor ao óleo.

Com a finalidade de observar o conceito de eficiência energética de forma prática, reduzindo a quantidade de gás natural empregada no processamento de cada quilograma de produto produzido, analisou-se uma linha de produção de batatas fritas de uma indústria, verificando parâmetros que poderiam tornar o processo mais vantajoso e sustentável.

Esse estudo de caso foi concentrado em um trocador de calor do tipo serpentina com escoamento contracorrente, onde o fluido frio é o óleo a ser aquecido, e o fluido quente são os gases provenientes da câmara de combustão.

Valores de temperatura de entrada e saída do óleo do trocador de calor, bem como as temperaturas do vapor superaquecido são fornecidas por sensores de controle instalados em pontos estratégicos de controle, que dessa forma, possibilitam cálculos relacionados à transferência de calor que servirão como apoio na sugestão da melhor situação operacional que minimize o consumo de gás de natural do equipamento, ao mesmo tempo que propicia um aumento de produto acabado por hora de processamento.

1.1 Objetivo Geral

Esse trabalho conclusão de curso tem como objetivo principal analisar um trocador de calor tipo serpentina, encontrando os parâmetros operacionais que propiciem uma melhor eficiência energética, com o suporte da efetividade calculada atual do equipamento e outros cálculos relacionados à transferência de calor para aquecimento do óleo de palma.

1.2 Objetivo Específico

Para atingir o objetivo principal desse trabalho, propõe-se cumprir os seguintes objetivos específicos:

- . Mapear as principais informações referentes ao processo de produção da linha de batatas em que o trocador de calor serpentina opera;
- . Levantar os parâmetros e variáveis de operação atuais;
- . Relacionar os conceitos teóricos da transferência de calor aplicáveis ao caso;
- . Realizar cálculos relacionados a efetividade, coeficiente global de troca térmica e taxa de transferência de calor.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Transferência de Calor

Calor é a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para o outro em consequência da diferença de temperatura entre eles. A ciência que estuda essas taxas é a transferência de calor (Bergman; Incropera, 2019).

Independente da forma ou estado do meio, sempre haverá troca de calor se existir um gradiente de temperatura, onde o processo irá se diferenciar apenas pelo modo em que ocorrerá.

Em um cenário de troca térmica, é importante definirmos o conceito de calor específico (c_p), que por sua vez, trata-se da energia necessária para aumentar a temperatura em um grau de uma unidade de massa de uma dada substância (Çengel; Yunus, 2020).

O calor específico depende da variação de pressão e temperatura para o caso de gases. Tratando-se de materiais sólidos ou líquidos, que são as chamadas substâncias incompressíveis, verifica-se uma variação desprezível relacionada à pressão e temperatura nesse componente.

Para representar a quantidade de calor transferida tem-se Q . Relacionando essa quantidade a um intervalo de tempo, define-se a taxa de transferência de calor (q), que pode ser determinada por:

$$Q = \int_0^{\Delta t} q dt \quad (1)$$

Para casos onde q é constante em todo intervalo de tempo, simplificamos a Eq. (1) para:

$$Q = q\Delta t \quad (2)$$

Quando temos uma taxa de transferência normal a área atingida (A), denomina-se fluxo de calor, seguindo a Eq. (3):

$$\dot{q} = \frac{q}{A} \quad (3)$$

Seguindo os princípios da primeira lei da termodinâmica, tem-se que a quantidade de massa que atravessa uma determinada área de controle, é denominada vazão mássica, sendo representada por \dot{m} . Esse fluido pode escoar para dentro ou para fora do volume de controle, atravessando uma seção chamada de área da seção transversal (A_e). Sendo assim, a vazão mássica é proporcional e dependente da densidade do fluido (ρ) e da velocidade de escoamento (V).

Considerando a movimentação do fluido de forma unidimensional, temos a relação expressa na Eq. (4).

$$\dot{m} = A_e \rho V \quad (4)$$

Para sistemas com escoamento em regime permanente com entrada e saída, a vazão mássica de entrada deve ser igual à de saída. Se o sistema contar também com energia potencial e cinética desprezíveis, o balanço de energia se resumirá em:

$$q = \dot{m}\Delta T_{c_p} \quad (5)$$

Onde q é a taxa líquida de calor transferido e ΔT é a variação de temperatura do sistema.

Dessa forma, consegue-se perceber de forma clara a dependência da taxa de transferência de calor com a vazão mássica, com a temperatura e o calor específico.

Para isso, segue-se a primeira lei da termodinâmica, onde é estabelecido que a energia total do sistema é conservada, de forma que esta é a energia mecânica (cinética e potencial) e a interna. Dessa maneira, o único modo que a quantidade de energia em um sistema pode mudar, é se a energia atravessar suas fronteiras. Para um sistema fechado (uma região de massa fixa), há apenas duas maneiras que a energia pode atravessar as fronteiras do sistema: transferência de calor por meio das fronteiras e trabalho realizado pelo ou no sistema. Isto leva ao seguinte enunciado da primeira lei para um sistema fechado:

$$\Delta E_{acu}^{total} = Q - W \quad (6)$$

Em que ΔE_{acu}^{total} é a variação de energia total acumulada no sistema, Q é o valor do calor transferido para o sistema e W é o valor do trabalho efetuado pelo sistema.

Segundo Incropera (2019), se a entrada e a geração de energias térmica e mecânica excedem a saída, a quantidade armazenada (acumulada) de energias térmica e mecânica no volume de controle tem que aumentar. Se o inverso for verdadeiro, a quantidade das energias térmica e mecânica armazenadas tem que diminuir. Se a entrada e a geração forem iguais à saída, tem que prevalecer uma condição de regime estacionário tal que não haverá variação na quantidade armazenada de energias térmica e mecânica no interior do volume de controle.

Assim, tem-se a representação das energias no sistema analisado como:

$$\Delta E_{acu} = E_{ent} - E_{sai} + E_g \quad (7)$$

Onde E_g é a soma das energias térmicas e/ou mecânicas geradas no volume de controle em que entra E_{ent} e sai E_{sai} .

Os termos de entrada e saída de energia incluem transferência de calor e interações de trabalho que acontecem nas fronteiras do sistema. Em situações nas quais a massa atravessa a fronteira do volume de controle (por exemplo, situações envolvendo escoamento de um fluido), os termos de entrada e saída também incluem a energia (térmica e mecânica) que é

carregada (advecção) pela massa que entra e sai do volume de controle. A vazão mássica pode ser expressa como:

$$\dot{m} = \rho VA \quad (8)$$

Onde A é a área da seção transversal por onde o fluido escoar, ρ é a massa específica e V é a velocidade de escoamento.

Quando a primeira lei é aplicada em um volume de controle com fluido atravessando a sua fronteira, e se considera que a operação ocorre em condições de regime estacionário ($dE_{acu}/dt = 0$) e se não há geração de energias térmica ou mecânica, o balanço de energias passa a ser resumido por:

$$(i_{ent} - i_{sai}) = cp(T_{ent} - T_{sai}) \quad (9)$$

Em que i_{ent} e i_{sai} é a relação das entalpias relacionadas ao sistema de controle, cp é o calor específico a pressão constante e $T_{ent} - T_{sai}$ é a diferença de temperatura do volume de controle.

Na Eq. (9), na maioria das aplicações em sistemas abertos, variações na energia latente entre as condições de entrada e saída podem ser desprezadas, de tal forma que a energia térmica se reduz somente ao componente sensível.

Ao multiplicar a Eq. (9) por \dot{m} , retornamos a Eq. (5) - válida para um gás ideal ou de saída de energia térmica para um líquido incompressível.

2.2 Mecanismos de transferência de Calor

Verifica-se na literatura, três formas de transferir calor (condução, convecção e irradiação), e todos os processos de transferência irão envolver um ou mais desses modos (Welty; Rorrer; Foster, 2017).

O termo *condução* se aplica à um sólido ou fluido sujeito a uma variação de temperatura em um meio estacionário. Já a *convecção*, trata-se do fenômeno quando a troca ocorre com a superfície ou o fluido em movimentação. Por fim, o outro modo de transferência é dado através de ondas eletromagnéticas pois há a ausência de um meio para a propagação entre as suas superfícies, e denomina-se *irradiação* (Bergman; Incropera, 2019).

2.2.1 Condução

Para essa variação de transferência ocorrer é necessário contato direto entre os corpos que apresentam gradiente de temperatura, onde o calor fluirá das moléculas com maior energia para as moléculas com menor energia.

O mecanismo de transferência de calor por condução é por elétrons “livres”. O mecanismo de elétrons livres é significativo principalmente em sólidos metálicos puros; a concentração de elétrons livres varia consideravelmente para ligas e torna-se muito baixa para sólidos não metálicos. A capacidade de sólidos de conduzir calor varia diretamente com a concentração de elétrons livres; assim, não é surpreendente que metais puros sejam os melhores condutores de calor (Welty; Rorrer; Foster, 2017).

2.2.2 Convecção

A transferência de calor em razão da convecção, envolve a troca de energia entre uma superfície e um fluido adjacente.

A convecção pode ser forçada, em que um fluido escoar por uma superfície sólida impulsionado por um agente externo, tais como um ventilador ou uma bomba, ou pode ser livre/natural, em que um fluido mais quente (ou mais frio) próximo a um contorno sólido provoca circulação por causa da diferença de densidade resultante da variação de temperatura em toda a região do fluido (Welty; Rorrer; Foster, 2017).

Nessa modalidade de transferência deve-se considerar também, que mesmo quando um fluido está escoando de uma maneira turbulenta sobre uma superfície, há ainda uma camada, algumas vezes extremamente fina, próxima da superfície, na qual o escoamento é laminar; também que as partículas de fluido próximas à camada sólida estão em repouso. Visto que isso é sempre verdade, o mecanismo de transferência de calor entre a superfície sólida e um fluido tem de envolver condução através de camadas de fluido próximas à superfície. Esse “filme” de fluido frequentemente apresenta a resistência controladora da transferência de calor por convecção e o coeficiente h é frequentemente chamado de coeficiente de filme (Welty; Rorrer; Foster, 2017).

Para determinar a convecção, tem-se o coeficiente convectivo h , que engloba todas as características dos fluidos, como densidade, velocidade de escoamento, viscosidade e difusividade térmica.

Dessa forma, fica explícito a interferência do tipo de escoamento na transferência por convecção, onde quanto mais turbulento, ou seja, quanto maior a velocidade de passagem do fluido, maior será a transferência de calor.

2.2.3 Radiação

A transferência de calor por radiação entre superfícies difere da condução e da convecção, uma vez que nenhum meio é requerido para sua propagação. Sendo assim, a transferência de energia por radiação é máxima quando as duas superfícies que estão trocando energia estão separadas por um vácuo perfeito (Welty; Rorrer; Foster, 2017).

Esse mecanismo se dá por ondas eletromagnéticas, e é a principal forma pela qual o sistema Terra-Atmosfera recebe energia do Sol.

2.3 Equipamentos de troca térmica

No campo da engenharia, muitas são as formas buscadas para a otimização dos processos. Com o objetivo de produzir potência, aquecer, condicionar ou recuperar calor, tem-se os equipamentos denominados Trocadores de Calor – responsáveis por facilitar a alteração da temperatura de fluidos que estão separados por uma superfície, operando em condições especificadas para cada aplicação.

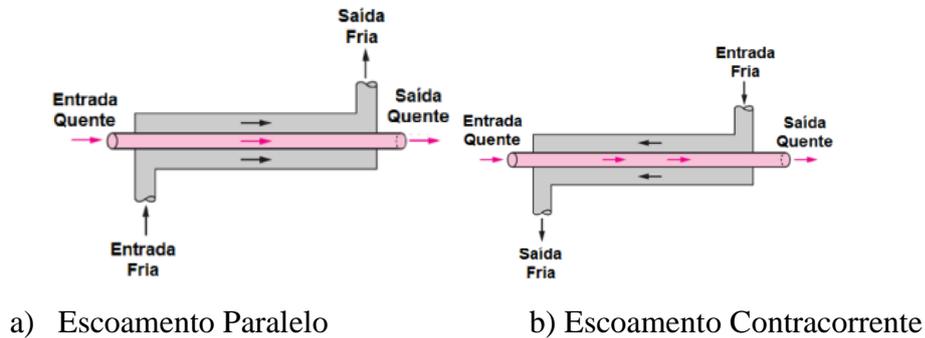
2.3.1 Tipos de trocador de calor

Com o objetivo de encontrar a melhor troca de calor para uma determinada aplicação, surgiram diversos tipos de trocador de calor.

Comumente, os trocadores de calor são classificados em função da configuração do escoamento e do tipo de construção. No trocador de calor mais simples, os fluidos quente e frio se movem no mesmo sentido ou em sentidos opostos em uma construção com tubos concêntricos (Bergman; Incropera, 2019).

O tipo mais simples de trocador de calor é constituído por dois tubos concêntricos de diferentes diâmetros, como mostrado na figura 1, chamado trocador de calor de tubos concêntricos ou tubo duplo. Neste trocador um fluido escoava através do tubo menor, enquanto o outro escoava através do espaço anular entre os dois tubos. Dois tipos de arranjo de escoamento são possíveis: no escoamento paralelo, os fluidos quente e frio entram no trocador de calor na mesma extremidade e avançam na mesma direção. No escoamento contracorrente, os fluidos quente e frio entram no trocador em extremos opostos e escoam em direções opostas (Çengel; Yunus, 2020).

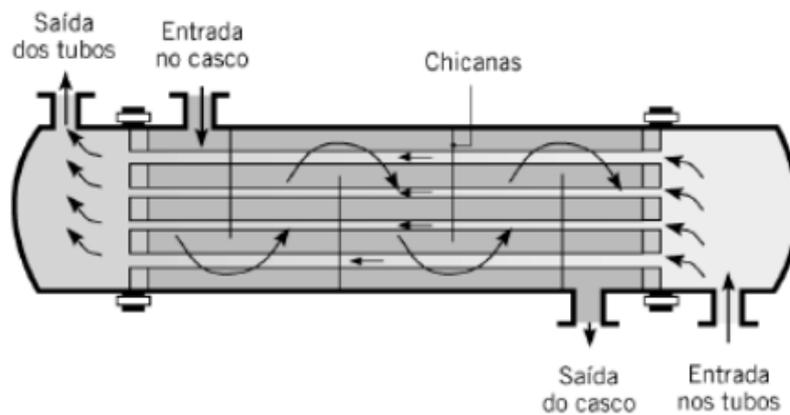
Figura 1 – Trocadores de calor tubo concêntrico.



Fonte: Incropera, 2019.

Outra configuração bastante encontrada na indústria é o trocador de calor casco e tubos. Conforme evidenciado na figura 2, as formas desse tipo de trocador são diferenciadas pela quantidade de passes no casco e no interior dos tubos.

Figura 2 - Composição de um trocador de calor tipo casco e tubos (modo de operação contracorrente).



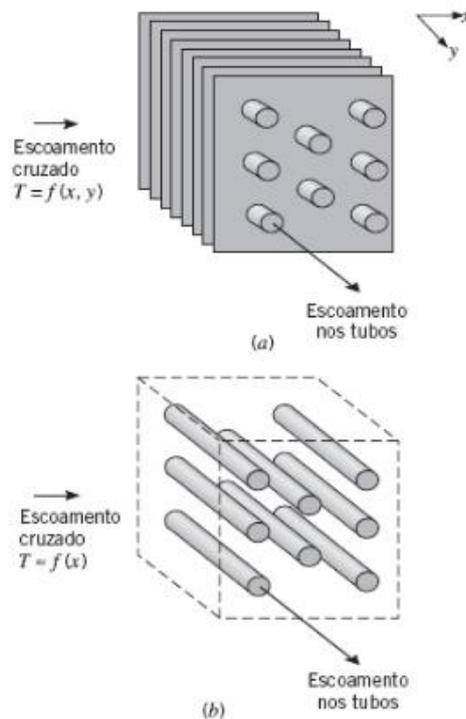
Fonte: Incropera, 2019.

Assim como nos trocadores do tipo tubo duplo, no casco e tubos, um fluido circula no interior dos tubos, e o outro escoamento por entre o casco (estrutura externa) e os tubos.

De modo alternativo, existem trocadores de calor onde os fluidos podem se mover em escoamento cruzado (um fluido escoamento perpendicularmente ao outro), como ilustrado pelos trocadores de calor tubulares, com e sem aletas, na figura 3. Em geral, as duas configurações são diferenciadas por uma idealização que trata o escoamento do fluido sobre os tubos como misturado e não misturado. Na figura 3, diz-se que o fluido está não misturado, pois as aletas impedem o movimento na direção (y) que é transversal à direção (x) do escoamento

principal. Nesse caso, a temperatura do fluido em escoamento cruzado varia com x e y . Ao contrário, para o feixe tubular não aletado da Figura 3.b, o movimento do fluido, e consequentemente sua mistura na direção transversal, é possível, e a variação de temperatura ocorre principalmente na direção do escoamento principal. Como o escoamento no interior dos tubos é não misturado, em trocadores aletados os dois fluidos são não misturados, enquanto em trocadores não aletados o fluido em escoamento cruzado é misturado e o fluido escoando por dentro dos tubos não. A natureza da condição de mistura influencia o desempenho do trocador de calor (Bergman; Incropera, 2019).

Figura 3 - Trocadores de calor com escoamentos cruzados.



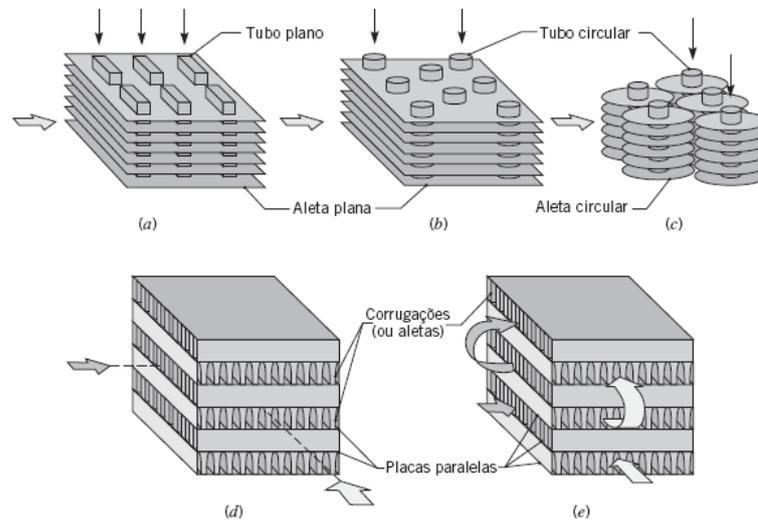
(a) Aletado com ambos os fluidos não misturados. (b) Não aletado com um fluido misturado e o outro não misturado.

Fonte: Incropera, 2019.

Outro tipo de trocador de calor, que é especialmente projetado para permitir uma grande superfície de transferência de calor por unidade de volume, é o trocador de calor compacto. A razão da superfície de transferência de calor do trocador de calor para seu volume é chamada densidade de área β . Um trocador de calor com $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ é classificado como compacto. Os trocadores de calor compactos permitem o alcance de altas taxas de transferência (Çengel; Yunus, 2020).

Geralmente, esses equipamentos possuem densas matrizes de tubos aletados ou placas e, em geral, são usados quando pelo menos um dos fluidos é um gás, sendo, portanto, caracterizados por um pequeno coeficiente de convecção. Os tubos podem ser planos ou circulares, como nas figuras 4.a e 4.b, c, respectivamente, e as aletas podem ser planas ou circulares, como nas figuras 4.a, 4.b e 4.c, respectivamente. Trocadores de calor com placas paralelas podem ser aletados ou corrugados, e podem ser utilizados com modos de operação de um único passe (figura c.d) ou com múltiplos passes (figura c.e). As seções de escoamento associadas aos trocadores de calor compactos são tipicamente pequenas ($D_h \lesssim 5$ mm), e o escoamento é normalmente laminar (Bergman; Incropera, 2019).

Figura 4 - Núcleos de trocadores de calor compactos.



- (a) Tubo aletado (tubos planos, placas contínuas como aletas). (b) Tubo aletado (tubos circulares, placas contínuas como aletas). (c) Tubo aletado (tubos circulares, aletas circulares). (d) Placa aletada (passe único). (e) Placa aletada (múltiplo passe).

Fonte: Incropera, 2019.

Outro modelo de trocador amplamente empregado no ramo industrial é o trocador de calor tipo serpentina, mostrado na figura 5 que consiste em uma ou mais serpentinas organizadas geralmente de forma helicoidal, com tubos lisos ou aletados, em um casco (tanque). A taxa de transferência de calor nesse tipo de trocador é mais alta que a associada a um trocador tipo tubo duplo e tem a vantagem de poder acomodar uma grande superfície de troca térmica em um espaço reduzido. Assim como em um trocador de tubo duplo, um fluido escoava pela serpentina (tubulação de menor diâmetro) e o outro, escoava entre o tanque. Sobre o

regime de escoamento, é possível encontrar tanto na configuração paralela quanto contracorrente.

Figura 5 – Trocador de calor do tipo serpentina.



Fonte: TermoTek, 2021.

2.4 Coeficiente Global de Transferência de Calor (U) e Resistência Térmica (R)

Em trocadores de calor de contato indireto, a transferência ocorre devido ao escoamento de dois fluidos em temperatura distintas, separados por uma parede. Sendo assim, o calor é transferido primeiro do fluido quente para a parede por convecção, posteriormente pela parede por condução, e por fim, através da parede para o fluido mais frio, por convecção novamente. Qualquer efeito da radiação normalmente é incluído no coeficiente da transferência por convecção (Çengel; Yunus, 2020).

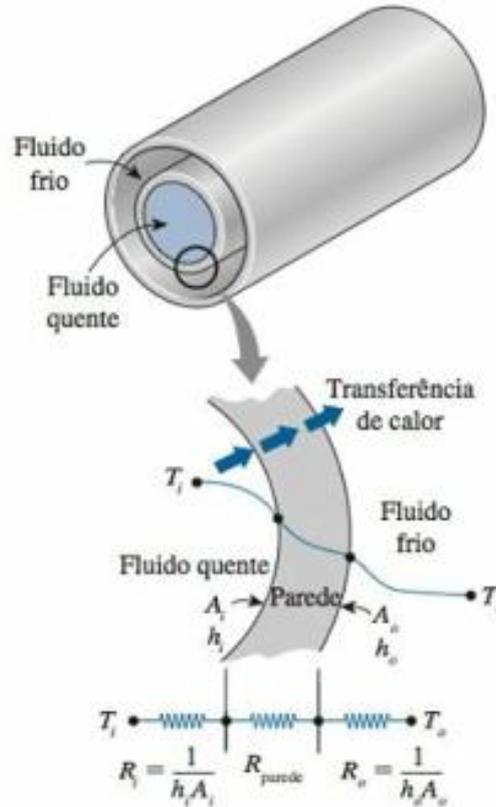
Com a finalidade de traduzir essa resistência à passagem do calor de um fluido para o outro, tem-se o coeficiente global de troca térmica (U).

A passagem do calor oriundo da temperatura maior do fluido quente para o fluido frio, é envolvida por uma série de resistências associadas à uma condução e à duas convecções, conforme expresso na Eq. (10), onde os subscritos “ e ” e “ i ” representam as superfícies externa e interna do tubo de dentro.

$$R_{total} = R_e + R_{parede} + R_i \quad (10)$$

R_i e R_e representam as resistências convectivas dos fluidos interno e externo ao tubo central.

Figura 6 – Rede de resistências térmicas associadas ao escoamento de um fluido por um tubo concêntrico.



Fonte: Incropera, 2019.

Para um trocador geral, o modelo termodinâmico, baseado na primeira lei, fornece uma transferência geral ou total de energia como:

$$-q_{perda} + \sum \dot{E}_{entrada} - \sum \dot{E}_{saida} = 0 \quad (11)$$

Vale lembrar que esta afirmação da primeira lei não é muito útil em projetos de trocadores de calor. Entretanto, quando representada para considerar os fluidos quente e frio separadamente, com suas taxas de fluxo de massa, entalpia de entrada e saída (escritas em termos de calor específico e diferença de temperatura), fornece o modelo para determinar a transferência de calor entre os dois fluxos de fluido quando $-q_{perda} = 0$ (Kreith; Manglik; Bohn, 2015).

Sendo assim, simplificando a Eq. (11), onde \dot{E} simboliza a energia de entrada ou saída, e aplicando a Eq. (5), tem-se:

$$q = (\dot{m}c_p)_f(T_{f,saida} - T_{f,entrada}) = (\dot{m}c_p)_q(T_{q,entrada} - T_{q,saida}) \quad (12)$$

Na Eq. (12), os subscritos “*f*” e “*q*” remetem às propriedades do fluido mais frio e mais quente, respectivamente.

A taxa de transferência dada pela Eq. (12) pode ser representada também com o coeficiente global de transferência de calor – o qual é associado a resistência térmica geral, e a diferença de temperatura média entre os fluidos quente e frio. Dessa maneira, combinando a Eq. (12) com a relação descrita entre coeficiente global de troca térmica e resistência térmica, tem-se:

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \quad (13)$$

Onde *A* é a área superficial do tubo onde ocorre a troca térmica.

Com a Eq. (13) fica evidente a dependência do coeficiente global de troca térmica com a rede de resistências que o calor enfrenta para se difundir de um fluido para o outro.

É interessante ressaltar que quando a espessura da parede do tubo é pequena e a condutividade térmica do seu material é elevada, como normalmente é o caso, a resistência térmica do tubo é desprezível ($R_{parede} = 0$), e as superfícies interna e externa do tubo são quase idênticas. Então, a Eq. (13) para o coeficiente global de transferência de calor é simplificada para:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (14)$$

Deve-se lembrar que h_i e h_e que são os coeficientes convectivos interno e externo, são determinados por correlações, e fortemente influenciados pelo tipo de escoamento e propriedades do fluido.

2.5 Método da Diferença de temperatura média logarítmica

O método da diferença de temperatura média logarítmica (ou MLDT) juntamente com método da efetividade-NUT são empregados para análises de trocadores de calor segundo Çengel (2020).

Como os trocadores de calor possuem a característica de operarem por longos períodos sem alteração em suas condições, estes podem ser considerados em escoamento permanente.

Seguindo essa premissa, a vazão mássica de cada fluido (quente e frio) permanece constante, e as propriedades do fluido, como temperatura e velocidade em qualquer entrada ou saída, permanecem as mesmas.

Soma-se as afirmações acima à consideração de que os escoamentos dos fluidos sofrem pouca ou nenhuma alteração em suas velocidades e elevações, e, portanto, as mudanças de energia cinética e potencial são insignificantes.

O calor específico de um fluido, em geral, muda com a temperatura. Mas, segundo Çengel (2020), em uma faixa de temperatura especificada, o calor específico pode ser tratado como constante para um valor médio com pouca perda de precisão. A condução de calor axial ao longo do tubo geralmente é insignificante e pode ser considerada desprezível.

Por fim, considera-se que a superfície externa do trocador de calor é perfeitamente isolada, de modo que não haja perda de calor para o meio envolvente, e qualquer transferência de calor ocorre apenas entre os dois fluidos.

Partindo dessas suposições, a primeira lei da termodinâmica exige que a taxa de transferência de calor do fluido quente seja igual à taxa de transferência de calor para o fluido frio, conforme a Eq. (12).

Para facilitar a análise, tem-se também a combinação de vazão mássica e calor específico do fluido, resultando nas taxas de capacidade térmica conforme expresso em:

$$C_q = \dot{m}_q c_{pq} \quad (15)$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{pf} \quad (16)$$

Em que se aplica a Eq. (15) para o fluido quente, e a Eq. (16) para o mais frio.

É importante ressaltar que em um trocador de calor, um fluido com grande taxa de capacidade térmica sofre pequena mudança de temperatura, e um fluido com pequena taxa de capacidade térmica sofre grande mudança de temperatura, conforme Çengel (2020).

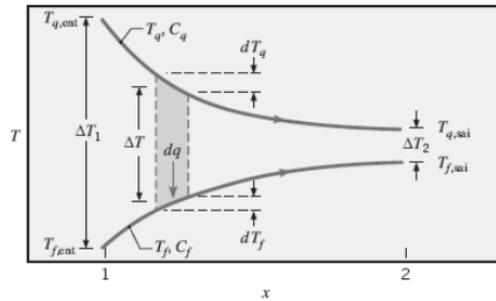
Aplicando as Eqs. (15) e (16) na Eq. (5), obtêm-se:

$$q = C_q(T_{q,entrada} - T_{q,saida}) \quad (17)$$

$$q = C_f(T_{f,saida} - T_{f,entrada}) \quad (18)$$

Para o caso de um trocador com a configuração de escoamento paralelo, conforme ilustrado na figura 7, observa-se que a diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio é grande na entrada do trocador de calor, mas diminui exponencialmente em direção à saída, onde ocorre a diminuição da temperatura do fluido quente e o aumento da temperatura do fluido frio.

Figura 7 – Variação de temperatura dos fluidos quente e frio ao longo de um trocador de calor com escoamento paralelo.



Fonte: Incropera, 2019

Aplicando a diferencial nas Eqs. (17) e (18), realizando a diferença entre elas, tem-se:

$$dT_q - dT_f = d(T_q - T_f) = -dq \left(\frac{1}{\dot{m}_q c_{pq}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \quad (19)$$

Conforme o conceito e associação do coeficiente global de troca térmica, pode-se expressar a taxa térmica também pela Eq. (20), onde diferencialmente:

$$dq = U(T_q - T_f)dA \quad (20)$$

Substituindo a Eq. (20) na Eq. (19), integrando e simplificando:

$$\ln \left(\frac{T_{q,saída} - T_{f,saída}}{T_{q,entrada} - T_{f,entrada}} \right) = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_q c_{pq}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \quad (21)$$

Dessa forma, tem-se ΔT_{lm} :

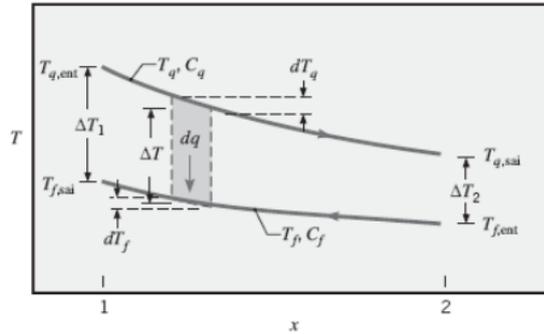
$$\Delta T_{ml} = (\Delta T_2 - \Delta T_1) / \ln (\Delta T_2 / \Delta T_1) \quad (22)$$

Na Eq. (22), ΔT_1 e ΔT_2 representam as diferenças de temperatura entre os dois fluidos em ambas as extremidades (entrada e saída) do trocador de calor.

Em trocadores com regime de escoamento contracorrente, para Incropera et al. (2019), em trocadores de calor onde os fluidos escoam em direções opostas, ocorre a transferência de calor entre as parcelas mais quentes dos fluidos em uma extremidade, e das parcelas mais frias na outra extremidade; por isso, a diferença de temperatura entre os fluidos ao longo do trocador não é tão grande quanto na entrada de um trocador de calor com escoamento paralelo. Neste tipo de escoamento, a temperatura de saída do fluido frio pode ser maior que a temperatura de saída do fluido quente, porém, a temperatura de saída do fluido frio nunca pode ser maior que a temperatura de entrada do fluido quente.

Na figura 8, tem-se a representação da variação de temperatura para esse tipo de escoamento.

Figura 8 – Distribuição de temperaturas em um trocador de calor operando de maneira contracorrente.



Fonte: Incropera, 2019.

De acordo com Incropera et al. (2019), para o trocador em contracorrente, aplicando-se a mesma dedução de fórmulas para as Eqs. (20), (21) e (22), as diferenças de temperatura para o cálculo de ΔT_{lm} passarão a ser:

$$\Delta T_1 = T_{q,entrada} - T_{f,saida} \quad (23)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,saida} - T_{f,entrada} \quad (24)$$

Para os trocadores multipasses ou em escoamento cruzado, para Çengel (2020), devido à complexidade da condição de escoamento, nesses casos, é conveniente relacionar a diferença de temperatura equivalente com a diferença de temperatura média logarítmica para o caso contracorrente, como:

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad (25)$$

Em que F é o fator de correção relacionado à geometria do equipamento, assim como as temperaturas de entrada e saída das fluidos quente e frio. $\Delta T_{lm,CF}$, é a diferença de temperatura média logarítmica para um trocador em operação contracorrente, aplicando-se as Eqs. (23) e (24).

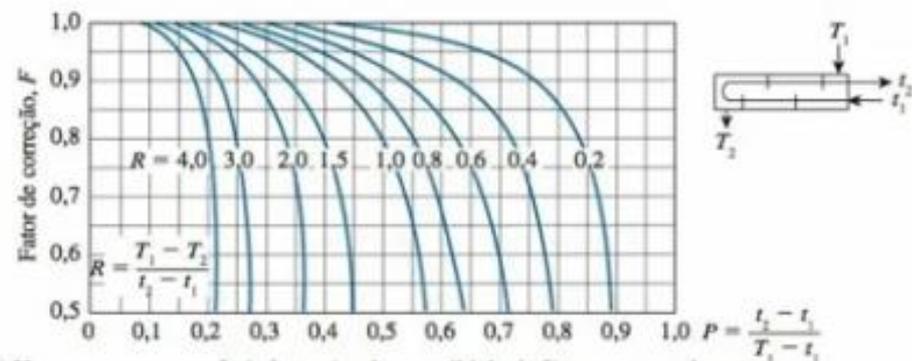
O fator de correção F para configurações comuns de trocadores de calor de escoamento cruzado e de casco e tubo é dado na Figura 9 em função de duas razões de temperatura P e R definidas como:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (26)$$

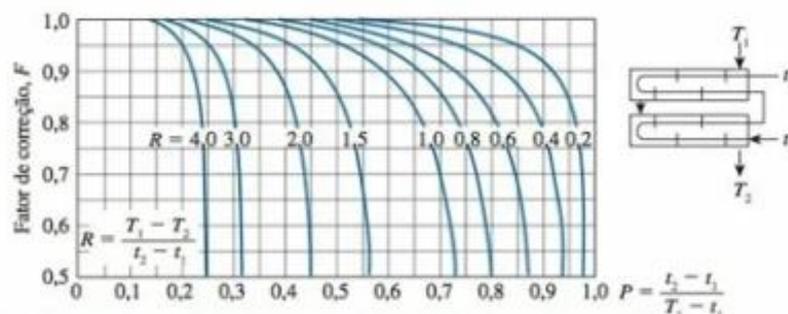
$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (27)$$

Onde os subscritos 1 e 2 representam a entrada e a saída, respectivamente. Note que, para um trocador de calor de casco e tubo, T e t representam as temperaturas dos lados do casco e do tubo, respectivamente, como mostrado nos gráficos da figura 9.

Figura 9 – Fator de correção para trocadores comuns do tipo casco-tubo.



a) Um passe no casco e 2, 4, 6, etc. (qualquer múltiplo de 2) passes nos tubos.



b) Um passe no caso e 4, 8, 12, etc (qualquer múltiplo de 4) passes nos tubos.

Fonte: Incropera, 2019.

O fator de correção F é aplicado para traduzir ao escoamento as características misturadas de escoamento paralelo e contracorrente.

2.6 Método da Efetividade NUT

O método da média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT) na análise de trocadores de calor é bem aplicado quando as temperaturas dos fluidos na entrada são conhecidas e as temperaturas de saída ou são especificadas ou podem ser determinadas de imediato pelas expressões do balanço de energia.

Entretanto, se apenas as temperaturas na entrada forem conhecidas, o uso do método da MLDT exige um processo iterativo trabalhoso. Logo, é mais vantajoso utilizar um procedimento alternativo, conhecido por método da efetividade-NUT (ou método ϵ -NUT).

Para definir a efetividade de um trocador de calor, deve-se primeiramente determinar a taxa de transferência de calor máxima possível, $q_{m\acute{a}x}$, em um trocador.

Segundo Incropera (2019), essa taxa de transferência de calor poderia, em princípio, ser alcançada em um trocador de calor contracorrente com comprimento infinito. Em tal trocador, um dos fluidos iria apresentar a máxima diferença de temperaturas possível, $T_{q,entrada} - T_{f,entrada}$.

Para melhor representar, considere uma situação na qual $C_f < C_q$ (Eqs. (15) e (16)), em que $|dT_f| > |dT_q|$. O fluido frio iria então experimentar a maior variação de temperatura e, como L (comprimento) $\rightarrow \infty$, ele seria aquecido até a temperatura de entrada do fluido quente ($T_{f,saida} = T_{q,entrada}$). Desta forma:

$$q_{m\acute{a}x} = C_f(T_{q,entrada} - T_{f,saida}) \quad (28)$$

De modo similar, se $C_q < C_f$, o fluido quente iria experimentar a maior variação de temperatura e seria resfriado até a temperatura de entrada do fluido frio ($T_{q,saida} = T_{f,entrada}$), onde obtém-se:

$$q_{m\acute{a}x} = C_q(T_{q,entrada} - T_{f,saida}) \quad (29)$$

Sendo assim, compilando as Eqs. (28) e (29), juntamente com o exemplificado, tem-se:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{q,entrada} - T_{f,saida}) \quad (30)$$

Onde C_{min} é igual ao menor entre C_f e C_q .

Após definido a idealidade, torna-se mais lógico definir a efetividade ε , como a razão entre a taxa de transferência de calor real em um trocador de calor e a taxa de transferência de calor máxima possível:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (31)$$

A efetividade ε pode ser encontrada também por:

$$\varepsilon = \frac{C_q(T_{q,entrada} - T_{q,saida})}{C_{min}(T_{q,entrada} - T_{f,entrada})} \quad (32)$$

$$\varepsilon = \frac{C_f(T_{f,saida} - T_{f,entrada})}{C_{min}(T_{q,entrada} - T_{f,entrada})} \quad (33)$$

De acordo com Incropera (2019), por definição, a efetividade, que é adimensional, tem que estar no intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Ela é útil, pois se ε , $T_{q,entrada}$ e $T_{f,entrada}$ forem conhecidos, a taxa de transferência de calor real pode ser determinada de imediato pela expressão:

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{q,entrada} - T_{f,entrada}) \quad (34)$$

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor, sendo definido como:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (35)$$

2.7.1 Relações Efetividade-NUT

Expressões foram desenvolvidas para uma variedade de trocadores de calor, e resultados representativos de efetividade (ε) estão resumidos na Tabela 1 na qual C_r é a razão entre as taxas de capacidades caloríficas, $C_r \equiv C_{\min} / C_{\max}$.

Tabela 1 – Relação da efetividade para tipos de trocadores de calor.

Configuração do Escoamento	Relação
Escoamento Paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + Cr)]}{1 + Cr}$
Escoamento Contracorrente ($Cr < 1$)	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - Cr)]}{1 - Cr \exp[-NUT(1 - Cr)]}$
Escoamento Contracorrente ($Cr = 1$)	$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT}$
Todos os trocadores ($Cr = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$

Fonte: Incropera, 2019.

Para NUT, tem-se as relações expressas na Tabela 2 abaixo:

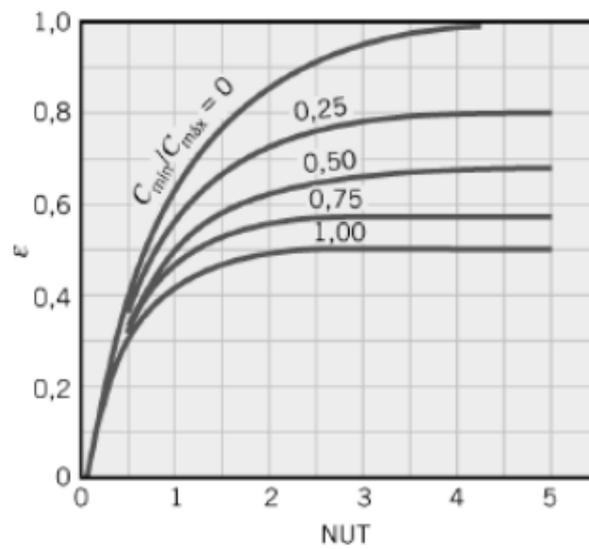
Tabela 2 – Relações para o NUT de trocadores de Calor.

Configuração do Escoamento	Relação
Escoamento Paralelo	$NUT = - \frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + Cr)]}{1 + Cr}$
Escoamento Contracorrente ($Cr < 1$)	$NUT = \frac{1}{1 - Cr} \ln \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon Cr - 1}$
Escoamento Contracorrente ($Cr = 1$)	$NUT = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$
Todos os trocadores ($Cr = 0$)	$NUT = -\ln(1 - \varepsilon)$

Fonte: Incropera, 2019.

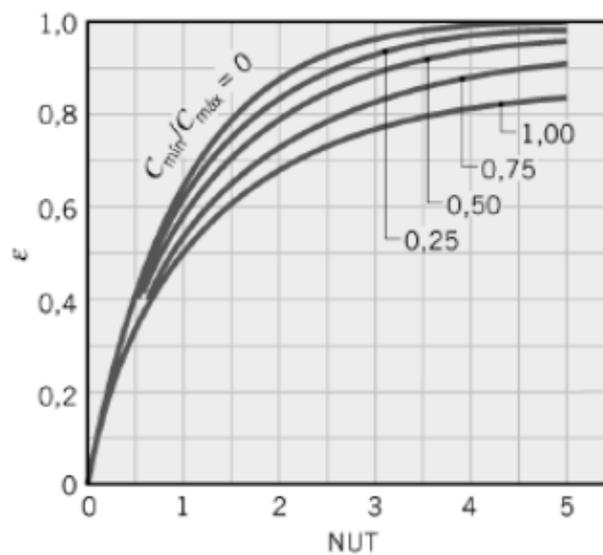
Além da determinação pela fórmula, NUT pode ser determinado também graficamente pelas figuras 10, 11, 12, 13, 14 ou 15, dependendo da configuração do escoamento no trocador de calor.

Figura 10 - Efetividade de um trocador de calor com configuração paralela.



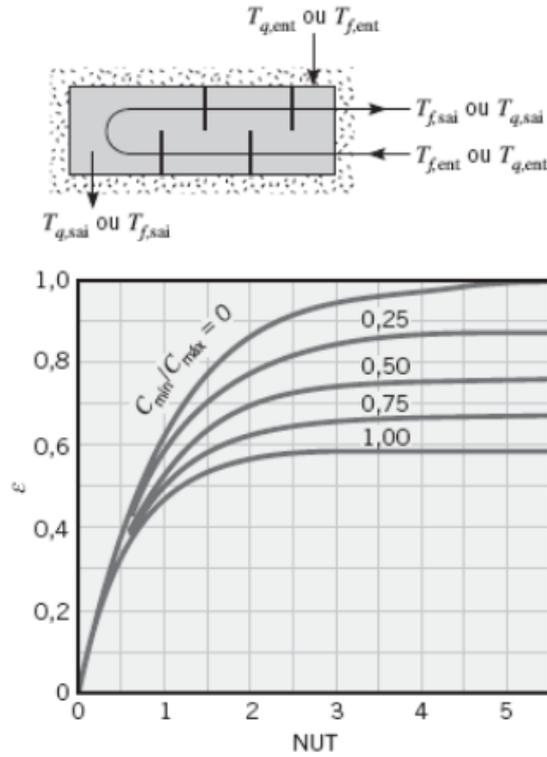
Fonte: Incropera, 2019.

Figura 11 - Efetividade de um trocador de calor com configuração contracorrente.



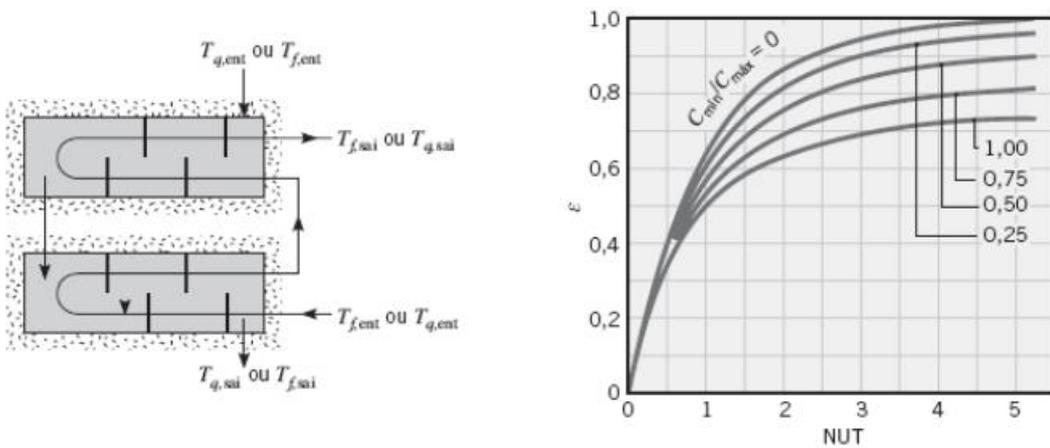
Fonte: Incropera, 2019.

Figura 12 - Efetividade de um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e qualquer múltiplo de dois passes nos tubos (dois, quatro etc. passes nos tubos).



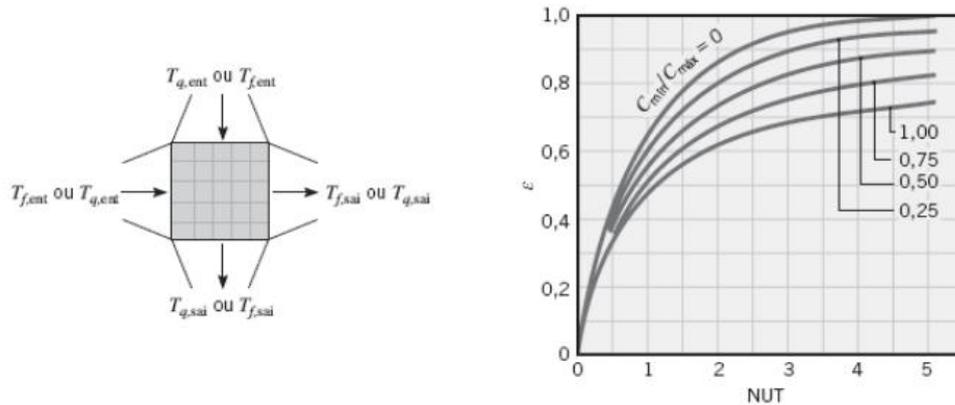
Fonte: Incropera, 2019.

Figura 13 - Efetividade de um trocador de calor casco e tubos com dois passes no casco e qualquer múltiplo de quatro passes nos tubos (quatro, oito etc. passes nos tubos).



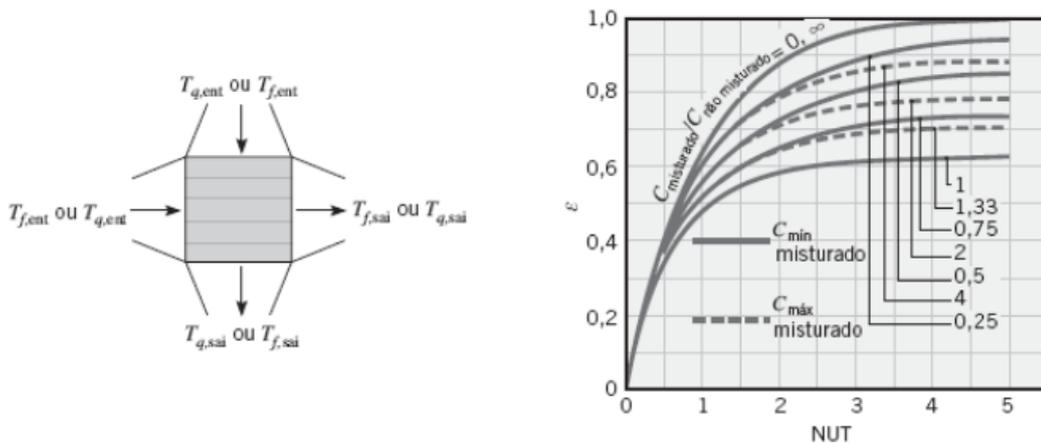
Fonte: Incropera, 2019.

Figura 14 - Efetividade de um trocador de calor de escoamento cruzado com um passe, com os dois fluidos não misturados.



Fonte: Incropera, 2019.

Figura 15 - Efetividade de um trocador de calor de escoamento cruzado com um passe, com um fluido misturado e o outro não misturado.



Fonte: Incropera, 2019.

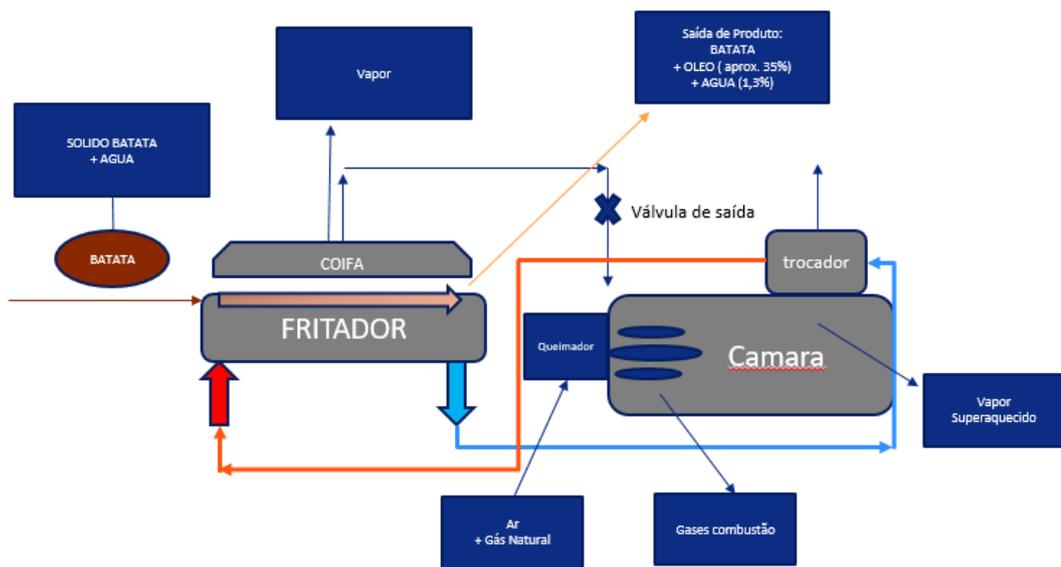
3 METODOLOGIA

Este trabalho de graduação foi realizado utilizando dados obtidos da linha de produção de batatas fritas de uma indústria alimentícia. Com o objetivo de encontrar os parâmetros de operação que favoreçam a economia de combustível (gás natural) de um trocador de calor serpentina do processo de fritura, foram comparados dados de porcentagem de sólidos na matéria prima, quantidade de produto acabado escoando pela linha, vazão volumétrica de gás natural requerida pelo equipamento e o formato do produto acabado.

O trocador de calor analisado atua no aquecimento de óleo usado no processo de fritura das batatas in natura. Dados foram coletados por meio do histórico do painel de controle do sistema. Essas informações foram compiladas e tratadas no programa Excel® e permitiram a análise do desempenho do equipamento.

Para um melhor entendimento do processo, segue o fluxograma apresentado na figura 16, mostrando desde a entrada da batata in natura até a circulação do óleo e vapor superaquecido no fritador.

Figura 16 – Fluxograma do processo de fritura e troca de calor para aquecimento do óleo.



Fonte: Autora, 2021.

Esse será o processo a ser explorado com o objetivo de encontrar as melhores condições entre consumo de gás natural e geração de produto acabado, propiciando a eficiência energética.

Resumidamente, a matéria prima entra no fritador após ser lavada. Dessa forma, ela carrega a umidade superficial e a água da sua estrutura para as próximas etapas.

Toda essa umidade e água deve ser evaporada no fritador, restando apenas um residual de aproximadamente 1,3%.

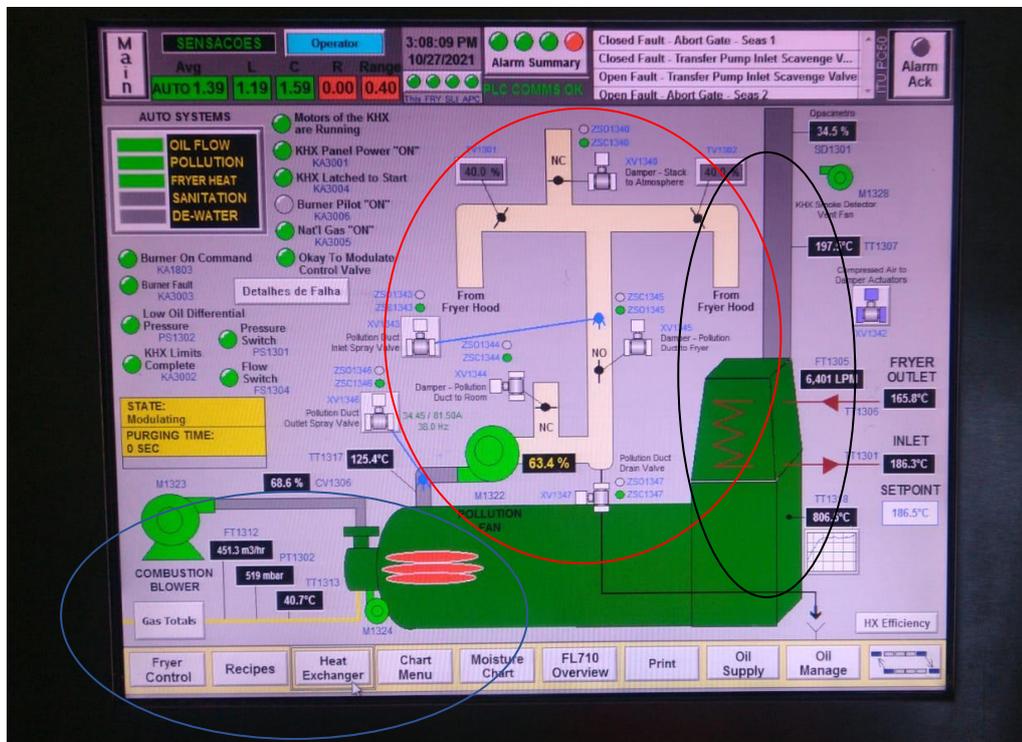
Dessa forma, parte desse vapor superaquecido (água retirada da matéria prima pós lavagem) é capturado na coifa, e destinado à câmara de combustão - local onde se unirá ao vapor superaquecido gerado pelo queimador. O restante é emitido na atmosfera, sendo controlado pela abertura das válvulas de saída, de acordo com a modulação do queimador.

No queimador, tem-se a reação de combustão entre o gás natural e o ar, gerando os gases de combustão, que juntamente com o vapor evaporado na coifa será empregado na troca de calor como o fluido quente.

O trocador de calor ao fim do fluxograma, contém um casco, onde circula o fluido quente gerado no queimador e capturado na coifa pós evaporação. No interior desse casco, há uma serpentina onde escoo o fluido a ser aquecido, que nessa situação é o óleo que está sendo resfriado no processo de fritura.

A figura 17 ilustra as correntes de entrada e saída dos fluidos quentes e frio no processo de troca térmica. Circulado em vermelho, tem-se o sistema de retorno do vapor evaporado pós fritura para a câmara de combustão (estrutura horizontal verde). Em azul, temos a representação do queimador, onde temos o motor que faz a admissão do ar ambiente para a mistura gás-oxigênio. Em preto, tem-se o trocador de calor serpentina, onde na base dele entra o vapor superaquecido direto da câmara de combustão que é conduzido à atmosfera pós troca térmica com o óleo – fluido frio que entra na parte superior do equipamento.

Figura 17 – Vista do painel do sistema de controle correspondente a parte do processo pós fritura (geração e aquecimento do fluido quente).



Fonte: Autora, 2021 (IHM).

Para verificar as interferências positivas ou negativas das variáveis extraídas no consumo de gás do equipamento, necessita-se primeiramente encontrar as vazões mássicas no trocador de calor do tipo serpentina com escoamento contracorrente.

Conforme determinado pelo modelo da linha e do equipamento, a vazão de óleo dada pelo fabricante é de aproximadamente 6435 L/min. Esse óleo será caracterizado como o fluido a ser aquecido, ou seja, como fluido frio. Dessa maneira, este escoará no interior dos tubos de menor diâmetro (tubo interno).

Sendo assim, baseado na Eq. (4), a vazão mássica do fluido frio é:

$$\dot{m}_f = 6435 \frac{L}{min} * 60 \frac{min}{h} * 817,3 \frac{kg}{m^3} * \frac{1}{1000} \frac{m^3}{L} = 315.559 \frac{kg}{h} \quad (54)$$

Vale ressaltar que para encontrar \dot{m}_f necessita-se da aplicação da densidade do fluido (ρ) que nesse caso se trata mais especificamente do óleo de palma (817,3 kg/m³). Para que a unidade de medida fosse mantida em $\frac{kg}{h}$, aplicou-se as conversões de tempo e volume.

Em relação ao fluido que escoar pelo casco do trocador de calor, ou seja, que percorre o limite entre o casco e o tubo, tem-se o vapor superaquecido.

Da parcela gerada no queimador, o vapor superaquecido é resultado da combustão do gás natural com o ar ambiente. De acordo com Gasmig (2021), a maior parcela desse gás é composta por metano (CH₄) sendo esse valor 90% do total.

Pela observação dos dados do sistema de controle (IHM – Interação Homem-Máquina), o valor do volume de gás empregado no queimador, varia ajustando-se às demais variáveis do processo a serem exploradas.

Segundo estudos da matéria prima, tem-se a quantia correspondente de água que será evaporada no fritador, vinda da estrutura do produto in natura ou da umidade superficial pós lavagem, pode-se variar entre 94 a 88% da vazão total de matéria prima. O processo de retirada dessa água, depende da operação e da qualidade do insumo. Logo, quanto mais seco esse insumo antes de entrar no óleo, menor será a quantia de água para formar o vapor superaquecido que sairá pela coifa. Deve-se lembrar também que, essa quantia de vapor destinada ao trocador de calor é dependente da abertura das válvulas (dumpers). Sendo assim, a corrente de vapor superaquecido empregada no trocador de calor, será determinada pela Eq. (12), devida a imprecisão de controle da abertura dessas válvulas.

Com as vazões mássicas definidas, podem-se encontrar as taxas de transferência de calor, uma vez que as temperaturas de entrada e saída do óleo são dadas pela IHM, assim como a temperatura da câmara (corrente de vapor superaquecido).

O sensor TT1318 corresponde à temperatura em graus Celsius da câmara de vapor superaquecido, ou seja, fornece a temperatura de entrada do fluido quente ($T_{q,entrada}$). Já o TT1307 fornece a temperatura do vapor superaquecido pós troca térmica.

Já pelos sensores TT1301 e TT1303 tem-se as temperaturas de saída ($T_{f,saída}$) e entrada ($T_{f,entrada}$) do fluido frio (óleo) no trocador de calor.

Dessa maneira, serão analisadas as taxas de transferência de calor para dois formatos diferentes de produto acabado, com três vazões mássicas de produto frito (baixa, intermediária e alta) e duas porcentagens distintas de sólidos, conforme a tabela 3.

Após as comparações e definição dos melhores parâmetros para a configuração já existente, será calculada a efetividade do equipamento e comparada com a eficiência prática, também dada pela IHM.

No cálculo da efetividade, será empregado o Método da diferença de temperatura média logarítmica e o método da Efetividade NUT, a fim de verificar como se comporta a resistência de troca do sistema.

Tabela 3 – Situações para a análise da taxa de transferência de calor.

Formato	%Sólidos	Quantidade de produto acabado por hora de produção
Circular	Baixo (até 20,5%)	Até 1700kg/h
		Entre 1700 e 2000 kg/h
		Entre 2000 e 2440 kg/h
Circular	Alto (22% a 23,7%)	Até 1700kg/h
		Entre 1700 e 2000 kg/h
		Entre 2000 e 2440 kg/h
Palito	Baixo (até 20,5%)	Até 1700kg/h
		Entre 1700 e 2000 kg/h
		Entre 2000 e 2440 kg/h
Palito	Alto (22% e 23,7%)	Até 1700kg/h
		Entre 1700 e 2000 kg/h
		Entre 2000 e 2440 kg/h

Na Tabela 3 verifica-se também os limites para uma determinada quantidade de produto por hora de produção ser considerada alta, baixa ou intermediária, bem como os as faixas para uma porcentagem de sólidos (umidade) alta ou baixa para cada formato.

Os demais parâmetros como a vazão de gás, variação de temperatura do óleo e relação entre consumo-produção são dependentes da vazão, do sólido e do formato.

A definição foi dada pela observação de similaridade e proximidade dos comportamentos de consumo de gás natural com as determinadas quantidades de produto acabado por unidade de tempo.

Para cada situação definida na tabela 3 haverá uma taxa de transferência de calor e uma efetividade. Juntos, os parâmetros de consumo de gás no queimador, o volume de produção e a efetividade ajudarão a sugerir a melhor maneira de operação para o sistema da figura 16.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Formato Circular e %Sólidos Baixo

Na primeira análise onde considera-se a operação com um produto de formato circular e porcentagem de sólidos considerada baixa, seguindo o limite estipulado na Tabela 3, tem-se porcentagem de sólido próximo a 20%, segundo os dados extraídos da IHM. Aplicando os demais critérios para quantidades de produto produzido por hora, seguem na tabela 4 os valores dos parâmetros dependentes e as taxas de transferência de calor estimadas:

Após observação dos dados dispostos na tabela 4, será realizado o comparativo entre quantidade de produto baixa - intermediária por hora de produção e entre a quantidade de produto intermediária – alta por hora de produção, a fim de mensurar as diferenças relativas a volume produzido e transferência de calor para cada operação possível.

O mesmo será aplicado para os demais formatos e porcentagem de sólidos elencados no estudo de caso.

Tabela 4 – Parâmetros médios de processo para cada classificação de quantidade de produto acabado por hora de produção em formato circular e sólidos baixos.

Parâmetros	Quantidade de produto baixa por hora de produção	Quantidade de produto intermediária por hora de produção	Quantidade de produto alta por hora de produção
Quantidade de produto escoando pela linha por hora (kg/h)	1515	1915	2293
Volume requerido médio de gás pelo queimador (m ³ /h)	152	161	190
Variação de temperatura média do óleo (°C)	17	20	23
Relação entre o gás consumido no queimador e a quantidade de produto acabado produzido na linha (kw/kg)	3,43	2,87	2,83
Taxa de Transferência de calor (kcal/h)	3.081.912	3.625.779	4.169.645

Vale ressaltar que a taxa de transferência de calor, é encontrada pela Eq. (5), seguindo a variação de temperatura do óleo, sua vazão e calor específico.

Analisando os dados coletados dispostos na Tabela 4, onde encontra-se um produto com formato circular e com quantidade de sólidos baixa (umidade alta), verifica-se que comparando a configuração de quantidade de produto baixa por hora de produção e a quantidade de produto intermediária, tem-se uma taxa de transferência de calor 18% maior para a condição intermediária, com um volume requerido médio de gás pelo queimador 6% mais elevado também para a condição intermediária, porém a quantidade de produto acabado é 26% maior quando compara-se a situação baixa e intermediária de produção de batatas fritas produzidas a cada hora.

Ainda na tabela 2, porém agora com o objetivo de comparar a situação em que a quantidade de produto por hora de produção é intermediária com a condição em que a quantidade produzida por hora é alta, observa-se que a produção de batatas acabadas é 20%

superior na condição alta, com um volume requerido médio de gás pelo queimador também em 18% mais elevado para a configuração de quantidade produzida alta e a taxa de transferência de calor aumenta para 15% comparando os limites intermediários e altos de produção por hora de batata frita.

4.2 Formato Circular e %Sólidos Alto

Nesta situação se analisa o mesmo formato que em 4.1, porém o limite de sólidos passa a ser considerado alto, ou seja, a umidade da batata passa a ser menor, onde segundo os dados, a média de porcentagem de matéria sólida passa a ser 22,5%, combinado às demais possíveis variações de parâmetros, tem-se a tabela 5:

Tabela 5 – Parâmetros médios de processo para cada classificação de quantidade de produto acabado por hora de produção em formato circular e sólidos altos.

Parâmetros	Quantidade de produto baixa por hora de produção	Quantidade de produto intermediária por hora de produção	Quantidade de produto alta por hora de produção
Quantidade de produto escoando pela linha por hora (kg/h)	1541	1935	2288
Volume requerido médio de gás pelo queimador (m ³ /h)	153	174	180
Variação de temperatura média do óleo (°C)	15	18	21
Relação entre o gás consumido no queimador e a quantidade de produto acabado produzido na linha (kw/kg)	3,42	3,08	2,69
Taxa de Transferência de calor (kcal/h)	2.719.334	3.263.201	3.807.068

Para a condição em que a linha de produção conta com uma batata cortada em formato circular, mas que possui em sua composição uma quantidade maior de sólidos, ou seja, uma umidade menor quando comparada ao item 4.1, verifica-se pela análise dos dados dispostos na Tabela 5, uma relação de eficiência energética favorável com o aumento da quantidade de produto por hora de produção na linha, uma vez que tem-se um volume maior de produto acabado (batatas fritas) para um volume requerido médio de gás pelo queimador levemente maior ou igual.

Na comparação entre a classificação de quantidade de produto baixo por hora de produção e a quantidade de produto intermediário por hora de produção, dispostos na Tabela 5, o volume de batatas acabadas é maior em 25% para a situação intermediária em relação à situação baixa, com um volume requerido médio de gás pelo queimador mais alto em 14% também para a condição intermediária e taxa de transferência de calor 20% maior para a quantidade de produto intermediária escoando pela linha.

Verificando ainda os dados da Tabela 5, porém realizando um comparativo entre a quantidade de produto intermediária por hora de produção com a quantidade de produto alta por hora, tem-se para a condição considerada alta, um volume de batatas fritas acabadas 18% maior em relação a condição intermediária, com um volume requerido médio de gás pelo queimador maior em 16% também para a condição mais alta e uma taxa de transferência de calor 17% mais elevada na condição alta quando comparada à intermediária.

4.3 Formato Palito e %Sólido Baixo

Assim como realizado para o formato circular, torna-se necessário encontrar os melhores parâmetros de operação também para outro formato mais distinto – o palito.

No parâmetro de sólido considerado baixo, a média dada pelo histórico da linha é de 20% de sólidos para 80% de água na estrutura da matéria prima. Os demais parâmetros de processo que acompanham as médias de quantidade de produto considerada baixa por hora de produção, intermediária e alta, estão dispostos na Tabela 6, para as posteriores análises entre quantidade de produto baixa – intermediária por hora e quantidade intermediária – alta por hora.

Tabela 6 – Parâmetros médios de processo para cada vazão de produto acabado em formato palito e sólido baixo.

Parâmetros	Quantidade de produto baixa por hora de produção	Quantidade de produto intermediária por hora de produção	Quantidade de produto alta por hora de produção
Quantidade de produto escoando pela linha por hora (kg/h)	1600	1919	2323
Volume requerido médio de gás pelo queimador (m ³ /h)	141	164	206
Variação de temperatura média do óleo (°C)	17	20	25
Relação entre o gás consumido no queimador e a quantidade de produto acabado produzido na linha (kw/kg)	3,00	2,93	3,02
Taxa de Transferência de calor (kcal/h)	3.081.912	3.625.779	4.532.224

Através do compilado de dados dispostos na tabela 4, observou-se através do comparativo entre a quantidade de produto baixa por hora de produção e a quantidade intermediária, um aumento em volume de batatas fritas de 20% para a classificação intermediária, com elevação de 16% do volume requerido médio de gás pelo queimador também para a condição intermediária em relação à condição mais baixa e uma taxa de transferência de calor 17% maior para a condição de produção intermediária.

Confrontando a quantidade de produto intermediária por hora de produção com a quantidade de produto alta por hora também dispostos na tabela 4, tem-se na classificação alta, um aumento de 21% em volume de batatas fritas acabadas, porém na comparação entre o volume requerido médio de gás pelo queimador, na condição alta tem-se um consumo de gás maior em 25% em relação à condição intermediária e uma taxa de transferência de calor também 25% maior para a classificação alta.

4.4 Formato Palito e %Sólido Alta

De acordo com os dados da IHM, nas análises de dados para as batatas cortadas em formato palito, encontrou-se uma a média de sólidos presentes na matéria prima de 22,4%, sendo esta considerada alta, uma vez que comparada com o tópico 4.3, apresenta menor umidade.

Para essa característica, os demais parâmetros variantes com a quantidade de produto por hora escoando pronto pela linha nas classificações baixa, intermediária e alta, seguem na tabela 7.

Tabela 7 – Parâmetros médios de processo para cada vazão de produto acabado em formato palito e sólido alto.

Parâmetros	Quantidade de produto baixa por hora de produção	Quantidade de produto intermediária por hora de produção	Quantidade de produto alta por hora de produção
Quantidade de produto escoando pela linha por hora (kg/h)	1577	1905	2226
Volume requerido médio de gás pelo queimador (m ³ /h)	139	153	174
Variação de temperatura média do óleo (°C)	17	18	21
Relação entre o gás consumido no queimador e a quantidade de produto acabado produzido na linha (kw/kg)	3,00	2,75	2,62
Taxa de Transferência de calor (kcal/h)	3.081.906	3.081.907	3.807.063

Com apoio da tabela 7, verificou-se que para a quantidade de produto baixa por hora de produção comparada a quantidade de produto intermediária por hora um aumento de 21% em volume de batatas fritas para a classificação intermediária, com 10% de volume requerido médio de gás pelo queimador a mais para os limites intermediários em relação aos baixos de quantidade de produto escoando pronto pela linha.

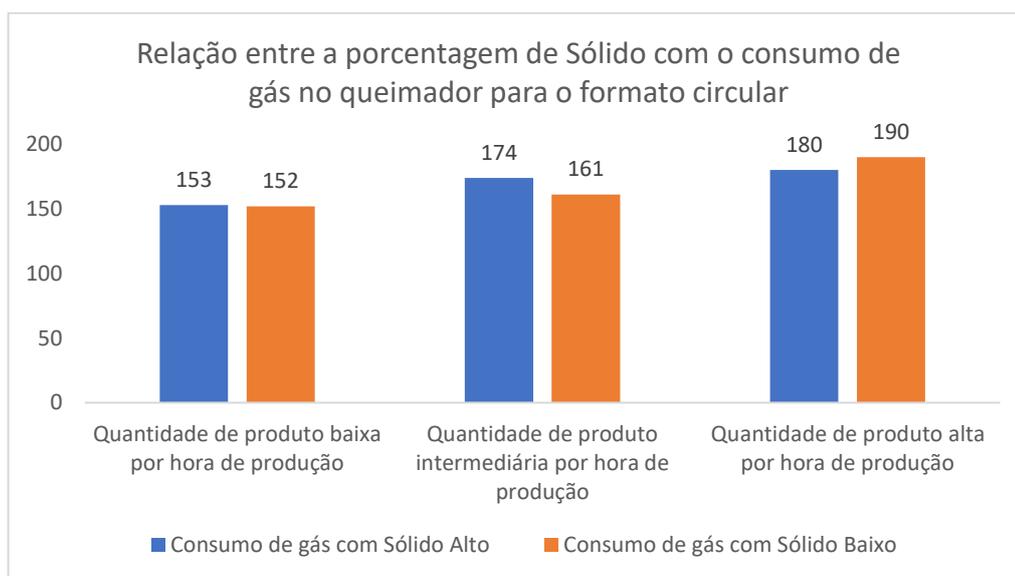
Sobre o comparativo entre a quantidade de produto intermediária e alta por hora de produção, tem-se na situação alta, um volume de batatas fritas acabadas 17% maior, com volume requerido médio de gás pelo queimador 13% mais elevado para a configuração alta e taxa de transferência de calor 23% também maior para a quantidade de produto alta por hora.

4.5 Comparativo entre as quantidades de produto produzido por hora, consumo de gás e taxa de transferência de calor

Em ambos os formatos, espera-se que o consumo de gás requerido pelo queimador seja menor para as configurações com porcentagem de sólidos mais altos, ou seja, com umidade menor, devido à menor necessidade de remover água da estrutura da batata in natura.

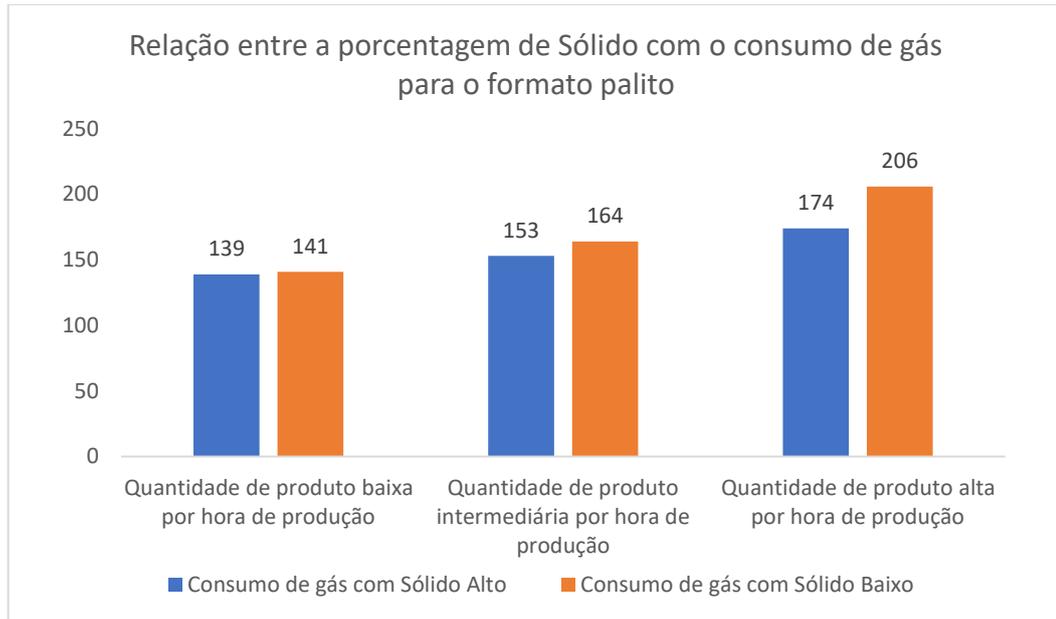
Nas figuras 18 e 19 tem-se a relação entre o consumo médio de gás no queimador para as classificações pré-determinadas de sólidos considerados alto e baixo, considerando cada formato e as quantidades de produto escoando pela linha por hora.

Figura 18 – Sólido e consumo de gás para formato circular.



Fonte: Autora, 2021

Figura 19 – Sólido e consumo de gás para formato palito.

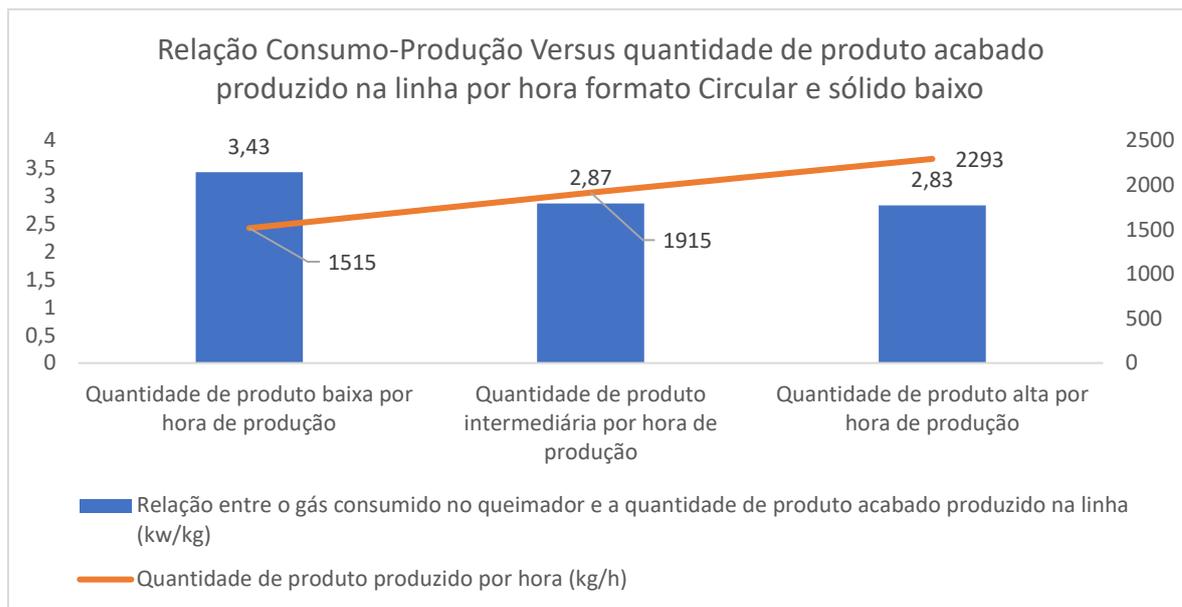


Fonte: Autora, 2021.

Analisando o compilado de informações das figuras 18 e 19, verifica-se de modo geral que na prática, os sólidos possuem interferência no consumo de gás mais tímida com as porcentagens obtidas através dos dados da IHM.

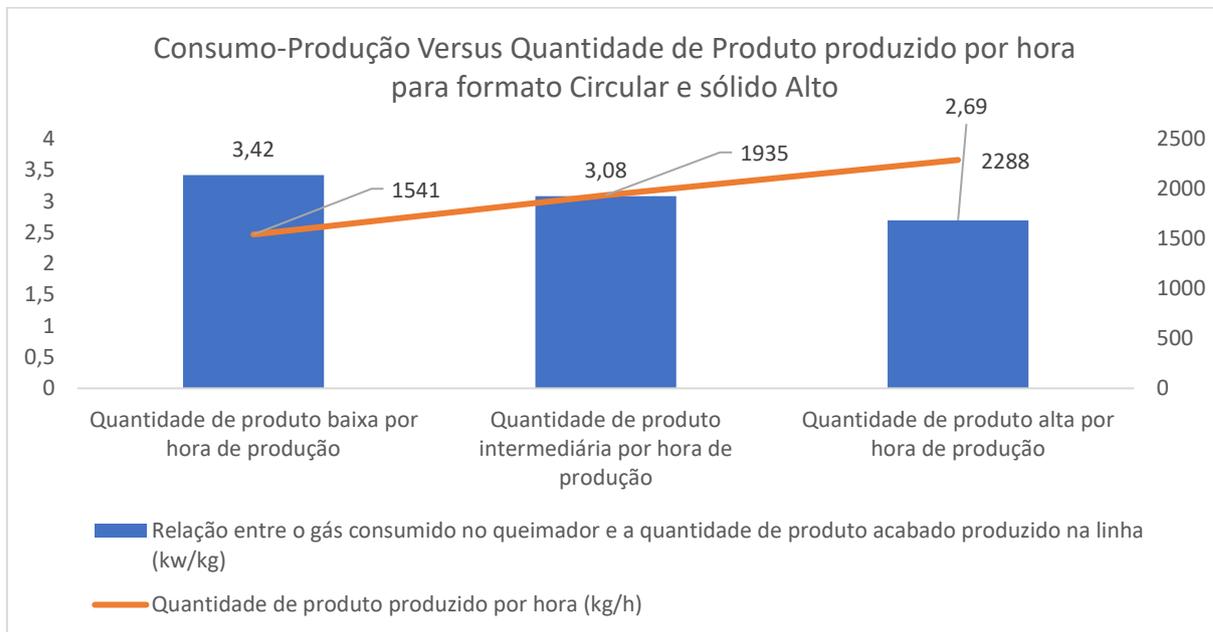
Vale ressaltar que na figura 18, observa-se para a condição intermediária um resultado não esperado, o que pode ser explicado pela incerteza de abertura das válvulas de captura de vapor da coifa, mostrando a possibilidade de estarem mais abertas para retorno no processo de troca térmica durante operações com sólidos considerados mais baixos, facilitando a troca térmica por incremento da vazão de fluido quente.

Figura 20 – Relação entre o gás consumido no queimador e a quantidade de produto acabado produzido na linha (kw/kg) e a quantidade de produto acabado por hora para formato circular e sólido baixo.



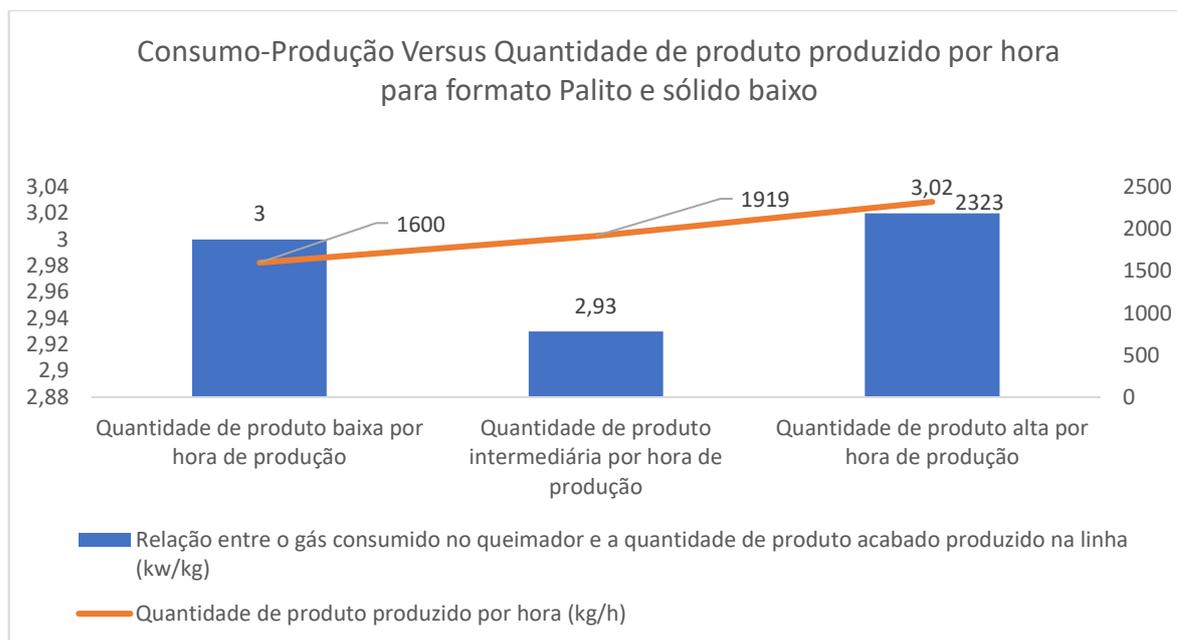
Fonte: Autora, 2021

Figura 21 - Relação entre o gás consumido no queimador e a quantidade de produto acabado produzido na linha (kw/kg) e a quantidade de produto acabado por hora para formato circular e sólido alto.



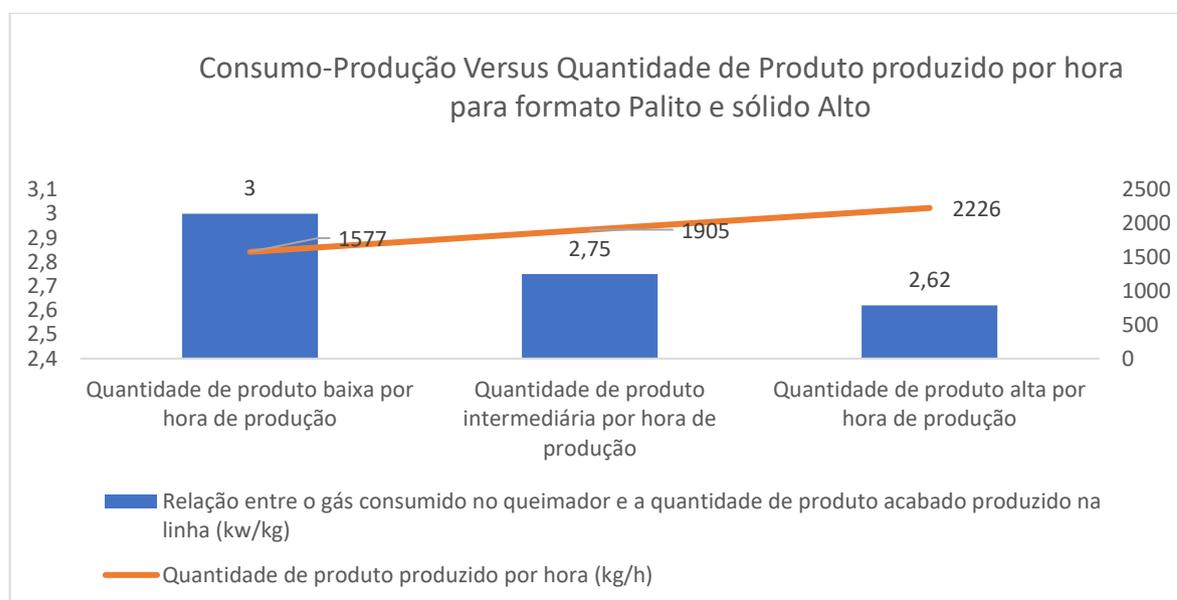
Fonte: Autora, 2021.

Figura 22 - Relação entre o gás consumido no queimador e a quantidade de produto acabado produzido na linha (kw/kg) e a quantidade de produto acabado por hora para formato palito e sólido baixo.



Fonte: Autora, 2021.

Figura 23 - Relação entre o gás consumido no queimador e a quantidade de produto acabado produzido na linha (kw/kg) e a quantidade de produto acabado por hora para formato palito e sólido alto.



Fonte: Autora, 2021.

De maneira genérica, analisando as taxas, a relação entre produzido e consumido de gás, com apoio das figuras 20, 21, 22 e 23 tem-se que para o formato circular a situação mais

favorável, que gera mais produto acabado com menor consumo de gás é para a disposição de quantidades de produto produzido por hora mais alta, onde verificam-se taxas de transferência de calor maiores e produções também significativamente maiores. Esse resultado era esperado pois a geometria circular permite uma melhor distribuição da matéria prima na esteira, levando uma quantia ótima de água ao fritador para ser evaporada pelas válvulas.

Vale ressaltar que essa quantia de água que retornará ao processo de troca de calor por meio do vapor superaquecido só será possibilitada pela abertura dessas válvulas. Caso estejam totalmente fechadas para retornar à câmara de combustão, ocorrerá apenas o resfriamento do óleo sem compensação no processo de troca térmica.

Para a configuração palito, observa-se uma diferença menos significativa entre as quantidades produzidas por hora principalmente na sistemática que contempla a porcentagem de sólidos baixa, evidenciado na figura 22. Isso se deve ao fato de que essa disposição arrasta bastante água pós lavagem que rotineiramente não consegue ser soprada antes de entrar na fritador, influenciando no consumo de gás, e se colocando como a configuração menos favorável para o estudo, distanciando do ponto ótimo de retorno do vapor para trocar calor.

Quando se trata do ponto ótimo de retorno, a operação deve buscar pelo equilíbrio entre o resfriamento do óleo e a captura de vapor a ser destinada à câmara de combustão, uma vez que se o resfriamento do óleo não deve ocorrer de maneira mais rápida do que o retorno do vapor.

4.6 Cálculo da Efetividade

Juntamente com a informação dos sensores de temperatura do óleo e da câmara de vapor superaquecido, considerando um sistema de troca de calor perfeitamente isolado, para o processo descrito pela figura 21, tem-se que a taxa de transferência de calor do fluido frio é igual à do fluido quente pois desprezam-se as perdas.

Dessa forma, encontra-se o valor da vazão mássica do fluido quente com Eq. (12).

Para o cálculo da efetividade, aplica-se a Eq. (31), com o apoio das Eqs. (28), (29) e (30).

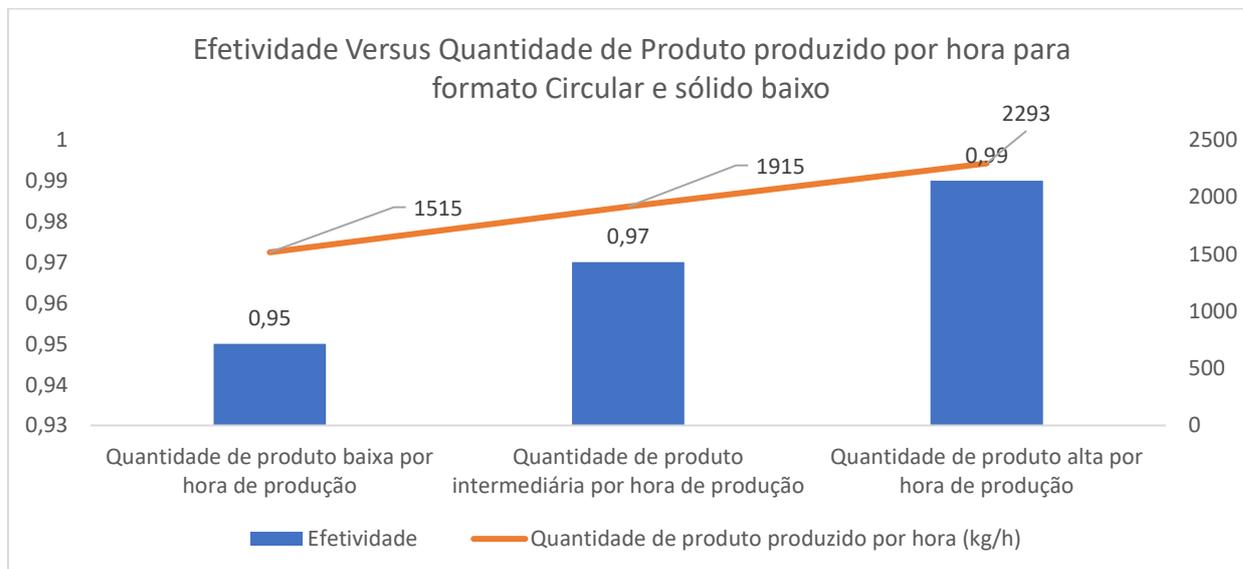
Cada tipo elencado de formato, porcentagem de sólido e carga com seus parâmetros dependentes está expresso nas tabelas 8, 9, 10 e 11. Vale ressaltar que $T_{q,entrada}$, $T_{f,entrada}$, $T_{q,sáida}$ e $T_{f,sáida}$ são fornecidas pelos sensores do equipamento.

Para C_q e C_f (capacidade térmica do fluido quente e frio, respectivamente), considere-se como calor específico 0,5745Kcal/kg°C para o óleo de palma e 0,50Kcal/kg°C para o vapor superaquecido, segundo TLV Global, 2021.

Tabela 8 – Efetividade e taxas de transferência para o formato circular e porcentagem de sólidos baixo.

Parâmetros	Quantidade de produto baixa por hora de produção	Quantidade de produto intermediária por hora de produção	Quantidade de produto alta por hora de produção
$T_{q,entrada}$	670	711	773
$T_{f,entrada}$	156	156	156
$T_{q,sáida}$	194	188	186
$T_{f,sáida}$	173	176	179
C_q	6474	6932	7103
C_f	181288	181288	181288
q_{max}	3.217.879	3.708.971	4.219.369
ε	0,95	0,97	0,99

Figura 24 – Efetividade e a quantidade de produto produzido por hora para o formato circular e sólido baixo.

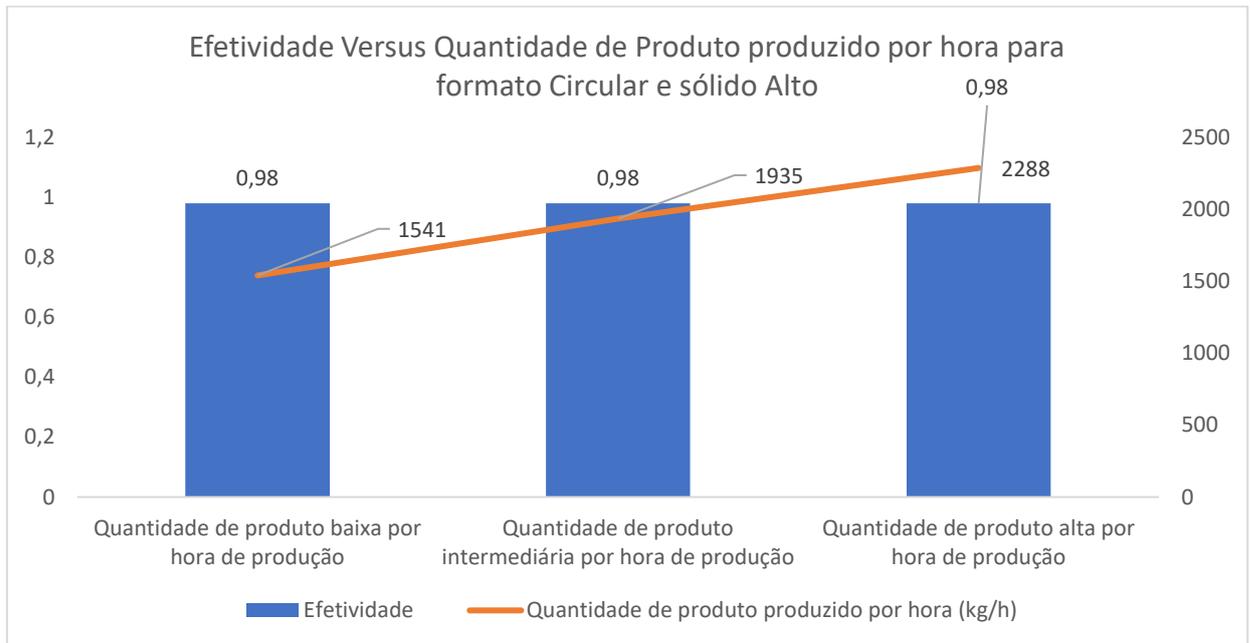


Fonte: Autora, 2021.

Tabela 9 – Efetividade e taxas de transferência para o formato circular e porcentagem de sólido alto.

Parâmetros	Quantidade de produto baixa por hora de produção	Quantidade de produto intermediária por hora de produção	Quantidade de produto alta por hora de produção
$T_{q,entrada}$	711	741	761
$T_{f,entrada}$	154	155	156
$T_{q,saida}$	177	185	190
$T_{f,saida}$	169	173	177
C_q	5092	5869	6667
C_f	181288	181288	181288
q_{max}	2.760.073	3.333.630	3.893.744
ε	0,98	0,98	0,98

Figura 25 – Efetividade e a quantidade de produto produzido por hora para o formato circular e sólido alto.

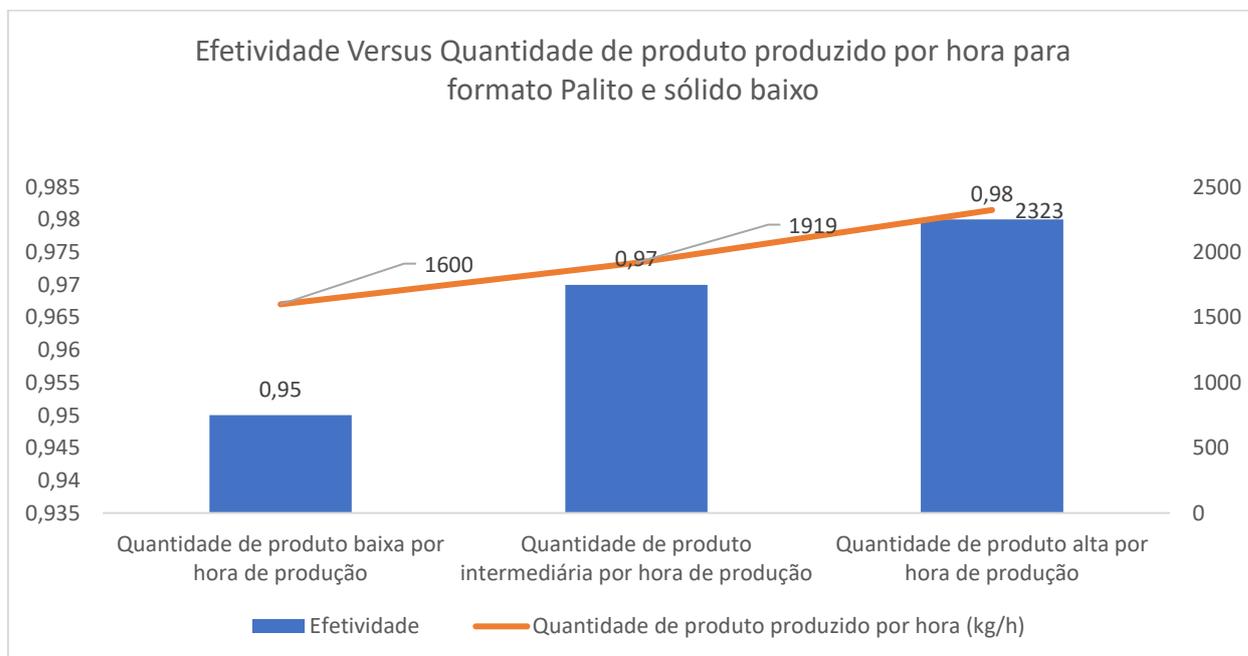


Fonte: Autora, 2021.

Tabela 10 – Efetividade e taxas de transferência para o formato palito e porcentagem de sólidos baixo.

Parâmetros	Quantidade de produto baixa por hora de produção	Quantidade de produto intermediária por hora de produção	Quantidade de produto alta por hora de produção
$T_{q,entrada}$	682	722	772
$T_{f,entrada}$	161	161	162
$T_{q,saida}$	203	193	196
$T_{f,saida}$	178	181	185
C_q	6434	6854	7868
C_f	181288	181288	181288
q_{max}	3.242.763	3.708.027	4.618.777
ε	0,95	0,97	0,98

Figura 26 – Efetividade e a quantidade de produto produzido por hora para o formato palito e sólido baixo.

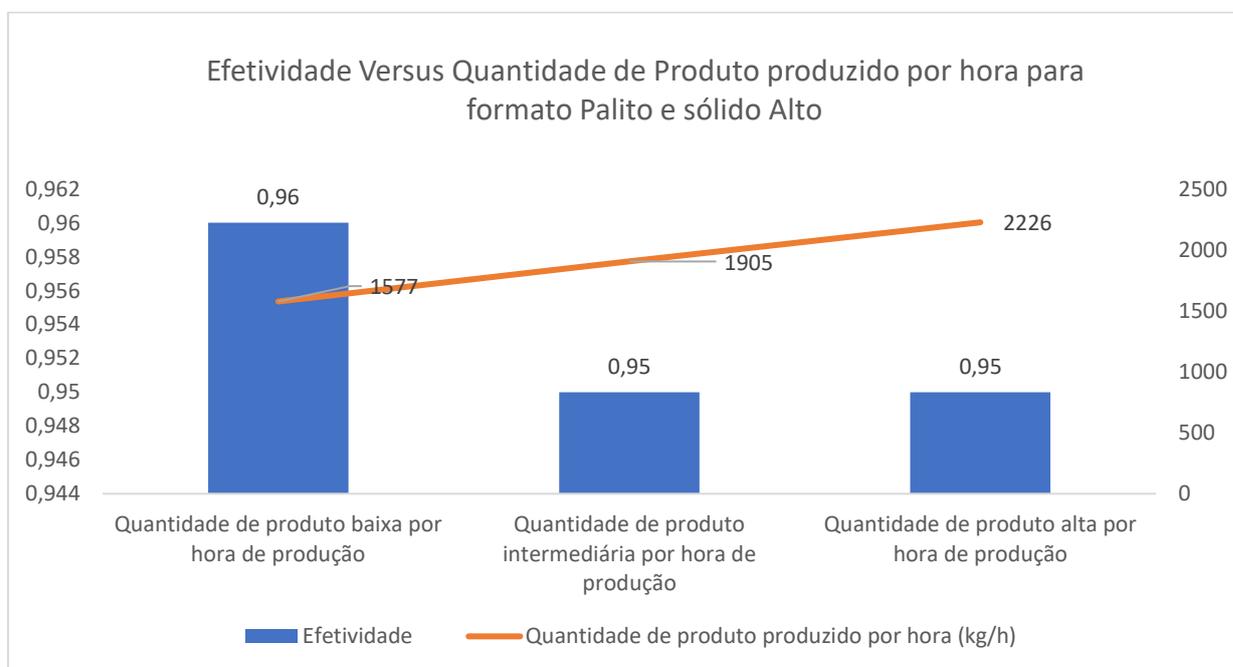


Fonte: Autora, 2021.

Tabela 11 – Efetividade e taxas de transferência para o formato palito e porcentagem de sólido alto.

Parâmetros	Quantidade de produto baixa por hora de produção	Quantidade de produto intermediária por hora de produção	Quantidade de produto alta por hora de produção
$T_{q,entrada}$	643	684	693
$T_{f,entrada}$	162	163	164
$T_{q,saida}$	193	204	207
$T_{f,saida}$	179	180	185
C_q	6848	7931	7833
C_f	181288	181288	181288
q_{max}	3.177.793	3.997.421	3.979.404
ε	0,96	0,95	0,95

Figura 27 – Efetividade e a quantidade de produto produzido por hora para o formato palito e sólido alto.



Fonte: Autora, 2021.

Sobre os valores de efetividade, interpreta-se que, a taxa de transferência de calor (kcal/h) disposta nas tabelas 4, 5, 6 e 7 em relação à taxa máxima (q_{max}) das tabelas 8, 9, 10 e 11, fornece uma proporção do quanto a temperatura de saída do fluido quente está se aproximando a temperatura de entrada do fluido frio.

De acordo com os resultados gerais, observa-se que a efetividade aumenta com a quantidade de produto acabado escoando pela linha por hora. Isso mostra que na realidade, representada por q , tem-se uma situação mais próxima da idealidade de troca térmica (q_{max}) nessa configuração.

Associando as Tabelas 8, 9, 10 e 11, verifica-se que a efetividade maior se dá em situações em que o consumo de gás por produto acabado é menor, ou seja, confirmando que configurações de quantidades mais altas de batatas fritas produzidas por hora é mais benéfica para a eficiência energética, ilustrando aumento de volumes de produto acabado com consumo relativamente reduzido para cada quilograma de produto produzido.

Respalhando essa afirmação, verifica-se que há um aumento da vazão mássica do fluido quente com o aumento da quantidade de produto (batata) escoando pela linha em um determinado tempo. Mais vapor superaquecido, possibilita uma maior troca de temperatura com o óleo, e sabe-se previamente que parte desse vapor é co-produto da fritura, aliviando a combustão no queimador. Logo, explica-se porque é observado um incremento no volume final de produto acabado para um tímido aumento no consumo.

Além disso, deve-se considerar que nessas situações definidas como mais eficientes energeticamente ocorre um equilíbrio entre a quantia de água transformada em vapor superaquecido com a variação de temperatura do fluido a ser aquecido. Se existir uma grande quantia de água a ser removida da carga de matéria prima, porém sem retorno efetivo à câmara, ocorrerá um aumento no consumo de gás natural, uma vez que a maior parte do calor para ser cedido será fruto da combustão.

4.7 Coeficiente Global de Troca Térmica (U)

Para cada situação verificou-se um perfil de temperatura, e conseqüentemente uma efetividade.

Sabe-se que o trocador responsável pelo aquecimento do fluido frio (óleo), possui a configuração de escoamento contracorrente, conforme a figura 11. Aplicando-se a formulação disposta na Tabela 2 para encontrar NUT calculado e observando a disposição gráfica da

figura 16 para encontrar NUT visualmente, tem-se nas tabelas 10, 11, 12 e 13 os valores de *UA* dados com auxílio da Eq. (53).

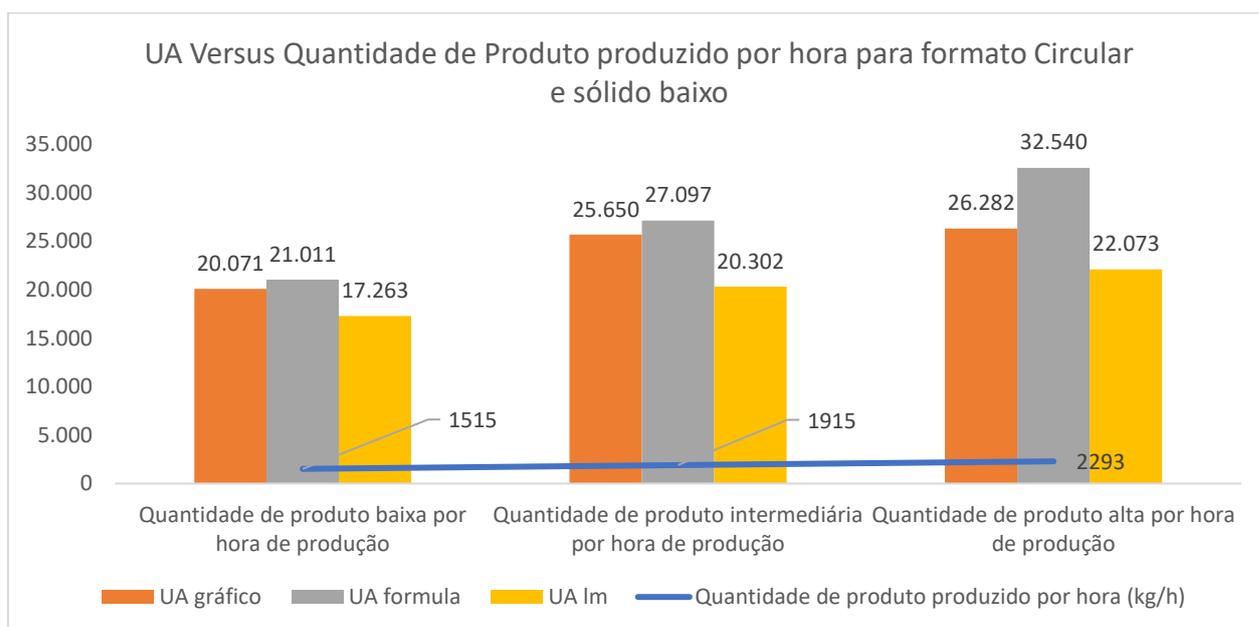
Em relação ao cálculo de *UA* pela média logarítmica aplicou-se as Eqs. (38), (39), (41) e (42).

Como a área do equipamento é a mesma, o comparativo de *UA* é válido, ou seja, nessa variável a área se mantém constante, variando-se apenas o coeficiente global de troca térmica.

Tabela 12 – Coeficiente global de troca térmica por área com NUT calculado e observado para o formato circular e porcentagem de sólidos baixo.

Parâmetros	Vazão de produto frito Baixa	Vazão de produto frito Intermediária	Vazão de produto frito Alta
Cr	0,036	0,038	0,039
NUT gráfico	3,1	3,7	3,7
NUT fórmula	3,2	3,9	4,5
UA gráfico	20.071	25.650	26.282
UA fórmula	21.011	27.097	32.540
UA ΔT_{lm}	17.263	20.302	22.073

Figura 28 - *UA* e a quantidade de produto produzido por hora para o formato circular e sólido baixo.

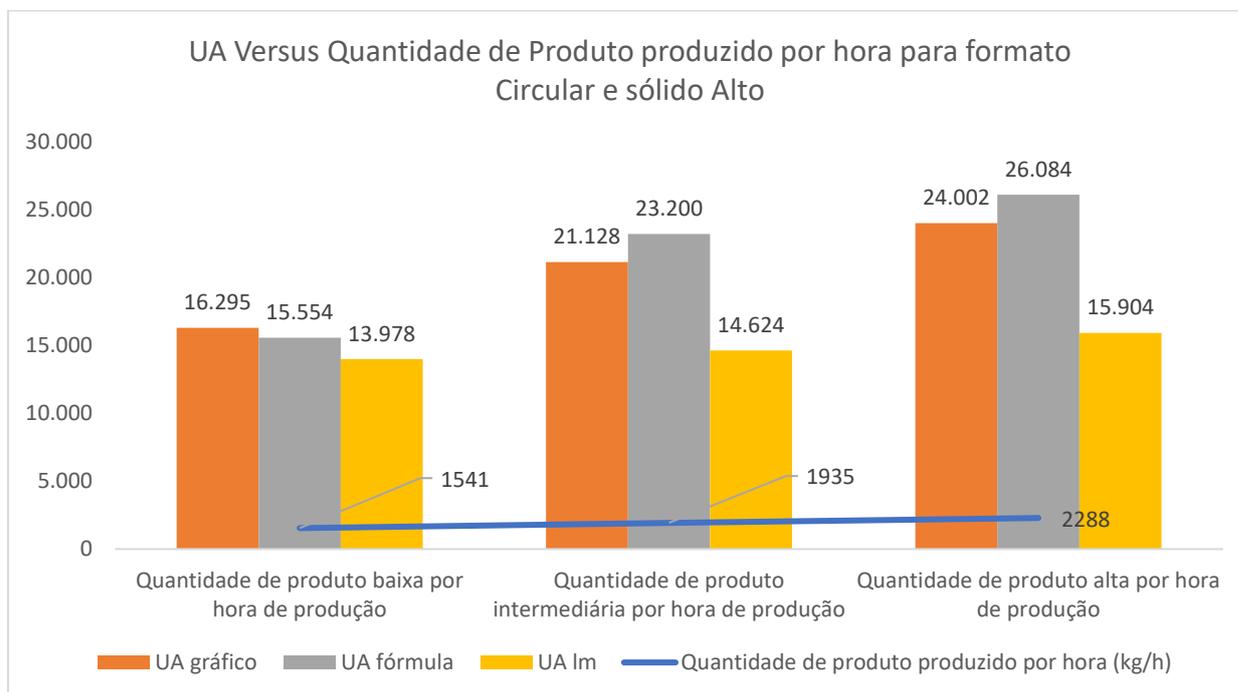


Fonte: Autora, 2021.

Tabela 11 – Coeficiente lobal de troca térmica por área com NUT calculado e observado para o formato circular e porcentagem de sólidos alto.

Parâmetros	Vazão de produto frito Baixa	Vazão de produto frito Intermediária	Vazão de produto frito Alta
Cr	0,028	0,032	0,036
NUT gráfico	3,2	3,6	3,6
NUT fórmula	3,0	4,0	3,9
UA gráfico	16.295	21.128	24.002
UA fórmula	15.554	23.200	26.084
UA ΔT_{lm}	13.978	14.624	15.904

Figura 29 - UA e a quantidade de produto produzido por hora para o formato circular e sólido alto.

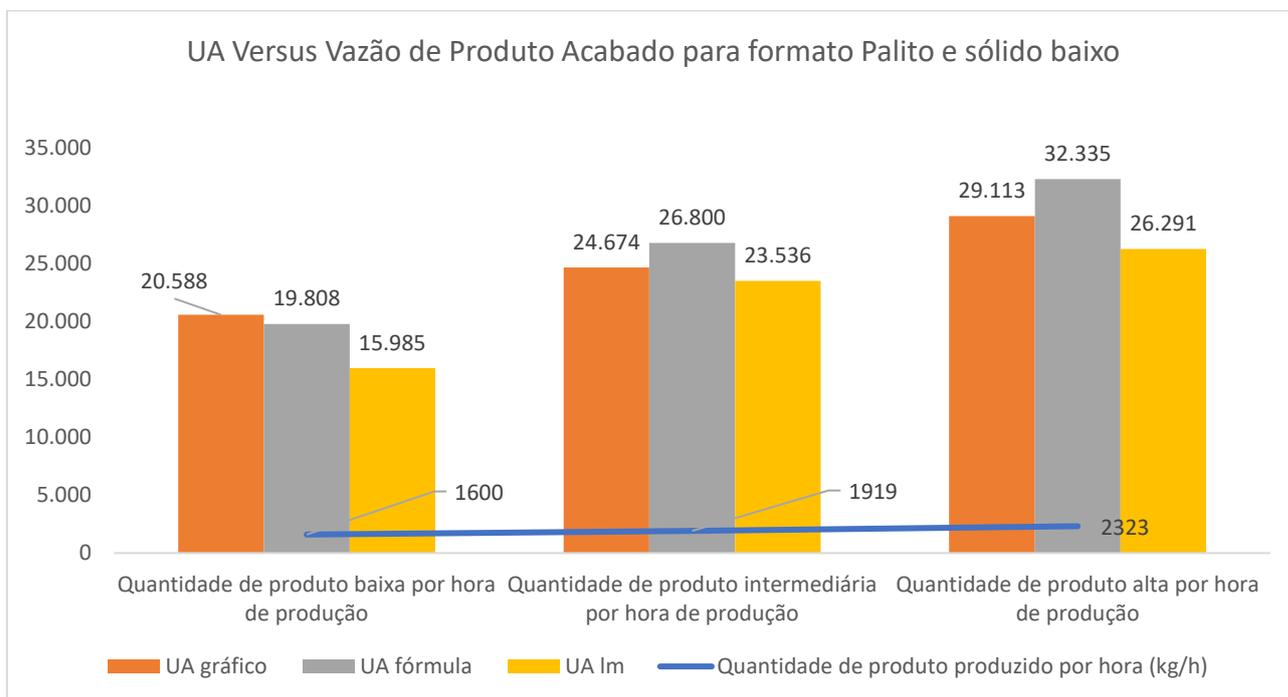


Fonte: Autora, 2021.

Tabela 12 – Coeficiente global de troca térmica por área com NUT calculado e observado para o formato palito e porcentagem de sólidos baixo.

Parâmetros	Vazão de produto frito Baixa	Vazão de produto frito Intermediária	Vazão de produto frito Alta
Cr	0,035	0,037	0,043
NUT gráfico	3,2	3,6	3,7
NUT fórmula	3,1	3,9	4,1
UA gráfico	20.588	24.674	29.113
UA fórmula	19.808	26.80	32.335
UA ΔT_{lm}	15.985	23.536	26.291

Figura 30 - UA e a quantidade de produto produzido por hora para o formato palito e sólido baixo.

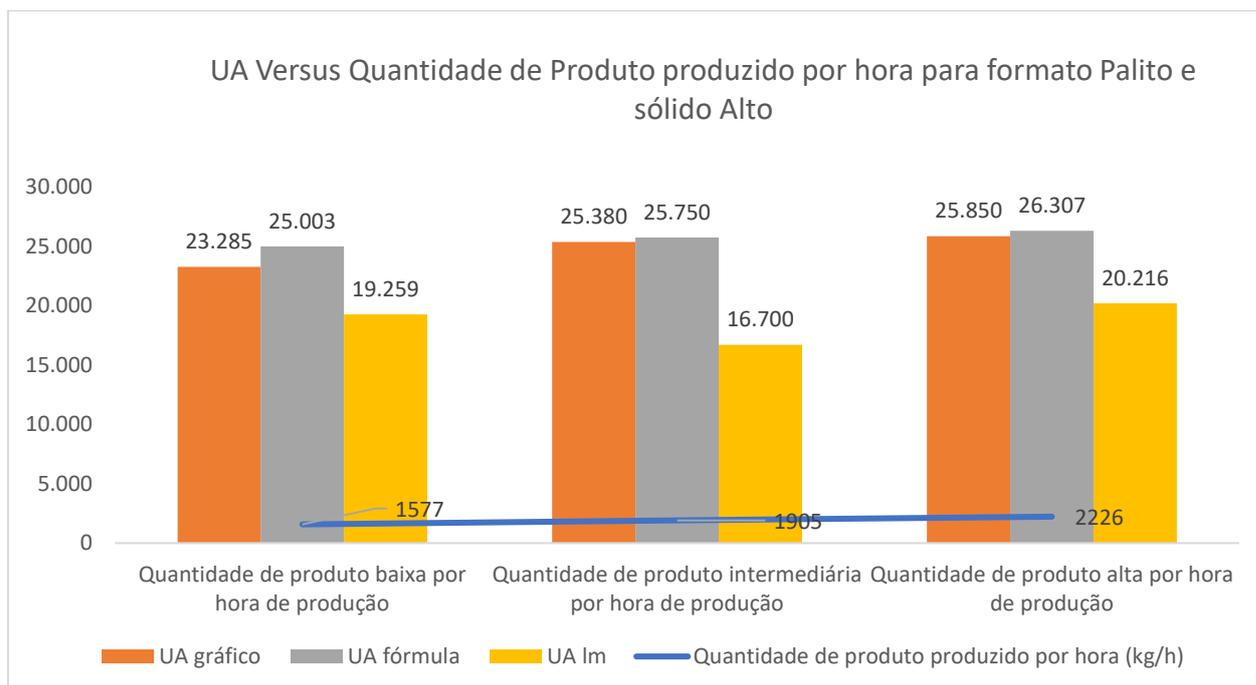


Fonte: Autora, 2021.

Tabela 13 – Coeficiente global de troca térmica por área com NUT calculado e observado para o formato palito e porcentagem de sólidos alto.

Parâmetros	Vazão de produto frito Baixa	Vazão de produto frito Intermediária	Vazão de produto frito Alta
Cr	0,037	0,043	0,043
NUT gráfico	3,4	3,2	3,3
NUT fórmula	3,6	3,3	3,6
UA gráfico	23.285	25.380	25.850
UA fórmula	25.003	25.750	26.307
UA ΔT_{lm}	19.259	16.700	20.216

Figura 31 - UA e a quantidade de produto produzido por hora para o formato palito e sólido alto.



Fonte: Autora, 2021.

Em uma visão geral, os valores de *UA*, tanto os obtidos pela fórmula, quanto os obtidos pelo gráfico ou pelo método logarítmico, tendem a aumentar para maiores quantidades de produto acabado por hora.

Em relação à porcentagem de sólidos, verifica-se UA levemente maiores para as configurações de sólido considerados baixos, porém ao observar mais detalhadamente a diferença entre a consideração para sólido baixo e alto, verifica-se diferença de apenas 2% nos dados analisados, ou seja, se essa diferença fosse maior, é provável que seria possível analisar mais precisamente a interferência desse parâmetro em UA.

Para esse parâmetro, vale observar que a razão Cr é maior devido à maior vazão mássica do fluido quente oriundo das vazões de linha elevadas, o que contribui para um maior NUT e conseqüentemente, para um maior coeficiente de troca térmica.

Segundo a TLV, 2021, o parâmetro U representa o quão bem o calor é difundido na situação analisada, logo, coeficientes maiores evidenciam um maior aproveitamento de temperatura no equipamento e uma maior eficiência energética.

Como o coeficiente global de troca térmica é dependente do coeficiente convectivo externo (h_e), observa-se também que nas situações com maior fluxo de matéria prima, ou seja, maior quantidade de produto produzido por hora, ocorre um aumento da vazão mássica do fluido quente devido ao maior retorno de vapor pela coifa, onde tem-se Reynolds e Nusselt mais elevado, incrementando o U .

5 CONCLUSÃO

De acordo com as análises, conclui-se de modo geral, que a melhor situação de operação da linha é dada pela configuração de maior quantidade de produto produzido por hora.

Era esperado que para porcentagens de sólido maior, se observasse um consumo de gás menor para o volume acabado. Porém, verificou-se que a quantidade de produto produzido (batata) por hora passando pelo fritador é mais influente considerando as porcentagens de sólidos estudados, uma vez que aumenta valores de taxa de transferência, de efetividade, de coeficiente global de troca térmica e reduz a relação entre combustível empregado e volume de produção.

É importante salientar também que, quanto maior a abertura das válvulas de que conduzem o vapor da coifa para o fritador, maior será a eficiência energética, uma vez que ocorre o incremento da vazão mássica do fluido quente, reduzindo as emissões para a atmosfera, porém o posicionamento máximo dessas válvulas interfere na qualidade da matéria prima.

6 REFERÊNCIAS

BERGMAN, L; INCROPERA. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Grupo GEN, 2019.

BRAGA FILHO, Washington. **Termodinâmica para Engenheiros**. Grupo GEN, 2020.
ÇENGEL; YUNUS. A. **Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática**. Grupo A, 2020.

GASMIG. **Gás natural, 2021**. Disponível em: <<http://www.gasmig.com.br/GasNatural/Paginas/Composicao.aspx>>. Acesso em 28 de Setembro de 2021.

GOVERNO FEDERAL. **Processamento do Gás natural**. Disponível em: <<https://www.gov.br/anp/pt-br/assuntos/producao-de-derivados-de-petroleo-e-processamento-de-gas-natural/processamento-de-gas-natural>>. Acesso em 26 de Setembro de 2021.

KREITH, Frank.; MANGLIK, Raj. M.; BOHN, Mark. S. **Princípios de transferência de calor - Tradução da 7ª edição norte-americana**. Cengage Learning Brasil, 2015.

OÑEZ, Jonhson Francisco. **Trocadores de calor criogênicos (refrigeradores/liquefadores de ciclo stirling)**. 1987. 61 p. Tese (Mestrado) – Faculdade de Engenharia de Campinas, Campinas, 1987.

TLV. **Coefficiente Global de Transferencia de Calor**. Disponível em: <<https://www.tlv.com/global/BR/steam-theory/overall-heat-transfer-coefficient.html>> . Acesso em 29 de Setembro de 2021.

WELTY,. J.; RORRER,. G.; FOSTER,. D. **Fundamentos de Transferência de Momento, de Calor e de Massa, 6ª edição**. Grupo GEN, 2017.

