

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO DE SISTEMA DE TROCA DE CALOR PARA CONJUNTO
DE TREFILADORAS EM INDÚSTRIA DE CONDUTORES
ELÉTRICOS DE COBRE**

Mário Henrique Mendonça Castilho

São Paulo

2014

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO DE SISTEMA DE TROCA DE CALOR PARA CONJUNTO
DE TREFILADORAS EM INDÚSTRIA DE CONDUTORES
ELÉTRICOS DE COBRE**

Relatório final de trabalho de formatura
apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para a disciplina
PME2600 – Projeto Integrado III

Mário Henrique Mendonça Castilho

Orientador: Marcos de Mattos Pimenta

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica

São Paulo

2014

Castilho, Mário Henrique Mendonça

Projeto de sistema de troca de calor para conjunto de trefiladoras em
indústria de condutores elétricos de cobre / M. H. M. Castilho. – São Paulo, 2014.
37p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Trocador de calor 2. Torre de resfriamento 3. Trefilação de cobre
I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de
Engenharia Mecânica.

RESUMO

Uma das etapas na produção de fios e cabos de cobre é a trefilação a frio, processo de conformação mecânica com intensa geração de calor. Para que a trefilação ocorra sem danos aos equipamentos e resulte em um bom acabamento do fio, é necessário que ela ocorra sob lubrificação. A solução para os problemas mencionados é a instalação nas trefiladoras um sistema de aspersão de uma solução de água e óleo, recolhida a maior temperatura e com partículas de cobre que se desprendem do fio.

O objetivo deste trabalho é projetar o sistema de decantação do particulado, o trocador de calor para resfriamento do óleo e a torre de resfriamento da água que passa pelo trocador, para um conjunto de trefiladoras que serão instaladas em uma indústria no interior de São Paulo (Dacota Condutores Elétricos).

ABSTRACT

One of the stages on copper wire and cable manufacturing is a process named cold drawing, a metalwork process with intense heat generation. In order for this process to occur free of equipment damage and resulting on good quality of the finished product, it is necessary that it occurs under lubrication. The solution for both problems listed above is obtained by sprinkling water soluble oil on top of the wire and the drawing dies, which is collected at a higher temperature and contaminated by tiny copper particles that detach from the wire.

The purpose of this report is to design the oil clarification system, the oil heat exchanger and the cooling tower for the water that removes heat from the oil, for a series of wire drawing machines to be installed at a wire manufacturing plant in Sao Paulo state (Dacota Condutores Elétricos).

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu pai, pelo apoio incondicional a esta causa, pela orientação sempre positiva e pelas inúmeras horas de conversa sobre engenharia mecânica; à minha mãe, pelo companheirismo e pelo empenho incessante em me proporcionar conforto e força de vontade para seguir em frente. Ao meu irmão, companheiro de jornada, deixo também registrado o meu forte agradecimento pela simples presença cotidiana.

Agradeço aos colegas de sala, em especial aos amigos do CAM, sem os quais não consigo imaginar como teria sido esta experiência. Sofremos, aprendemos e crescemos juntos, e toda a bagagem que levo comigo destes anos além do conhecimento acadêmico, devo a vocês.

Agradeço aos professores pelo empenho sincero e eficaz em nos preparar para a carreira de engenheiro, em especial ao meu orientador neste trabalho, Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta.

Agradeço à minha namorada que esteve ao meu lado durante este tempo, pelo forte apoio emocional e pela paciência com as intempéries da vida politécnica. Por fim, agradeço a todos os demais que contribuíram de certa forma para que eu atingisse este objetivo.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	ANÁLISE PRELIMINAR DA INSTALAÇÃO ATUAL.....	3
2.1	Trocadores de calor	3
2.2	Filtragem	3
2.3	Instalação a ser projetada.....	4
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
3.1	Trocadores de Calor	5
3.2	Torres de resfriamento.....	7
3.3	Tanque de decantação.....	12
4	PROJETO DO TROCADOR DE CALOR.....	16
4.1	Considerações iniciais	16
4.2	Determinação da potência de projeto	18
4.3	Projeto do trocador	20
5	PROJETO DA TORRE DE RESFRIAMENTO	25
5.1	Método de Merkel	25
5.2	Escolha do enchimento e análise de desempenho	31
6	PROJETO DO TANQUE DE DECANTAÇÃO	32
7	CONCLUSÕES	34
8	REFERÊNCIAS.....	36

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Geometria da Trefilação [2]	1
Figura 2.1 – Trocador de placas paralelas [3]	3
Figura 2.2 - Filtro à gravidade [4].....	4
Figura 3.1 - Representação esquemática de uma torre de resfriamento [11]	8
Figura 3.2 - Entalpias da água e ar em uma torre de resfriamento [11].....	9
Figura 3.3 – Método da quadratura [11]	9
Figura 3.4 - Ponto de operação ideal para torre de resfriamento [11].....	10
Figura 3.5 – Partícula em decantação	12
Figura 3.6 – Ilustração do funcionamento de um tanque de decantação	14
Figura 4.1 – Trocador de placas brasadas	21
Figura 4.2 - Número de placas em função da amplitude de temperatura do óleo e da vazão mássica da água de resfriamento.	23
Figura 4.3 - Número de placas em função da amplitude de temperatura do óleo e da temperatura de entrada da água de resfriamento.....	24
Figura 5.1 – Diferentes tipos de enchimento para torres de resfriamento [15].....	27
Figura 5.2 – Gráfico da Integral de Merkel vs <i>Packing Funcion</i> para diferentes tipos de enchimento	29
Figura 6.1 – Tanque de decantação.....	33

1 INTRODUÇÃO

A trefilação a frio é um processo de conformação plástica que tem por objetivo reduzir a seção transversal do fio, através de sua passagem forcada por uma ferramenta denominada fieira, orifício em formato cônico de diâmetro mínimo inferior ao do fio original. O fio é tracionado axialmente por sua extremidade posterior a fieira, o que gera uma força de compressão contra a fieira, provocando a deformação plástica que reduz sua seção e o alonga na direção longitudinal (figura 1.1).

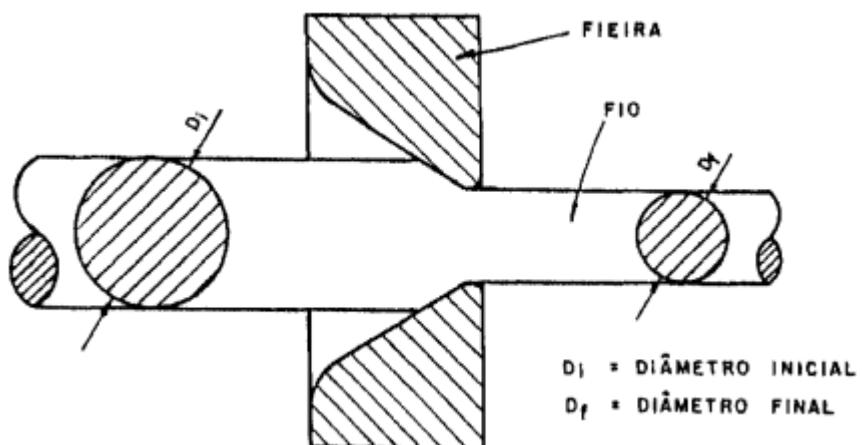


Figura 1.1 - Geometria da Trefilação [2]

Na metalurgia, denomina-se processo a frio aquele que é realizado abaixo da temperatura de recristalização do metal. No caso da trefilação do cobre para a fabricação de condutores elétricos, o material entra na trefiladora à temperatura ambiente, porém o atrito devido ao movimento relativo entre o fio e a fieira, assim como a própria deformação plástica, geram calor que leva ao aquecimento do fio e das peças em contato. Em uma só trefiladora de fios de cobre, o fio chega a passar por mais de 15 fieiras, atingindo grandes velocidades de saída e gerando uma quantidade de calor tal que apenas a convecção com o ar não é capaz de dissipar.

Para dissipar o calor gerado e evitar que os componentes atinjam temperaturas indesejadas, torna-se necessário o uso de algum tipo de resfriamento. Uma opção seria o resfriamento interno na máquina, através da fieira e das polias, peças que tem contato com o fio.

Adicionalmente, é preciso levar em conta que valores elevados de atrito trazem efeitos negativos no processo. Para reduzir o atrito, utiliza-se um agente lubrificante, reduzindo o desgaste da fieira, reduzindo os esforços de trefilação, melhorando a qualidade do acabamento superficial do fio e ainda evitando o engripamento entre as superfícies. No processo de trefilação do cobre, tipicamente são utilizadas soluções de água e substância graxa, sendo possível trabalhar com reduzidas concentrações desta conforme se reduz o diâmetro da seção trefilada.

A aspersão da solução lubrificante é efetuada em diversos pontos da máquina, em especial nas proximidades das polias e fieiras, sanando ambos os problemas levantados nos parágrafos anteriores. Juntam-se à solução pequenas partículas de cobre que se desprendem do fio, e esta é finalmente recolhida em um reservatório inferior do equipamento.

Tipicamente, os fabricantes do óleo utilizado na trefilação de cobre recomendam uma faixa de temperaturas de trabalho ideal de 40 a 45°C, sendo aceitável ampliar esta faixa no máximo até 35 a 55°C. Abaixo da temperatura mínima, a solução se torna mais espessa, perdendo capacidade de lubrificação e trazendo dificuldades na filtragem/decantação do particulado de cobre. Acima da temperatura máxima, ocorre o surgimento de espuma, a qual o particulado de cobre adere, podendo entupir as fieiras, prejudicar o escoamento na tubulação e sujar a máquina, além da quebra da cadeia carbônica, fator que prejudica a lubrificação.

Com base nas considerações apresentadas até o momento, fica evidente a necessidade de um sistema de recirculação para a solução água-óleo, com os seguintes componentes: sistema de troca de calor, capaz de manter a solução dentro da faixa de temperatura de trabalho aceitável; sistema de separação do particulado de cobre da solução, através de filtragem ou decantação; sistema de bombeamento capaz de manter a pressão e vazão de trabalho adequadas na linha.

2 ANÁLISE PRELIMINAR DA INSTALAÇÃO ATUAL

A empresa estudada conta atualmente com quatro trefiladoras, sendo uma trefila unifilar de desbaste, responsável por reduzir o fio do diâmetro inicial de 8mm para a seção de saída de aproximadamente $1,5\text{mm}^2$, uma trefila multifilar para pequenos diâmetros e duas trefilas bifilares também para pequenos diâmetros. A primeira trefila descrita anteriormente utiliza uma solução com 15% de óleo AGEFIL, enquanto todas as demais utilizam uma solução com 10% do mesmo óleo, sendo que cada uma das máquinas possui um sistema de circulação independente da solução, cujas vazões variam de 5 a 15 m^3/h na velocidade máxima da máquina.

2.1 Trocadores de calor

Os trocadores de calor utilizados atualmente nas trefilas da empresa são trocadores de placas paralelas, compactos, de escoamento contracorrente (figura 2.1). Este tipo de trocador tem a vantagem de possuir uma grande área de troca por volume ocupado, sendo bastante utilizado em aplicações que envolvem dois líquidos com baixas e médias vazões.

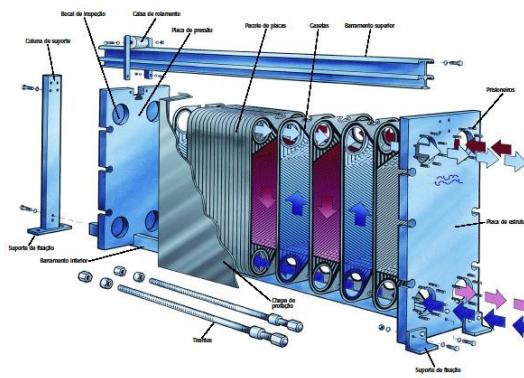


Figura 2.1 – Trocador de placas paralelas [3]

2.2 Filtragem

A separação entre as partículas de cobre e a solução água-óleo é atualmente realizada através de filtros de papel à gravidade (figura 2.2). A vantagem destes filtros está na simplicidade construtiva e na facilidade operacional. Os filtros já são

dotados de sistemas de controle que acionam o bobinador de papel quando a quantidade de resíduos no filtro atinge um determinado limite. Suas principais desvantagens estão na elevada perda de carga, assim como na impossibilidade de se trabalhar com grandes vazões.

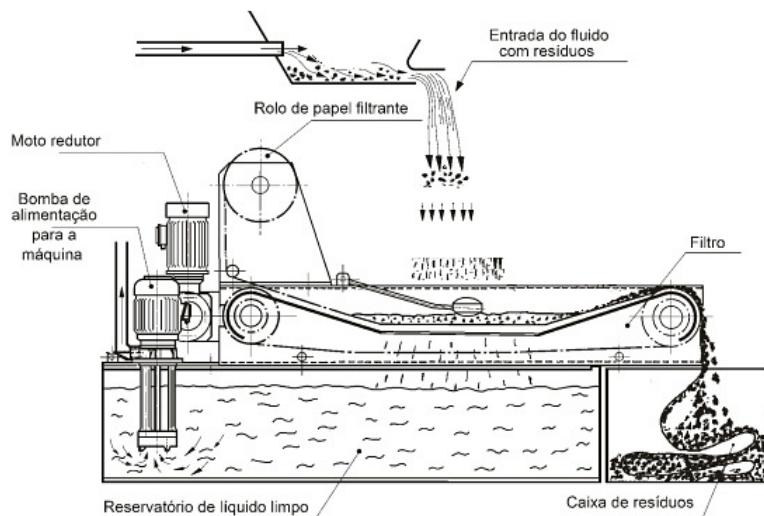


Figura 2.2 - Filtro à gravidade [4]

2.3 Instalação a ser projetada

No projeto de expansão da empresa para os próximos dois anos, está prevista a instalação de uma nova trefila multifilar para pequenos diâmetros, assim como duas novas trefilas bifilares do mesmo tipo. Desta forma, haverá seis máquinas trabalhando com o mesmo fluido lubrificante, passando a ser economicamente interessante que se construa um sistema integrado de circulação deste fluido.

Deverá ser projetado um sistema de circulação capaz de atender a condição máxima operacional, com as seis máquinas ligadas, porém capaz de atender também de forma eficaz diferentes situações de operação. Em substituição ao sistema de filtros, que deixará de ser adequado para a vazão do novo sistema, o projeto se propõe a instalar um sistema de decantação capaz de efetuar a separação do particulado de cobre. Um critério a ser considerado são situações contingenciais para manutenção dos equipamentos do sistema, de forma que a produção não seja interrompida.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No desenvolvimento deste projeto, serão abrangidos essencialmente os conceitos de quatro aplicações da engenharia mecânica: projeto de trocadores de calor, torres de resfriamento, sistemas de recalque e sistemas de decantação. Para tal, será feita uma breve revisão de conceitos relativos às metodologias convencionais de projeto e análise destes diferentes sistemas.

3.1 Trocadores de Calor

Trocador de calor é o nome dado ao equipamento utilizado para efetuar a troca de calor entre dois fluidos escoando a diferentes temperaturas, separados por paredes sólidas. Existem trocadores de diversas formas construtivas, sendo que as metodologias convencionais de análise e projeto de trocadores independem da forma, estando as únicas diferenças em valores a serem considerados a posteriori.

Do ponto de vista do balanço global de energia nos fluidos, admitindo que não ocorra mudança de fase de nenhum deles ou perdas para o exterior, é possível afirmar que:

$$q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent}) = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (3.1)$$

Sendo que os coeficientes f e q representam os fluidos frio e quente, respectivamente. As grandezas envolvidas são: q (taxa de troca de calor, em kW); \dot{m} (vazão mássica, em kg/s); c_p (calor específico, em kJ/kg.°C); T (temperaturas de entrada e saída dos fluidos, em K ou °C).

Para estudar o fenômeno da transferência de calor, faz-se necessário o uso de uma expressão que relate a taxa de troca também parâmetros do trocador. Esta equação tem a seguinte forma:

$$q = UA \Delta T_{ml} \quad (3.2)$$

Sendo as grandezas: U (coeficiente global de transferência de calor, em kW/(m².K)); A (área total de troca, em m²); ΔT_{ml} (média logarítmica das diferenças

de temperatura, em K ou °C). A área de troca é um parâmetro de significado bastante intuitivo, que dependerá das características construtivas do trocador de calor, sendo justamente ela a incógnita a ser determinada no projeto/seleção do trocador. Os demais parâmetros serão descritos a seguir.

O coeficiente global de transferência de calor (U) é dado pela soma das resistências térmicas envolvidas na troca. De forma simplificada, os fenômenos de troca são a convecção em cada um dos fluidos escoando e a condução na parede que os separa. Além disso, pode haver uma resistência térmica adicional, conhecida por fator de deposição, referente à formação de possíveis camadas decorrentes de reações entre o fluido e o metal da parede. A equação que determina o coeficiente, portanto, terá o seguinte formato:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_f} + R''_{d,f} + R_p + R''_{d,q} + \frac{1}{h_q} \quad (3.3)$$

Sendo: R''_d (fatores de deposição, em K/W); R_p (resistência térmica da parede, em K/W); h (coeficientes convectivos dos fluidos, em W/(m².K)). Os fatores de deposição, a rigor, variam com o tempo e as condições de operação, porém de forma genérica e aproximada podem ser obtidos em tabelas, de acordo com o fluido de operação. A resistência da parede dependerá tão somente do material da mesma e suas características construtivas (forma e espessura), sendo dada por:

$$R_p = \frac{L}{k} \quad (3.4)$$

Sendo: L (espessura da parede, em m); k (condutividade térmica do material da parede, em W/(m.K)).

A obtenção dos coeficientes convectivos (h) se dá através do número de Nusselt, através da seguinte relação:

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k} \quad (3.5)$$

Sendo: Nu_D (número de Nusselt, adimensional tabelado para diferentes geometrias de seção transversal em um escoamento laminar); D_h (diâmetro

hidráulico, parâmetro definido de acordo com a seção transversal do escoamento); k (condutividade térmica do fluido, em W/(m.K)).

Por fim, a média logarítmica das diferenças de temperatura, ΔT_{ml} , será dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (3.6)$$

Sendo as diferenças de temperatura definidas de acordo com o tipo de escoamento, conforme segue:

$$\begin{aligned} \text{Escoamento paralelo:} \quad \Delta T_1 &= T_{q,ent} - T_{f,ent} \\ \Delta T_2 &= T_{q,sai} - T_{f,sai} \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} \text{Escoamento contracorrente:} \quad \Delta T_1 &= T_{q,ent} - T_{f,sai} \\ \Delta T_2 &= T_{q,sai} - T_{f,ent} \end{aligned} \quad (3.8)$$

3.2 Torres de resfriamento

Torre de resfriamento é o equipamento que tem por objetivo efetuar a rejeição do calor residual de processos industriais para a atmosfera, por meio do resfriamento de água, que por sua vez se dá através da evaporação. A água quente do processo industrial é gotejada sobre superfícies internas à torre, através das quais escoa também ar nas condições ambientes. Este escoamento possibilita a transferência combinada de calor e massa, tornando a torre de resfriamento um dispositivo capaz de rejeitar maior quantidade de calor do que um simples trocador de calor, possibilitando inclusive que a água deixe o trocador a temperaturas inferiores à temperatura de bulbo seco do ar.

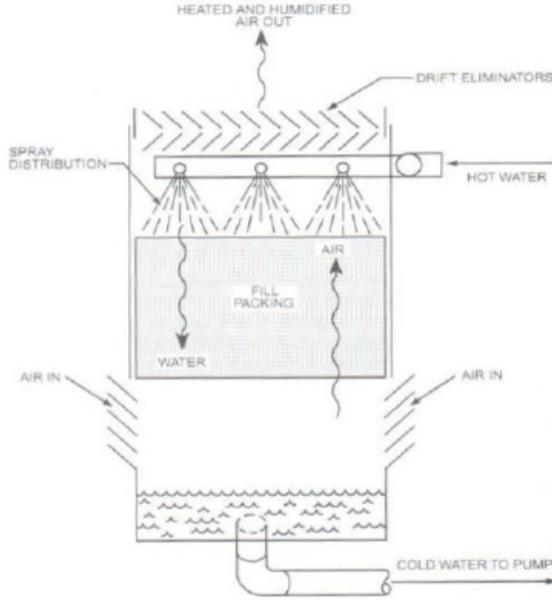


Figura 3.1 - Representação esquemática de uma torre de resfriamento [11]

Para efeitos de dimensionamento, a perda mássica de água por evaporação pode ser desprezada, de forma que o balanço de energia na água será dado por:

$$q = \dot{m}_L c_{p,L} (T_{L,sai} - T_{L,ent}) \quad (3.9)$$

Em que o índice L refere-se sempre ao líquido de trabalho, em geral água. O balanço de energia na corrente de ar será dado por:

$$q = \dot{m}_a (h_{a,sai} - h_{a,ent}) \quad (3.10)$$

Sendo h a entalpia específica do ar úmido, em kJ/kg. Unindo as equações anteriores, é possível estabelecer a seguinte relação:

$$h_{a,sai} = h_{a,ent} + \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_a} c_{p,L} (T_{L,ent} - T_{L,sai}) \quad (3.11)$$

As temperaturas e vazão mássica do fluido são parâmetros de projeto, e a entalpia do ar de entrada pode ser obtida da carta psicrométrica, com base em sua TBS (temperatura de bulbo seco) e umidade relativa. Fica possível, portanto, estabelecer uma correlação entre a entalpia de saída do ar e a relação de vazões mássicas \dot{m}_L/\dot{m}_a .

Para diferentes valores da relação de vazões máximas, calcula-se a Integral de Merkel, dada por:

$$I_m = \frac{h_{L,ent} - h_{L,sai}}{(h_s - h_a)} \quad (3.12)$$

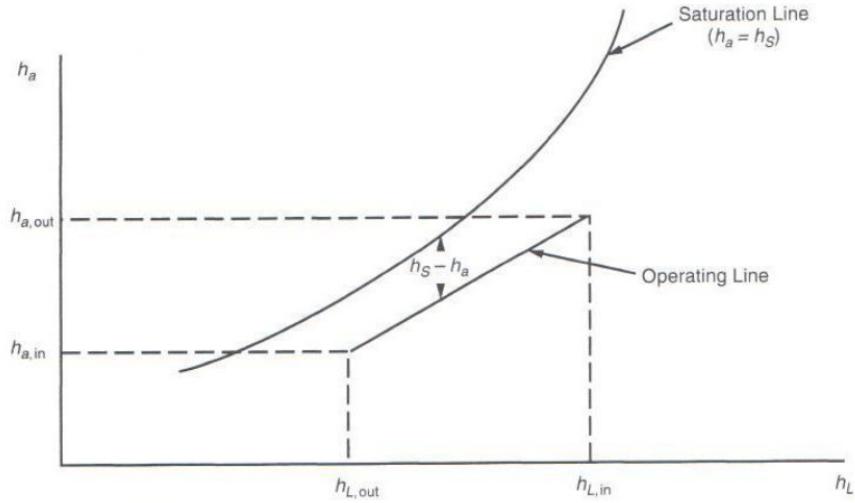


Figura 3.2 - Entalpias da água e ar em uma torre de resfriamento [11]

Sendo h_s a entalpia de saturação do ar à temperatura da água em um dado ponto. O valor médio da diferença entre esta entalpia e a entalpia da água poderia ser precisamente calculado percorrendo-se toda a curva ilustrada na figura 3.2, porém de forma aproximada é possível calcular a média com base nos pontos ilustrados na figura 3.3, pelo método conhecido como método da quadratura.

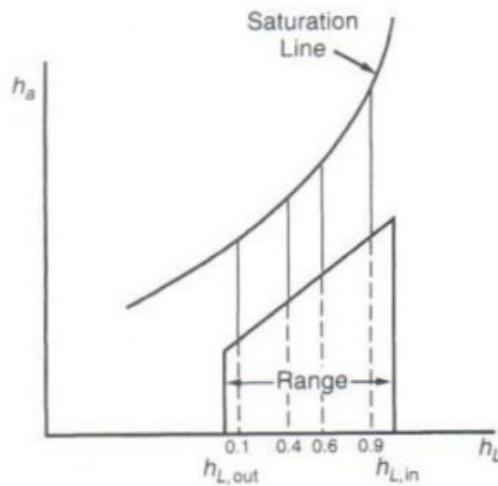


Figura 3.3 – Método da quadratura [11]

O valor médio das diferenças de entalpia passa a ser dado pela seguinte equação:

$$\overline{(h_s - h_a)} = \left[\frac{(h_s - h_a)_{0,1} + (h_s - h_a)_{0,4} + (h_s - h_a)_{0,6} + (h_s - h_a)_{0,9}}{4} \right] \quad (3.13)$$

Além dos valores da Integral de Merkel para diferentes relações de vazão mássica, calcula-se a função de enchimento (“packing function”) para diferentes relações de vazão. Esta função é definida por:

$$\frac{\beta \rho_a a H}{\dot{m}_L} = eH \left(\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_a} \right)^{-n} \quad (3.14)$$

Sendo H a altura do enchimento do trocador, em metros, e e n constantes que variam de acordo com a forma do enchimento. O resultado obtido serão duas curvas: uma que caracteriza o equipamento e outra que caracteriza a troca de energia. Do cruzamento destas duas curvas deve ser extraída a relação ideal de vazões, conforme ilustra a figura 3.4.

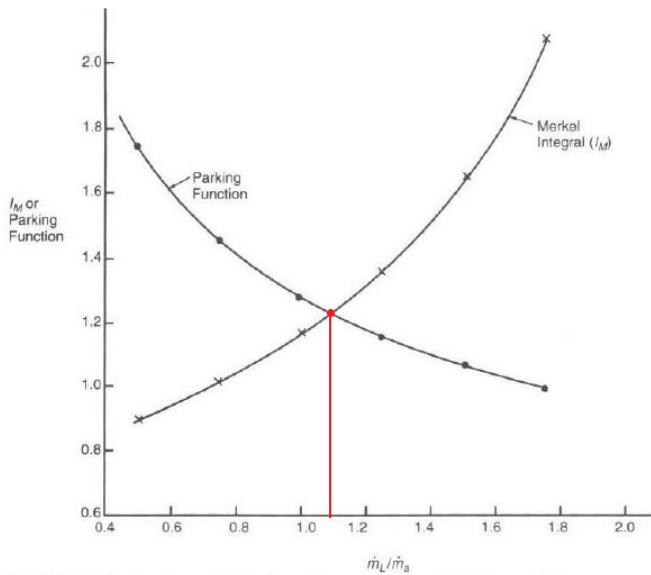


Figura 3.4 - Ponto de operação ideal para torre de resfriamento [11]

Um parâmetro de desempenho importante de se conhecer em uma torre de resfriamento é o valor da perda de carga do ar através do enchimento, necessário para o dimensionamento do ventilador que fará a movimentação de ar. O cálculo da perda de carga parte de um parâmetro também calculado de acordo com o tipo de enchimento e com a relação de vazões mássicas, dado por:

$$K_{fil} = a_p \left(\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_a} \right) + b_p \quad (3.15)$$

Sendo a_p e b_p coeficientes tabelados para diferentes tipos de enchimentos.

A perda de carga, por sua vez, pode ser dada a partir deste parâmetro pela seguinte relação:

$$\Delta p = 0,8335 \frac{Q_{med}^2}{\rho_{med} A_{tr}^2} (K_{fil} H + 6,5) \quad (3.16)$$

Sendo: Δp (perda de carga, em Pa); Q_{med} (média aritmética das vazões volumétricas de entrada e saída de ar no enchimento, em m^3/s); ρ_{med} (média harmônica das massas específicas de entrada e saída do ar no enchimento, em kg/m^3) e A_{tr} (área total do enchimento no sentido transversal ao escoamento, em m^2).

Para calcular as vazões volumétricas de entrada e saída, assim como as massas específicas de entrada e saída, devem ser estimadas as pressões de entrada e saída, a serem posteriormente conferidas de acordo com o resultado obtido na equação, repetindo este processo iterativamente até que se tenha uma boa estimativa.

Por fim, a potência de acionamento do ventilador deverá ser de:

$$N_e = \frac{Q_{ent} \Delta p}{\eta_{vent}} \quad (3.17)$$

Sendo: N_e (potência, em W); Q_{ent} (vazão volumétrica de ar na entrada do ventilador, em m^3/s); η_{vent} (eficiência do ventilador).

Uma vez projetada uma torre para determinadas condições de operação, é possível fazer uma análise de desempenho em diferentes condições a partir do cálculo do NUT. O NUT é um adimensional praticamente constante para uma dada torre, que tem seu valor exato dado por uma integral, mas pode ser também calculado com boa precisão da seguinte forma discreta:

$$NUT = \dot{m}_L c_{p,L} \Delta T_L \sum_n \frac{1}{(h_s - h_a)_n} \quad (3.18)$$

Sendo ΔT_L a diferença de temperatura da água estabelecida como intervalo da integração discreta. O valor do NUT é equivalente ao valor da Integral de Merkel no

ponto de operação escolhido, multiplicado pela vazão mássica do líquido. Foi desenvolvida uma simples rotina de cálculo no Excel capaz de, para um dado NUT, para diferentes condições de entrada do ar e da água, dadas as vazões mássicas, calcular a temperatura de saída da água obtida.

3.3 Tanque de decantação

Para promover a separação das partículas de cobre em suspensão no óleo solúvel, uma alternativa ao uso do filtro à gravidade tipicamente empregado é a construção de um tanque de decantação. O princípio de funcionamento deste tanque está baseado na diferença de densidade entre a partícula e o líquido no qual ela está inserida, que fará com que as partículas, mais densas, sejam atraídas para o fundo do reservatório pela ação da gravidade.

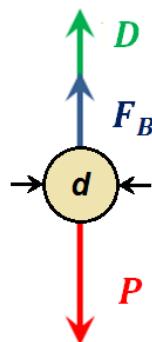


Figura 3.5 – Partícula em decantação

Se olharmos somente para o movimento vertical da partícula, considerando que o escoamento horizontal se dê em velocidade bastante baixa, é possível concluir que a mesma está sujeita a três esforços, conforme ilustra a figura 3.5: peso (P), a favor do movimento de decantação; empuxo (F_b) e arrasto (D), contrários ao movimento de decantação. Para uma partícula esférica, cada um destes esforços pode ser calculado pelas equações a seguir.

$$P = \frac{\pi d^3}{6} \rho_{part} g \quad (3.19)$$

$$F_b = \frac{\pi d^3}{6} \rho_{liq} g \quad (3.20)$$

$$D = \frac{1}{2} \rho_{liq} A_{tr} C_D u^2 \quad (3.21)$$

Sendo: ρ (massa específica da partícula ou do líquido, em kg/m³), g (aceleração da gravidade, em N/kg), d (diâmetro da partícula, em m), A_{tr} (área transversal ao movimento da partícula, em m²), C_D (coeficiente de arrasto, adimensional), u (velocidade da partícula em relação ao fluido, em m/s) e as forças todas dadas em N.

O coeficiente de arrasto, por sua vez, para escoamentos com número de Reynolds inferior a um, pode ser dado por:

$$C_D = \frac{24}{Re} \quad (3.22)$$

E o número de Reynolds para o escoamento ao redor de uma partícula esférica é dado por:

$$Re = \frac{\rho_{liq} u D_h}{\mu_{liq}} \quad (3.23)$$

Sendo: D_h (diâmetro hidráulico, equivalente ao diâmetro, em m) e μ_{liq} (viscosidade dinâmica do líquido, em N/(s.m²)).

Fazendo as devidas substituições no valor do coeficiente de arrasto na equação da força de arrasto, é possível obter-se que:

$$D = 3 \pi d \mu_{liq} u \quad (3.24)$$

Fazendo a equação de equilíbrio deste movimento a partir do teorema do movimento do baricentro:

$$m \cdot a = P - D - F_b \quad (3.25)$$

Substituindo os valores de cada termo da equação:

$$\frac{\pi d^3}{6} \rho_{part} \frac{du}{dt} = \frac{\pi d^3}{6} g (\rho_{part} - \rho_{liq}) - 3 \pi d \mu_{liq} u \quad (3.26)$$

Esta é a equação diferencial que descreve o movimento vertical da partícula na água enquanto a mesma encontra-se em aceleração.

Conforme a velocidade cresce, cresce também o arrasto, até que ele torna-se grande o suficiente e atinge-se a situação em que:

$$P = D + F_b \quad (3.27)$$

A partir deste momento, a partícula assume movimento em velocidade constante, conhecida por velocidade terminal. Resolvendo a igualdade acima, pode-se calcular o valor desta velocidade:

$$u_{term} = \frac{P - F_b}{3 \pi d \mu_{liq}} = \frac{d^2 g}{18 \mu_{liq}} (\rho_{part} - \rho_{liq}) \quad (3.28)$$

O tanque projetado será um tanque de decantação horizontal, ilustrado de forma genérica pela figura 3.6. O projeto consiste em dimensionar a altura máxima do nível de líquido em função do tempo total que o mesmo leva para percorrer o tanque, de forma a garantir a decantação de todas as partículas.

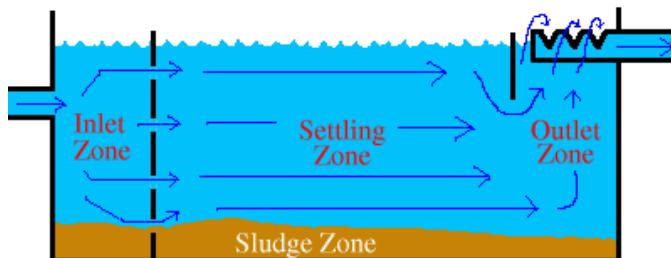


Figura 3.6 – Ilustração do funcionamento de um tanque de decantação

Em primeiro lugar, é necessário verificar o tempo de repouso do óleo antes que ele volte à máquina, recomendado pelo fabricante do mesmo. Caso isto não seja um fator crítico, deve ser definido um tempo de repouso de projeto, com base na vazão volumétrica do líquido e no volume que se deseja para o tanque.

Em seguida, é necessário resolver a equação diferencial de movimento da partícula, calculando o tempo que a partícula leva até atingir a velocidade terminal, assim como a distância percorrida neste tempo. Caso este tempo seja inferior ao tempo de repouso de projeto, é possível concluir que a partícula atingirá a velocidade

terminal e seguirá em movimento vertical uniforme antes que tenha percorrido todo o comprimento do tanque.

Para o tempo total de permanência do líquido no tanque, deve ser calculada qual é o deslocamento vertical total da partícula. Este valor representa a altura máxima do nível de líquido dentro do tanque capaz de garantir que as partículas daquele diâmetro atingirão o fundo.

4 PROJETO DO TROCADOR DE CALOR

O projeto do sistema terá início no projeto do trocador de calor. A metodologia aplicada para tal se inicia com a determinação da demanda térmica deste trocador, em quilowatts, baseada na fração de potência da máquina que é transferida ao fluido. Na sequência, com base na faixa de temperatura de operação adequada para o fluido, levantam-se possíveis condições operacionais do trocador, que serão em seguida compatibilizadas com as condições da torre de resfriamento.

4.1 Considerações iniciais

Baseado nas condições operacionais da máquina, deseja-se estabelecer a quantidade de calor que deverá ser rejeitado através do fluido lubrificante no sistema de resfriamento. Inicialmente, partiu-se de definições teóricas que descrevem o processo para se estabelecer um modelo. Em seguida, foram realizadas medições nos equipamentos em operação para validar o modelo teórico adotado.

De acordo com Frascio [12], a força trativa na trefilação de um fio pode ser dada por:

$$F_t = \sigma_V \pi A_f \left[\left(1 + \frac{\mu}{\tan \beta} \right) \ln \left(\frac{A_i}{A_f} \right) + \frac{2}{3} \tan \beta \right] \quad (4.1)$$

Sendo: F_t (força trativa em N), σ_V (tensão verdadeira em N/mm²), A_f (área da seção do fio, posterior à fieira, em mm²), μ (coeficiente de atrito), β (semi-ângulo da fieira com relação à direção do fio), A_i (área da seção do fio, anterior à fieira).

A potência, portanto, pode ser dada por:

$$P = F_t * V_f \quad (4.2)$$

Sendo: P (potência em W), V_f (velocidade de saída do fio em m/s).

Para uma trefiladora que opere com uma sequência de passes, ou seja, com reduções de diâmetro consecutivas através da passagem do fio por diferentes fieiras,

é interessante obter-se uma fórmula que expresse a potência total, somados todos os passes. Para isso, é importante analisar alguns fatores.

Define-se por escorregamento a relação entre o índice de alongamento e o índice de aumento de velocidade do fio, existente no projeto da máquina para evitar quebras do fio:

$$q = \lambda/j \quad (4.3)$$

Sendo:

$$\lambda = L_f/L_i \quad (4.4)$$

$$j = V_f/V_i \quad (4.5)$$

Olhando novamente para a fórmula da força trativa, é possível inferir que em duas passagens por fieiras consecutivas de uma trefiladora, desde que relação de áreas A_f/A_i seja a mesma em cada passe, assim como o coeficiente de atrito e o semi-ângulo da fieira, podemos fazer a seguinte relação:

$$\frac{F_{t,k}}{A_{f,k}} = \frac{F_{t,k-1}}{A_{f,k-1}} \quad (4.6)$$

Mas:

$$A_{f,k-1} = A_{i,k} \quad (4.7)$$

E, lembrando que a redução de área é inversamente proporcional ao enlongamento:

$$F_{t,k-1} = \frac{A_{i,k}}{A_{f,k}} F_{t,k} = \lambda F_{t,k} \quad (4.8)$$

Para a potência, de forma análoga:

$$\frac{P_k}{V_{f,k} F_{t,k}} = \frac{P_{k-1}}{V_{f,k-1} F_{t,k-1}} = \frac{P_{k-1}}{V_{i,k} \lambda F_{t,k}} \quad (4.9)$$

Enfim:

$$P_{k-1} = \frac{V_{i,k}\lambda F_{t,k}}{V_{f,k}F_{t,k}} P_k = \frac{\lambda}{j} P_k = q P_k \quad (4.10)$$

Com isso, é possível perceber que a potência em um passe, multiplicada pelo índice de escorregamento, será igual à potência no passe seguinte. Em uma trefila com n passes, portanto, é possível afirmar que:

$$P_{tot} = P_n(1 + q + q^2 + \dots + q^{n-1}) = F_n V_n \left(\frac{q^n - 1}{q - 1} \right) \quad (4.11)$$

Por fim, caso a trefila possua N fios sendo trefilados simultaneamente, chegamos à fórmula final que será utilizada no cálculo da potência de trefilação neste trabalho.

$$P_{tot} = N F_n V_n \left(\frac{q^n - 1}{q - 1} \right) \quad (4.12)$$

4.2 Determinação da potência de projeto

Antes de determinar as condições de trabalho do conjunto de trefiladoras na fábrica em estudo, será feita uma breve descrição dos padrões adotados nas trefiladoras em questão. A seção das fieiras e a consequente redução de seção do fio em cada passe são baseadas na escala americana AWG (*American Wire Gauge*), que apresenta um índice de alongamento constante entre seus passes, igual a 1,261. A relação de engrenamento entre passes consecutivos da máquina é sempre de 1,25, o que leva ao índice de escorregamento de 1,0088.

As fieiras utilizadas são de Wídia e possuem os seguintes valores para o semi-ângulo de entrada e o coeficiente de atrito com o cobre:

$$\beta = 17^\circ$$

$$\mu = 0,15$$

A tensão verdadeira de um material pode ser dada por (Callister, 2008):

$$\sigma_V = k \varepsilon^n \quad (4.13)$$

Sendo a deformação verdadeira ε obtida a partir do índice de alongamento, e os valores de k e n tabelados para o material.

$$\varepsilon = \ln \lambda = \ln 1,261 = 0,2319$$

$$k = 530 \text{ MPa}$$

$$n = 0,44$$

De forma que:

$$\sigma_V = 278,6 \text{ MPa} = 278,6 \text{ N/mm}^2$$

Na tabela 1 encontram-se os valores de diâmetro de seção do fio na escala AWG, dentro da faixa de interesse, já acompanhados da força calculada para a trefilação do cobre com base nos parâmetros das fieiras descritas anteriormente.

Tabela 1 – Diâmetros e forças de trefilação na escala AWG

Bitola AWG	Diâmetro Nominal (mm)	Força de Trefilação (N)
14	1,628	319
15	1,450	253
16	1,291	201
17	1,150	159
18	1,024	126
19	0,912	100
20	0,812	79,4
21	0,723	62,9
22	0,644	49,8
23	0,573	39,7
24	0,511	31,2
25	0,455	24,9
26	0,405	19,8
27	0,361	15,6
28	0,321	12,5
29	0,286	9,81
30	0,255	7,77
31	0,227	6,21
32	0,202	4,93

Com base nos dados levantados acima, em conjunto com os parâmetros de operação das máquinas em suas condições de máxima produção, calcula-se as potências através da equação 5.12, conforme indicado na tabela 2.

Tabela 2 – Potências de trefilação instaladas na Dacota Condutores Elétricos

Trefila	Número de Fios N	Seção de Entrada AWG	Seção de Saída AWG	Número de passes n	Velocidade de saída (m/s)	Potência (W)
Multifilar 1	11	14	23	9	19	77.290
Multifilar 2	8	14	28	14	25	37.045
Bifilar 1	2	14	29	15	25	7.828
Bifilar 2	2	14	29	15	25	7.828
Bifilar 3	2	14	29	15	25	7.828
Bifilar 4	2	14	29	15	25	7.828
		Total		145.646		

É preciso, neste momento, estimar a parcela desta energia que será transferida ao fluido refrigerante e deverá, portanto, ser retirada no trocador de calor. Pode-se traçar basicamente 4 caminhos para a energia:

- Carregada pelo fluido de resfriamento;
- Carregada em aquecimento do fio;
- Perdida pela máquina ao meio (por convecção e radiação);
- Outras perdas (Ruído, desgaste etc).

Foram realizadas medições nos equipamentos em operação na fábrica e chegou-se à conclusão de que a energia trocada com o fluido equivale a cerca de 75 a 85% de toda a energia de trefilação do material. Para fim de projeto, será considerado que 100% da energia deve ser trocada pelo fluido, o que não foge muito à realidade e representa um coeficiente de segurança.

4.3 Projeto do trocador

Para se dar início ao projeto, determinou-se o tipo de trocador a ser utilizado. O tipicamente utilizado neste tipo de aplicação água-óleo solúvel, nesta faixa de potência e temperaturas, é o trocador de calor de placas paralelas. Este trocador é encontrado em dois tipos: placas desmontáveis e placas brasadas. Os trocadores de placas brasadas são mais compactos e atendem a menores instalações, enquanto os de placas desmontáveis chegam a ter maiores dimensões e atender a maiores vazões de fluidos.

Para se ter ideia da ordem de grandeza da espessura dos canais e das placas, consultou-se o catálogo do fabricante Apema, de forma que chegou-se às seguintes especificações para os trocadores de placas brasadas.

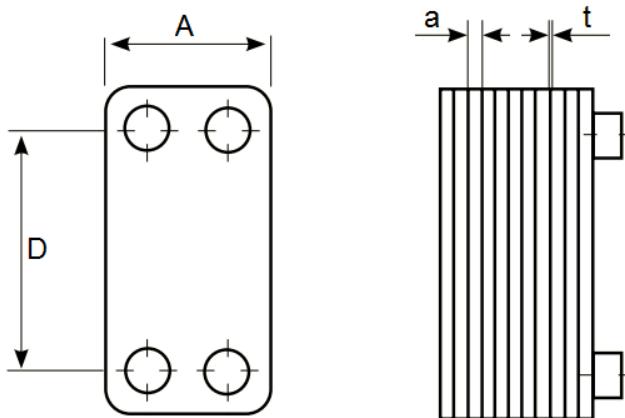


Figura 4.1 – Trocador de placas brasadas

Tabela 3 – Dimensões dos trocadores de calor de placas brasadas Apema

Modelo Trocador	D (mm)	A (mm)	Vol por canal (L)	a (mm)	t (mm)
K030	154	80	0,025	2,03	0,22
K050	250	106	0,056	2,11	0,29
K070	250	124	0,067	2,16	0,24
K095	466	106	0,1	2,02	0,38
K105	444	124	0,112	2,03	0,37
K205	456	246	0,234	2,09	0,31
K210	430	245	0,28	2,66	0,19
K400	650	321	0,414	1,98	0,42

As propriedades envolvidas nas equações utilizadas no dimensionamento do trocador foram obtidas no Incropera [1] e encontram-se listadas a seguir.

$$k_{\text{água}, \ 305K} = 0,62 \text{ W}/(\text{m}. \text{K})$$

$$c_{p_{\text{água}}} = 4186,8 \text{ J}/(\text{kg}. ^{\circ}\text{C})$$

$$\mu_{\text{água}, \ 305K} = 6,31 * 10^{-4} \text{ N}/(\text{s}. \text{m}^2)$$

$$\rho_{\text{água}} = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$$

As propriedades utilizadas para o óleo foram as mesmas da água. A solução lubrificante é composta quase 90% por água, o que torna sua densidade, calor específico e condutividade muito próximos à da água. A viscosidade do óleo foi medida em comparação à da água, através de ensaios com copo Ford, e, dentro da

faixa de temperaturas em questão, o valor apresentou-se também muito próximo. Desta forma, temos:

$$\begin{aligned}k_{óleo, \ 315K} &= 0,634 \text{ W/(m.K)} \\c_{p_{óleo}} &= 4186,8 \text{ J/(kg.}^{\circ}\text{C)} \\μ_{óleo, \ 315K} &= 7,69 * 10^{-4} \text{ N/(s.m}^2\text{)} \\ρ_{óleo} &= 1000 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

Do catálogo da Apema, obtém-se que a superfície de troca entre os fluidos é de aço AISI 304. Para este material:

$$k_{parede, \ 300K} = 14,9 \text{ W/m.k}$$

Novamente consultando o livro do Incropera [1], é possível concluir que, para escoamentos laminares, com número de Reynolds inferior a 2300, na sessão transversal em questão, o número de Nusselt e o diâmetro hidráulico podem ser dados por:

$$Nu = 7,54$$

$$D_h = 2a$$

Os fatores de deposição sugerido também no Incropera [1] para a água e óleo são, respectivamente:

$$\begin{aligned}R''_{d,a} &= 0,0001 \text{ m}^2.\text{K/W} \\R''_{d,o} &= 0,0002 \text{ m}^2.\text{K/W}\end{aligned}$$

Com base nos parâmetros levantados, foi feita uma análise inicial utilizando-se as equações de projeto de trocador (4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 e 4.8), considerando-se a operação do óleo com temperatura de 40 a 45°C, a temperatura da água proveniente da torre de resfriamento igual a 30°C e sua vazão mássica de 10 kg/s, de forma que, para cada um dos trocadores listados no catálogo, foi possível calcular o número de placas necessário para atender à área de troca desejada. O resultado encontra-se na tabela 4.

Tabela 4 - Cálculo do número de placas para os diferentes modelos de trocador Apema

Modelo Trocador	h óleo (W/(m ² .K))	Rd,o (m ² .K/W)	Rp (m ² .K/W)	Rd,a (m ² .K/W)	h água (W/(m ² .K))	U (W/(m ² .K))	A (m ²)	nº placas
K030	1178	0,0002	0,00001	0,0001	1152	492	27,55	2236
K050	1131	0,0002	0,00002	0,0001	1106	475	28,57	1078
K070	1106	0,0002	0,00002	0,0001	1081	466	29,08	938
K095	1181	0,0002	0,00003	0,0001	1155	491	27,63	559
K105	1175	0,0002	0,00002	0,0001	1149	489	27,74	504
K205	1146	0,0002	0,00002	0,0001	1121	479	28,28	252
K210	899	0,0002	0,00001	0,0001	879	390	34,73	330
K400	1205	0,0002	0,00003	0,0001	1178	498	27,21	130

Dentre os resultados obtidos, o único modelo de trocador que atende ao sistema com uma quantidade de placas disponível comercialmente pelo fabricante é o último da lista, K400. As próximas análises serão feitas com base nas características dimensionais deste equipamento.

Primeiramente, serão feitas duas análises para medir a influência que as condições de operação da torre de resfriamento tem no dimensionamento do trocador. Para diferentes amplitudes totais de temperatura do óleo (estabelecendo-se 42,5°C como sua temperatura média), varia-se a vazão mássica de água de resfriamento e a temperatura de retorno da água de resfriamento, e compara-se a quantidade de placas que seria necessária para o trocador satisfazer a rejeição térmica de calor do óleo. Os resultados encontram-se nas figuras 4.2 e 4.3.

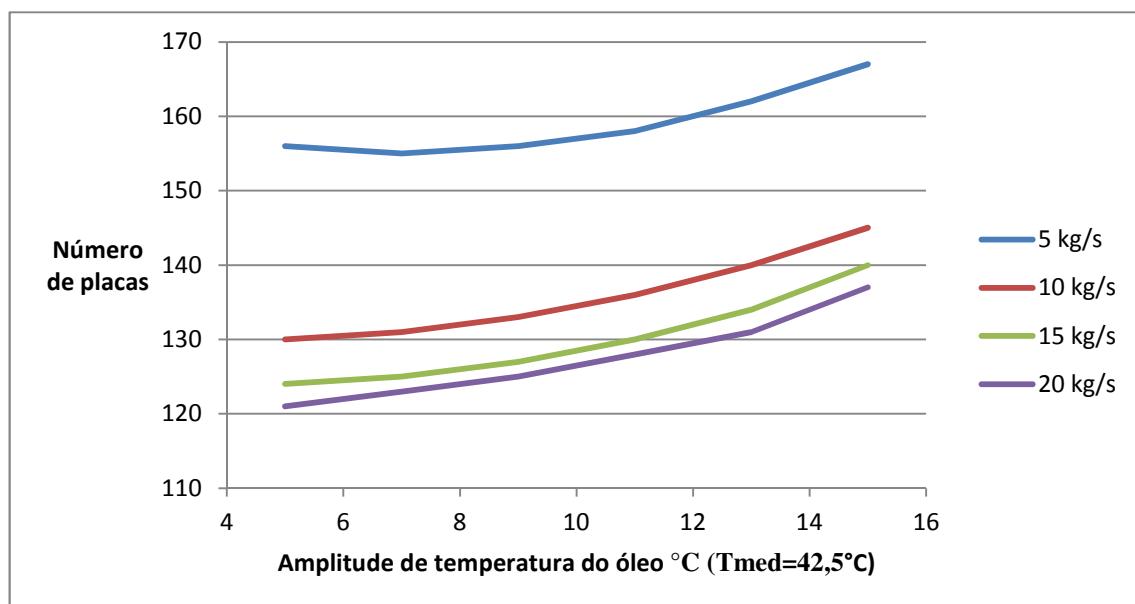


Figura 4.2 - Número de placas em função da amplitude de temperatura do óleo e da vazão mássica da água de resfriamento.

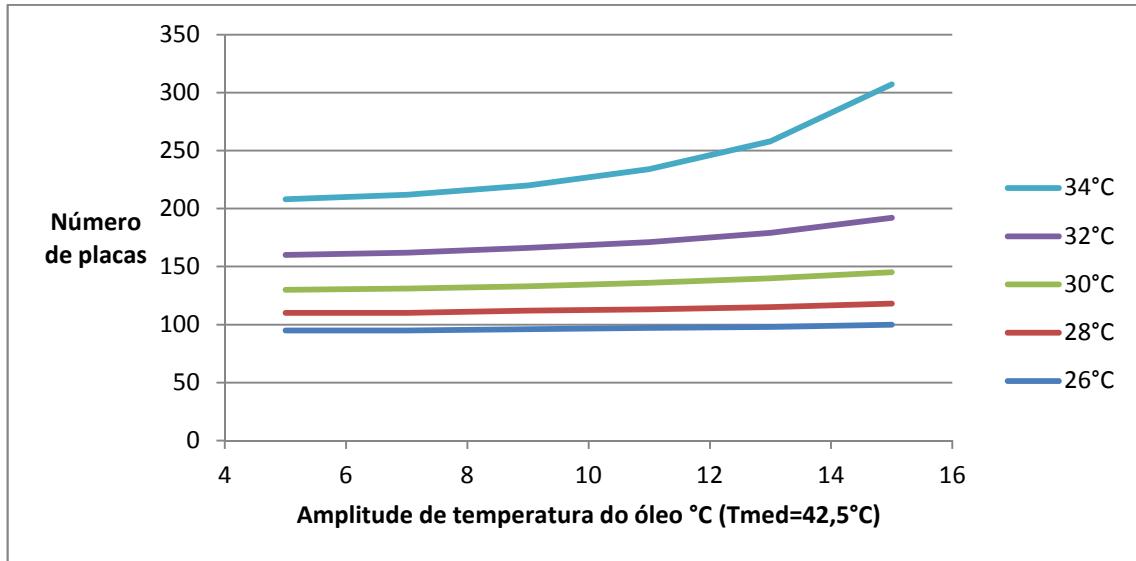


Figura 4.3 - Número de placas em função da amplitude de temperatura do óleo e da temperatura de entrada da água de resfriamento.

No primeiro gráfico, é possível notar que para a vazão mássica de 5kg/s, a quantidade de placas do trocador é bastante superior à quantidade nas demais vazões, bem mais próximas entre si. Por tratar-se de um escoamento laminar, a troca de calor não tem influência da velocidade do fluido, portanto essa diferença se deve unicamente ao fato de que, para rejeitar uma quantidade fixada de calor, a vazão mássica é inversamente proporcional à diferença de temperaturas. Desta forma, ao reduzir a vazão de água, sua temperatura de saída no trocador é elevada, fazendo com que a média logarítmica da diferença de temperaturas seja reduziada, solicitando, portanto uma maior área para satisfazer a troca. Como trabalha-se com temperaturas médias próximas, sendo a da água na casa dos 30°C e a do óleo na casa dos 40°C, uma leve diferença na temperatura quente da água causa um impacto grande no número de placas.

De forma análoga ao raciocínio anterior, é possível entender o comportamento do gráfico na figura 4.3. A média logarítmica das diferenças de temperatura varia na mesma proporção que a temperatura da água proveniente da torre de resfriamento é variada. Uma variação de 2°C na temperatura da água, por exemplo, para ΔT_{ml} flutuando na casa dos 10°C, representa diferenças significativas no número de placas.

5 PROJETO DA TORRE DE RESFRIAMENTO

Para dar início ao projeto da torre de resfriamento de água, foram consultados diversos catálogos de fabricantes, a fim de verificar quais as informações fornecidas pelos mesmos sobre os equipamentos. Nenhum fabricante fornece informações técnicas detalhadas a respeito das características dimensionais do enchimento utilizado em suas torres, limitando-se a informar a vazão de água de cada equipamento, dada a temperatura de bulbo úmido do ar atmosférico e as temperaturas de entrada e saída de água, e algumas vezes o tipo ou material de enchimento empregado.

O procedimento adotado neste trabalho constitui em avaliar diferentes tipos de enchimento encontrados na bibliografia para uma torre que atendesse às condições de projeto desejadas, através do método proposto por Merkel, calcular a potência do ventilador, selecionar um tipo de enchimento compatível com as necessidades desse equipamento, comparar as características dimensionais com a das torres disponíveis no mercado e avaliar o comportamento da torre em diferentes condições atmosféricas esperadas no sistema.

5.1 Método de Merkel

O projeto da torre pelo método de Merkel consiste em traçar duas curvas, uma obtida à partir das diferenças de entalpia nos fluidos, conhecida por Integral de Merkel, e a outra obtida das características construtivas da torre, chamada de função de enchimento, ambas em função da relação entre a vazão mássica de água e a vazão mássica de ar na torre. As condições de projeto e propriedades utilizadas foram as seguintes:

$$T_{água,ent} = 33,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{água,sai} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$c_{p_{água}} = 4186,8 \text{ J/(kg. } ^\circ\text{C)}$$

$$\dot{m}_{água} = 10 \text{ kg/s}$$

$$TBU_{ar} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para o cálculo da entalpia de saturação do ar em função da temperatura, foi utilizada a seguinte interpolação [11], com erro médio inferior à 0,15% na faixa de temperaturas analisada:

$$h_{s,ar} = 35,437 - 0,973T + 0,104T^2$$

Sendo a temperatura fornecida em °C e a entalpia dada em kJ/kg de ar seco.

A integral de Merkel foi calculada para diferentes razões entre as vazões mássicas da água e do ar, variando de 0,2 a 2,0, pelo método da quadratura, obtendo os resultados mostrados na tabela 5.

Tabela 5 – Integral de Merkel

$\dot{m}_{água}/\dot{m}_{ar}$	$h_{ar,sai}$ (kJ/kg)	I_m
0,2	82.931	0,525
0,3	84.396	0,539
0,4	85.862	0,553
0,5	87.327	0,569
0,6	88.792	0,586
0,7	90.258	0,603
0,8	91.723	0,622
0,9	93.188	0,642
1,0	94.654	0,663
1,1	96.119	0,686
1,2	97.585	0,710
1,3	99.050	0,736
1,4	100.515	0,764
1,5	101.981	0,795
1,6	103.446	0,827
1,7	104.911	0,863
1,8	106.377	0,902
1,9	107.842	0,944
2,0	109.308	0,991

A função de enchimento (*Packing Funcion*) foi calculada para cinco diferentes tipos de enchimento, dentre os ilustrados na figura 5.1, de acordo com os parâmetros fornecidos por KRÖGER [15], a fim de comparar o desempenho com cada um deles. Os enchimentos podem ser divididos basicamente em dois grupos.

Enchimentos do tipo “splash” (a, b, h) têm como princípio de funcionamento o cascataamento da queda d’água, de forma a desacelerar a queda e formar gotas. É através da formação de gotas que se obtém o aumento de área necessário para estimular a troca de massa com o ar circulante.

Já os enchimentos do tipo filme (c, d, e, f, g, i) têm como princípio de funcionamento a formação de estreitos filmes de água sobre chapas, aumentando a

área através do posicionamento de diversas chapas posicionadas a pequenas distâncias entre si. As chapas podem ser planas, facilitando o escoamento de ar, ou então corrugadas (onduladas), criando uma certa turbulência na movimentação de ar e também aumentando a área de troca.

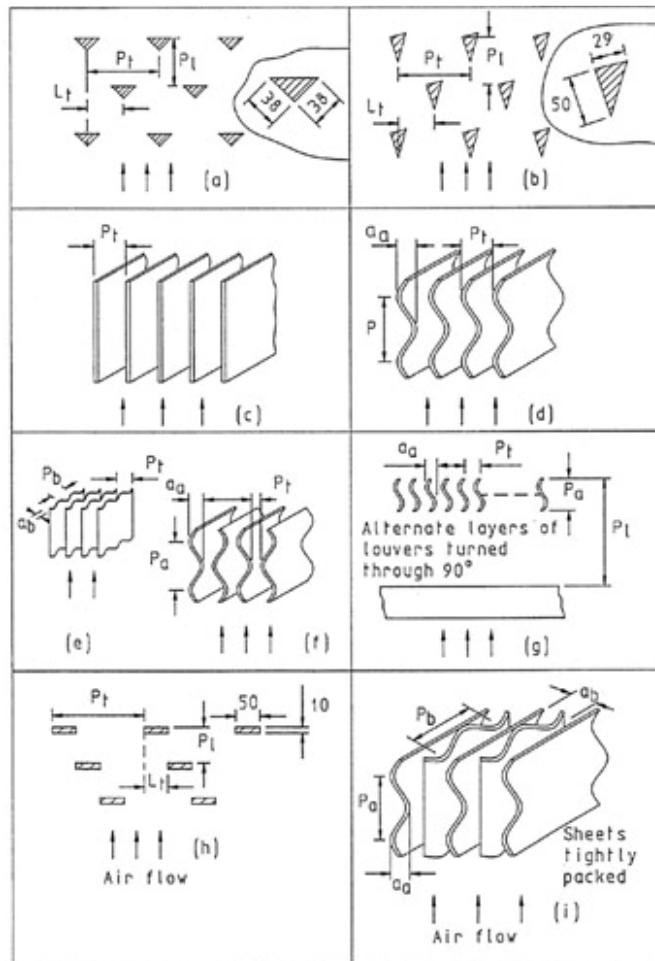


Figura 5.1 – Diferentes tipos de enchimento para torres de resfriamento [15]

A análise foi feita para dois enchimentos do primeiro tipo e três do segundo. As características dimensionais de cada um dos enchimentos encontram-se listadas a seguir.

- Barras triangulares (a):

$$P_t = 0,1524m$$

$$P_l = 0,1524m$$

- Barras retangulares (h):

$$L_t = 0,05m$$

$$P_t = 0,2032m$$

$$P_l = 0,2286m$$

- Chapas de amianto planas (c):

$$P_t = 0,0254m$$

- Chapas de amianto corrugadas no sentido transversal ao fluxo (d):

$$a_a = 0,054m$$

$$P_a = 0,1461m$$

$$P_t = 0,03175m$$

- Chapas de amianto corrugadas em ambos os sentidos (i):

$$a_a = 0,027m$$

$$P_a = 0,073m$$

$$P_t = 0,027m$$

$$P_l = 0,073m$$

A tabela 6 indica os valores das constantes da função de enchimento e do coeficiente de perda de carga, para os 5 diferentes tipos de enchimento em análise.

$$\frac{\beta \rho_a a H}{\dot{m}_L} = eH \left(\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_a} \right)^{-n} \quad (5.1)$$

Tabela 6 – Coeficientes de transferência e perda de carga para diferentes tipos de enchimento

	e	n	Ap	bp
Triangular	0,31	0,50	2,73	9,15
Retangular	0,28	0,52	2,08	5,40
Chapa plana	0,46	0,73	0,89	1,70
Corrugado transversal	0,72	0,61	3,61	8,10
Corrugado bidirecional	1,01	0,80	2,75	24,60

Para fins comparativos, a função de enchimento foi calculada para os diferentes tipos de enchimento com o mesmo valor da altura de enchimento, $H=1m$, obtendo-se o resultado ilustrado na figura 5.2

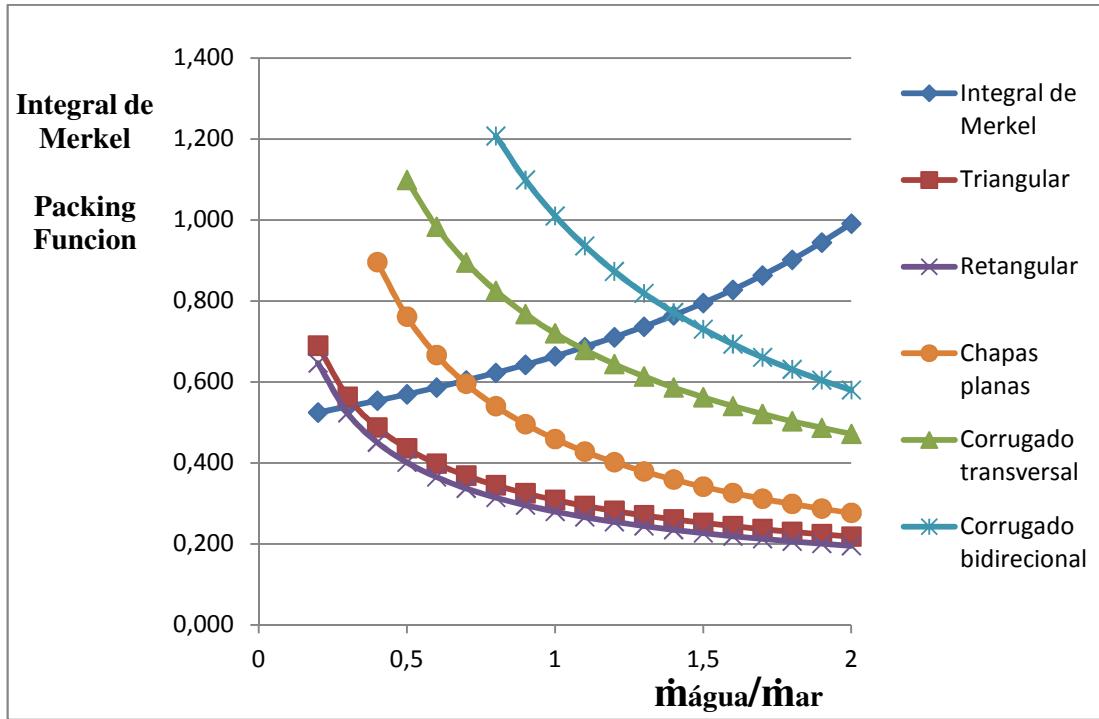


Figura 5.2 – Gráfico da Integral de Merkel vs *Packing Funcion* para diferentes tipos de enchimento

O resultado obtido mostra que torres de resfriamento do tipo filme, de maneira geral, possuem um desempenho bastante superior ao das torres com enchimento do tipo *splash* do mesmo tamanho. Enquanto uma determinada torre com chapas corrugadas nestas dimensões exige um fluxo de ar aproximadamente igual ou até menor que o de água, uma torre do mesmo porte exigiria um fluxo de ar aproximadamente quatro vezes maior que o de água. Já comparando os enchimentos de filme entre si, quanto maior a quantidade de desvios no caminho da água, mais efetiva é a torre para um determinado tamanho de enchimento.

Em seguida, foi feita uma análise para comparar a perda de carga nos diferentes tipos de torre. A princípio, foi mantida a altura de um metro para todos os tipos de enchimento, e a vazão de ar considerada nos cálculos para cada torre foi aquela adequada para satisfazer a necessidade de projeto, conforme o gráfico da figura 5.2. A área transversal ao escoamento foi fixada em 2m^2 , a eficiência do ventilador foi estabelecida em 35% e os valores calculados da perda de carga e da potência encontram-se na tabela 7.

Tabela 7 – Cálculo da potência do ventilador para diferentes tipos de enchimento de mesma altura

Tipo de Enchimento	H (m)	\dot{m}_L/\dot{m}_a	\dot{m}_{ar} (kg/s)	K _{fil}	A (m ²)	V (m/s)	Δp (Pa)	P (W)
Triangular	1,00	0,30	33,33	10,0	2,0	12,9	1.966	155.739
Retangular	1,00	0,30	33,33	6,0	2,0	13,1	1.533	121.449
Plano	1,00	0,70	14,29	2,3	2,0	5,9	214	7.283
Corrugado transversal	1,00	1,10	9,09	12,1	2,0	3,8	183	3.950
Corrugado cruzado	1,00	1,40	7,14	28,5	2,0	3,0	212	3.606

Analisando os resultados, fica evidente que não é adequado se construir torres de resfriamento com os enchimentos *splash* em pequenas dimensões, pois as vazões de ar assumem uma ordem de grandeza muito elevada, resultando perdas de cargas e potências de ventilação demandadas extremamente superiores ao que seria possível obter com outros tipos de enchimento.

Uma segunda análise foi feita, desta vez estabelecendo para todos os diferentes tipos de enchimento que a vazão mássica de ar fosse igual à vazão mássica de água. Para se obter esta condição, foram variados os valores da altura de cada enchimento, até que todas as curvas da função de enchimento cruzassem a curva da integral de Merkel na região próxima à relação de vazões unitária. Os valores da altura de cada torre, já com o cálculo da perda de carga e potência do ventilador encontram-se na tabela 8.

Tabela 8 - Cálculo da potência do ventilador para diferentes tipos de enchimento, mesma vazão de ar

Tipo de Enchimento	H (m)	\dot{m}_L/\dot{m}_a	\dot{m}_{ar} (kg/s)	K _{fil}	A (m ²)	V (m/s)	Δp (Pa)	P (W)
Triangular	2,20	1,00	10,00	26,1	2,0	4,1	383	9.107
Retangular	2,40	1,00	10,00	18,0	2,0	4,1	289	6.873
Plano	1,50	1,00	10,00	3,9	2,0	4,1	124	2.940
Corrugado transversal	0,90	1,00	10,00	10,5	2,0	4,1	203	4.824
Corrugado cruzado	0,70	1,00	10,00	19,1	2,0	4,1	303	7.208

Desta vez, é possível notar que os valores de potência e perda de carga já estão bem mais razoáveis, podendo ainda ser otimizados variando-se a área transversal ao enchimento. Com isso, seria possível obter torres operando nas mesmas condições de vazão e temperatura, com a mesma potência de ventilação, para qualquer um dos tipos de enchimento, mudando suas dimensões construtivas.

5.2 Escolha do enchimento e análise de desempenho

Para escolher o tipo de enchimento de uma torre, devem ser analisados outros fatores de acordo com o tipo de aplicação. Enchimentos do tipo “*splash*”, por exemplo, são menos sensíveis à presença de impurezas, seja na água ou no ar, diferentemente dos enchimentos de filme. Além disso, a distribuição de água nos enchimentos do tipo “*splash*” não precisa ser tão uniforme como nos enchimentos de filme, uma vez que durante o percurso a água acaba se redistribuindo por si só.

Por outro lado, além da vantagem de apresentarem melhor desempenho com menores volumes de enchimento, as torres com enchimento do tipo filme requerem, em geral, menores taxas de reposição de água. Isto acontece por que, nas torres do tipo “*splash*”, além da água perdida por evaporação, uma grande quantidade de água é perdida por arraste das gotas.

Na instalação pretendida, com circuito de água praticamente fechado e a fábrica localizada em região urbana, não há necessidade de um sistema robusto com relação às impurezas da água ou do ar, portanto uma torre com enchimento do tipo filme é mais vantajosa por ocupar um menor espaço.

A grande maioria das torres disponíveis no mercado para esta potência consiste em torres compactas, com enchimentos de chapas corrugadas, tipicamente de PVC ou outros plásticos. Embora o material seja diferente, comparando os resultados obtidos nesta análise com as dimensões dos enchimentos e as potências de ventilação das torres comercialmente disponíveis, o resultado é bastante próximo.

Foi calculado o NUT de uma torre com enchimento de chapas com corrugado cruzado, de 1m de altura e 2m^2 de área transversal, nas condições daquela dimensionada na tabela 7, obtendo-se o valor de aproximadamente 6,6. Sendo o NUT praticamente constante para uma determinada torre, é possível avaliar qual seria o desempenho desta torre em diferentes condições atmosféricas, ajustando suas temperaturas de entrada e saída de água até se obter o mesmo valor do NUT.

Foi feita uma simulação para esta mesma torre, considerando a temperatura de bulbo úmido do ar atmosférico de 27°C . Nestas condições, mantidas as vazões de água e ar, a torre só é capaz de dissipar a mesma quantidade de energia fornecendo água a uma temperatura de saída de $31,7^\circ\text{C}$, captando a mesma a $35,2^\circ\text{C}$.

6 PROJETO DO TANQUE DE DECANTAÇÃO

O primeiro passo tomado neste projeto foi analisar qual o tamanho das partículas de cobre que se desprendem do fio. Foram feitos ensaios de decantação em água, além de diversas medições com um micrômetro, tomando o devido cuidado para que a medição não representasse o tamanho das partículas maiores.

Após diversas medições e com bastante repetibilidade, foi obtido o valor de $10\mu\text{m}$ para a dimensão mínima das partículas de cobre. Adotando a hipótese das partículas serem esféricas, temos:

$$d = 10^{-5} \text{ m}$$

Com este valor, é possível calcular a velocidade terminal da partícula em queda livre no óleo, considerando os seguintes valores para as propriedades do fluido e do cobre:

$$\rho_{part} = 8920 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{liq} = 995 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{liq, 315K} = 7,69 * 10^{-4} \text{ N/(s.m}^2)$$

$$g = 9,81 \text{ N/kg}$$

E, finalmente, a velocidade terminal:

$$u_{term} = \frac{d^2 g}{18 \mu_{liq}} (\rho_{part} - \rho_{liq}) = 5,6 * 10^{-4} \text{ m/s}$$

O número de Reynolds, para confirmar a condição de $\text{Re} < 1$ para o cálculo do coeficiente de arrasto adotado, é dado por:

$$Re = \frac{\rho_{liq} u d}{\mu_{liq}} = 0,00727$$

Portanto a condição está confirmada e é possível seguir com este modelo. Em seguida, é necessário resolver a equação diferencial do movimento da partícula para descobrir quanto tempo a mesma leva até atingir a velocidade terminal.

A solução da equação diferencial pode ser dada por:

$$u(t) = 10^{-4} (5,62 e^{15518t} - 5,62)$$

Calculando o tempo necessário para atingir a velocidade terminal:

$$t = 4,5 * 10^{-4} s$$

É possível concluir que a partícula atinge a velocidade terminal quase imediatamente após iniciar o movimento. Desta forma, é possível desprezar este trecho do movimento no dimensionamento do tanque de decantação.

O fabricante do óleo recomenda um tempo de repouso de aproximadamente 15 minutos. Sendo este o tempo considerado para que o óleo fique no tanque, é possível calcular a altura máxima do nível de óleo a partir da seguinte relação:

$$h_{max} = u_{term} \Delta t = 0,00056 * 900 = 0,51 m$$

O volume total do tanque deverá ser de:

$$V = \frac{\dot{m}_{óleo}}{\rho_{liq}} * \Delta t = 6,3 m^3$$

E a área, por sua vez:

$$A = \frac{V}{h_{max}} = 12,5 m^2$$

Com relação ao design do tanque, foi considerado um tanque retangular, comprido, com 2m de largura e 6,3m de comprimento.

Para gerar turbulência na entrada e garantir que as partículas não fiquem retidas na superfície pela tensão superficial, a entrada da água no reservatório foi feita através de uma chicana, seguida por uma placa com orifícios. A coleta de água na saída do tanque é feita em uma seção mais alta, evitando assim que sigam de possíveis partículas menores que não tenham decantado. Uma representação ilustrativa do projeto conceitual do tanque se encontra na figura 6.1.

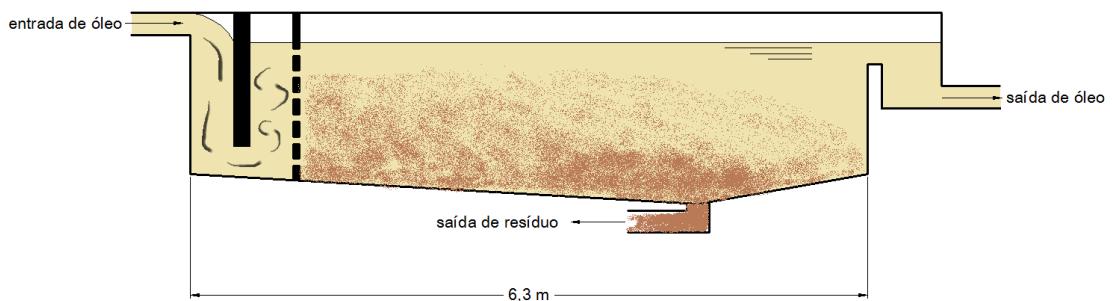


Figura 6.1 – Tanque de decantação

7 CONCLUSÕES

De forma geral, com fundamento em modelos teóricos de diferentes áreas de projeto em engenharia mecânica, foi possível dimensionar todo o sistema integrado de resfriamento das trefilas. Os métodos foram empregados com hipóteses que se mostraram verdadeiras e os resultados obtidos são bastante compatíveis com a realidade.

Os valores de força de trefilação calculados foram comparados com valores medidos em ensaios na fábrica, assim como os valores de potência que foram comparados com leituras da potência consumida nos motores de acionamento das máquinas, ambos se mostrando bastante precisos.

Para colocar em prática o sistema térmico projetado, onde variáveis externas podem também influenciar as condições operacionais, algumas técnicas de projeto podem ser aplicadas a fim de aperfeiçoar o uso dos equipamentos.

Para o trocador de calor, o sistema instalado pode, ao invés de contar com um único trocador de 130 placas, contar com três trocadores em paralelo, de 65 placas cada um. Isto seria suficiente para manter um trocador em *stand by*, a ser utilizado somente em situações de manutenção de algum dos outros dois ou em situações atípicas na operação.

Um exemplo de situação atípica seria a descrita na análise de desempenho da torre de resfriamento, em que o ar atingisse a temperatura de bulbo úmido de 27°C e a água da torre ficasse então próxima dos 32°C. Neste caso, conforme foi visto nas análises da quantidade de placas do trocador, seria necessária uma área de troca maior, obtida com um trocador de aproximadamente 160 placas. Nesta situação, bastaria abrir o registro para utilizar os três trocadores ao mesmo tempo, conseguindo manter a temperatura do óleo na faixa ideal de trabalho.

Uma segunda situação atípica seria uma redução na vazão de óleo, provocada por algum problema nas bombas ou na tubulação, que implicaria em uma maior amplitude de temperaturas do mesmo para retirar a mesma quantidade de calor das

trefilas. Neste caso, novamente, seria possível contornar o problema através do uso do terceiro trocador. De forma semelhante, caso alguma fieira da trefila apresentasse maior atrito devido a alguma falha, gerando maior quantidade de calor, também seria possível manter o óleo em sua temperatura adequada.

Com relação à torre de resfriamento, seu projeto com base na teoria trouxe como resultado uma torre com características físicas bastante semelhantes às das torres disponíveis comercialmente para as mesmas condições de operação. Isto chega a surpreender pelo fato de os enchimentos encontrados na bibliografia serem de amianto, que foi substituído nas torres modernas por diferentes tipos de plástico, com algumas características superficiais bastante diferentes.

Por fim, com relação ao projeto do sistema de decantação, embora a maneira de medir o diâmetro das partículas de cobre não seja capaz de trazer tanta precisão, os ensaios de decantação realizados com água mostraram que a ordem de grandeza está satisfatória para a finalidade empregada e, portanto, o sistema deve operar adequadamente.

8 REFERÊNCIAS

- [1] INCROPERA, F. P.; DEWITT D. P. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, Sexta Edição. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora, 2008.
- [2] Processos de Fabricação IV, Capítulo 5: Processos de Trefilação. Palmeira, Alexandre A. Rio de Janeiro, 2005. Disponível em <<http://www.fat.uerj.br/intranet/disciplinas/Processos%20de%20Fabricacao%20IV/Cap%205%20-%20Trefila%E7%E3o.pdf>> (Acesso em 06/10/2013)
- [3] Tescul: Trocador de Calor a placas: Princípio de funcionamento. Disponível em <<http://www.grupotecsul.com.br/site/Modelos-de-Trocadores-de-Calor/Principio-de-funcionamento>> (Acesso em 08/10/2013)
- [4] Texius: Filtro à gravidade. Disponível em <http://www.texius.com.br/filtro_a_gravidade_ufg.htm> (Acesso em 08/10/2013)
- [5] Agena: Lubrificantes. Disponível em <<http://www.agena.com.br/>> (Acesso em 08/10/2013)
- [6] “Sedimentation Basin Design and Problems”. Disponível em: <<http://water.me.vccs.edu/courses/ENV115/lesson6.htm>> (Acesso em 20/11/2014).
- [7] MUNSON, B. R.; YOUNG, D.F. Fundamentos da Mecânica dos Fluidos, Quarta Edição. São Paulo: Editora Blucher, 2004.
- [8] LAURIA, D. Máquinas de Fluxo. 2013
- [9] Effective Thermal Design Of Cooling Towers. Disponível em <<http://www.che.com/nl/YToyOntpOjA7cz00OiI4OTQ5IjtpOjE7cz04NjoicHJvY2Vzc2luZ19hbmRfaGFuZGxpbtmcvdGhlcm1hbF9hbmRfZW5lcmd5X21nbXQvaGVhdF9leGNoYW5nZXJzX2NvbmRlbnNlcNfYW5kX2Nvb2xlcnMiO30=/>> (Acesso em 30/11/2013)

- [10] BASMADJIAN, D. Mass Transfer: Principles and Applications. CRC Press, 2004.
- [11] MOREIRA, J. R. S. Transferência de Calor em Parede Molhada e Torres de Resfriamento. Apresentação da disciplina PME2461. 2013
- [12] FRASCIO, A. Il Filo Metálico, Volume Primo: La Trafilatura Dei Metali. Terza edizione. Milano: Ulrico Hoepli Editore, 1970.
- [13] THE WIRE ASSOCIATION INTERNATIONAL, INC. Nonferrous Wire Handbook, Volume 2: Bare Wire Processing. Connecticut, 1981.
- [14] CALLISTER JR, W. D. Ciência e Engenharia de Materiais, Uma Introdução. Sétima Edição. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora, 2008.
- [15] KRÖGER, D. G. Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: Thermal-Flow Performance Evaluation and Design, Volume 1. Tulsa: PennWell Corporation, 2004.
- [16] HOSSAIN, M. M. Heat and Mass Transfer – Modeling and Simulation. Rijeka: Intech, 2001.
- [17] SPX Cooling Technologies: Purposes and Types of Fill. Disponível em: <<http://spxcooling.com/library/detail/purposes-and-types-of-fill/>> (Acesso em 20/11/2014).