

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
MATHEUS PERIN

SISTEMA DE TROCADOR DE CALOR NO PROCESSO DE SECAGEM DE
GRÃOS

CASCADEL – PR
2018

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ
MATHEUS PERIN

**SISTEMA DE TROCADOR DE CALOR NO PROCESSO DE SECAGEM DE
GRÃOS**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Professor Orientador: Me. Eliseu Avelino
Zanella Junior**

CASCADEL – PR
2018

CENTRO UNIVERSITÁRIO FUNDAÇÃO ASSIS GURGACZ

MATHEUS PERIN

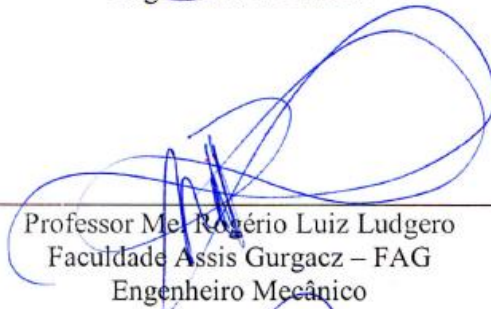
**SISTEMA DE TROCADOR DE CALOR NO PROCESSO DE SECAGEM DE
GRÃOS**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, da FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor(a) Eliseu Avelino Zanella Junior.

BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof. Me. Eliseu Avelino Zanella Junior
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Me. Rogério Luiz Ludgero
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Professor Me. Sérgio Henrique Rodrigues Mota
Faculdade Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 18 de junho de 2018

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ser essencial em minha vida, autor de meu destino, meu guia, socorro presente na hora da angústia.

Ao meu pai Agostinho, minha mãe Neuza, ao meu irmão Felipe e demais familiares que sempre acreditaram em mim.

Ao meu orientador, professor Eliseu Avelino Zanella Junior, pela honra e oportunidade de realizar este trabalho sob sua orientação, sem a qual não seria possível realiza-lo.

A Emanuele Pires, pelo apoio, incentivo e inspiração nos momentos em que mais precisei.

Aos amigos que tornaram tudo imensamente mais fácil devido ao companheirismo e as contribuições prestadas durante o tempo em que convivemos juntos.

RESUMO

O crescimento do setor agropecuário se dá à alta tecnologia presente no campo com os processos de plantio e colheita, porém esse aumento reflete em uma grande necessidade de secagem dos produtos agrícolas para manter suas propriedades durante o armazenamento. A secagem dos grãos tem por finalidade retirar a quantidade de água contida nos mesmos até que se atinja um nível ideal para seu armazenamento, mantendo uma boa aparência, qualidades nutritivas e viabilidade como sementes. Por fim, este trabalho teve como objetivo dimensionar um trocador de calor de tubo aletado para realizar o processo de secagem dos grãos e em seguida, comparar a outro estudo no qual foi utilizado um trocador de tubos não aletados. Com base nos dados obtidos, foi possível chegar à conclusão que o uso de tubos aletados permite obter um sistema mais eficiente e com dimensões inferiores em relação ao trocador de calor de tubos não aletados.

Palavras-chaves: Transferência de calor, Análise térmica, Aquecimento do fluido.

ABSTRACT

The agricultural sector has become increasingly important in Brazil and in the world. His enormous growth the high-tech present in the field with the processes of planting and harvesting, however this increase reflects in a great need of drying of agricultural products to maintain their properties during storage. Grain drying is intended to remove the amount of water contained in them until an optimal level for your storage, keeping a good appearance, nutritional qualities and as seed viability. Lastly, this work aimed to scale a finned tube heat exchanger to be performing the drying process of the grains and then be compared to another study in which we used a non-finned tube exchanger. Based on the data obtained, it was possible to come to the conclusion that the use of finned tubes allows for a more efficient system and with lower dimensions in relation to pipe heat exchanger finned not.

Keywords: Heat transfer, Thermal Analysis, Fluid heating.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fluxo de Ar em Secadores Cascata.....	18
Figura 2 - Estrutura Secador 9000K.....	19
Figura 3 - Módulo da Torre de Secagem.....	20
Figura 4 - Fluxo de Grãos.....	20
Figura 5 - Convecção natural sobre uma esfera quente estática.	23
Figura 6 - Convecção forçada sobre uma esfera quente estática.	23
Figura 7 - Escoamento paralelo e de contracorrente.	28
Figura 8 - Trocador de calor tipo casco e tubo	29
Figura 9 - Diferença de temperatura em banco de tubos	33
Figura 10 - Configuração do banco de tubos	34
Figura 11 - Aletas Circulares.....	36
Figura 12 - Trocador de Calor Entrada de Vapor	50
Figura 13 - Trocador de Calor Saída de Condensado.....	50

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 – Transferência de calor por condução.....	22
Equação 2 – Transferência de calor por condução reduzida	22
Equação 3 – Transferência de calor por convecção	24
Equação 4 – Transferência de calor por radiação	25
Equação 5 - Reynolds	25
Equação 6 - Nusselt	26
Equação 7 – Nusselt para escoamentos turbulentos	27
Equação 8 - Nusselt para placas planas e regime laminar	27
Equação 9 - Nusselt para placas planas e regime turbulento	27
Equação 10 - Densidade de área.....	30
Equação 11 - Resistência térmica total	31
Equação 12 - Coeficiente global de transferência de calor	31
Equação 13 - Taxa de transferência de calor pelos difusores.....	32
Equação 14 - Diferença de temperatura média logarítmica	33
Equação 15 - Diferença de temperatura equivalente	33
Equação 16 – Velocidade máxima do fluido	34
Equação 17 - Transferência de calor externa.....	35
Equação 18 - Coeficiente da aleta	36
Equação 19 - Comprimento corrigido	36
Equação 20 - Eficiência da aleta	37
Equação 21 - Transferência de calor em tubos aletados	37
Equação 22 - Área da superfície aletada	37
Equação 23 - Área não aletada.....	38
Equação 24 - Área superficial do tubo	38
Equação 25 - Área transversal da aleta	38
Equação 26 - Taxa de calor transferido do ar	39
Equação 27 - Balanço de energia	39

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1 - Condutividade Térmica	54
Anexo 2 - Número de Nusselt em Escoamento Cruzado sobre Banco de Tubos	54
Anexo 3 - Área total de troca de calor	55
Anexo 4 - Vazão de ar existente no secador.....	55
Anexo 5 - Propriedades do Ar	56
Anexo 6 - Propriedades da Água	56
Anexo 7 - Modelos de Caldeiras	57
Anexo 8 - Catálogo de tubos aletados	57
Anexo 9 - Fator de correção para escoamento cruzado sem mistura.....	58

LISTA DE ABREVIações E SIGLAS

A_a – Área da superfície da aleta

A_e – Área da superfície externa da parede que separa os fluidos

A_{ext} – Área de superfície externa

A_i – Área da superfície interna da parede que separa os fluidos

A_R – Área não aletada

A_s – Área de superfície

A_T – Área transversal das aletas

β – Coeficiente de expansão volumétrica

$^{\circ}\text{C}$ – Graus Celsius

C_p – Calor específico

σ – Constante de Stefan-Boltzmann

Conab – Companhia Nacional de Abastecimento

D_e – Diâmetro externo

D_i – Diâmetro interno

D – Diâmetro dos tubos

ε – Emissividade ou efetividade de trocador de calor ou de aleta

e – Espessura da aleta

F – Fator correção

H – Hora

h – Coeficiente de transferência de calor por convecção

h_i – Coeficiente de transferência de calor do fluido quente

h_e – Coeficiente de transferência de calor do fluido frio

$h_{v/ent}$ – Entalpia de entrada do vapor

$h_{v/sai}$ – Entalpia de saída do vapor

J - Joule

k – Condutividade térmica

k – Condutibilidade térmica do fluido

K – Graus Kelvin

Kg – Quilograma

L – Comprimento do tubo

L_c – Comprimento característico

m – Metro

mm – Milímetro

$\dot{m}$ – Vazão mássica

N – Newton

Nu – Número de Nusselt

N – Número de tubos

n – Número de aletas

N_F – Número de fileiras

N_L – Número de linhas

η – Eficiência da aleta

ρ – Densidade

Q_{conv} – Fluxo térmico de convecção

Q_{ext} – Taxa de transferência de calor

$Q_{ext\ tot}$ – Taxa de transferência de calor total

Q_i – Taxa de transferência de calor interna

Q_p – Taxa de transferência de calor pelos difusores

π – Pi

r_a – Raio externo aletado

r_e – Raio externo do tubo

Re – Número de Reynolds

R_o – Resistência térmica

s – Segundos

T/h – Toneladas por hora

T_e – Temperatura externa

T_i – Temperatura interna

T_s – Temperatura da superfície

T_∞ – Temperatura do fluido a uma distância que não haja interferência energética da superfície

U – Coeficiente global de transferência de calor

μ – Viscosidade dinâmica

$V_{m\acute{a}x}$ – Velocidade máxima dentro do banco de tubos

$\dot{v}$ – Vazão volumétrica

V – Velocidade do ar

$V_{m\acute{a}x}$ – Velocidade máxima

ν – Viscosidade cinemática

ΔT_{lm} – Diferença média logarítmica de temperatura

$\Delta T_{lm,CF}$ – Diferença de temperatura equivalente

W – Watts

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 JUSTIFICATIVA	16
1.2 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	16
1.3 DELIMITAÇÕES DA PESQUISA.....	16
1.4 OBJETIVOS	16
1.4.1 Objetivo Geral	16
1.4.2 Objetivos Específicos	17
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
2.1 PROCESSO DE SECAGEM DE GRÃOS	18
2.1.1 Secador de Cascata Contínuo	18
2.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	21
2.3 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	21
2.3.1 Condução	21
2.3.2 Convecção	22
2.3.3 Radiação	24
2.4 PARÂMETROS ADIMENSIONAIS.....	25
2.4.1 Número de Reynolds.....	25
2.4.2 Número de Nusselt.....	26
2.5 TROCADORES DE CALOR.....	27
2.5.1 Trocadores de calor tubo duplo.....	28
2.5.2 Trocadores de calor casco e tubo	28
2.5.3 Trocadores de calor compactos	30
2.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TUBOS	30
2.6.1 Coeficiente global de transferência de calor.....	30
2.6.2 Diferença de temperatura média logarítmica (LMTD)	32
2.6.3 Fator de correção	33
2.6.4 Escoamento cruzado sobre banco de tubos	33
2.6.5 Transferência de calor em tubos lisos.....	35
2.7 TRANSFÊRENCIA DE CALOR A PARTIR DE SUPERFÍCIES ALETADAS	35
2.7.1 Tipos de aletas	35
2.8 BALANÇO DE ENERGIA	38
3 METODOLOGIA	40

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	41
4.1 ÁREA DE TROCA TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR.....	41
4.1.1 Perda de Energia no Secador	41
4.1.2 Área de troca térmica sem aletas.....	43
4.1.2.1 Cálculo do Coeficiente de Transferência de Calor Interno	44
4.1.2.2 Cálculo do Coeficiente de Transferência de Calor Externo	44
4.1.3 Número de Tubos com Aletas	47
5 CONCLUSÃO	51
5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	52
REFERÊNCIAS.....	53
ANEXOS	54

1 INTRODUÇÃO

A produção de grãos é um dos principais segmentos do setor agrícola, não só no Brasil, mas em todo o mundo. No Brasil essa atividade vem crescendo muito nos últimos anos, atingindo altos níveis de produtividade devido ao aumento das áreas de plantio e também aos altos investimentos em tecnologias feitos pelos produtores.

De acordo com a Companhia Nacional de Abastecimento Conab (2017), a safra de grãos brasileira de 2016/2017 deve chegar a 227,9 milhões de toneladas, com um aumento de 22,1% ou 41,3 milhões de toneladas em relação aos 186,6 milhões da safra passada.

Após a colheita, toda a safra de grãos precisa ser direcionada para algum lugar, o que sempre envolve locais de armazenamento. O armazenamento é um processo de maior importância pois de nada vale produzir bem, com qualidade e produtividade elevadas, se a produção se estragar ou ficar comprometida devido a um processo inadequado de armazenamento.

No Brasil, durante décadas, foram construídas unidades armazenadoras, tanto particulares quanto pela iniciativa do Governo ou de cooperativas agrícolas. Os dois mais importantes fatores, no que diz respeito ao armazenamento da produção de grãos são a capacidade de armazenamento (em toneladas) e a qualidade do armazenamento, isto é, se os locais disponíveis podem oferecer as condições necessárias para o armazenamento adequado, para que não haja perdas, contaminações, etc. (REDAÇÃO RURAL NEWS, 2015).

Um processo a ser realizado antes do armazenamento é a secagem dos grãos, que no sistema tradicional, a fonte de aquecimento do secador é por fôrnelha, no qual existe a contaminação dos grãos pelo contato direto dos gases de combustão e derivados da queima do combustível, que não possui meios eficazes de controle de temperatura emitindo fagulhas que em contato direto podem causar grandes incêndios.

À vista disso, por meio de estudos foi dimensionado um trocador de calor de tubo aletado que recebe a energia térmica obtida através de um sistema de caldeira vapor, não havendo contato direto dos gases de combustão com o grão, obtendo assim uma série de vantagens.

1.1 JUSTIFICATIVA

O presente projeto propõe um estudo de caso relacione através de cálculos um comparativo entre um sistema de trocador de calor a vapor normal realizado em outros estudos, com um sistema de trocador de calor a vapor de tubo aletado.

1.2 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Com a substituição pelos tubos aletados e a redução do comprimento é possível obter a mesma área de troca térmica com o uso das aletas? O sistema torna-se mais viável? Os tubos podem sofrer uma redução maior? O ar de entrada do secador está chegando até os grãos de forma limpa, ou seja, sem a emissão dos gases de combustão?

1.3 DELIMITAÇÕES DA PESQUISA

O projeto se limita a análise de uma rede de vapor que foi dimensionada para atender uma unidade de armazenamento padrão, ou seja, contendo um secador de aproximadamente 130 t/h (toneladas de grãos processadas por hora), modelo 9000k, onde foi definido o modelo do trocador a partir da capacidade da caldeira, calculando qual o seu consumo de vapor para atender o secador e a respectiva perda de carga existente no mesmo.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo Geral

- Comparação de um sistema de secagem utilizando trocador de calor a vapor por um trocador de calor a vapor de tubo aletado.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Calcular a taxa de transferência de calor (perda de carga) por convecção forçada e condução do secador;
- Calcular o trocador de calor considerando tubos aletados;
- Identificar a através dos cálculos, a área total de troca térmica, as dimensões e características do trocador;
- Determinar o número de aletas.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

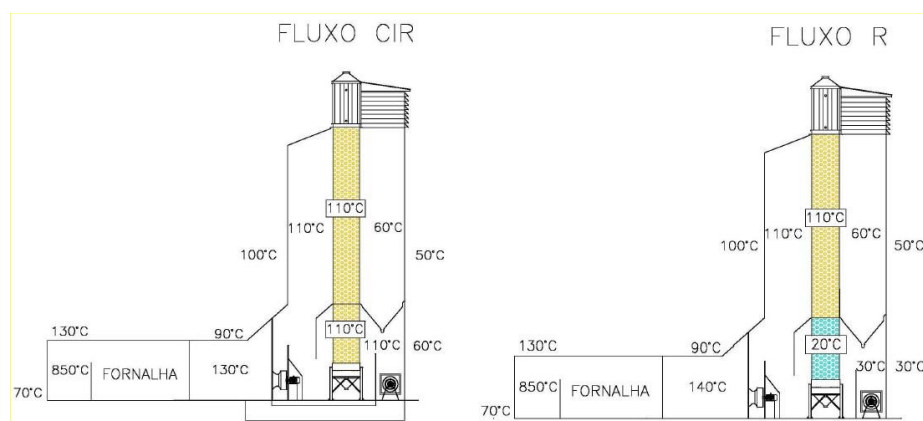
2.1 PROCESSO DE SECAGEM DE GRÃOS

A secagem é uma das etapas do pré-processamento dos produtos agrícolas que tem por finalidade retirar parte da água neles contida. É definida como um processo simultâneo de transferência de calor e massa (umidade) entre o produto e o ar de secagem. A remoção da umidade deve ser feita em um nível tal que o produto fique em equilíbrio com o ar do ambiente onde será armazenado e deverá ser feita de modo a preservar a aparência, as qualidades nutritivas e, no caso de grãos, a viabilidade como semente (SILVA, 2000).

2.1.1 Secador de Cascata Contínuo

Conforme Park (2007), o secador de grãos é um equipamento destinado à secagem de produtos que trabalha com ar aquecido ou ambiente. Atualmente no mercado são disponibilizados diversos modelos de secadores, porém o modelo que será utilizado na análise em questão, será do modelo contínuo que segundo Milman (2002), são constituídos por uma estrutura chamada torre de secagem, de no mínimo duas câmaras, geralmente possuem uma de secagem e outra destinada a passagem de ar frio para o resfriamento dos cereais, tudo isso de forma ininterrupta.

Figura 1 - Fluxo de Ar em Secadores Cascata



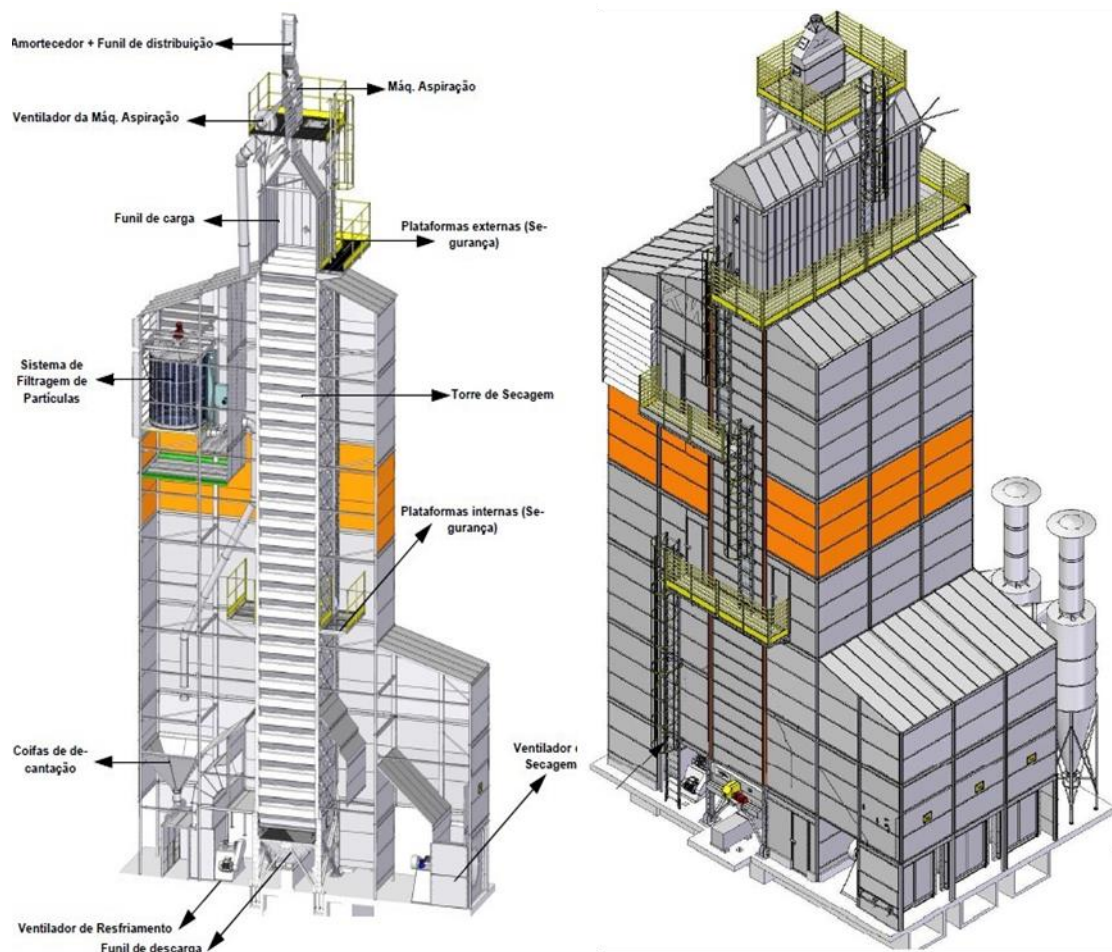
Fonte: Kepler Weber (2013)

Segundo Park (2007) os secadores denominados fluxo contínuo se subdividem em vários grupos de acordo com o modo de escoamento. São eles:

- Fluxo Concorrente: Ar e grãos fluem na mesma direção;
- Fluxo Cruzado: Caracterizam-se pela passagem de ar perpendicular a uma camada de grãos, segundo Park (2007) a maior desvantagem é a desuniformidade no processo;
- Cascata: O produto move-se entre as calhas, sob a ação da gravidade.

Dos grupos apresentados, o que será utilizado para base nas análises e dimensionamento do trocador de calor, será do tipo cascata, modelo 9000K contendo 3 módulos conforme ilustrado na imagem:

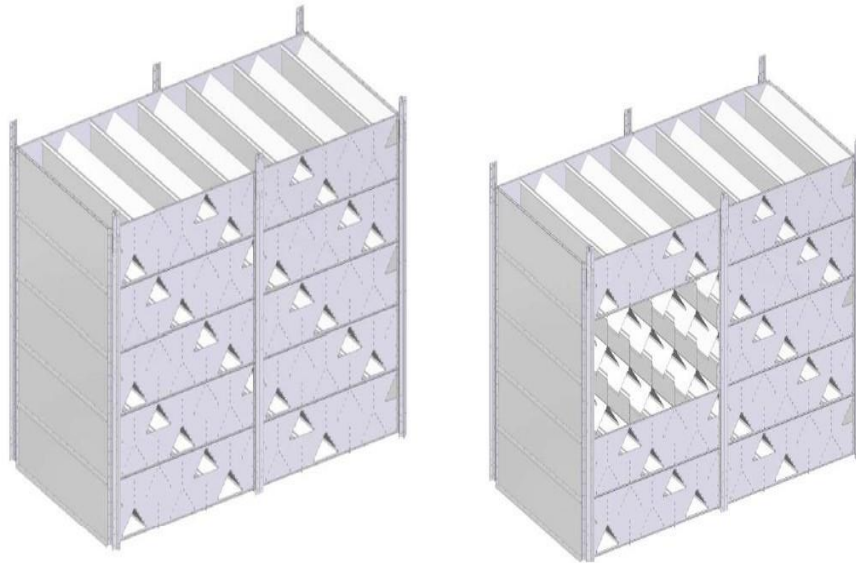
Figura 2 - Estrutura Secador 9000K



Fonte: Kepler Weber (2013)

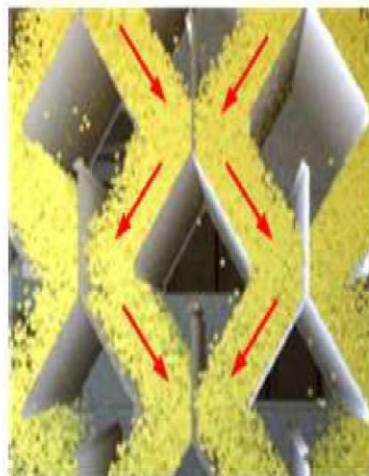
Os secadores de cascata são constituídos por uma série de calhas invertidas no formato “V”, posicionadas de forma alternada, fixadas pelos espelhos laterais formando assim a torre de secagem no centro do secador, por onde escoam os grãos em função da força gravitacional.

Figura 3 - Módulo da Torre de Secagem

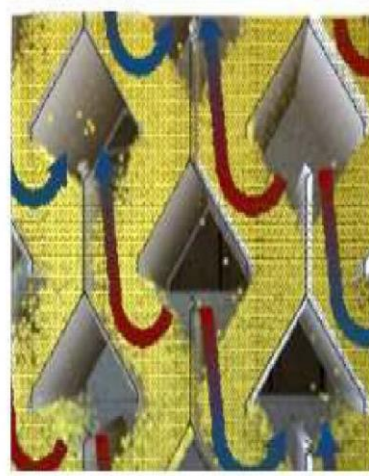


Fonte: Kepler Weber (2013)

Figura 4 - Fluxo de Grãos



Fluxo de Grãos
(colunas independentes)



Fluxo de Ar na Torre
(melhor distribuição do ar)

Fonte: Kepler Weber (2013)

2.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O processo de transferência de calor tem um papel fundamental em diversas áreas da engenharia, englobando todos os processos que envolvam variações de energia em sua forma térmica.

De acordo com Incropera (2008), “transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço.”

Kern (1987), afirma que a transmissão de calor é descrita como o estudo das taxas de troca de calor entre fontes e receptores de calor, sendo que a diferença de temperatura entre tais meios é antes de mais nada a força motriz que rege a transmissão de calor.

Kern (1987), explica ainda que a transferência de calor se dá de forma a estabilizar o sistema onde a energia cedida por um corpo deve ser a mesma absorvida por outro corpo uma vez delimitando o volume de controle do sistema.

Portanto, em um sistema toda a energia cedida por um corpo é absorvida pelo outro corpo obedecendo assim à primeira lei da termodinâmica, a forma com que esta energia é trocada recebe o nome de mecanismo de transferência de calor, sendo necessário o estudo e detalhamento destes mecanismos.

2.3 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de energia, como calor, ocorre do meio de maior temperatura para o de menor temperatura e cessa quando os dois meios atingem a mesma temperatura.

O calor pode ser transferido de três diferentes modos: condução, convecção e radiação. Todos estes modos de transferência de calor exigem uma certa diferença de temperatura e todos ocorrem da maior para a menor temperatura.

2.3.1 Condução

“Condução é a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância para partículas vizinhas adjacentes menos energéticas, como resultado da interação entre elas.” (ÇENGEL, 2012).

A taxa de condução de calor por um meio depende da área e da diferença de temperatura em que o corpo está exposto, pois quanto maior for a área de contato, maior será a taxa de condução de calor.

Outro fator que interfere na taxa de condução de calor de um corpo é a condutividade térmica, que mede a capacidade que um determinado material tem em transmitir calor.

Segundo Çengel (2012), pode-se concluir que a taxa de condução de calor através de uma camada plana é proporcional à diferença de temperatura através da camada e à área de transferência de calor, mas inversamente proporcional à espessura da camada. Ou seja, de acordo com a equação (1) temos:

$$Q_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (1)$$

onde a constante de proporcionalidade k é a condutividade térmica do material, que é medida pela capacidade que o material tem de conduzir calor. Essa equação pode reduzir-se a forma diferencial conforme equação (2):

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2)$$

que é denominada lei de Fourier da condução térmica.

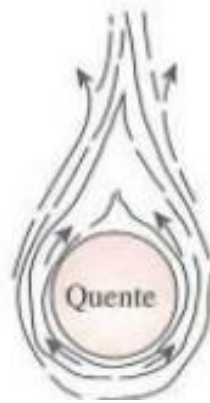
2.3.2 Convecção

Convecção é o modo de transferência de calor entre a superfície sólida, líquida ou gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido (ÇENGEL, 2012).

Existem dois tipos de convecção, a natural e a forçada.

- A convecção natural ocorre pela diferença de densidade no fluido ocorrendo devido a gradientes de temperatura.

Figura 5 - Convecção natural sobre uma esfera quente estática.

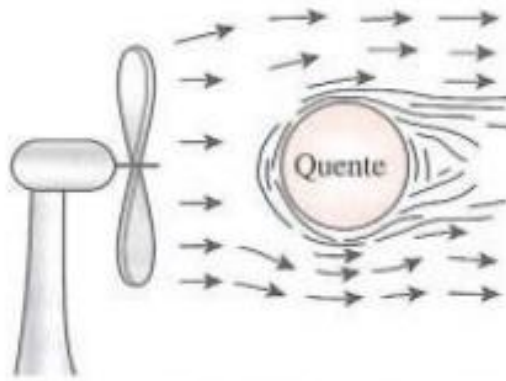


Fonte: Çengel (2012).

Kreith (1977), destaca que as correntes de convecção natural transferem energia da mesma forma que as correntes de convecção forçada, porém devido à intensidade da corrente natural ser menor e a convecção depender da mistura de fluidos, têm-se também uma taxa de transmissão de calor menor.

- Convecção forçada ocorre devido a uma força exercida por um ventilador, bomba ou vento, forçando o fluido a fluir sobre determinada superfície.

Figura 6 - Convecção forçada sobre uma esfera quente estática.



Fonte: Çengel (2012)

A Figura 6 ilustra uma forma de convecção forçada em que a esfera estática aquecida está exposta há uma diferença de pressão, gerada por um sistema externo, o que resulta em um escoamento de fluido em seu entorno, aumentando assim sua taxa de transferência de calor por convecção.

Incropera (2008) observa que a taxa de transferência de calor por convecção é proporcional a diferença de temperatura sendo está expressa pela lei de Newton para o resfriamento, em que a constante de proporcionalidade recebe o nome de coeficiente de transferência de calor por convecção h ou coeficiente convectivo.

A lei de resfriamento de Newton pode ser descrita pela equação (3) conforme Incropera (2008).

$$Q_{conv} = hA_s (T_s - T_{\infty}) \quad (3)$$

Onde:

Q_{conv} = Fluxo térmico de convecção [W/m²];

h = Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/(m².K)];

A_s = Área da superfície de transferência de calor [m²];

T_s = Temperatura na superfície [K];

T_{∞} = Temperatura do fluido a uma distância que não haja interferência energética da superfície [K].

2.3.3 Radiação

Radiação é a energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas (ou fótons) como resultado das mudanças nas confirmações eletrônicas de átomos ou moléculas (ÇENGEL, 2012).

Diferente das outras duas formas de transferência de calor, a radiação não exige a presença de um meio interveniente, sendo a transferência de calor mais rápida. Um exemplo de radiação é a maneira em que o Sol transfere energia para a Terra.

Quando uma superfície de emissividade ε e área superficial A_s a uma temperatura termodinâmica T_s são completamente delimitadas por superfície maior a

uma temperatura termodinâmica T_{cir} separadas por um gás (como o ar) que não intervém na radiação, a taxa líquida de transferência de calor por radiação entre essas duas superfícies é dada pela equação (4):

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{cir}^4) \quad (W) \quad (4)$$

Onde:

ε = Emissividade da superfície que depende do material, variando de $0 \leq \varepsilon \leq 1$;

σ = é a constante de Stefan-Boltzmann [$5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$].

2.4 PARÂMETROS ADIMENSIONAIS

Kreith (1977), averigua que a utilização de parâmetros adimensionais é uma prática frequente no estudo da transferência de calor por convecção, pois esta é uma forma de se reduzir o número de variáveis, o que facilita a análise do problema.

2.4.1 Número de Reynolds

Incropera (2008), introduz que este parâmetro adimensional é nomeado em homenagem a Osborn Reynolds, que por seus experimentos com regimes de escoamento relacionou a forma com que o fluido escoa (regime laminar ou turbulento) com a razão entre as forças de inércia e viscosas do fluido. Sendo Reynolds representado pela equação (5):

$$Re = \frac{\rho V_{m\acute{a}x} D}{\mu} = \frac{V_{m\acute{a}x} D}{\nu} \quad (5)$$

Onde:

ρ = Densidade [kg/m^3];

D = Diâmetro dos tubos [m];

$V_{m\acute{a}x}$ = Velocidade máxima dentro do banco de tubos [m/s];

ν = Viscosidade cinemática do fluido [m^2/s];

μ = Viscosidade dinâmica [N.s/m²].

Como fundamenta Çengel (2012), “A transição de escoamento laminar para turbulento depende da geometria da superfície, da rugosidade superficial, da velocidade do escoamento, da temperatura da superfície e do tipo de fluido, entre outros fatores.”

2.4.2 Número de Nusselt

Çengel (2012) explica o número de Nusselt como sendo um coeficiente adimensional de transferência de calor por convecção, fruto das pesquisas de Wilhelm Nusselt, que representa a relação entre a transferência de energia térmica proporcionada pelo fenômeno da convecção, através de uma camada de fluido, e a condução estabelecida no sistema.

Kreith (1977) orienta que de maneira prática pode-se obter o valor do coeficiente de transmissão de calor por convecção partindo do número de Nusselt utilizando a equação (6):

$$h = \frac{k}{L_c} \cdot Nu = \frac{k \cdot Nu}{D} \quad (6)$$

Onde:

Nu = Número de Nusselt;

h = Coeficiente de transferência de calor por convecção;

L_c = Comprimento característico [m];

k = Condutibilidade térmica do fluido [W/(m.K)].

D = Diâmetro dos tubos [m].

Incropera (2008) afirma que quanto maior for o Nusselt maiores serão as trocas térmicas por meio da convecção já que o número de Nusselt é diretamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor por convecção.

Segundo Çengel (2012) os escoamentos internos em tubos lisos normalmente são completamente turbulentos para $Re > 10.000$. Para este caso utiliza-se a equação (7):

$$Turbulento \ Nu = 0,023 \ Re^{0,8} Pr^{\left(\frac{1}{3}\right)} \quad 0,7 \leq Pr \leq 160 \quad (7)$$

Segundo Çengel (2012) o número de Nusselt ao longo de placas planas é determinada a partir das equações (8) e (9). A equação a ser utilizada é definida a partir do número de Reynolds e Prandtl, que estão diretamente relacionados ao fluxo.

$$Laminar \ Nu = 0,664 \ Re^{0,5} Pr^{\left(\frac{1}{3}\right)} \quad Re < 5 \times 10^5 ; Pr > 0,6 \quad (8)$$

$$Turbulento \ Nu = 0,037 \ Re^{0,8} Pr^{\left(\frac{1}{3}\right)} \quad 5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7 ; 0,6 \leq Pr \leq 60 \quad (9)$$

2.5 TROCADORES DE CALOR

O processo de troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas e separados por uma parede sólida ocorre em muitas aplicações de engenharia. O dispositivo usado para implementar esta troca é considerado um trocador de calor e aplicações específicas pode ser encontrado em aquecimento de ambientes, condicionamento de ar, produção de energia, recuperação de calor, e processamento químico (INCROPERA, 2008).

Kreith (1977) afirma que trocador de calor é um dispositivo no qual o calor é transferido entre uma substância mais quente e uma substância mais fria, geralmente fluidos.

Os trocadores de calor são classificados em função da configuração do escoamento e do tipo de construção.

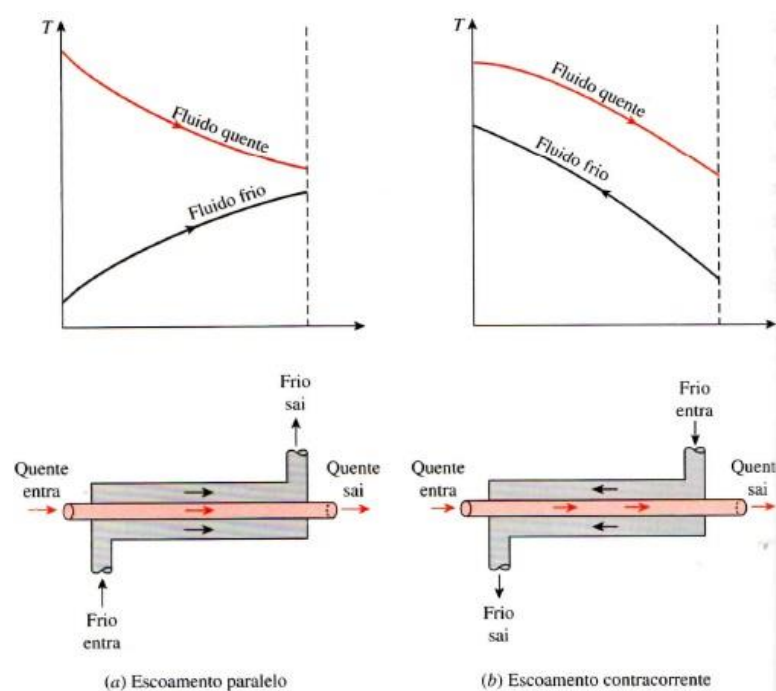
Com base na configuração do escoamento, Çengel (2012), classifica os trocadores de calor em três grupos, contracorrente, escoamento paralelo e escoamento cruzado. Já em função do tipo de construção os trocadores são classificados como tubo duplo, casco e tubo e compactos.

2.5.1 Trocadores de calor tubo duplo

Segundo Incropera (2008), trocadores de duplo tubo consistem em uma associação entre tubos concêntricos nos quais escoam fluidos com diferentes temperaturas, gerando um fluxo de calor do fluido com maior temperatura para o de menor temperatura.

Çengel (2012) classifica ainda os trocadores de duplo tubo de acordo com o sentido das correntes de fluido, podendo ser classificadas como escoamento paralelo em que os fluidos quente e frio entram no trocador de calor na mesma extremidade e avançam na mesma direção. Já no escoamento em contracorrente os fluidos entram em extremos opostos e escoam em direções opostas.

Figura 7 - Escoamento paralelo e de contracorrente.



Fonte: Çengel (2012).

2.5.2 Trocadores de calor casco e tubo

Kern (1987) caracteriza trocadores de calor casco e tubo como um dispositivo multitubular, que possui uma carcaça ou casco como invólucro fechado e diversos

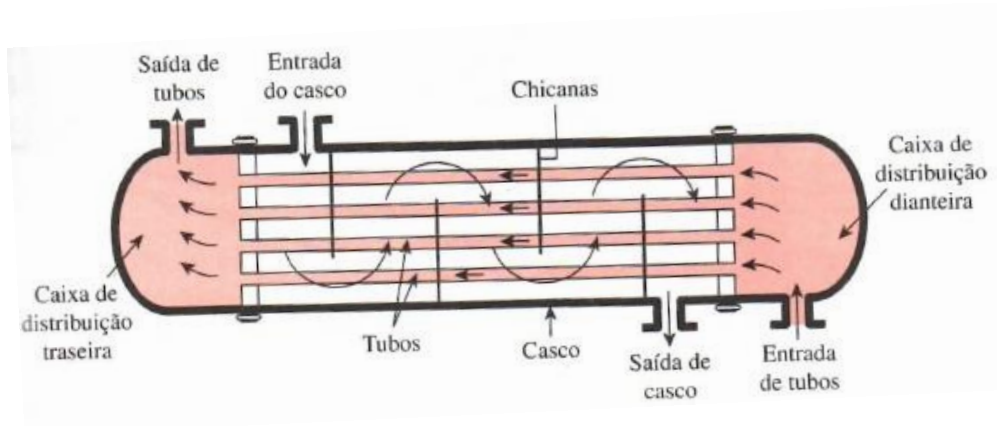
tubos em seu interior por onde escoam um fluido que deve trocar calor com outro fluido ao redor dos tubos contidos na carcaça.

A figura (8) mostra em forma de corte um trocador de calor tipo casco e tubo, demonstrando os tubos que estariam imersos em fluido refrigerante dentro da carcaça permitindo assim a transferência de calor, ou seja, o fluido refrigerante ocupa o espaço entre os tubos e o fluido a ser refrigerado ocupa o espaço interior dos tubos.

Kreith (1977) explica que as características comerciais multitubulares dos trocadores de calor comerciais, se devem ao aumento da área superficial e consequentemente maior troca de calor, que diversos tubos inserem no dispositivo.

Geralmente são colocadas chicanas no casco para forçar o fluido do lado do casco a escoar através dele, aumentando a transferência de calor e mantendo a uniformidade do espaçamento entre os tubos (ÇENGEL, 2012).

Figura 8 - Trocador de calor tipo casco e tubo



Fonte: Çengel (2012).

Çengel (2012) classifica trocadores de calor de acordo com o número de passes dos tubos e casco. Trocadores de calor nos quais todos os tubos fazem meia-volta no casco, por exemplo, são chamados trocadores de calor de um passe no casco e dois passes nos tubos. Do mesmo modo, um trocador de calor que envolve dois passes no casco e quatro passes nos tubos é chamado trocador de calor de dois passes no casco e quatro passes nos tubos, conforme a figura (8).

Geralmente são instalados chicanes para criar uma turbulência no fluxo do fluido, assim aumentando o seu coeficiente convectivo, além disso as chicanes apoiam fisicamente os tubos reduzindo a vibração (INCROPERA, 2008).

2.5.3 Trocadores de calor compactos

Devido a trocadores de calor do tipo casco e tubo possuírem grandes dimensões e peso, o que os torna inadequados para utilizações fora de um ambiente industrial que necessite mobilidade e altas taxas de transferência de calor, em consequência desta necessidade desenvolveu-se um tipo específico de trocadores de calor chamados trocadores de calor compactos.

Çengel (2012) insere o conceito de densidade de área β em trocadores de calor, a fim de estabelecer um critério para classificá-los como compactos, de acordo com a equação (10):

$$\beta = \frac{\text{Área de transferência}}{\text{Volume do trocador de calor}} \quad (10)$$

Sendo trocadores de calor compactos aqueles que possuem $\beta > 700 \frac{m^2}{m^3}$. Como exemplo em radiadores automotivos que possuem $\beta \cong 1000 \frac{m^2}{m^3}$.

Çengel (2012) afirma ainda que tais trocadores de calor normalmente possuem escoamento cruzado que é caracterizado pelo escoamento perpendicular entre os dois fluidos.

Holman (1983) diferencia o escoamento cruzado como misturado e não misturado, em que para um escoamento misturado o fluido externo aos tubos do trocador tem livre movimentação, podendo mover-se nos sentidos paralelos e perpendiculares aos tubos, já que em escoamentos não misturados ocorre a imposição de barreiras físicas que direcionam o fluido somente no sentido perpendicular aos tubos.

2.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TUBOS

2.6.1 Coeficiente global de transferência de calor

Çengel (2012) afirma que em um trocador normalmente envolve dois escoamentos de fluidos separados por uma parede sólida. Onde o calor é transferido primeiro do fluido quente para a parede por convecção, através da parede por condução e, a partir da parede para o fluido frio novamente por convecção. Qualquer efeito da radiação normalmente é incluído no coeficiente de transferência de calor por convecção.

Para um trocador de calor de duplos tubo, a resistência térmica total é determinada pela equação (11): (ÇENGEL, 2012)

$$R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (11)$$

Onde:

R_o = Resistência térmica total [K / W];

A_e = Área da superfície externa da parede que separa os fluidos [m²];

A_i = Área da superfície interna da parede que separa os fluidos [m²];

D_e = Diâmetro externo [m];

D_i = Diâmetro interno [m];

h_i = Coeficiente de transferência de calor do fluido quente [W/m².K];

h_e = Coeficiente de transferência de calor do fluido frio [W/m².K];

K = Condutividade térmica do material da parede [W/m.K];

L = Comprimento do tubo [m].

Quando a espessura da parede no tubo é pequena e a condutividade térmica do seu material é elevada, como normalmente é o caso, a resistência térmica do tubo é desprezível ($R = 0$), e as superfícies interna e externa do tubo são quase idênticas, a equação do coeficiente global de transferência de calor é representada pela equação (12): (ÇENGEL, 2012)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (12)$$

Onde:

U = Coeficiente global de transferência de calor [W/m². K]

Com isso, tem-se a equação que determina a taxa de transferência de calor, no qual em sua fórmula final é dada pela equação (13):

$$Q_p = \frac{(T_i - T_e)}{\frac{1}{h_i A_e} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_e A_e}} \quad (13)$$

Onde:

A_e = Área da superfície externa da parede que separa os fluidos [m²];

A_i = Área da superfície interna da parede que separa os fluidos [m²];

h_i = Coeficiente de transferência de calor do fluido quente [W/m².K];

h_e = Coeficiente de transferência de calor do fluido frio [W/m².K];

K = Condutividade térmica do material da parede [W/m.K];

L = Comprimento do tubo [m];

Q_p = Taxa de transferência de calor pelos difusores [W];

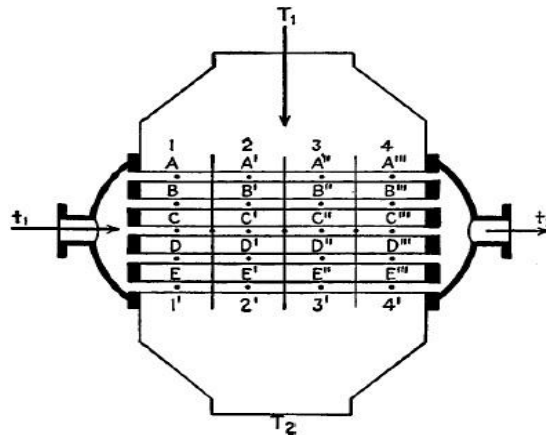
T_i = Temperatura interna [K];

T_e = Temperatura externa [K].

2.6.2 Diferença de temperatura média logarítmica (LMTD)

Segundo Kern (1987), considera-se uma diferença de temperatura real para dispositivos com escoamento cruzado. Considerando a figura a seguir como t1 sendo vapor saturado e T1 sendo ar em temperatura ambiente, pode-se observar que no fluxo t1 para t2 a primeira linha de tubos horizontais tem sua maior diferença de temperatura em A-1 e reduz até a menor diferença em A-4. Na segunda linha de tubos a análise será feita da mesma forma, porém já considerando T1 com um ganho de energia derivado da troca de calor gerada na primeira linha de tubos “A”, e assim sucessivamente para quantas fileiras forem necessárias.

Figura 9 - Diferença de temperatura em banco de tubos



Fonte: Kern (1987)

Portanto, é conveniente utilizar a equação (14) para definir a temperatura média no trocador, pois quando ΔT_1 difere de ΔT_2 por até 40%, o erro ao usar a diferença de temperatura média logarítmica é inferior a 1% (ÇENGEL, 2012).

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (14)$$

2.6.3 Fator de correção

De acordo com Çengel (2012), para trocadores de calor de escoamento cruzado, é conveniente relacionar a diferença de temperatura equivalente com a diferença de temperatura média logarítmica, sendo representado pela equação (15):

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad (15)$$

Onde F é o fator correção que depende da geometria do trocador de calor e das temperaturas de entrada e saída dos escoamentos dos fluidos quente e frio.

2.6.4 Escoamento cruzado sobre banco de tubos

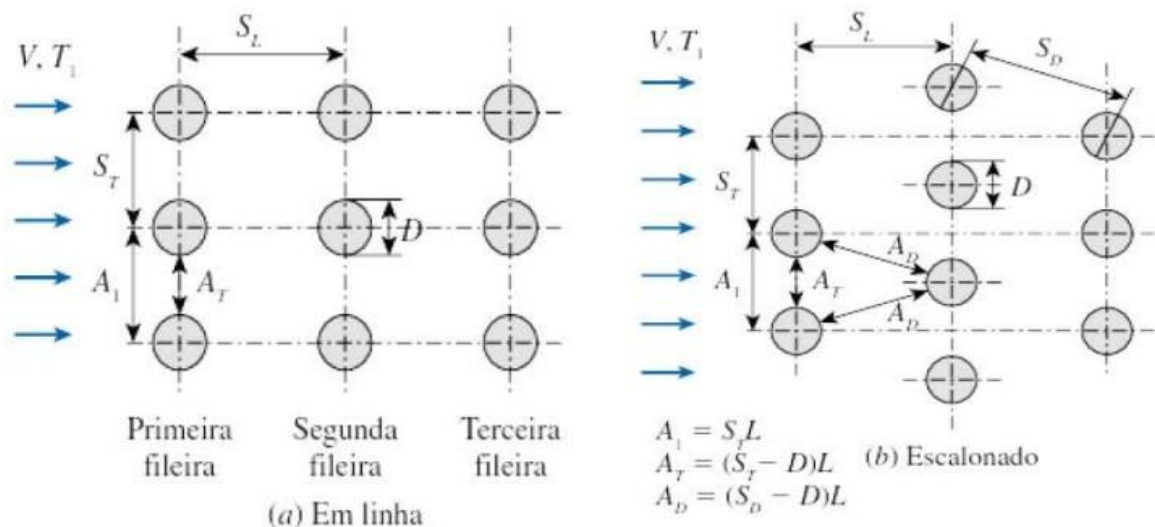
No trocador de calor que envolve banco de tubos, os tubos são geralmente colocados em casco (portanto o nome trocador de calor de casco e tubo), principalmente quando o fluido é líquido e escoar através do espaço entre os tubos e o casco. Nesta seção, consideramos os aspectos gerais do escoamento através de banco de tubos e tentamos desenvolver uma melhor e mais intuitiva compreensão do desempenho dos trocadores de calor envolvendo banco de tubos (INCROPERA, 2008).

Segundo Çengel (2012), o escoamento sobre tubos pode ser considerado como o escoamento através de um único tubo, multiplicando o resultado pelo número de tubos, uma vez que o escoamento e o nível de turbulência são afetados pelo posicionamento dos tubos. Ao analisar a transferência de calor em um banco de tubos em escoamento cruzado devemos considerar o conjunto como um todo, desta forma, foram baseados os cálculos de convecção forçada sobre tubos, a partir da configuração dos mesmos.

Conforme figura (10), segundo Çengel (2012), se $2A_D > A_T$ a velocidade máxima $V_{máx}$ ainda ocorre em A_T , portanto a relação ideal para a velocidade é dada pela equação (16):

$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot V \quad (16)$$

Figura 10 - Configuração do banco de tubos



Fonte: Çengel (2012)

2.6.5 Transferência de calor em tubos lisos

O coeficiente global de transferência de calor normalmente envolve dois fluidos separados por uma parede sólida, havendo dois coeficientes globais de transferência de calor, porém, conforme Çengel (2012), quando a espessura da parede é pequena e a condutividade térmica do material é elevada, a resistência térmica da parede dos tubos é desprezível, considerando a área superficial interna aos tubos igual a área superficial externa $A_i = A_{ext}$.

$$Q_{ext\ tot} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \quad (17)$$

Onde:

A_s = Área superficial do tubo [m^2];

$Q_{ext\ tot}$ = Taxa de transferência de calor total [W];

U = Coeficiente global de transferência de calor [W/m^2K];

ΔT_{lm} = Diferença média logarítmica de temperatura.

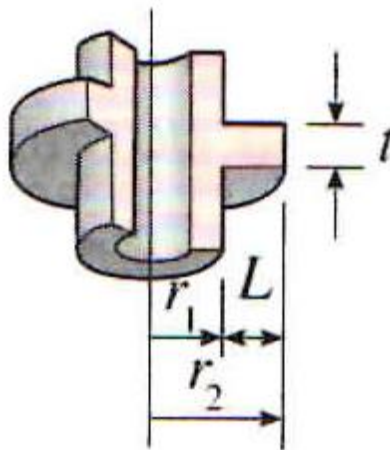
2.7 TRANSFÊRENCIA DE CALOR A PARTIR DE SUPERFÍCIES ALETADAS

Quando as temperaturas são fixadas por considerações de projetos como ocorre frequentemente, existem duas maneiras de aumentar a taxa de transferência de calor: aumentar o coeficiente de transferência de calor por convecção h ou aumentar a área da superfície A_s . Aumentar h pode exigir a instalação de uma bomba ou um ventilador ou a substituição do equipamento existente por um de maior dimensão, mas essa abordagem pode não ser prática ou até mesmo insuficiente. Uma alternativa seria aumentar a superfície, anexando superfícies estendidas chamadas aletas, feitas de materiais altamente condutores, como alumínio. Aletas são fabricadas por extrusão, solda ou uma fixação de folha de metal fina sobre a superfície. As aletas aumentam a transferência de calor a partir da superfície, expondo uma superfície maior à convecção e à radiação (ÇENGEL, 2012).

2.7.1 Tipos de aletas

Vários tipos de aletas estão presentes nas mais diversas aplicações industriais, podendo ser aletas de seção retangular, de seção não retangular, aletas circular e outras. Porém o estudo será com base nas aletas de seção circular.

Figura 11 - Aletas Circulares



Fonte: Çengel (2012)

Considerando que a aleta tem espessura t e largura l (espessura pequena em relação à largura), o coeficiente da aleta m pode ser calculado pela equação (18):

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot t}} \quad (18)$$

Onde:

h = Coeficiente de transferência de calor [W/m².K];

k = Condutividade térmica do tubo [W/m.K].

Çengel (2012) afirma que uma forma prática de contabilizar a perda de calor a partir da ponta da aleta é substituir o comprimento da aleta L pelo comprimento corrigido da aleta L_c , onde a aproximação do comprimento corrigido traz resultados muito bons quando a variação de temperatura próxima da ponta da aleta é pequena. O comprimento corrigido da aleta circular é determinado pela equação (19):

$$L_c = r_a - r_e \quad (19)$$

Onde:

r_a = Raio externo aletado [m];

r_e = Raio externo do tubo [m].

Para considerar o efeito da diminuição da temperatura na transferência de calor, definimos a eficiência da aleta conforme equação (20): (ÇENGEL, 2012)

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh m L_c}{m L_c} \quad (20)$$

Com isso podemos determinar a transferência de calor em tubos aletados, que é dada pela equação (21): (ÇENGEL, 2012)

$$Q = h \cdot N(A_R + \eta \cdot A_a) \cdot (T_s - T_\infty) \quad (21)$$

Onde:

A_a = Área da superfície da aleta;

A_R = Área não aletada;

h = Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/(m².K)];

η = Eficiência da aleta;

N = Número de tubos;

T_s = Temperatura na superfície [K];

T_∞ = Temperatura do fluido a uma distância que não haja interferência energética da superfície [K].

A área da superfície total da aleta, que no caso de aletas circulares é representada de acordo com a equação (22):

$$A_a = 2(\pi \cdot r_a^2 - \pi \cdot r_e^2) \cdot n \quad (22)$$

Onde:

A_a = Área da superfície total da aleta [m²];

n = Número de aletas;

r_a = Raio externo aletado [m];

r_e = Raio externo do tubo [m].

Tem-se também a área não aletada A_R , que é estabelecida pela equação (23):

$$A_R = A_s - n \cdot A_T \quad (23)$$

Onde:

A_s = Área superficial do tubo [m²];

n = Número de aletas;

A_T = Área transversal das aletas [m²].

No qual A_s e A_T são representados respectivamente pelas equações (24) e (25):

$$A_s = 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot L \quad (24)$$

$$A_T = 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot e \quad (25)$$

Onde:

A_s = Área superficial do tubo [m²];

A_T = Área transversal das aletas [m²];

L = Comprimento do tubo [m];

e = Espessura da aleta [m];

r_e = Raio externo do tubo [m];

π = Valor de Pi.

2.8 BALANÇO DE ENERGIA

Segundo Incropera (2008), para sistemas com escoamento em regime permanente com entrada e saída, a vazão mássica que entra no volume de controle

deve ser igual à vazão mássica que sai, ou seja, $\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sai} = \dot{m}$. Quando as variações na energia cinética e potencial forem desprezíveis, o que normalmente ocorre, e não houver incidência de trabalho, o balanço de energia para esse escoamento em regime permanente se reduzirá a equação (26):

$$Q_{ext} = \rho_{ar} \dot{v} c_p (T_i - T_e) \quad (26)$$

Onde:

c_p = Calor específico [kJ/kg.K] anexo (5);

ρ_{ar} = Densidade específica [kg/m³] anexo (5);

Q_{ext} = Taxa de transferência de calor [W];

T_i = Temperatura interna [K];

T_e = Temperatura externa [K];

$\dot{v}$ = Vazão volumétrica [m³/h].

Segundo Çengel (2012), a taxa de transferência de calor do fluido quente é igual a taxa de transferência de calor para o fluido frio, ou seja, a taxa líquida de energia transferida para o um fluido em volume de controle é igual a taxa de aumento da energia do fluido que escoar por meio do volume de controle. Com isso foi considerado o balanço de energia $Q_{ext\ tot} = Q_i$, equação (27).

$$Q_{ext\ tot} = Q_i = \dot{m} (h_{v/ent} - h_{v/sai}) \quad (27)$$

Onde:

$h_{v/ent}$ = Entalpia de entrada do vapor [kJ/kg];

$h_{v/sai}$ = Entalpia de saída do vapor [kJ/kg];

$\dot{m}$ = Vazão mássica [kg/h];

Q_{ext} = Taxa de transferência de calor [W];

Q_i = Taxa de transferência de calor interna [W].

3 METODOLOGIA

O trabalho proposto visa realizar um estudo de caso para relacionar a transferência de calor entre um trocador de calor de tubo sem aletas e um trocador de calor de tubo aletado.

Para realizar o trabalho, foram feitos alguns levantamentos quanto as informações bibliográficas necessárias além de uma busca por informações a respeito do secador, com o intuito em adquirir maior conhecimento sobre o tema e os fenômenos físicos que o descrevem, tais como:

- Velocidade média anual do vento em Palotina-PR: 10 Km/h;
- Temperatura ambiente média anual em Palotina-PR: 20°C;
- Temperatura de secagem interna: 110°C, (COSTA, 2007);
- Densidade específica do ar: 1,204 Kg/m³;
- Propriedades térmicas da água;
- Área total de troca térmica pelos difusores: 242 m²;
- Espessura dos difusores: 1,95 mm;
- Vazão de ar do secador: 255.000 m³/h.

Com base nessas informações foi possível obter a energia consumida pelo secador e a vazão mássica de vapor necessária. Assim, foi calculado a troca térmica total da fonte interna do banco de tubos para a superfície externa dos tubos, onde identificou-se as dimensões e características do trocador.

Para determinar o número de aletas necessárias a serem acrescentadas no trocador de calor, foi levado em conta os seguintes aspectos:

- As aletas possuem dimensões baseadas no catalogo do fabricante;
- A condutividade térmica do material;
- Não ocorre corrosão da água no material.

De acordo com os dados obtidos nesses levantamentos e através dos cálculos de transferência de calor foi possível determinar assim o número de aletas necessárias.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 ÁREA DE TROCA TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR

O presente projeto propõe dimensionar aletas em um trocador de calor, de forma que se possa comparar a um trocador de calor com banco de tubos não aletados. Para isso, apresentou-se um guia de cálculos, determinando as características dimensionais do trocador de calor de tubos aletados. Primeiramente foi calculado a energia necessária a ser provida pelo trocador, onde se fez necessário levar em conta os cálculos de taxa de transferência de calor que representa a perda de energia existente no secador, considerando a massa de ar quente passando pelos difusores, até entrar em contato com a torre de secagem. Feito isso foi realizado os cálculos considerando banco de tubos aletados.

4.1.1 Perda de Energia no Secador

Para determinar a taxa de transferência de calor, foi necessário encontrar os respectivos coeficientes de transferência de calor interno e externo, utilizando-se a equação (6), porém, para isso determinou-se primeiramente os adimensionais Nu Nusselt equação (9), Re Reynolds equação (5) e Pr Prandtl anexo (5): (GIESE, 2017)

$$Re_i = \frac{5,289 \cdot 24,22}{2,45 \times 10^{-5}} \quad Re_{ext} = \frac{2,77 \cdot 24,22}{1,516 \times 10^{-5}}$$

$$Re_i = 5.228.554,28 \quad Re_{ext} = 4.425.422,16$$

Onde:

L_c = Comprimento característico [m];

V = Velocidade do ar [m/s];

ν = Viscosidade cinemática [m²/s].

Portanto, conforme os números de Reynolds e Prandtl obtidos, o fluxo se dá em regime turbulento, utilizando a equação (9): (GIESE, 2017)

$$Nu_{int} = 0,037 \cdot 5228554,28^{0,8} \cdot 0,7085^{(\frac{1}{3})} \quad Nu_{ext} = 0,037 \cdot 4425422,16^{0,8} \cdot 0,7309^{(\frac{1}{3})}$$

$$Nu_{int} = 7.816,64 \quad Nu_{ext} = 6.911,7$$

Em seguida foi necessário determinar através da equação (6) os cálculos para os coeficientes de transferência de calor interno e externo da equação (13): (GIESE, 2017)

$$h_i = \frac{0,03188 \cdot 7816,64}{24,22} \quad h_e = \frac{0,02514 \cdot 6911,7}{24,22}$$

$$h_i = 10,2888 \text{ W/m}^2\text{K} \quad h_e = 7,1742 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Após obtidos os valores dos coeficientes de transferência de calor, foi determinado o valor da equação (13), que corresponde à taxa de transferência de calor em placas planas: (GIESE, 2017)

$$Q_p = \frac{363K}{\frac{1}{\frac{10,2888W}{m^2K} \cdot 242m^2} + \frac{50,2W}{mK} (0,00198m \cdot 24,22m) + \frac{1}{\frac{7,1742W}{m^2K} \cdot 242m^2}}$$

$$Q_p = 201.657,35 \text{ W}$$

Com base na primeira lei da termodinâmica, considerando o princípio da conservação de energia (balanço de energia) para sistemas de escoamento em regime permanente, obteve-se a energia a ser oferecida pelo trocador, somando o resultado da equação (13) com o resultado da equação (26): (GIESE, 2017)

$$Q_{ext} = 1,204 \cdot 255000 \cdot 1,007(110 - 20)$$

$$Q_{ext} = 27.825.222,6 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{ext} = 7.729.228,5 \text{ W}$$

Portanto,

$$Q_{ext \text{ tot}} = Q_p + Q_{ext}$$

$$Q_{ext \text{ tot}} = 210.650 + 7.729.228,5$$

$$Q_{ext \text{ tot}} = 7.939.878,5 \text{ W}$$

Onde:

$Q_{ext\ tot}$ = Taxa de transferência de calor do ar total (W);

Com isso foi considerado o balanço de energia $Q_{ext\ tot} = Q_i$, equação (27), para determinar a entalpia de saída do vapor, utilizando os valores de vazão mássica do anexo (7). Com a entalpia de saída determinada, encontrou-se, por meio do anexo (6), a temperatura de saída do vapor: (GIESE, 2017)

$$28583562,6 = 12000 (2777,55 - h_{v/sai})$$

$$h_{v/sai} = 395,58 \text{ kJ/kg}$$

Onde:

$h_{v/ent}$ = Entalpia de entrada do vapor (kJ/kg);

$h_{v/sai}$ = Entalpia de saída do vapor (kJ/kg);

Q_i = Taxa de transferência de calor interna (W).

Portanto,

$$T_{v/sai} = 96,34^\circ\text{C}$$

Onde:

$T_{v/sai}$ = Temperatura de saída do fluido interno ($^\circ\text{C}$).

4.1.2 Área de troca térmica sem aletas

Portanto para que fosse encontrada a área de troca térmica, considerou-se as equações (12) e (17).

Para determinar a área de troca térmica foi necessário encontrar os respectivos coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo ao banco de tubos, utilizando-se a equação (6), porém, para isso determinou-se primeiramente os adimensionais Nu equação (9), Re equação (5) e Pr anexo (5):

4.1.2.1 Cálculo do Coeficiente de Transferência de Calor Interno

$$Re_{t/i} = \frac{1,905 \cdot 70 \cdot 0,0254}{1,36 \times 10^{-5}}$$

$$Re_{t/i} = 249.050,73$$

Após calcular o número de Reynolds, foi obtido o valor de 249.050,73, sendo assim, considerado um regime turbulento. Portanto, para este caso foi determinado o número de Nusselt através da equação (9): (GIESE, 2017)

$$Nu_{t/i} = 0,037 \cdot 5228554,28^{0,8} \cdot 0,7085^{\left(\frac{1}{3}\right)}$$

$$Nu_{t/i} = 480,11$$

Finalizando os cálculos para o coeficiente de transferência de calor interno aos tubos, utilizou-se a equação (6): (GIESE, 2017)

$$h_{t/i} = \frac{0,03}{0,0254} \cdot 480,11$$

$$h_{t/i} = 567,06 \frac{W}{m^2 K}$$

4.1.2.2 Cálculo do Coeficiente de Transferência de Calor Externo

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção externo aos tubos foi necessário calcular os adimensionais Nu equação (9), Re equação (5) e Pr anexo (5) (GIESE, 2017).

Primeiramente foi calculado através da equação (16) a velocidade máxima do fluido:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{0,0508}{0,0508 - 0,0307} \cdot 4,54$$

$$V_{m\acute{a}x} = 11,47 \text{ m/s}$$

Conforme anexo (5), levando em consideração a velocidade máxima e a temperatura média para encontrar as propriedades, encontrou-se o número de Reynolds através da equação (5): (GIESE, 2017)

$$Re_{t/ext} = \frac{1,038 \cdot 11,47 \cdot 0,0307}{2,037 \times 10^{-5}}$$

$$Re_{t/ext} = 17.943,54$$

Portanto, considerando anexo (2), com banco de tubos escalonados e $1000 < Re < 2 \times 10^5$, obtemos: (GIESE, 2017)

$$Nu = 0,35 \cdot \left(\frac{0,0508}{0,044}\right)^{0,2} \cdot 17943,54^{0,6} \cdot 0,7185^{0,36} \cdot \left(\frac{0,7185}{0,7042}\right)^{0,25}$$

$$Nu = 114,65$$

Coeficiente de transferência de calor por convecção externa aos tubos, equação (6): (GIESE, 2017)

$$h_{t/ext} = \frac{0,02861}{0,0307} \cdot 114,65$$

$$h_{t/ext} = 106,84 \text{ W/m}^2\text{k}$$

Determinou-se o $\Delta T_{lm,CF}$ pela equação (14), para calcular a área de troca térmica em tubos não aletados, utilizando as equações (12) e (17), acrescentando também o fator de correção:

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{(179,4 - 110) - (96,34 - 20)}{\ln\left(\frac{179,4 - 110}{96,34 - 20}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,CF} = 72,8^\circ \text{ C}$$

Após determinado o $\Delta T_{lm,CF}$, foi acrescentado o fator de correção equação (15), sendo antes necessário determinar as duas razões de temperatura P e R e o fator F com base no anexo (9) desenvolvido para trocadores de calor com escoamento cruzado e de casco e tubo com multipasses.

$$P = \frac{96,34-179,4}{20-179,4}$$

$$P = 0,52$$

$$R = \frac{20-110}{96,34-179,4}$$

$$R = 1,08$$

$$\Delta T_{lm} = 0,89 \cdot 72,8$$

$$\Delta T_{lm} = 307,76$$

$$A_s = \frac{7939878,5 \cdot \left(\frac{1}{567,06} + \frac{1}{106,84} \right)}{(307,76)}$$

$$A_s = 286,96 \text{ m}^2$$

Conhecida a área necessária para a troca de calor, pode-se dimensionar a quantidade de tubos e o número de fileiras necessárias para o trocador, utilizando a equação (29) e (30). O comprimento do tubo e altura do trocador são conhecidos, já que são limitados pela entrada do secador, assim seu comprimento é de 6 m, conforme comprimento comercial, e altura de 2,6 m (GIESE, 2017).

Para o diâmetro e espessura dos tubos, considerou-se padrões comerciais ASTM A178:

- Diâmetro interno do tubo de 0,0254 m;
- Diâmetro externo do tubo de 0,0307 m.

Portanto, para determinar o número de tubos utilizou-se a equação A_s que representa a área superficial de tubos lisos multiplicado pelo número total de tubos N do trocador (GIESE, 2017).

$$A_s = N \cdot \pi \cdot D \cdot L$$

Como já foi determinado o valor da área superficial necessária para troca térmica, foi possível encontrar através da equação da área superficial o número de tubos para o sistema: (GIESE, 2017)

$$286,96 = N \cdot \pi \cdot 0,0254 \cdot 6$$

$$N = 599,35$$

$$N = 600 \text{ tubos}$$

Logo em seguida foi estabelecido o número de fileiras do trocador no qual foram considerados 50 linhas de tubos: (GIESE, 2017)

Onde:

N_F = Número de fileiras;

N_L = Número de linhas.

$$N_F = \frac{600}{50}$$

$$N_F = 12 \text{ fileiras}$$

4.1.3 Número de Tubos com Aletas

Para que seja possível determinar o número de tubos com aletas, é necessário levar em conta que a área de troca térmica seja $A_s \geq 286,96 \text{ m}^2$, pois esta é a área necessária para realizar a troca térmica do sistema utilizando tubos não aletados. Portanto para que seja atendido a carga térmica de 7.939.878,5 W, a área de tubos aletados também deverá ser de 286,96 m².

Levando isto em conta, pode-se determinar o número de aletas necessárias a serem utilizadas nos tubos aletados por meio da equação (21):

Para determinar a área aletada A_R , representada pela equação (23), será necessário antes encontrar os valores das equações (24) e (25).

De acordo com o anexo (8), será adotado um tubo comercial com 0,03175 metros de diâmetro externo e 0,0006 metros de espessura da aleta.

Como o trocador de calor de tubos lisos possui um comprimento de 6 metros e a finalidade deste trabalho é obter viabilidade econômica, o comprimento dos tubos será reduzido para 3 metros. Obtidos estes dados é possível calcular as equações (24) e (25).

$$A_s = 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot L$$

$$A_s = 2 \cdot \pi \cdot 0,015873$$

$$A_s = 0,2991 \text{ m}^2$$

$$A_T = 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot e$$

$$A_T = 2 \cdot \pi \cdot 0,01587 \cdot 0,0006$$

$$A_T = 5,9828 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Utilizando a equação (23) e com base nos resultados obtidos através dos cálculos de área superficial do tubo e área transversal das aletas, pode-se determinar o valor da área não aletada.

$$A_R = A_S - n \cdot A_T$$

$$A_R = 0,2991 - n \cdot 5,9828 \times 10^{-5}$$

Calculando a área de aletas circulares nos tubos conforme equação (22) e com base no anexo (8), pode-se obter os seguintes resultados:

$$A_a = 2(\pi \cdot r_a^2 - \pi \cdot r_e^2) \cdot n$$

$$A_a = 2(\pi \cdot 0,032^2 - \pi \cdot 0,01587^2) \cdot n$$

$$A_a = 4,8515 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot n$$

Como deseja-se determinar o número de aletas a serem adicionadas aos tubos para que estas compensem a área de troca térmica devido a redução dos mesmos, o número de aletas n será mantido em evidência, sendo determinado mais tarde através da equação (21).

Fazendo uso da equação (18), será determinado o coeficiente de aleta para que posteriormente seja possível determinar a eficiência da aleta.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot e}}$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 567,06}{50,2 \cdot 0,0006}}$$

$$m = 194$$

Em seguida foi determinado através da equação (19) o comprimento corrigido L_c , afim de contabilizar a perda de calor a partir da ponta da aleta:

$$L_c = r_a - r_e$$

$$L_c = 0,032 - 0,01587$$

$$L_c = 0,01613 \text{ m}$$

Após obtido os valores do comprimento corrigido e do coeficiente de aleta, foi possível determinar a eficiência da aleta para considerar o efeito da diminuição da temperatura na transferência de calor. Para este cálculo, fez-se o uso da equação (20):

$$\eta = \frac{\text{tgh}(m \cdot L_c)}{m \cdot L_c}$$

$$\eta = \frac{\text{tgh}(194 \cdot 0,01613)}{194 \cdot 0,01613}$$

$$\eta = 0,3183$$

Concluindo os cálculos, pode-se determinar o número de aletas necessárias através da equação (21) para que se atenda a carga térmica total do sistema, considerando que o trocador teve uma redução apenas no comprimento dos tubos, mantendo a mesma quantidade de tubos. Portanto:

$$7939878,5 = 567,06 \cdot 600(0,299 - 5,982 \times 10^{-5} \cdot n) + 0,3183 \cdot 4,85 \times 10^{-3} \cdot n \cdot (369,34 - 293)$$

$$n = 4,63$$

$$n = 5 \text{ aletas por tubo}$$

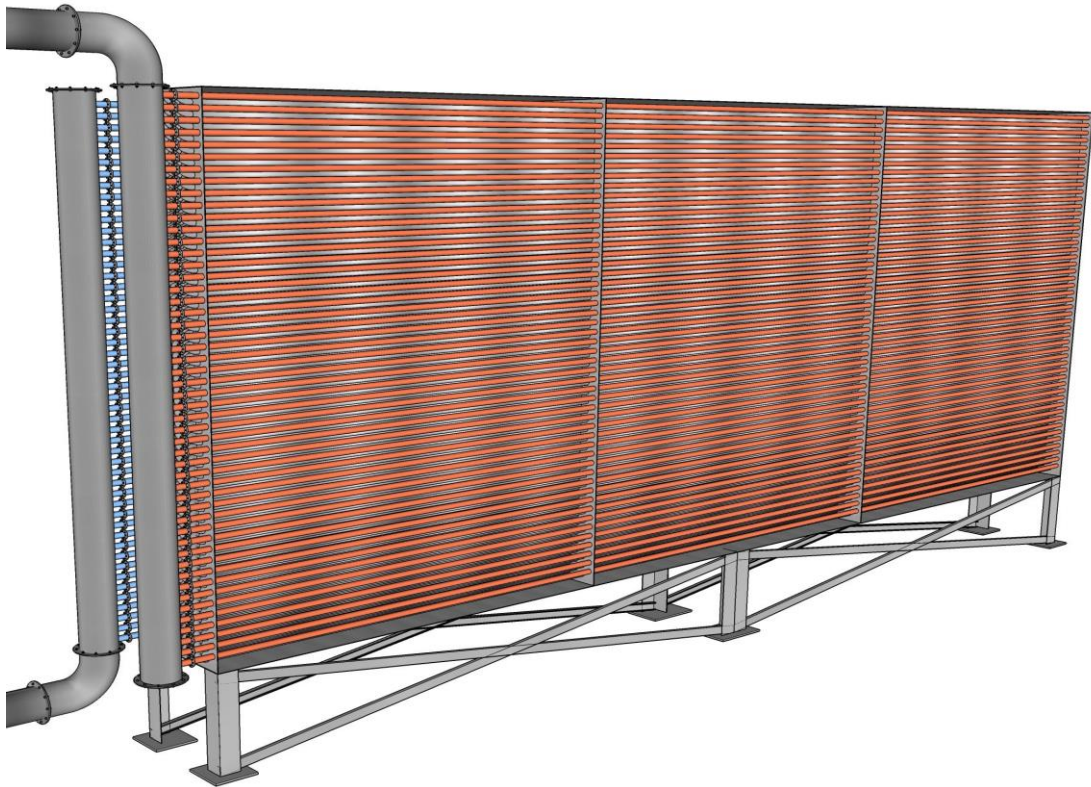
Multiplicando o número de aletas por tubo pelo número total de tubos, é possível determinar a quantidade total de aletas do trocador, obtendo então:

$$n_{total} = n \cdot N$$

$$n_{total} = 5 \cdot 600$$

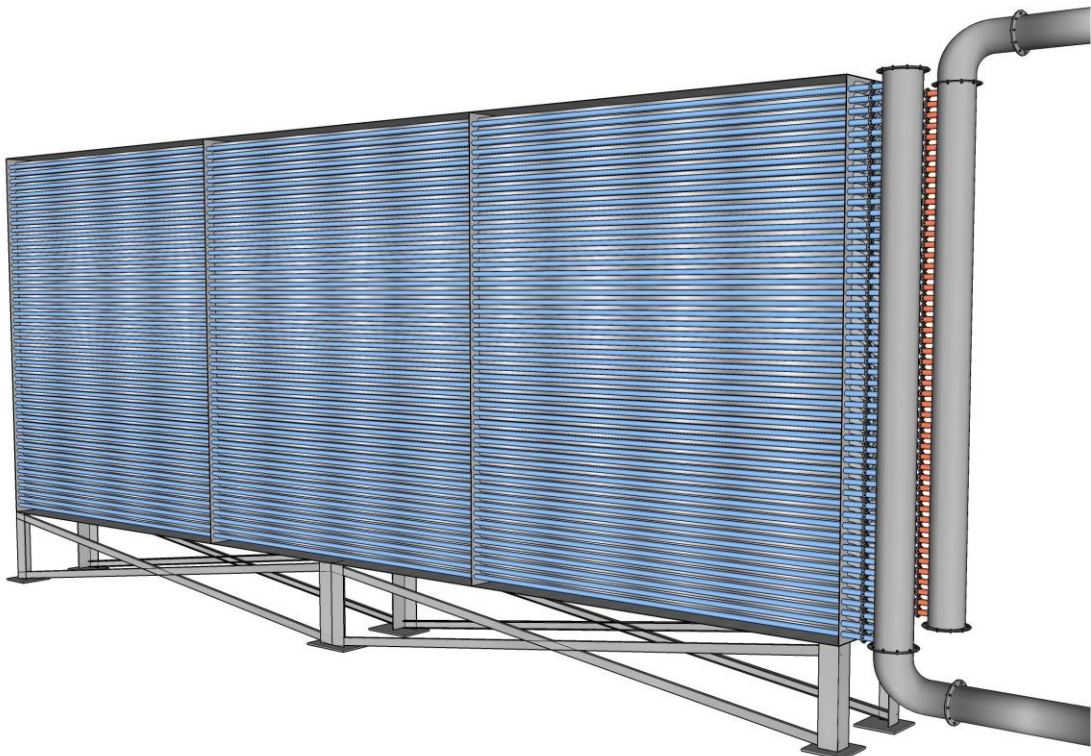
$$n_{total} = 3000 \text{ aletas}$$

Figura 12 - Trocador de Calor Entrada de Vapor



Fonte: Giese, (2017)

Figura 13 - Trocador de Calor Saída de Condensado



Fonte: Giese, (2017)

5 CONCLUSÃO

Levando-se em consideração a busca por melhorias e aperfeiçoamentos dentro do agronegócio, pode-se enfatizar a partir do trabalho, a importância de buscar novos métodos de secagem de grãos. Para isso determinaram-se a partir da transferência de calor entre dois fluidos, a área total de troca térmica presente em um trocador de calor, que tem como função aquecer o ar ambiente para que seja realizada a secagem dos grãos a uma temperatura constante de 110°C , considerando a perda de carga térmica existente no secador e obedecendo os limites dimensionais do mesmo.

Com o dimensionamento do trocador de calor, obteve-se um total de 286,96 m^2 de área superficial de troca térmica em tubos lisos, com sua configuração na forma escalonada, onde foram necessários um total de 600 tubos de uma polegada e seis metros de comprimento.

Com base na carga térmica total do sistema no qual foi obtido o valor de 7.939.878,5 W, foi possível determinar o número de aletas em tubos aletados, que por sua vez tem como finalidade aumentar a área de troca térmica e consequentemente reduzir o comprimento, chegando ao valor de 5 aletas por tubo com 1.1/4" de diâmetro e 3 metros de comprimento, totalizando 3000 aletas em todo o trocador.

Assim, neste estudo a substituição do sistema anterior pelo sistema atual de tubos aletados, mostrou que o trocador obteve uma maior eficiência pelo fato de ser um trocador de calor menor em relação ao anterior, com uma redução de 6 para 3 metros e ainda assim capaz de atender a carga térmica necessária, e devido à redução tem-se como consequência menor custo de aquisição de trocador, tornando assim um sistema economicamente mais viável. Outra vantagem do uso do trocador de calor de tubos aletados é que assim como o trocador de calor de tubos lisos tem-se um sistema limpo, ou seja, não ocorre a contaminação dos grãos devido o contato com gases de combustão.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para futuras pesquisas, é sugerido o estudo referente à velocidade do fluido interno da tubulação (vapor) para determinar se este contribuí ou não na taxa de transferência de calor. E qual é a velocidade ideal do ar para realizar uma melhor troca térmica.

REFERÊNCIAS

ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa**. 4. Ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

COMPANHIA NACIONAL DE ABASTECIMENTO, CONAB. **Relatório Mensal**. 2017. Disponível em: <<http://www.conab.gov.br>>. Acesso em: 3 ago. 2017.

COSTA, Ennio Cruz da. **Secagem Industrial**. São Paulo: Blucher, 2007.

GIESE, M. **Sistema de vapor no processo de secagem de grãos**. Dissertação (Formação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, FAG. Cascavel, 2017.

HOLMAN, J. P., **Transferência de Calor**. 1.ed. São Paulo: McGraw-Hill 1983.

INCROPERA, F. P., BERGMAN, T.L., DEWITT, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KEPLER WEBER, **Manual de Montagem**, 2013.

KERN, Donald Q. **Processos de transmissão de calor**. 8. ed. Rio de Janeiro: Guanabara, 1987.

KREITH, FRANK. **Princípios da transmissão de calor**. 3. ed. São Paulo: Blucher, 1977.

MILMAN, J. M. **Equipamentos para pré-processamentos de grãos**. Pelotas: Editora e Gráfica Universitária – UFPEL, 2002.

PARK, K. J.; ANTONIO. G. C.; OLIVEIRA. R. A., **Conceitos de processo e equipamentos de secagem**. CT&EA, Campinas – SP 2007.

REDAÇÃO RURAL NEWS, **Armazenagem de Grãos e Cereais**. 2015. Disponível em: < <http://www.ruralnews.com.br/visualiza.php?id=265>>. Acesso em: 3 ago. 2017.

SILVA, J. S.; AFONSO, A. D. L.; DONZELLES, S. M. L. **Pré-processamento de produtos agrícolas**. Instituto Maria. Juiz de Fora, 1995.

SILVA, J. S.; AFONSO, A. D. L.; DONZELLES, S. M. L. **Secagem e secadores**. Viçosa, 2000.

YOUNG, Hugh D. **University Physics**. 7.ed. Addison Wesley, 1992.

WYLEN, G. V., SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7. Ed. Blucher, 2012.

ANEXOS

Anexo 1 - Condutividade Térmica

Condutividade Térmica

Material	Condutividade Térmica (cal/s)/(cm ² C/cm)	Condutividade Térmica (W/m K)*
Diamante	...	1000
Prata	1,01	406,0
Cobre	0,99	385,0
Ouro	...	314
Latão	...	109,0
Alumínio	0,50	205,0
Ferro	0,163	79,5
Aço	...	50,2
Chumbo	0,083	34,7
Mercúrio	...	8,3
Gelo	0,005	1,6
Vidro comum	0,0025	0,8
Concreto	0,002	0,8
Água a 20° C	0,0014	0,6
Fibra de vidro	0,00015	0,04
Feltro	0,0001	0,04
Lã (novelo)	...	0,04
Poliestireno	...	0,033
Poliuretano	...	0,02
Madeira	0,0001	0,12 - 0,04

Fonte: Young, (1898, Tabela 15-5)

Anexo 2 - Número de Nusselt em Escoamento Cruzado sobre Banco de Tubos

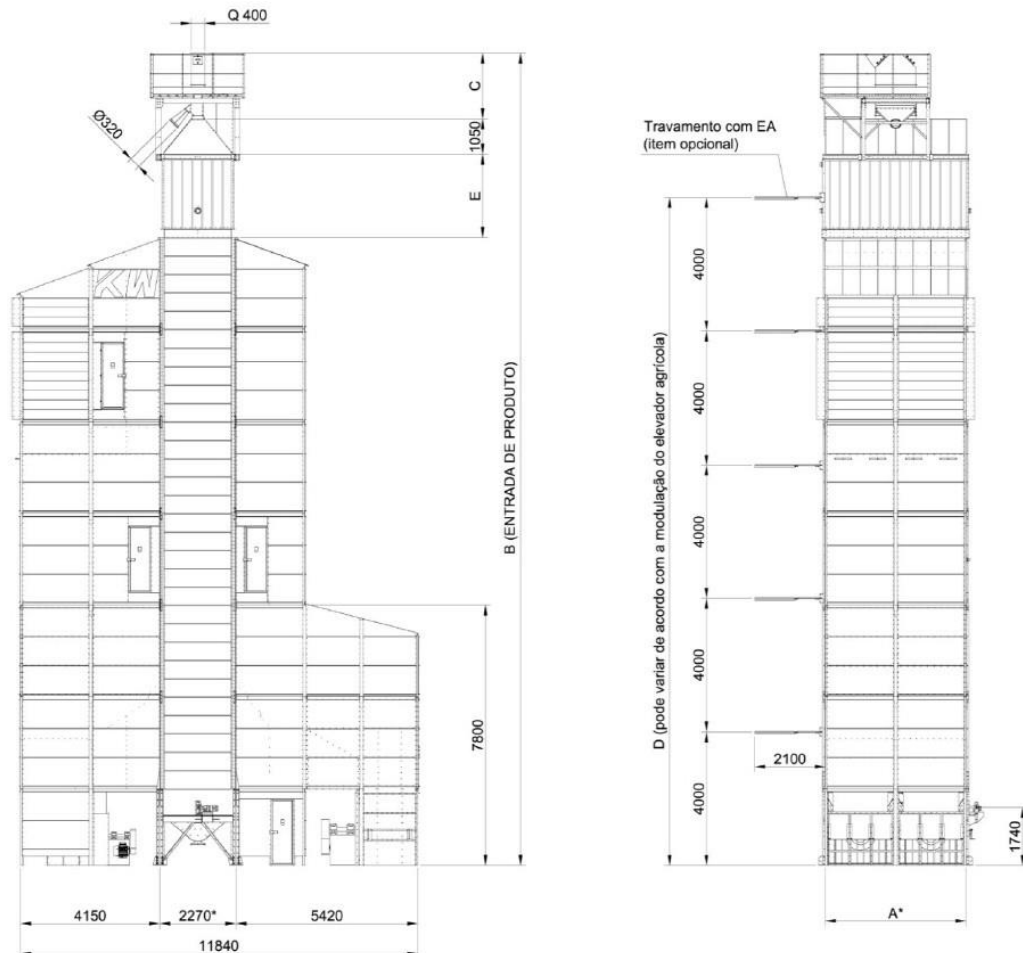
Arranjo	Faixa de Re_D	Correlação
Em linha	0–100	$Nu_D = 0,9 Re_D^{0,4} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	100–1.000	$Nu_D = 0,52 Re_D^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1.000– 2×10^5	$Nu_D = 0,27 Re_D^{0,63} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0,033 Re_D^{0,8} Pr^{0,4} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
Escalonado	0–500	$Nu_D = 1,04 Re_D^{0,4} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	500–1.000	$Nu_D = 0,71 Re_D^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1.000– 2×10^5	$Nu_D = 0,35 (S_T/S_L)^{0,2} Re_D^{0,6} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0,031 (S_T/S_L)^{0,2} Re_D^{0,8} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$

* Todas as propriedades, exceto Pr_s , devem ser avaliadas na média aritmética das temperaturas de entrada e de saída do fluido (Pr_s deve ser avaliada em T_s).

Fonte: Çengel e Ghajar, (2012)

Anexo 3 - Área total de troca de calor

Modelo	A	B1	B2	C1	C2	D	E
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
9000K	6454	25628	26845	2276	3492	24000	3503



Fonte: Kepler Weber (2013)

Anexo 4 - Vazão de ar existente no secador

MODELO FLUXO R	Capacidade Secagem 18% ' 13% (t/h)		Capacidade Estática (m³)	Vazão Ar (m³/h)	Potência	Potência	Potência	
	Soja	Milho			Ventilador	Ventilador	Total	
					Secagem (CV)	Resfriamento (CV)	Ventiladores (CV)	
6000	85	64	115,0	170.000	2 x 60	2 x 15	150	113
8000	110	83	148,7	223.000	2 x 75	2 x 25	200	152
9000	130	98	182,7	255.000	3 x 60	3 x 15	225	170
10500	150	113	204,8	292.000	3 x 60	3 x 25	255	198
12000	175	131	230,0	334.000	3 x 75	3 x 25	300	228
14000	200	150	282,0	446.000	4 x 75	4 x 25	400	304
16000*								

Fonte: Kepler Weber (2013)

Anexo 5 - Propriedades do Ar

884

Transferência de Calor e Massa

TABELA A-15

Propriedades do ar a 1 atm de pressão

Temp. T , °C	Densidade ρ , kg/m ³	Calor específico c_p , kJ/kg · K	Condutividade térmica k , W/m · K	Difusividade térmica α , m ² /s ²	Viscosidade dinâmica μ , kg/m · s	Viscosidade cinemática ν , m ² /s	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	$4,158 \times 10^{-5}$	$8,636 \times 10^{-6}$	$3,013 \times 10^{-6}$	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	$8,036 \times 10^{-5}$	$1,189 \times 10^{-5}$	$5,837 \times 10^{-6}$	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	$1,252 \times 10^{-4}$	$1,474 \times 10^{-5}$	$9,319 \times 10^{-6}$	0,7440
-40	1,514	1,002	0,02057	$1,356 \times 10^{-4}$	$1,527 \times 10^{-5}$	$1,008 \times 10^{-5}$	0,7436
-30	1,451	1,004	0,02134	$1,465 \times 10^{-4}$	$1,579 \times 10^{-5}$	$1,087 \times 10^{-5}$	0,7425
-20	1,394	1,005	0,02211	$1,578 \times 10^{-4}$	$1,630 \times 10^{-5}$	$1,169 \times 10^{-5}$	0,7408
-10	1,341	1,006	0,02288	$1,696 \times 10^{-4}$	$1,680 \times 10^{-5}$	$1,252 \times 10^{-5}$	0,7387
0	1,292	1,006	0,02364	$1,818 \times 10^{-4}$	$1,729 \times 10^{-5}$	$1,338 \times 10^{-5}$	0,7362
5	1,269	1,006	0,02401	$1,880 \times 10^{-4}$	$1,754 \times 10^{-5}$	$1,382 \times 10^{-5}$	0,7350
10	1,246	1,006	0,02439	$1,944 \times 10^{-4}$	$1,778 \times 10^{-5}$	$1,426 \times 10^{-5}$	0,7336
15	1,225	1,007	0,02476	$2,009 \times 10^{-4}$	$1,802 \times 10^{-5}$	$1,470 \times 10^{-5}$	0,7323
20	1,204	1,007	0,02514	$2,074 \times 10^{-4}$	$1,825 \times 10^{-5}$	$1,516 \times 10^{-5}$	0,7309
25	1,184	1,007	0,02551	$2,141 \times 10^{-4}$	$1,849 \times 10^{-5}$	$1,562 \times 10^{-5}$	0,7296
30	1,164	1,007	0,02588	$2,208 \times 10^{-4}$	$1,872 \times 10^{-5}$	$1,608 \times 10^{-5}$	0,7282
35	1,145	1,007	0,02625	$2,277 \times 10^{-4}$	$1,895 \times 10^{-5}$	$1,655 \times 10^{-5}$	0,7268
40	1,127	1,007	0,02662	$2,346 \times 10^{-4}$	$1,918 \times 10^{-5}$	$1,702 \times 10^{-5}$	0,7255
45	1,109	1,007	0,02699	$2,416 \times 10^{-4}$	$1,941 \times 10^{-5}$	$1,750 \times 10^{-5}$	0,7241
50	1,092	1,007	0,02735	$2,487 \times 10^{-4}$	$1,963 \times 10^{-5}$	$1,798 \times 10^{-5}$	0,7228
60	1,059	1,007	0,02808	$2,632 \times 10^{-4}$	$2,008 \times 10^{-5}$	$1,896 \times 10^{-5}$	0,7202
70	1,028	1,007	0,02881	$2,780 \times 10^{-4}$	$2,052 \times 10^{-5}$	$1,995 \times 10^{-5}$	0,7177
80	0,9994	1,008	0,02953	$2,931 \times 10^{-4}$	$2,096 \times 10^{-5}$	$2,097 \times 10^{-5}$	0,7154
90	0,9718	1,008	0,03024	$3,086 \times 10^{-4}$	$2,139 \times 10^{-5}$	$2,201 \times 10^{-5}$	0,7132
100	0,9458	1,009	0,03095	$3,243 \times 10^{-4}$	$2,181 \times 10^{-5}$	$2,306 \times 10^{-5}$	0,7111
120	0,8977	1,011	0,03235	$3,565 \times 10^{-4}$	$2,264 \times 10^{-5}$	$2,522 \times 10^{-5}$	0,7073

Fonte: Çengel e Ghajar (2012, pg 884)

Anexo 6 - Propriedades da Água

Tabela B.1.4

Água líquida comprimida

T °C	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
$P = 500 \text{ kPa (151,86)}$				$P = 2000 \text{ kPa (212,42)}$				$P = 5000 \text{ kPa (263,99)}$				
Sat.	0,001093	639,66	640,21	1,8606	0,001177	906,42	908,77	2,4473	0,001286	1147,78	1154,21	2,9201
0	-	-	-	-	-	-	-	-	0,000998	0,03	5,02	0,0001
0,01	0,000999	0,01	0,51	0,0000	0,000999	0,03	2,03	0,0001	-	-	-	-
20	0,001002	83,91	84,41	0,2965	0,001001	83,82	85,82	0,2962	0,001000	83,64	88,64	0,2955
40	0,001008	167,47	167,98	0,5722	0,001007	167,29	169,30	0,5716	0,001006	166,93	171,95	0,5705
60	0,001017	251,00	251,51	0,8308	0,001016	250,73	252,77	0,8300	0,001015	250,21	255,28	0,8284
80	0,001029	334,73	335,24	1,0749	0,001028	334,38	336,44	1,0739	0,001027	333,69	338,83	1,0719
100	0,001043	418,80	419,32	1,3065	0,001043	418,36	420,45	1,3053	0,001041	417,50	422,71	1,3030
120	0,001060	503,37	503,90	1,5273	0,001059	502,84	504,96	1,5259	0,001058	501,79	507,07	1,5232
140	0,001080	588,66	589,20	1,7389	0,001079	588,02	590,18	1,7373	0,001077	586,74	592,13	1,7342
160	-	-	-	-	0,001101	674,14	676,34	1,9410	0,001099	672,61	678,10	1,9374
180	-	-	-	-	0,001127	761,46	763,71	2,1382	0,001124	759,62	765,24	2,1341
200	-	-	-	-	0,001156	850,30	852,61	2,3301	0,001153	848,08	853,85	2,3254
220	-	-	-	-	-	-	-	-	0,001187	938,43	944,36	2,5128
240	-	-	-	-	-	-	-	-	0,001226	1031,34	1037,47	2,6978
260	-	-	-	-	-	-	-	-	0,001275	1127,92	1134,30	2,8829

Fonte: Wylen (2009, Apêndice B)

Anexo 7 - Modelos de Caldeiras

MODELO	PROD. DE VAPOR (Kg/hora)	CAPACIDADE TERMICA Kcal/hora , com água a 20°C e Pressão 10 Kgf/cm²	Consumo máximo de lenha seca PCI: 3.000 Kcal/Kg Com Pré-Ar(Kg/hora)	Consumo máximo de lenha verde PCI: 1.800 Kcal/Kg Com Pré-Ar(Kg/hora)	Consumo máximo de briquete de madeira PCI: 4.800 Kcal/Kg Com Pré-Ar(Kg/hora)	Consumo máximo de bagaço de cana PCI: 1.800 Kcal/Kg Com Pré-Ar(Kg/hora)	Consumo máximo de cavaco de madeira PCI: 2.600 Kcal/Kg Com Pré-Ar(Kg/hora)
EIT-1.500H2FD	1.500	965.850	378	631	236	631	437
EIT-2.000H2FD	2.000	1.287.800	505	841	315	841	582
EIT-2.500H2FD	2.500	1.609.750	631	1.052	394	1.052	728
EIT-3.000H2FD	3.000	1.931.700	757	1.262	473	1.262	874
EIT-3.500H2FD	3.500	2.253.650	884	1.473	552	1.473	1.019
EIT-4.000H2FD	4.000	2.575.600	1.000	1.683	631	1.683	1.165
EIT-5.000H2FD	5.000	3.219.500	1.262	2.104	789	2.104	1.456
EIT-6.000H2FD	6.000	3.863.400	1.515	2.525	947	2.525	1.748
EIT-6.500H2FD	6.500	4.185.350	1.641	2.735	1.025	2.735	1.893
EIT-7.000H2FD	7.000	4.507.300	1.767	2.946	1.104	2.946	2.039
EIT-8.000H2FD	8.000	5.151.200	2.020	3.367	1.262	3.367	2.331
EIT-10.000H2FD	10.000	6.439.000	2.525	4.208	1.578	4.208	2.913
EIT-12.000H2FD	12.000	7.726.800	3.030	5.050	1.893	5.050	3.496
EIT-15.000H2FD	15.000	9.658.500	3.787	6.312	2.367	6.312	4.370
EIT-17.000H2FD	17.000	10.946.300	4.292	7.154	2.683	7.154	4.953
EIT-20.000H2FD	20.000	12.878.000	5.050	8.416	3.156	8.416	5.827

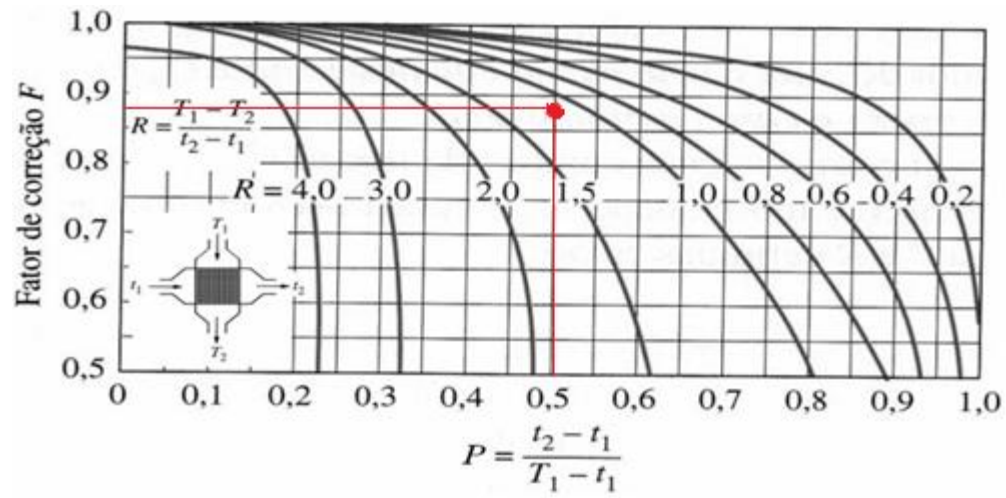
Fonte: caldeiraseit.com.br (2017)

Anexo 8 - Catálogo de tubos aletados

DIÂMETRO EXTERNO DO TUBO (mm)	DIÂMETRO EXTERNO ALETADO (mm)	QUANTIDADE ALETAS / METRO	ESPESSURA ALETAS (mm)	SUPERFÍCIE DE TROCA DE CALOR EXTERNA m² / m
15,87 (5/8")	32	330	0,5	0,448
15,87 (5/8")	32	350	0,5	0,472
15,87 (5/8")	32	360	0,5	0,484
15,87 (5/8")	32	400	0,5	0,533
19,05 (3/4")	39	330	0,5	0,660
19,05 (3/4")	39	350	0,5	0,695
19,05 (3/4")	39	360	0,5	0,710
19,05 (3/4")	39	400	0,5	0,780
25,40 (1")	50	330	0,6	1,040
25,40 (1")	50	200	0,6	1,245
25,40 (1")	52	200	0,6	0,720
25,40 (1")	52	300	0,6	1,021
31,75 (1.1/4")	64	200	0,6	1,066
31,75 (1.1/4")	64	250	0,6	1,307

Fonte: imperiodosmetais.com.br (2017)

Anexo 9 - Fator de correção para escoamento cruzado sem mistura



Fonte: Çengel e Ghajar (2012)