



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

LEONARDO DE ABREU NERY

**CONCEPÇÃO E DIMENSIONAMENTO DE UM EIXO PARA UM TANQUE
AGITADO INDUSTRIAL**

FORTALEZA

2017

LEONARDO DE ABREU NERY

CONCEPÇÃO E DIMENSIONAMENTO DE UM EIXO PARA UM TANQUE AGITADO
INDUSTRIAL

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Engenharia Mecânica da Universidade
Federal do Ceará, como requisito parcial à
obtenção do título de Bacharel em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Carlos André Dias Bezerra.

FORTALEZA

2017

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

N369c Nery, Leonardo de Abreu.
Concepção e dimensionamento de um eixo para um tanque agitado industrial / Leonardo de Abreu Nery. –
2017.
52 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia,
Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2017.
Orientação: Prof. Dr. Carlos André Dias Bezerra.

1. Tanque agitado. 2. Projeto de eixo. 3. Agitação e mistura. I. Título.

CDD 620.1

LEONARDO DE ABREU NERY

CONCEPÇÃO E DIMENSIONAMENTO DE UM EIXO PARA UM TANQUE AGITADO
INDUSTRIAL

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Engenharia Mecânica da Universidade
Federal do Ceará, como requisito parcial à
obtenção do título de Bacharel em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Carlos André Dias Bezerra.

Aprovada em: 18, 7, 2017.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Carlos André Dias Bezerra (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Cícero Marcos Tavares Cruz
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Me. Roberto de Paula Aguiar
Faculdade Fanor Devry Fortaleza

A Deus.

Aos meus pais, Marijane da Silva Abreu Nery
e Edson Alves Nery dos Santos.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por me conceder saúde suficiente para superar as dificuldades.

Aos meus pais, Edson Alves Nery Santos e Marijane da Silva Abreu Nery, meu irmão Eduardo Abreu Nery, por sempre acreditarem no meu potencial e me apoiarem independentemente da distância.

Ao meu tio Lourival Nery e toda sua família, por me concederem a belíssima oportunidade de estar estudando na Universidade Federal do Ceará.

Aos meus colegas e amigos do SENAI, por me darem todo suporte necessário ao desenvolvimento deste trabalho.

A minha namorada Tryzia Moreira e toda sua família, pelo apoio incondicional.

Ao meu orientador e também professor Dr. Carlos André Dias Bezerra, pela contribuição à minha formação como engenheiro.

Aos meus amigos que ao longo desta caminhada me ajudaram de alguma forma a superar os obstáculos da vida.

Muito obrigado.

“A ciência é uma peça de mobília de primeira qualidade para o andar superior de um homem, se ele tiver bom senso no térreo.”

Oliver Wendell Holmes

RESUMO

O presente trabalho partirá do conhecimento já disseminado na literatura em projeto de eixos e dimensionamento de tanques agitados, para desenvolver um estudo criterioso de um caso prático da indústria, e assim, chegar a conclusões dimensionais que atendam aos requisitos de operação do equipamento examinado. Será um trabalho caracterizado por um estudo de caso, no qual irá projetar o eixo para um agitador industrial que fará parte de uma linha de produção para fabricação de ração para peixes. Como resultado do trabalho, será desenvolvida uma metodologia de análise estrutural para um eixo tipo maciço de seção circular presente em um tanque agitado (geral). Esta análise levará em consideração diversas variáveis oriundas do processo de agitação e mistura, tais como: potência requerida, característica do fluido de trabalho, velocidade do fluido, tipo de impelidor utilizado, dentre outras.

Palavras-chave: Tanque agitado. Projeto de eixo. Agitação e mistura.

ABSTRACT

The present study presumed by knowledge already disseminated on shaft design and dimensioning of agitated tanks literature, to develop a thorough of a real industry case and thus, reach dimensional conclusions that meet the requirements for operation of the examined equipment. It will be a work characterized by a case study, in which will design the shaft for an agitator that will be part of a production line for manufacture of feed for fish. As a result of the work, will be developed a methodology for a structural analysis for a shaft type influx of circular section present in a agitated tank. This analysis will take into consideration several variables form the process of agitation and mixing, such as: power required, characteristic of the working fluid, velocity of the fluid, type of impellers, among others.

Keywords: Agitated vessel. Shaft design. Blend and agitation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Dispersão de líquidos. Fonte:Hielscher	14
Figura 2 - Esquema de extração líquido - líquido. Fonte: Wikipedia.....	15
Figura 3 - Aumento da velocidade de reação. Fonte: Wikipedia.....	15
Figura 4 - Modelos de misturadores de linha. Fonte: Naturaltec	16
Figura 5 - Agitador mecânico pneumático. Fonte: Marconi.....	17
Figura 6 - Agitador rotativo. Fonte: Wikipédia	17
Figura 7 – Estrutura de um Tanque Agitado. Fonte: BARBOSA, 2004 (modificada)	18
Figura 8 - Impelidor tipo turbina com 4 pás retas. Fonte: Chemical Encyclopedia	22
Figura 9 - Impelidor tipo turbina com 6 pás retas. Fonte: UNiMix Equipaments.....	23
Figura 10 - Impelidor tipo turbina Rushton. Fonte: Chemical Online	23
Figura 11 - Impelidor tipo turbina com 4 pás inclinadas. Fonte: White Mountain Process	23
Figura 12 - Impelidor tipo turbina hidro fólio. Fonte: Post Mixing	24
Figura 13 - Impelidor tipo Hélice. Fonte: Grabe Equipamentos	24
Figura 14 - Impelidor tipo espiral dupla. Fonte: Handbook of Industrial Mixing	24
Figura 15 - Impelidor tipo âncora. Fonte: Handbook of Industrial Mixing	25
Figura 16 - Exemplo de motor elétrico. Fonte: Catálogo WEG	26
Figura 17 - Exemplo de um motoredutor. Fonte: Catálogo SEW	26
Figura 18 – Representação das cargas sofridas pelo eixo. Fonte: Baseado em Handbook of Industrial Mixing	28
Figura 19 - Esboço fabril. Fonte: Elaborada pelo próprio autor.....	29
Figura 20 - Modelo 3D do tanque agitado. Fonte: Elaborado pelo autor	30
Figura 21 - Vista em corte do tanque agitado. Fonte: elaborado pelo autor.....	31
Figura 22 - Impelidor de trabalho. Fonte: Modelo elaborado pelo próprio autor	38
Figura 23 - Número de potência para diversos impelidores do tipo turbina em função do número de Reynolds do impelidor para fluidos newtonianos: (a) hélice naval; (b) pás retas; (c) pás retas e disco (turbina de Rushton); (d) pás encurvadas; (e) pás inclinadas com passo de 45°. Fonte: TREYBAL, 1980	39
Figura 24 - Misturador. Fonte: Modelo elaborado pelo próprio autor.....	40
Figura 25 - Propriedades de massa do Impelidor. Fonte: Elaborada pelo próprio autor	46
Figura 26- Propriedades de massa do eixo. Fonte: Elaborada pelo próprio autor.....	46
Figura 27 - Estrutura de uma caixa de redução. Fonte: Claudinei Bigaton, IFCE	50

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição química dos principais tipos de Aço Inox. Fonte: ABINOX	33
Tabela 2 - Propriedades mecânicas dos principais tipos de Aço Inox. Fonte: ABINOX	33
Tabela 3 - Informações técnicas Motoredutor FAF67 DRE11M4. Fonte: SEW	34
Tabela 4 - Fator de serviço hidráulico. Fonte: Handbook of Industrial Mixing.....	36
Tabela 5 - Coeficientes para a equação do fator de superfície. Fonte: Shigley e Mischke, 1989	42
Tabela 6 - Fatores de confiabilidade. Fonte: Haugen e Wirshcing, 1975	43

LISTA DE SÍMBOLOS

T	Torque
μ	Viscosidade
C_{carreg}	Coefficiente de correção relativo ao tipo de carregamento
C_{conf}	Coefficiente de correção relativo ao grau de confiabilidade da análise
C_{superf}	Coefficiente de correção relativo ao acabamento superficial
C_{tamanho}	Coefficiente de correção relativo ao tamanho
C_{temp}	Coefficiente de correção relativo à temperatura de trabalho
D	Diâmetro
E_m	Módulo de elasticidade
fh	Fator de serviço hidráulico
g	Aceleração da gravidade
K_f	Fator de concentração de tensão para fadiga
K_{fm}	Fator médio de concentração de tensão para fadiga
L	Distância vertical entre o impelidor e o suporte superior
L_c	Comprimento do eixo
M_a	Momento fletor alternado
M_{max}	Momento fletor máximo
N	Rotação
N_c	Rotação crítica
N_f	Coefficiente de segurança para fadiga
N_p	Número de potência
N_{re}	Número de Reynolds
P	Potência
S_b	Comprimento do rolamento suportando o eixo
S_e	Limite de resistência à fadiga corrigido
S_e'	Limite de resistência à fadiga não corrigido
S_y	Resistência ao escoamento
T_m	Torque médio
W	Peso
W_e	Peso equivalente
π	pi
ρ	Densidade
Ψ	Pesquisar

LISTA DE UNIDADES

g/cm^3	Gramma por centímetro cúbico
Hz	Hertz
kg	Quilograma
kg/m^3	Quilograma por metro cúbico
kW	Quilowatt
m	Metro
m/s^2	Metro por segundo ao quadrado
mm	Milímetro
MPa	Mega Pascal
N.m	Newton - metro
Pa.s	Pascal - segundo
rad/s	Radianos por segundo
rpm	Rotações por minuto
V	Volt
W	Watt

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1. Operações de agitação e mistura	14
1.2. Características de um tanque agitado	18
1.3. Variáveis de projeto para um tanque agitado.....	19
1.4. Eixo de acionamento	19
1.4.1. <i>Falhas prematuras em eixos</i>	20
1.5. Objetivos.....	21
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	22
2.1. Tipos de impelidores.....	22
2.1.1. <i>Tipo Turbina</i>	22
2.1.1.1. <i>Pás Retas 90°</i>	22
2.1.1.2. <i>Pás inclinadas</i>	23
2.1.2. <i>Tipo Hélice</i>	24
2.1.3. <i>Tipo Espiral Dupla</i>	24
2.1.4. <i>Tipo Âncora</i>	25
2.2. Motores para tanques agitados	25
2.2.1. <i>Redução mecânica</i>	26
2.3. Cargas em misturadores/agitadores	27
3. METODOLOGIA	29
4. DESENVOLVIMENTO MATEMÁTICO	32
4.1. Determinação do material de construção.....	32
4.2. Determinação do carregamento sofrido pelo eixo	33
4.2.1. <i>Carregamento Mecânico</i>	33
4.2.2. <i>Carregamento Hidráulico</i>	34
4.2.2.1. <i>Consumo de potência do sistema de agitação</i>	35
4.2.2.2. <i>Obtenção do número de potência (N_p)</i>	37
4.2.2.3. <i>Determinação da potência requerida pelo impelidor</i>	39
4.2.2.4. <i>Cálculo do Momento Máximo de Flexão sofrido pelo eixo</i>	39
4.3. Determinação dos fatores de fadiga.....	40
4.3.1. <i>Determinação do Limite de Fadiga Corrigido</i>	41
4.4. Determinação do diâmetro mínimo permitido para o eixo.....	43
4.4.1. <i>Atualização do coeficiente $C_{tamanho}$ e demais valores</i>	44
4.5. Determinação da faixa de rotação crítica para frequência natural.....	45
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	47
5.1. Potência calculada	47

5.2.	Torque e momento fletor máximo calculado.....	48
5.3.	Limitações do projeto	49
5.3.1.	<i>Influência do meio – corrosão</i>	49
5.3.2.	<i>Rendimento da caixa de redução</i>	49
6.	CONCLUSÃO	51

1. INTRODUÇÃO

A maioria das operações nas indústrias químicas, farmacêuticas, alimentícias e outras, requer agitação do produto a fim de cumprir com algumas das finalidades: mistura de líquidos, formação de dispersões, transmissão de calor e uniformização de temperatura.

A agitação e a mistura referem-se à operações de movimentação de líquidos e/ou pastas em tanques, por meio de dispositivos denominados “tanques agitados”, “agitadores” ou ainda “misturadores”. Seus objetivos residem, entre outros, no incremento das taxas de transferência de calor e de massa, bem como na facilitação da realização de reações químicas (Cremasco, 2014).

Devido à ocorrência de inúmeras variáveis inseridas no processo de agitação, a análise desta operação torna-se bastante complexa, podendo acarretar em falhas de projeto e dimensionamento.

1.1. Operações de agitação e mistura

As operações de agitação e mistura podem ser encontradas em suas mais diversas formas e processos dentro das indústrias de transformação, principalmente em equipamentos como reatores químicos, trocadores de calor e de massa. As principais operações de agitação e mistura difundidas na indústria são:

i. Dispersão de líquidos imiscíveis:

Utilizada para dividir um líquido em partículas menores e então dispersá-las (figura 1), de modo a uniformizar ou levar o sistema a um estado de desordem uniforme. Há uma fase contínua e uma ou mais dispersas.

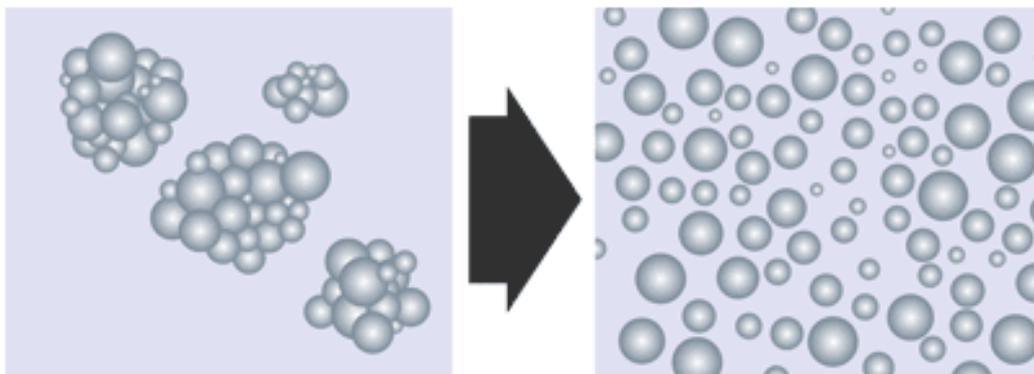


Figura 1 - Dispersão de líquidos. Fonte:Hielscher

ii. Suspensão de sólidos:

Utilizada para trazer à superfície partículas sólidas até então sedimentadas. A intensidade da agitação deve ser tanto maior quanto maior for o peso das partículas, que é controlado pelo seu tamanho e massa específica. Embora menos, a forma das partículas também influi no grau de agitação recomendado.

iii. Extração de um soluto de um líquido:

Empregada como alternativa a outros processos de separação, quando estes não são recomendáveis ou não são viáveis. Desta forma, aparece como alternativa a processos como a destilação, por exemplo. Esta técnica é ilustrada pela figura 2.

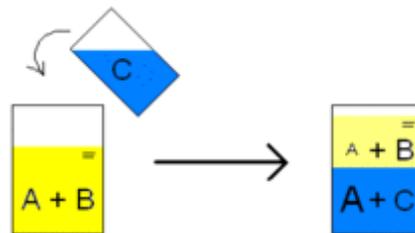


Figura 2 - Esquema de extração líquido - líquido. Fonte: Wikipedia

iv. Promoção do contato eficiente de reagentes:

Empregada para promover o aumento simultâneo da área interfacial e das velocidades de transferência de calor e de massa, que por sua vez contribuem para aumentar a velocidade de reação e torna-la uniforme (figura 3).

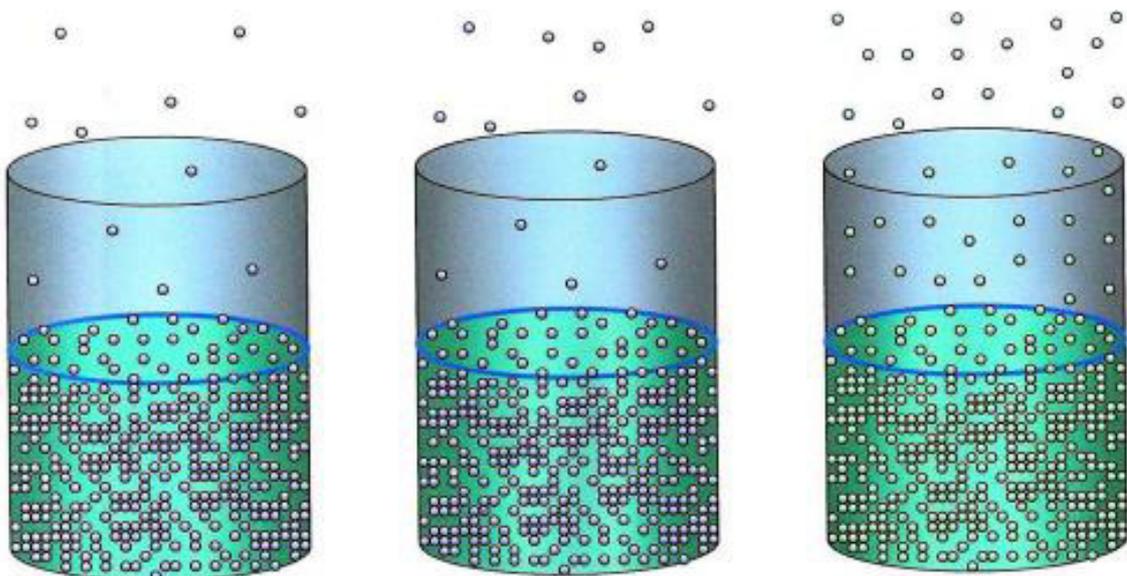


Figura 3 - Aumento da velocidade de reação. Fonte: Wikipedia

v. Aceleração da transferência de calor:

Utilizada para melhorar o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o conteúdo do vaso agitado e a camisa ou serpentina. Em sistemas heterogêneos, a aceleração da transferência de calor promove também a formação de área interfacial.

Para obter mistura e agitação de fluidos através das operações citadas acima, é necessário o emprego de equipamentos e/ou sistemas mecânicos que agregam soluções de engenharia adequadas. Abaixo são listadas as soluções mais difundidas e empregadas na indústria:

a. Misturador de linha

Na realidade é um dispositivo estático promotor de turbulência. São utilizados por uma grande variedade de processos na indústria, como o ajuste de viscosidade de óleos pesados com óleos leves, adição de aditivos na produção de poliésteres, dentre outros. Os fluidos são colocados no interior de tubos (figura 4) por onde o sistema vai escoar.

Sua construção é muito simples, a perda de carga introduzida costuma não ser significativa, o comprimento global do misturador é reduzido e pode ser fabricado a partir de uma larga gama de materiais.

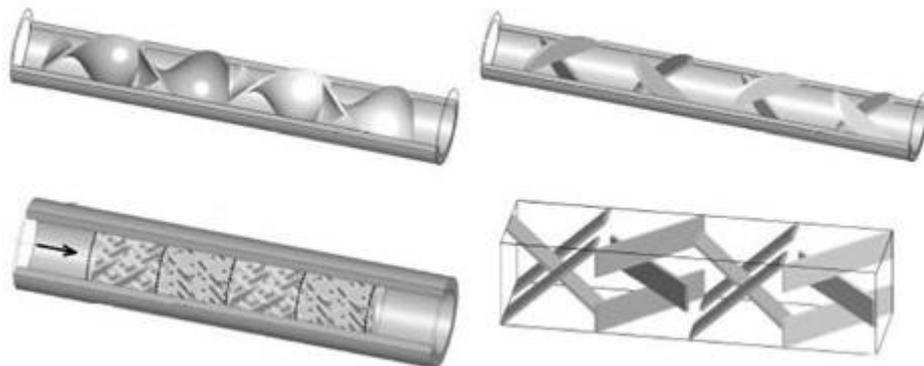


Figura 4 - Modelos de misturadores de linha. Fonte: Naturaltec

b. Agitador mecânico pneumático (acionamento por ar comprimido)

Ideal para agitação rápida, eliminando a possibilidade de explosão devido ao funcionamento por ar comprimido, sem energia elétrica. Realiza a agitação através da injeção de ar comprimido diretamente no material que deseja-se agitar. Pode ser ilustrado na figura 5.



Figura 5 - Agitador mecânico pneumático. Fonte: Marconi

c. Agitador convencional rotativo ou tanque agitado

Eles se prestam para quase todas as aplicações de agitação, atingindo uma ampla faixa de viscosidades. Além disso, são relativamente baratos em comparação com outros tipos de misturadores (figura 6). Essa vantagem de custo se acentua quando são necessários grandes capacidades ou materiais especiais.



Figura 6 - Agitador rotativo. Fonte: Wikipédia

1.2. Características de um tanque agitado

Tanques agitados são equipamentos destinados a promover agitação e/ou mistura de meio monofásicos (meio líquido), bifásicos (líquido e sólido) ou mesmo trifásicos (líquidos, sólido e gasoso). Além de um tanque ou reservatório, o sistema de agitação é composto por acessórios, ilustrados na figura 7 (Barbosa, 2004). Nesta figura, pode-se identificar:

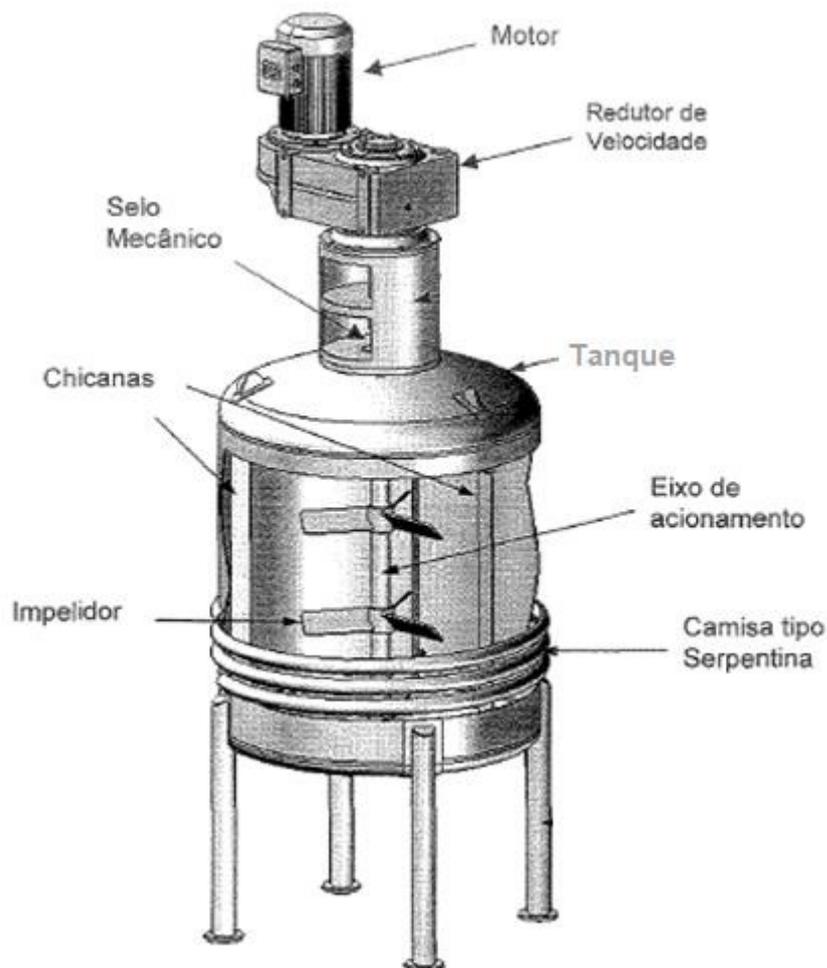


Figura 7 – Estrutura de um Tanque Agitado. Fonte: BARBOSA, 2004 (modificada)

- *Tanque*: Trata-se de um reservatório normalmente cilíndrico. Quando este reservatório é pressurizado, além da parte cilíndrica, o equipamento é dotado de tampos ou calotas.
- *Impelidores*: Trata-se do acessório responsável por transmitir movimento ao fluido.
- *Motoredutor*: Sistema de acionamento de agitação, usualmente composto por um motor e um redutor de velocidade, de modo a impor a torção exigida pela

mistura.

- *Eixo de Acionamento*: Acessório empregado para suportar e/ou dar resistência mecânica ao(s) impelidores(s), auxiliando na transmissão de movimento ao fluido.

1.3. Variáveis de projeto para um tanque agitado

Como é possível perceber pela seção anterior, os equipamentos responsáveis pela agitação e mistura devem ser projetados para operação mecânica. O projeto de um tanque agitado deve sempre focar nos requisitos necessários para que a operação seja bem sucedida. Dentre as principais decisões de projeto para um tanque agitado, pode-se destacar a escolha das (Dickey e Fasano, 2004):

1. Dimensões do tanque agitado: Altura do líquido no reservatório, diâmetro do tanque, espessura de parede do tanque e o formato do corpo do tanque.
2. Dimensões do impelidor: Diâmetro do impelidor, distância até o fundo do tanque e aos impelidores vizinhos, largura e altura das pás dos impelidores.
3. Potência do motor: Potência total fornecida pelo motor, torque e rotação de saída e o peso do motor.
4. Redução mecânica: Razão de transmissão empregada e os tipos de mecanismos empregados (engrenagens, polias, correntes).
5. Eixo, acoplamento e rolamento: Diâmetro e comprimento do eixo, modelo e aplicação do acoplamento e do rolamento.
6. Modo de aquecimento: Temperatura fornecida pelo sistema de aquecimento, energia consumida, modelo de equipamento (serpentina, resistências elétricas, encamisamento).

1.4. Eixo de acionamento

Um eixo tipicamente transmite torque de um dispositivo de comando (motor elétrico ou de combustão interna) através da máquina. Às vezes, os eixos incluem engrenagens, polias ou catracas, que transmitem o movimento rotativo via engrenagens acoplantes, correias ou correntes de eixo a eixo. O eixo pode ser uma parte integral do acionador, como um eixo de motor ou eixo manivela, ou ele pode ser um eixo livre conectado a seu vizinho por algum tipo

de acoplamento (Norton, 2013).

No seu projeto, é possível identificar as áreas críticas, as dimensões necessárias para atender aos requisitos de resistência mecânica e também para atender aos requisitos dos elementos de suporte. A definição dos parâmetros de construção do eixo de um tanque agitado passa por um estudo criterioso das condições de operação do equipamento. Este estudo deve levar em consideração todos os tipos de carregamentos que eventualmente serão impostos ao sistema de agitação. Este procedimento exige conhecimentos principalmente de dinâmica do fluidos e análise de mecânica estrutural.

Os eixos são elementos solicitados a esforços de flexão, tração/compressão ou torção, que atuam individualmente ou de forma combinada. Para a segurança do sistema em que o eixo está inserido, este deve ser dimensionado para cargas estáticas (parado ou com rotação muito baixa) ou dinâmica (altas rotações). Este dimensionamento leva em conta a resistência do material de que foi confeccionado, comparam-se as tensões que atuam no mesmo com os limites de resistência do material, estáticos ou dinâmicos. Em certos sistemas mecânicos, o nível de deflexão do eixo pode caracterizar-se como um parâmetro crítico, devendo o eixo ser também dimensionado levando em consideração este fenômeno.

1.4.1. Falhas prematuras em eixos

Ao longo dos anos, muitas falhas inesperadas de equipamentos rotativos ocorrem em todo o mundo no ambiente industrial. Um número significativo destas falhas são resultados de um projeto ruim, enquanto que, muitas outras falhas ocorrem por conta da presença de inclusões ou trincas preexistentes nos materiais. Uma revisão da literatura revela que trabalhos anteriores executaram diversos experimentos com eixos de tanques agitados, com foco nos aspectos de falhas (Desai, Gajjal e Kulloli, 2016).

A maioria das falhas nestas máquinas acontece devido a cargas que variam no tempo, e não a esforços estáticos. Essas falhas ocorrem, geralmente, em níveis de tensão significativamente inferiores aos valores da resistência ao escoamento dos materiais. Assim, a utilização única das teorias de falha estática pode levar a projetos sem segurança quando as solicitações são dinâmicas.

Este fenômeno denominado fadiga, foi observado pela primeira vez por volta de 1800, quando os eixos de um vagão ferroviário começaram a falhar após um pequeno período em serviço. Apesar de serem feitos de aço dúctil, eles exibiam características de fraturas frágeis e repentinas (Norton, 2013).

1.5. Objetivos

O objetivo central do trabalho é projetar e dimensionar corretamente um eixo para um tanque agitado que será utilizado na indústria alimentícia, de forma que ele possa atender aos requisitos de funcionamento sem apresentar algum tipo de falha estrutural. Como consequência do projeto, o trabalho também objetiva dimensionar corretamente os carregamentos sofridos pelo eixo durante o seu funcionamento padrão.

Outro objetivo do presente trabalho é de definir uma metodologia de projeto e dimensionamento para este tipo de componente (eixo maciço para acionamento de um tanque agitado), que possa ser utilizado posteriormente em novos projetos, otimizando-os e reduzindo o tempo de dimensionamento, além dos custos de construção.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo irá abordar mais detalhadamente os componentes presentes em um sistema de agitação similar ao objeto de análise deste trabalho. Para tal, foi realizada uma coleta de dados através de bibliografias importantes e reconhecidas.

2.1. Tipos de impelidores

Todo tanque agitado contém um ou mais impelidores, também denominados impulsores ou agitadores, ou ainda, misturadores. A principal função desse acessório é o de provocar a movimentação do fluido, ou seja, proporcionar a agitação e mistura desejada. Há diversos modos de classificação de impelidores, destacando-se por tipo de padrão de fluxo e por geometria. Com relação à geometria, destacam-se os impelidores tipo turbina, hélice, pás e âncora (Cremasco, 2014).

2.1.1. Tipo Turbina

Estes impelidores são caracterizados por um ângulo de inclinação com a vertical nos quais as lâminas podem ser curvadas. A ação de mistura se dá pela entrada e descarga do líquido pelas lâminas nas turbinas em correntes, provocando mistura devido sua energia cinética. Existem diversos tipos de turbinas, podendo-se citar:

2.1.1.1. Pás Retas 90°

Este tipo de impelidor provoca fluxo predominantemente radial, podendo ser de quatro pás (figura 8), seis pás (figura 9) ou mais, e são adequados para agitação de fluidos viscosos.



Figura 8 - Impelidor tipo turbina com 4 pás retas. Fonte: Chemical Encyclopedia



Figura 9 - Impelidor tipo turbina com 6 pás retas. Fonte: UNiMix Equipaments

Existem também aqueles em um disco contendo pás (4 e 6), conhecidas como turbina de Rushton (figura 10).

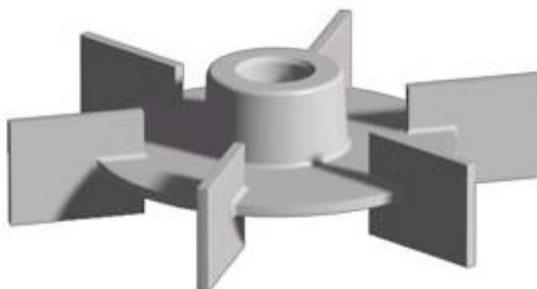


Figura 10 - Impelidor tipo turbina Rushton. Fonte: Chemical Online

2.1.1.2. *Pás inclinadas*

Este tipo construtivo de impelidor provoca fluxo predominantemente axial, sendo útil ao se trabalhar com suspensão de sólidos. Nessa classe, encontram-se os impelidores que possuem pás dispostas em 45° (podem haver outras inclinações) com a horizontal.

Normalmente este modelo é encontrado com quatro pás dispostas (figura 11) ou com três pás, conhecidas como hidro fólio (figura 12).



Figura 11 - Impelidor tipo turbina com 4 pás inclinadas. Fonte: White Mountain Process

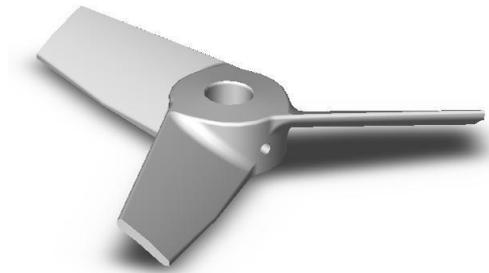


Figura 12 - Impelidor tipo turbina hidro fólio. Fonte: Post Mixing

2.1.2. Tipo Hélice

Conhecido também como hélice naval, este tipo de impelidor (figura 13) é caracterizado por apresentar padrão de fluxo predominantemente axial. A hélice naval transforma o movimento de rotação do motor em movimento linear, promovendo o bombeamento no interior do tanque.

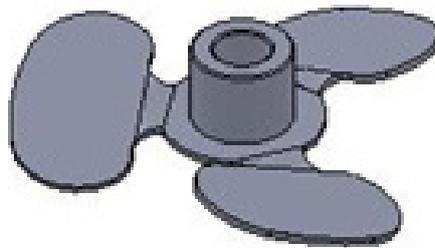


Figura 13 - Impelidor tipo Hélice. Fonte: Grabe Equipamentos

2.1.3. Tipo Espiral Dupla

Este tipo de impelidor (figura 14), provoca o padrão de escoamento misto devido ao movimento das pás, sendo que a interna impulsiona o fluido para baixo e a externa para cima.



Figura 14 - Impelidor tipo espiral dupla. Fonte: Handbook of Industrial Mixing

2.1.4. Tipo Âncora

Este tipo de impelidor provoca fluxo tangencial e normalmente utiliza raspadores. De igual forma ao impelidor tipo espiral dupla, é indicado quando se opera com fluidos que apresentam alta densidade e viscosidade.

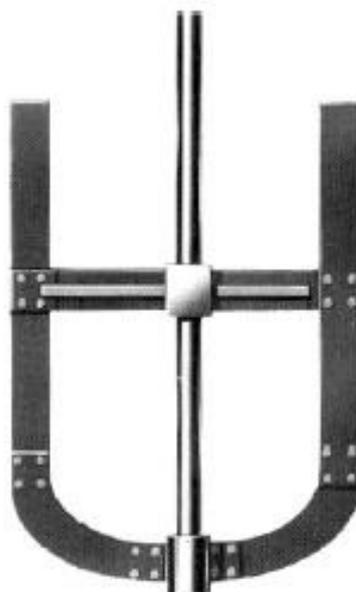


Figura 15 - Impelidor tipo âncora. Fonte: Handbook of Industrial Mixing

2.2. Motores para tanques agitados

O motor é um equipamento fundamental para a composição de um tanque agitado, e o motor elétrico (figura 16) é, sem dúvida, a principal fonte de potência para agitadores e/ou misturadores. Eles podem ser classificados pelo tamanho, potência, fonte de alimentação e até mesmo pela aplicação.

Uma parte essencial dos motores elétricos é a sua ficha técnica, que ajuda a identificar o equipamento ideal para cada aplicação desejada. Dentre as principais informações contidas na ficha técnica, destacam-se: Fase (monofásico, trifásico ou corrente direta), frequência elétrica, rotação nominal, voltagem, amperagem e a própria potência.



Figura 16 - Exemplo de motor elétrico. Fonte: Catálogo WEG

2.2.1. Redução mecânica

A grande maioria dos tanques agitados e misturadores operam com velocidades bem abaixo da rotação padrão dos motores elétricos comercialmente fornecidos. Tipicamente, motores elétricos possuem uma rotação nominal de 1200 rpm à 1800 rpm, enquanto que os agitadores e misturadores variam por cerca de 30 à 350 rpm (Dickey e Fasano, 2004).

A solução mais empregada na indústria é a redução mecânica por engrenagens. A sua utilização permite que não haja perda de potência significativa do motor, enquanto que há uma redução da rotação em detrimento do aumento do torque.

Muitas vezes, este redutor já pode vir acoplado ao próprio motor. Este tipo de equipamento é chamado de Motoredutor (figura 17) e é amplamente utilizado na indústria. Desta forma, é possível que o próprio fabricante do motor forneça ao seu cliente um equipamento com a potência e a rotação exigida para a sua aplicação.



Figura 17 - Exemplo de um motoredutor. Fonte: Catálogo SEW

2.3. Cargas em misturadores/agitadores

As cargas em um misturador são principalmente aquelas exercidas pelo impelidor e transmitidas ao eixo. Na figura 18, tem-se uma representação das cargas sofridas pelo eixo de um tanque agitado.

Para o acionamento do misturador, permitindo que o impelidor possa girar, é necessário que seja aplicado um torque ao eixo. Esta carga de torção contribui para as tensões internas no eixo e deve ser considerada ao estabelecer os requisitos de resistência do componente.

Além das cargas de torção, cargas de flexão são causadas por forças hidráulicas aleatórias sob o(s) impelidor(es). As cargas de flexão podem ser bem grandes devido à intensidade das forças hidráulicas e devido ao comprimento do eixo. Portanto, as cargas de flexão, assim como as de torção, contribuem para a elevação das tensões internas no eixo e devem ser analisadas durante a sua concepção (Dickey e Fasano, 2004).

Várias cargas axiais são também impostas ao eixo do misturador. O peso do conjunto cria uma força descendente, enquanto que as forças de pressão com um tanque fechado irá causar forças ascendentes. Finalmente, impelidores de fluxo axiais podem causar um empuxo, normalmente ascendente. Muitos impelidores criam uma quantidade mensurável de empuxo axial, frequentemente suficiente para contrapor o peso de todo o conjunto.

Apesar destas forças axiais serem mensuráveis, elas raramente são significantes do ponto de vista de projeto do eixo. Entretanto, a capacidade do empuxo axial levantar o impelidor deve ser levado em conta na concepção de um meio de fixa-lo ao eixo.

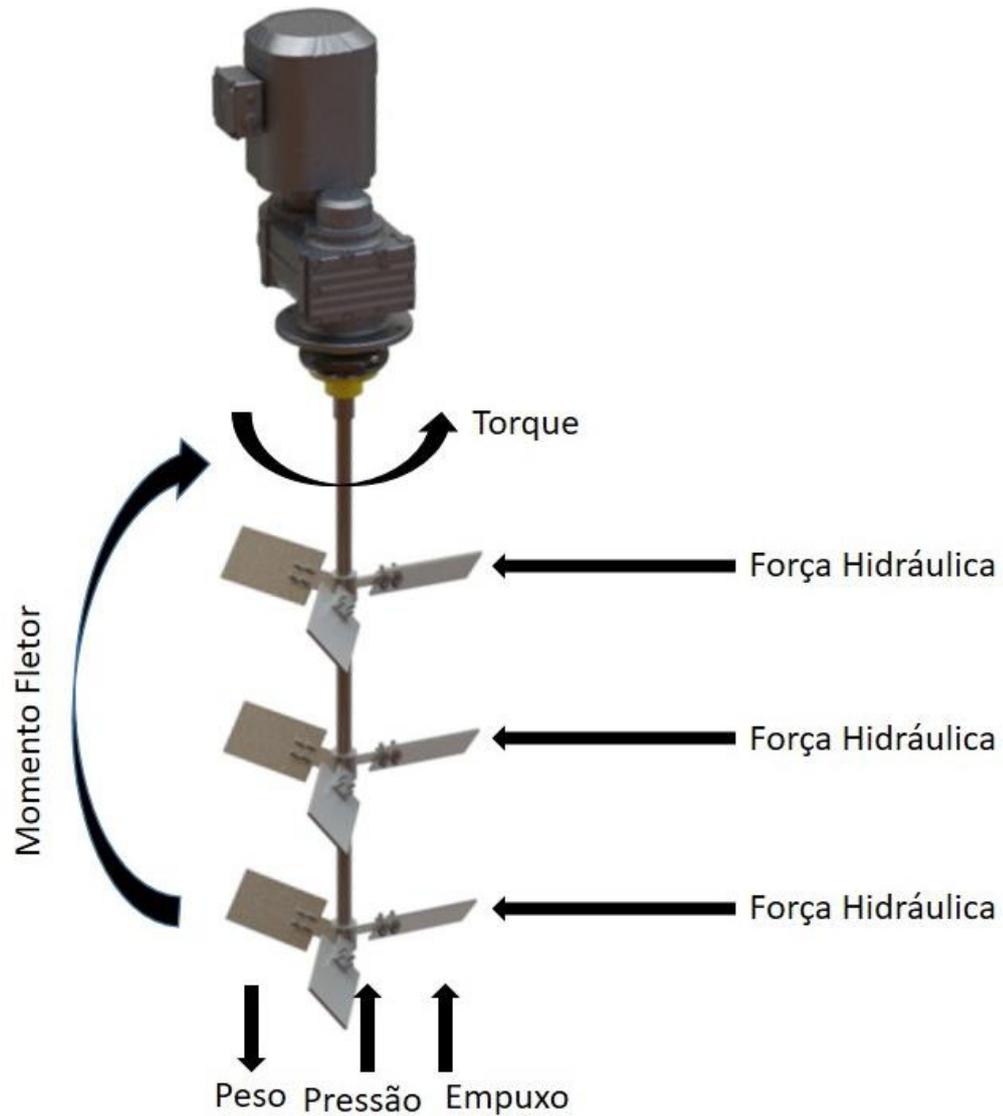


Figura 18 – Representação das cargas sofridas pelo eixo. Fonte: Baseado em Handbook of Industrial Mixing

Como observado na figura 18, as cargas hidráulicas atuantes sob os impelidores possuem potencial para criar um grande momento fletor, tornando-se então o elemento principal de análise junto ao eixo. O projeto mecânico requer uma análise dinâmica de todas as forças atuantes sob o impelidor e sob o eixo, ambos em fadiga. A máxima tensão é normalmente gerada no topo do eixo, onde a combinação flexão e torção é maior (Weetman e Gigas, 2002).

3. METODOLOGIA

Buscando analisar a temática proposta de forma mais confiável e precisa, este trabalho será pautado por uma investigação aprofundada do tema. Primeiramente, será desenvolvida uma busca por trabalhos acadêmicos que possam auxiliar na construção de um modelo matemático para análise. Dentre estes trabalhos, é possível citar artigos publicados em eventos internacionais com foco em agitação e mistura, estudos de casos e livros.

De posse de um modelo definido, consolidado a partir de uma reunião de dados mais relevantes encontrados no literatura, será feita uma pesquisa ainda mais detalhada cujo objetivo é encontrar outros trabalhos similares, para então, comparar as formas de análises utilizadas pelos mesmos.

Após a definição de um modelo de análise e da sua validação a partir da comparação com os trabalhos anteriores, será realizado um levantamento de dados do problema a ser discutido no presente trabalho. Este levantamento de dados engloba a análise das características técnicas dos equipamentos que serão utilizados, assim como uma análise bioquímica laboratorial encomendada para servir como apoio ao projeto. A partir dos dados levantados, será possível realizar uma modelagem matemática do processo estudado.

O presente trabalho caracteriza-se por um estudo de caso, no qual irá projetar o eixo para um agitador industrial que fará parte de uma linha de produção para fabricação de ração para peixes. Todo o projeto inicial da fábrica foi desenvolvido com o auxílio de softwares de modelagem 3D e o resultado pode ser observado na figura 19.

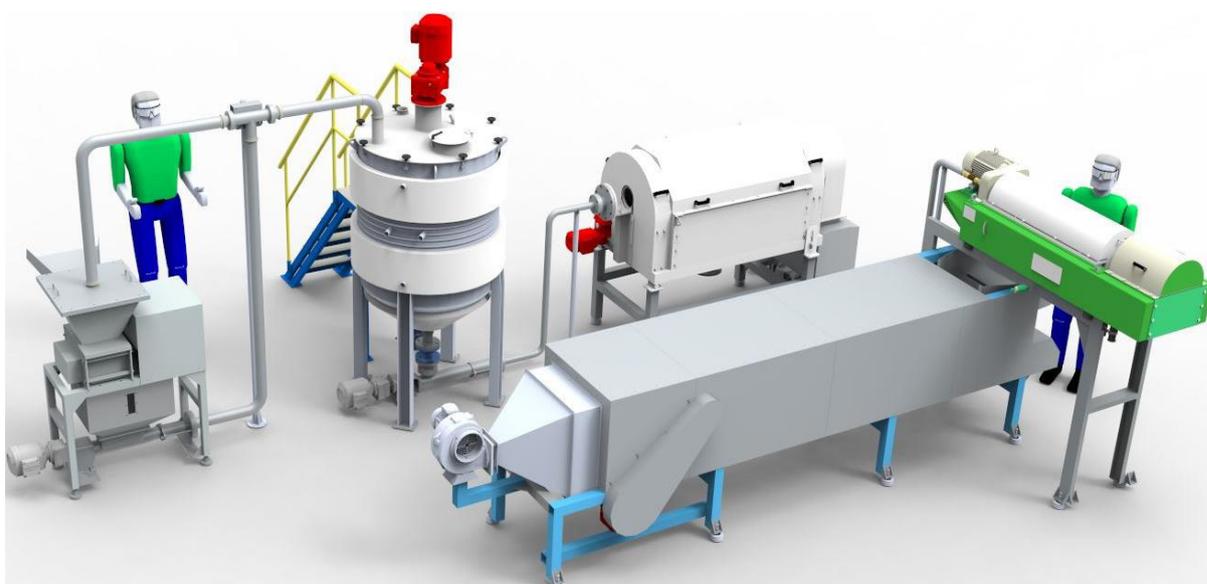


Figura 19 - Esboço fabril. Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Como é possível perceber, diversos equipamentos fazem parte deste esboço fabril. No entanto, o foco deste projeto consiste em analisar apenas o eixo presente no tanque agitado, como já foi dito anteriormente.

O tanque, por sua vez, possui uma capacidade total de aproximadamente 1000 litros e irá operar sob uma temperatura média de 70°C a 100°C. Outro requisito de operação é o grau de agitação, que estipula uma rotação média de 120 rotações por minuto para o eixo. A figura 20 concede uma visão geral do modelo 3D do tanque agitado.



Figura 20 - Modelo 3D do tanque agitado. Fonte: Elaborado pelo autor

Além dos requisitos operacionais, é importante levar em consideração a natureza do fluido que será agitado. Neste caso, será uma pasta viscosa que contém resíduos triturados de peixe, água e alguns componentes que fornecem propriedades nutricionais ao material. Por se tratar de um fluido ácido, o projeto deve-se atentar aos efeitos da corrosão. Para visualizar melhor os elementos que encontram-se internamente foi produzida uma vista em corte que é ilustrada pela figura 21.



Figura 21 - Vista em corte do tanque agitado. Fonte: elaborado pelo autor

A partir desta vista em corte, é possível observar, além de outros elementos, os impelidores conectados ao eixo, o mancal de rolamento, o motor e o próprio eixo. Estes serão os itens que deverão ser analisados mais profundamente durante o projeto.

4. DESENVOLVIMENTO MATEMÁTICO

Segundo Dickey e Fasano (2004), o projeto do eixo deve ser realizado considerando as cargas mecânicas (advindas do motor) e as cargas hidráulicas (advindas do escoamento), além da vibração do sistema. As cargas hidráulicas no eixo do agitador são resultantes do torque necessário para girar cada conjunto de pás, enquanto que as cargas mecânicas são resultantes do torque fornecido pelo motor. Os passos para realizar o projeto adequado para o eixo do agitador são:

- Determinação do material de construção;
- Determinação do carregamento sofrido pelo eixo;
- Cálculo do diâmetro mínimo para o eixo nas condições pré-estabelecidas pelo projeto e aproximação para o valor comercial mais próximo;
- Determinação da frequência natural do eixo.

4.1. Determinação do material de construção

Para a determinação do material mais adequado, é necessário identificar as condições externas em que o equipamento será submetido. Neste caso, o eixo será submerso em um fluido de teor ácido, exigindo grande resistência à corrosão.

O material escolhido foi o Aço AISI 316L. Este aço é destinado a fabricação de peças que exigem alta resistência à corrosão, tais como válvulas, tubos, recipientes, equipamentos hospitalares e farmacêuticos, peças para a indústria química, petrolífera, têxtil, de laticínios, frigorífica, de tintas, etc. Ele é indicado para a utilização em ambientes onde exista o ataque de substâncias corrosivas, tais como ácidos sulfúricos, ácidos sulfurosos, banhos clorados, soluções alcalinas, soluções salinas, etc. Segundo o catálogo da empresa GERDAU:

O Aço Inoxidável Gerdau 316L é um aço cromo-níquel-molibdênio, inoxidável austenítico, com baixo teor de C. Não magnético e não temperável. Tem boa ductilidade, inclusive em baixas temperaturas. A resistência à oxidação é de até 875°C. Esse aço possui boa conformabilidade a frio, porém o encruamento é maior do que em aços não ligados, exigindo maiores esforços de conformação. A resistência à corrosão intercrystalina é garantida até 400 °C em extensa gama de bitolas e na soldagem, devido ao baixo teor de carbono. Contudo, a carepa gerada na conformação a quente, tratamento térmico ou na solda prejudica esta resistência, deve ser removida por decaagem ou por usinagem. Na usinagem, deve-se empregar ferramentas de aço rápido ou metal duro, sob boa refrigeração. No estado solubilizado, pode apresentar leve magnetismo, que se eleva com o aumento de deformação a frio.

A composição química máxima do Aço Inox 316L é detalhada pela tabela 1, enquanto que as propriedades mecânicas são detalhadas pela tabela 2. As propriedades mecânicas do material em questão são de grande relevância para o desenvolvimento do projeto.

Composição química, % máxima

Tipo de aço ABNT	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni
304	0,08	2	1	0,2	0,06	17	8
304L	0,03	2	1	0,045	0,03	18	8
316	0,08	2	1	0,045	0,03	16	10
316L	0,03	2	1	0,045	0,03	16	10

Tabela 1 - Composição química dos principais tipos de Aço Inox. Fonte: ABINOX

Tipo de Aço ABNT	Estado	Resistência à tração (MPa)	Limite de escoamento à 0,2% (MPa)	Dureza Rockwell
304	Recozido	588	294	B 80
304L	Recozido	567	273	B79
316	Recozido	588	294	B79
316L	Recozido	567	294	B 79

Tabela 2 - Propriedades mecânicas dos principais tipos de Aço Inox. Fonte: ABINOX

4.2. Determinação do carregamento sofrido pelo eixo

Para determinar o carregamento sofrido pelo eixo do agitador, é necessário conhecer a rotação de trabalho, o diâmetro do conjunto de pás, a potência requerida pelos impelidores, a localização de cada impelidor, o modelo e o tipo de trabalho que o mesmo exerce. Como já mencionado anteriormente, este carregamento pode ser dividido entre carregamentos hidráulicos e mecânicos.

4.2.1. Carregamento Mecânico

O carregamento mecânico irá gerar principalmente tensões torcionais de cisalhamento ao longo do eixo. Para determinar a tensão torcional, é necessário conhecer a

potência do motor e a rotação dos impelidores.

Será o utilizado o Motoredutor FAF67 DRE112M4 – 4,5W da fabricante SEW, cuja principais informações técnicas são observadas pela tabela 3:

Redução total	Torque de saída máximo (N.m)	Potência (kW)	Tensão (V)	Frequencia (Hz)
14,46	820	4,5	220/380	60

Tabela 3 - Informações técnicas Motoredutor FAF67 DRE11M4. Fonte: SEW

De posse da rotação nominal de trabalho, 120 rpm, o torque máximo de trabalho pode ser determinado a partir das equações 1 à 3. Sabe-se que este procedimento de cálculo superdimensiona o torque sofrido pelo eixo, uma vez que o motor não fornece a sua potência total, e sim, a potência requerida pra realizar a rotação equivalente a 120 rotações por minuto.

$$\text{Torque} = \frac{\text{Potência de Saída do Motor}}{\text{Rotação de Saída do Motor}} \quad (1)$$

$$T \text{ [N.m]} = \frac{4500 \text{ [W]}}{120 \text{ [rpm]} * \frac{2\pi \text{ [rad/s]}}{60 \text{ [rpm]}}} \quad (2)$$

$$T = 358,1 \text{ N.m} \quad (3)$$

4.2.2. Carregamento Hidráulico

O carregamento hidráulico irá gerar tensões de flexão ao longo do eixo. O momento de flexão máximo para o eixo é obtido através da soma dos produtos das forças hidráulicas e das respectivas distâncias das pás ao rolamento inferior.

A determinação das forças hidráulicas atuantes é feita a partir de formulações empíricas. O carregamento hidráulico é resultante, principalmente, das forças laterais do fluido sob os impelidores (ver figura 18).

Para então determinar o carregamento hidráulico máximo, é necessário conhecer a potência requerida pelos impelidores e as respectivas distancias entre eles e a sustentação do eixo (onde localiza-se o acoplamento e o rolamento).

4.2.2.1. *Consumo de potência do sistema de agitação*

Para iniciar a determinação dos esforços hidráulicos presentes no sistema de agitação, é necessário calcular a potência requerida para transmitir o torque de giro do conjunto de pás.

Para estimar a energia necessária para girar os impelidores, utiliza-se correlações empíricas de potências com outras variáveis do sistema. A forma destas correlações podem ser encontradas através da análise dimensional. De acordo com Cremasco (2014), a potência requerida para girar um impelidor é função das seguintes variáveis:

$$P = \psi (N, D, \mu, \rho, g) \quad (4)$$

Onde:

- $N \rightarrow$ rotação do sistema de agitação [rps];
- $D \rightarrow$ diâmetro do impelidor [m];
- $\mu \rightarrow$ viscosidade do fluido de trabalho [Pa.s];
- $\rho \rightarrow$ densidade do fluido de trabalho [kg/m³];
- $g \rightarrow$ aceleração da gravidade [m/s²].

Após aplicação de análises dimensionais, é definida a relação:

$$P = N_p * N^3 * D^5 * \rho \quad (5)$$

Onde N_p é denominado Número de Potência, e ele representa um coeficiente que varia de acordo com os tipos de impelidores e o com número de Reynolds.

Muitos estudos ao redor do mundo são realizados com o objetivo de determinar as faixas de valores do número de potência em função do número de Reynolds.

O momento máximo de flexão, M_{max} , deve ser calculado a partir da soma dos produtos das forças hidráulicas e das respectivas distâncias ao rolamento superior. A força hidráulica, no entanto, é representada na equação pela relação potência requerida pelo impelidor, diâmetro e rotação.

A equação abaixo relaciona a força hidráulica relativa ao torque com a distância relativa ao diâmetro do impelidor.

$$M_{max} = \sum_{i=1}^n \frac{0,048 * P_i * L_i * fh_i}{N_i D_i} \quad (6)$$

Onde:

- P_i representa a potência [W] necessária para um conjunto de pás agitarem o fluido com a velocidade especificada;
- L_i representa a distância [m] vertical do impelidor até o suporte superior (acoplamento);
- fh_i representa o fator de serviço hidráulico;
- D_i o diâmetro [m] do impelidor;
- N_i representa a rotação [rps] do impelidor.

O fator de serviço hidráulico pode ser obtido a partir da tabela 4, fornecida pelo livro Handbook of Industrial Mixing – Science and Practice, da editora John Wiley & Sons, ano 2004.

<i>Condição</i>	<i>Impelidor de Alta Eficiência</i>	<i>Impelidor 4 pás 45°</i>
Padrão	1,5	1
Tempo significativo no estado líquido	2,5 - 3,5	2,0 - 3,0
Sistema operando em ebulição	2,0 - 3,0	1,5 - 2,2
Grandes volumes de sólidos adicionados	3,0 - 5,0	3,0 - 5,0
Impacto de partículas sólidas grandes	3,0 - 5,0	3,0 - 5,0
Operação com sólidos sedimentados	5,0 - 7,0	5,0 - 7,0

Tabela 4 - Fator de serviço hidráulico. Fonte: Handbook of Industrial Mixing

Para a presente aplicação, a condição de trabalho é “grande volume de sólidos adicionados”. Por não se tratar de pás com perfis aerodinâmicos, pode-se afirmar que elas enfrentam uma maior resistência do fluido para realizar o movimento. Logo, é recomendado utilizar o fator mais conservador, no caso, 5, conferindo maior confiabilidade ao projeto.

4.2.2.2. Obtenção do número de potência (N_p)

O Número de Potência (N_p) é análogo ao coeficiente de arraste ou fator de atrito. Este grupo adimensional é proporcional ao Número de Reynolds (N_{Re}), e portanto, existem disponíveis na literatura diversas plotagens $N_p \times N_{Re}$.

Para determinar o Número de Reynolds, é necessário ter posse da viscosidade e da massa específica do material que será misturado. Foi realizada uma análise química do fluido de trabalho, para servir de apoio técnico à elaboração do projeto.

Esta análise foi realizada pelo Centro de Excelência em Tecnologia e Inovação do SENAI (CETIS), unidade especializada na prestação de serviços de consultoria, ensaios laboratoriais, calibrações, entre outros. Localizada na cidade de Maracanaú, estado do Ceará, o CETIS já vêm colaborando com o desenvolvimento tecnológico do estado desde o ano de 2014.

Como resultado da análise laboratorial, a viscosidade máxima obtida nos testes foi de 0,41 Pa.s enquanto que a massa específica a 70°C teve uma média de 1,0259 g/cm³.

Daí, é possível calcular o número de Reynolds a partir da equação abaixo:

$$Re = \frac{\rho * N * D^2}{\mu} \quad (7)$$

Onde:

- $N \rightarrow$ rotação do sistema de agitação [rps];
- $D \rightarrow$ diâmetro do impelidor [m];
- $\mu \rightarrow$ viscosidade do fluido de trabalho [Pa.s];
- $\rho \rightarrow$ densidade do fluido de trabalho [kg/m³];

O impelidor utilizado será do tipo turbina, com três pás inclinadas ao passo de 45° e seu material será o mesmo do eixo. Este componente está ilustrado na Figura 22, e seu diâmetro de trabalho é igual a 534 milímetros.



Figura 22 - Impelidor de trabalho. Fonte: Modelo elaborado pelo próprio autor

De posse do diâmetro do impelidor utilizado, é possível calcular o Número de Reynolds:

$$R_e = \frac{1025,9 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 120 [\text{rpm}] * \frac{2\pi [\text{rad/s}]}{60 [\text{rpm}]} * (0,534)^2 [\text{m}]}{0,41 \text{ Pa.s}} \quad (8)$$

$$R_e = 8966,31 \quad (9)$$

A partir do resultado obtido em (9), é possível determinar o número de potência (N_p) do impelidor estudado.

Segundo Cremasco (2004), o número de potência representa o efeito do atrito em decorrência do nível de agitação do fluido e das características construtivas do tanque agitado. Por meio da figura 27, é possível obter o valor do N_p em função do número de Reynolds do impelidor (calculado anteriormente pela equação 8).

Portanto, de acordo com a marcação contida na figura 23, é possível afirmar que o N_p para a aplicação do presente trabalho é de aproximadamente 1,4.

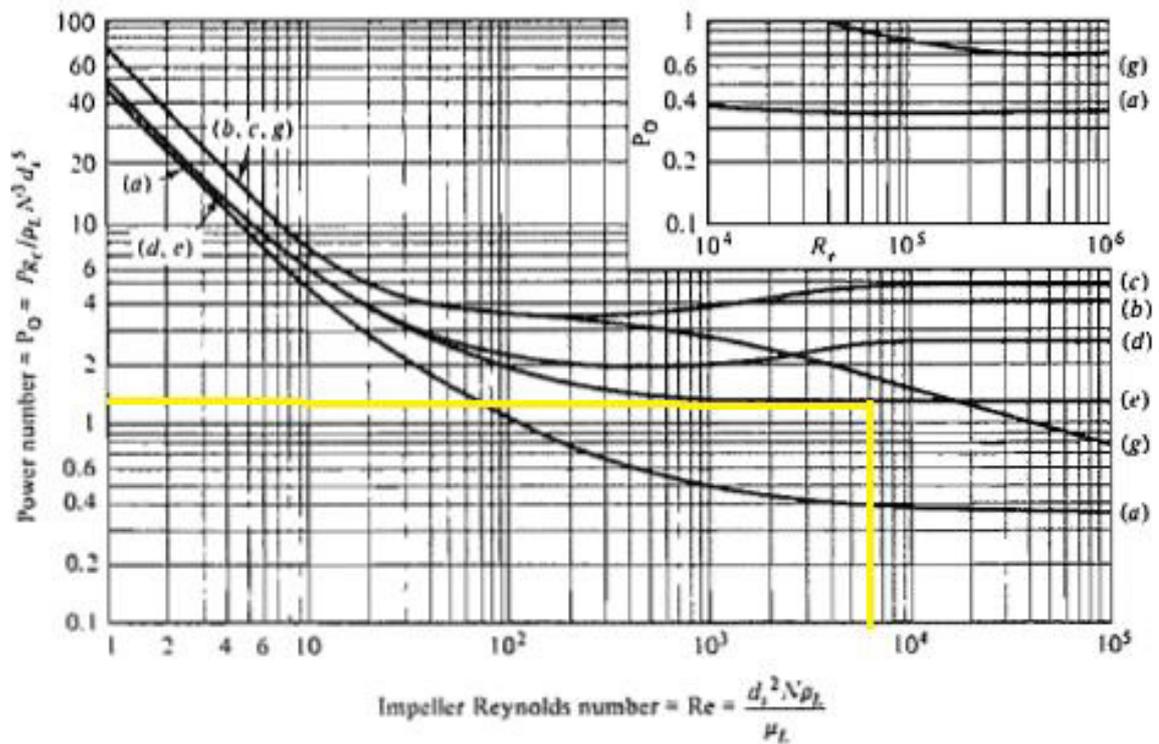


Figura 23 - Número de potência para diversos impelidores do tipo turbina em função do número de Reynolds do impelidor para fluidos newtonianos: (a) hélice naval; (b) pás retas; (c) pás retas e disco (turbina de Rushton); (d) pás encurvadas; (e) pás inclinadas com passo de 45°. Fonte: TREYBAL, 1980

4.2.2.3. Determinação da potência requerida pelo impelidor

De posse do Número de Potência, é possível determinar a potência requerida pelo impelidor estudado. Então, a equação (5) nos dá:

$$P = 1,4 * (2)^3 [\text{rps}^3] * (0,534)^5 [\text{m}^5] * 1025,9 [\text{kg/m}^3] \quad (10)$$

Aproximando e convertendo à quilowatt:

$$P = 0,5 \text{ kW} \quad (11)$$

4.2.2.4. Cálculo do Momento Máximo de Flexão sofrido pelo eixo

De posse da potência consumida por cada impelidor, é possível então determinar o momento fletor máximo sofrido pelo eixo, a partir da equação (6).

Como todos os parâmetros são iguais para os três impelidores, a equação (6) se resume à:

$$M_{\text{max}} = \frac{0,048 * 125 [\text{W}] * 5}{2 [\text{rps}] * 0,534 [\text{m}]} * (L_1[\text{m}] + L_2[\text{m}] + L_3[\text{m}]) \quad (12)$$

Onde L_1 , L_2 e L_3 são as respectivas distâncias dos três impelidores ao acoplamento. A figura 24 ilustra a disposição dos impelidores ao longo do eixo:

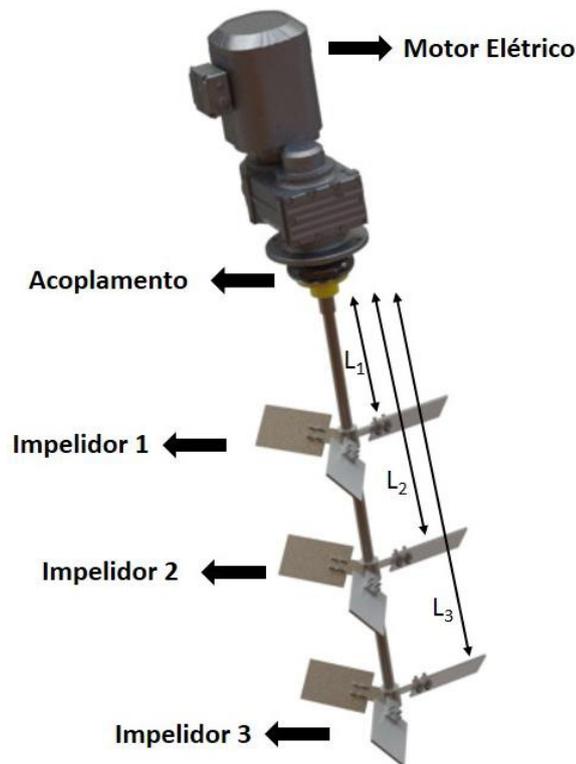


Figura 24 - Misturador. Fonte: Modelo elaborado pelo próprio autor

As medidas de projeto são:

- L_1 : 467 mm
- L_2 : 847 mm
- L_3 : 1227 mm

Substituindo as medidas na equação (12), obtém-se:

$$M_{\max} = \frac{0,048 * 500 \text{ [W]} * 5}{2 \text{ [rps]} * 0,534 \text{ [m]}} * (0,467 \text{ [m]} + 0,847 \text{ [m]} + 1,227 \text{ [m]}) \quad (13)$$

$$M_{\max} = 285,50 \text{ N.m} \quad (14)$$

4.3. Determinação dos fatores de fadiga

De posse dos carregamentos máximos de torção e flexão aplicados ao eixo, é possível determinar o seu diâmetro mínimo. Os cálculos seguintes estão seguindo a norma ANSI/ASME B106.1M-1985, intitulada “Projeto de Eixos de Transmissão”.

Segundo Norton (2013), esta norma apresenta um enfoque simplificado para o projeto de eixos. O procedimento da ASME pressupõe que o carregamento é constituído de flexão alternada e torque fixo em um nível que cria tensões abaixo da resistência ao escoamento por torção do material.

4.3.1. Determinação do Limite de Fadiga Corrigido

O cálculo do limite de resistência à fadiga corrigido (S_e) parte da resistência máxima à tração (S_{ut}) do material analisado.

De acordo com Norton (2013), o limite de resistência à fadiga não corrigido ($S_{e'}$) para aços deve ser igual a 700 MPa, quando o aço em questão possuir um S_{ut} acima de 1400 MPa. Caso a resistência máxima à tração do aço seja menor que 1400 MPa, o $S_{e'}$ deve ser obtido pela equação 15. Sabendo que o S_{ut} para o Aço Inox 316L é igual a 567 MPa (vide tabela 2), tem-se:

$$S_{e'} = 0,5 * S_{ut} \quad (15)$$

$$S_{e'} = 0,5 * 567 \text{ [MPa]} \quad (16)$$

$$S_{e'} = 283,5 \text{ [MPa]} \quad (17)$$

Como a própria nomenclatura já informa, o $S_{e'}$ é um resultado ainda não corrigido. Para aplicar as correções adequadas ao limite de resistência à fadiga, a ASME sugere o emprego dos fatores de correção. Estes fatores serão discutidos mais adiante.

Portanto, o limite de resistência à fadiga corrigido (S_e) deve ser obtido a partir da equação 18:

$$S_e = C_{\text{carreg}} * C_{\text{tamanho}} * C_{\text{superf}} * C_{\text{temp}} * C_{\text{conf}} * S_{e'} \quad (18)$$

O primeiro coeficiente, C_{carreg} , é baseado no tipo de sollicitação ou carregamento. Recomenda-se o valor de 0,7 para carregamentos com força normal e de 1,0 para carregamentos em flexão ou torção pura. Portanto, o fator C_{carreg} é igual a 1,0 devido à existência de carregamentos de flexão e torção.

O segundo coeficiente, C_{tamanho} , é baseado no diâmetro do eixo. Já que ainda não se tem um diâmetro calculado do eixo, este fator será calculado posteriormente. Portanto, é necessário, por hora, supor que o C_{tamanho} é igual à 1,0 e então, ao final dos cálculos, corrigir este valor.

Para a determinação do terceiro coeficiente, C_{superf} , Shigley e Mischke (1989) sugerem a utilização da equação exponencial abaixo:

$$C_{\text{superf}} = A * (S_{\text{ut}})^b \quad (19)$$

Onde os coeficientes A e b são tabelados pela tabela 5, enquanto que o S_{ut} é fornecido pela figura 23.

<i>Acabamento superficial</i>	<i>A</i>	<i>b</i>
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Tabela 5 - Coeficientes para a equação do fator de superfície. Fonte: Shigley e Mischke, 1989

Por se tratar de um acabamento usinado (torneado e fresado), os coeficientes A e b, são, respectivamente 4,51 e -0,265. Portanto, o coeficiente superficial pode ser calculado:

$$C_{\text{superf}} = 4,51 * (621)^{-0,265} \quad (20)$$

$$C_{\text{superf}} = 0,82 \quad (21)$$

A determinação do quarto fator, C_{temp} , é definido por Shigley e Mitchell [1983], sendo sugerido o valor igual a 1 para temperaturas de trabalho abaixo de 450°C. Como o eixo estará imerso em um fluido cuja temperatura máxima será de 90°C:

$$C_{\text{temp}} = 1 \quad (22)$$

O quinto fator de correção, C_{conf} , foi relatado por Haugen e Wirshcing (1975), cujo estudo resultou da tabela 6.

<i>Confiabilidade (%)</i>	<i>Cconf</i>
50	1
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,62

Tabela 6 - Fatores de confiabilidade. Fonte: Haugen e Wirshcing, 1975

Portanto, o fator C_{conf} é igual a 0,814, para uma confiabilidade de 99%, o que é suficiente para o projeto.

De posse de todos os coeficientes de correção, é possível então determinar o limite de resistência à fadiga corrigido (S_e):

$$S_e = 1 * 1 * 0,82 * 1 * 0,814 * 283,5 \quad (23)$$

$$S_e = 189,23 \text{ MPa} \quad (24)$$

4.4. Determinação do diâmetro mínimo permitido para o eixo

A norma ASME, determina usar a seguinte equação:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f * \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fm} * \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (25)$$

O coeficiente de segurança, N_f , será estabelecido como 1,2, para conferir confiabilidade ao dimensionamento, e ao mesmo tempo, evitar um superdimensionamento.

A norma também sugere que os coeficientes de concentração de tensão (K_f e K_{fm}) sejam igualados à 1. Para o presente trabalho, esta aproximação faz muito sentido devido ao fato da ponto mais solicitado do eixo encontrar-se na porção superior, onde há o acoplamento.

Substituindo os valores já obtidos na equação (25), tem-se:

$$d = \left\{ \frac{32 * 1,2}{\pi} \left[\left(1 * \frac{285,50}{189,23 * 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(1 * \frac{358,1}{294 * 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (26)$$

$$d = 0,028232 \text{ m} = 28,232 \text{ mm} \quad (27)$$

4.4.1. Atualização do coeficiente C_{tamanho} e demais valores

De posse do diâmetro preliminar do eixo, é possível então calcular o único fator de correção que ainda estava faltando (ver seção 4.3.1.). A equação abaixo apresentada por Shigley e Mitchell [1983], é utilizada para a determinação deste fator:

$$C_{\text{tamanho}} = 1,189 * d^{-0,097} \quad (28)$$

Onde o d representa o diâmetro nominal do eixo, anotado em milímetros. Portanto, substituindo o valor do diâmetro do eixo obtido na seção 4.3.2. tem-se:

$$C_{\text{tamanho}} = 1,189 * (28,232)^{-0,097} \quad (29)$$

$$C_{\text{tamanho}} = 0,86 \quad (30)$$

Com a atualização do fator de correção de tamanho, é necessário recalcular o limite de resistência à fadiga corrigido e o diâmetro mínimo do eixo. O limite de resistência à fadiga é então atualizado:

$$S_e = 189,23 * 0,860 = 162,72 \text{ MPa} \quad (31)$$

A partir do limite de resistência à fadiga atualizado, é necessário atualizar também o diâmetro do eixo:

$$d = \left\{ \frac{32 * 1,2}{\pi} \left[\left(1 * \frac{285,50}{162,72 * 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(1 * \frac{358,1}{294 * 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (32)$$

$$d = 0,02925 \text{ m} = 29,25 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm} \quad (33)$$

Para o eixo tornar-se economicamente viável, o seu diâmetro será então aproximado para o valor comercial mais próximo, neste caso, 30 milímetros. Essa aproximação se justifica principalmente pelo fato da facilidade de selecionar o rolamento para o equipamento,

4.5. Determinação da faixa de rotação crítica para frequência natural

De acordo com Dickey e Fasano (2004), a regra geral usada para projetar eixos de misturadores e sistemas com impelidores é manter a rotação de operação 20% longe da rotação crítica:

$$0,8N_c \leq N \leq 1,2N_c \quad (34)$$

Onde as rotações (N e N_c) são dadas geralmente em rotações por minuto (rpm) ou rotações por segundo (rps).

Segundo Ramsey e Zoller (1976), a rotação crítica pode ser obtida a partir da seguinte equação:

$$N_c = \frac{5,33 * d^2 * \sqrt{\frac{E_m}{\rho_m}}}{L * \sqrt{L + S_b} * \sqrt{W_e + \frac{W * L}{4}}} \quad (35)$$

Cuja variáveis são:

- $N_c \rightarrow$ Rotação crítica [rps];
- $D \rightarrow$ Diâmetro do eixo [m];
- $E_m \rightarrow$ Módulo de elasticidade do material do eixo [N/m²];
- $\rho_m \rightarrow$ Densidade do material do eixo [kg/m³];
- $L \rightarrow$ Comprimento do eixo [m];
- $S_b \rightarrow$ Espaço do rolamento suportando o eixo [m];
- $W_e \rightarrow$ Peso equivalente dos impelidores na base inferior do eixo [kg];
- $W \rightarrow$ Peso específico do eixo [kg/m];

O peso equivalente dos impelidores da base inferior do eixo (W_e) é definido pela equação abaixo:

$$W_e = \sum_{i=1}^n W_i * \left(\frac{L_i}{L}\right)^3 \quad (36)$$

Onde W_i é o peso individual de cada impelidor (kg) e L_i o comprimento do eixo para cada impelidor (m).

De acordo com Norton (2013), o módulo de elasticidade (E_m) do aço inox 316L é 189,6 GPa. Já a densidade do material é igual à 7800 kg/m³.

Para calcular o peso do eixo e dos impelidores, foi utilizado o software *SolidWorks* e a sua biblioteca de propriedades dos materiais.

A Figura 25 fornece as propriedades de massa para o conjunto impelidor. Além do peso do impelidor, foi levada em consideração a massa dos elementos fixadores (parafuso, porca e arruela).

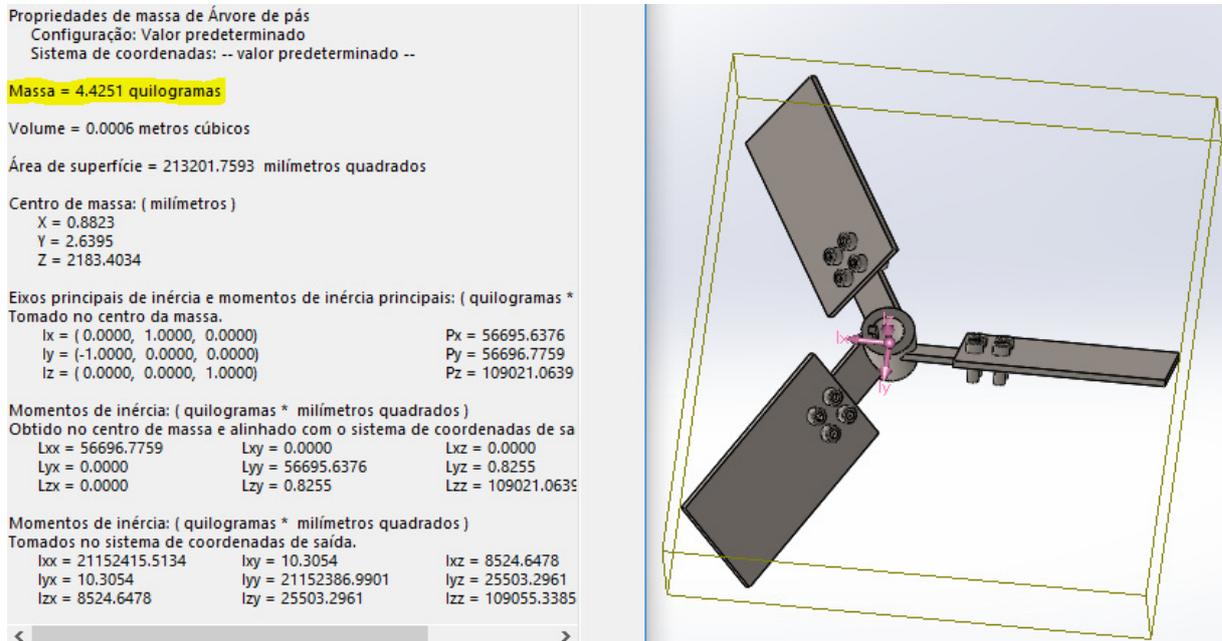


Figura 25 - Propriedades de massa do Impelidor. Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Como é possível perceber, a massa total para um impelidor é de 4,425 kg aproximadamente. Já as propriedades de massa do eixo, é apresentada na Figura 26.

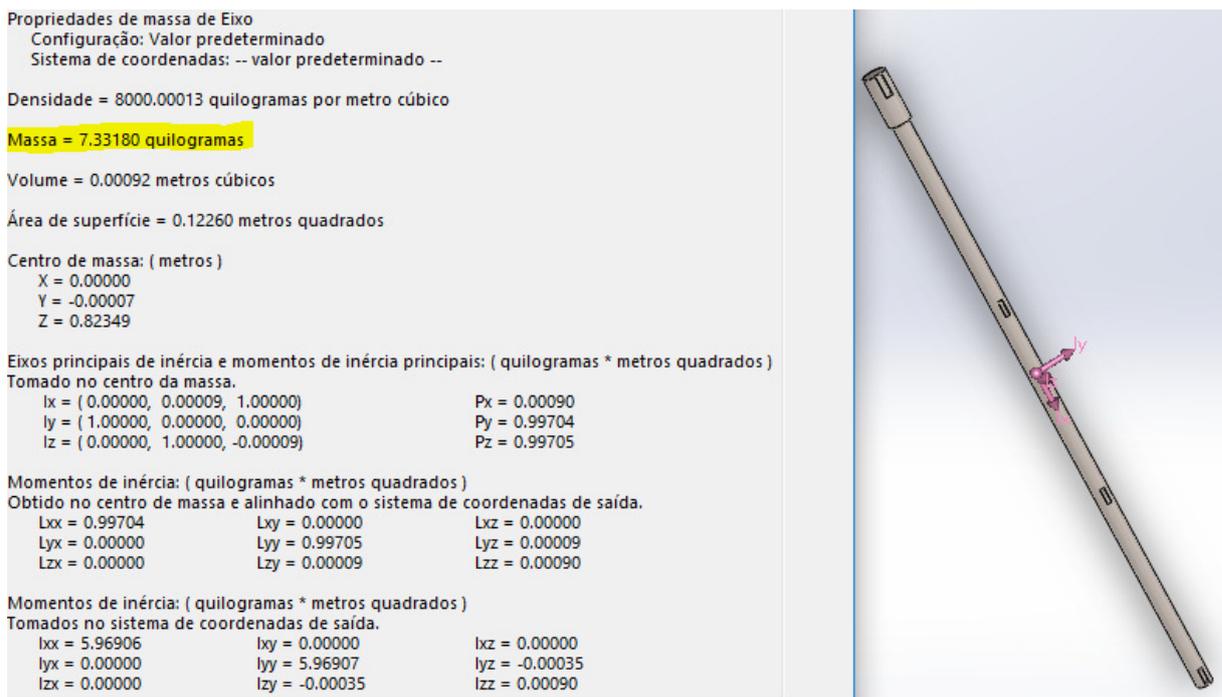


Figura 26- Propriedades de massa do eixo. Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Portanto, o peso total do eixo é aproximadamente 7,33 kg. Como o comprimento do eixo é de 1,227 metros, o peso específico do eixo (W) é igual à 5,97 kg/m aproximadamente.

De posse de todos os dados necessários, é possível então determinar a faixa de rotação crítica para o conjunto eixo e impelidores. Primeiramente, calcula-se o peso equivalente (W_e) a partir da equação 37.

$$W_e = \left[4,425 * \left(\frac{0,467}{1,227} \right)^3 \right] + \left[4,425 * \left(\frac{0,847}{1,227} \right)^3 \right] + \left[4,425 * \left(\frac{1,227}{1,227} \right)^3 \right] \quad (37)$$

$$= 6,125 \text{ kg}$$

Após o cálculo do peso equivalente, é possível determinar a rotação crítica do sistema:

$$N_c = \frac{5,33 * 0,03^2 * \sqrt{\frac{1,89 * 10^{11}}{7800}}}{1,227 * \sqrt{1,227 + 0,02} * \sqrt{6,125 + \frac{5,97 * 1,227}{4}}} = 6,11 \text{ rps} \quad (38)$$

Desta forma, de acordo com a equação 34, a faixa crítica de rotação do sistema é então 4,89 à 7,34 rotações por segundo. Como o sistema opera a 2 rps, é permitido concluir que ele não corre riscos de entrar na faixa de rotação crítica.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A metodologia empregada para realizar o dimensionamento do eixo, apesar de extensa, possibilita uma análise bem completa do sistema de agitação e mistura do presente trabalho. A partir dos resultados obtidos, é possível seguir à diante com a seleção dos componentes periféricos (motor, redução mecânica e rolamento) e dar início à fabricação dos impelidores, e do próprio eixo.

5.1. Potência calculada

De acordo com as equações 10 e 11 presentes na seção 4.2.2.3, a potência requerida para que um conjunto de pá realize o trabalho estipulado é de 0,5 kW. Portanto, a potência total do sistema deve ser de, no mínimo, 1,5 kW.

Eventualmente, o tanque agitado pode ser utilizado com uma rotação maior – durante o processo de limpeza, por exemplo – e portanto, é interessante que o motor possua uma potência pouco maior que a potência mínima requerida. Desta forma, um motor com potência em torno de 2 kW já seria adequado para proporcionar a movimentação do eixo e dos impelidores. Todavia, o Motoredutor FAF67 DRE112M4 – 4,5W utilizado é perfeitamente suficiente para a presente aplicação.

Para fins de aprimoramento do projeto, a opção de um motor menos potente traria alguns benefícios interessantes:

- Redução do consumo de energia elétrica do sistema de acionamento;
- Exigência de uma redução mecânica menor, tornando o motoredutor mais leve devido à uma menor caixa de engrenagens;
- Redução da perda de potência devido ao engrenamento, devido à diminuição da quantidade de engrenagens na redução;

5.2. Torque e momento fletor máximo calculados

O torque obtido pelas equações 2 e 3 fornece uma tensão de cisalhamento que pode ser calculada pela equação seguinte:

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (39)$$

Substituindo o torque obtido (T) e o diâmetro do eixo calculado pela equação 33, tem-se:

$$\tau = \frac{16 * 358,1}{\pi * (0,03)^3} = 67.547.716 \text{ Pa} \quad (39)$$

Portanto, a tensão cisalhante sofrida é de, aproximadamente, 67,55 MPa. Já a tensão normal de flexão, resultante do momento máximo calculado pela equação 14, pode ser calculada a partir de:

$$\sigma = \frac{32 * M_{\max}}{\pi * d^3} \quad (40)$$

Substituindo o momento máximo calculado e o diâmetro do eixo, da mesma forma que fora feito anteriormente, tem-se:

$$\sigma = \frac{32 * 285,5}{\pi * (0,03)^3} = 107.706.634,1 \text{ Pa} \quad (41)$$

Portanto, a tensão normal de flexão sofrida é de, aproximadamente, 107,71 MPa.

Desta forma, é possível concluir que ambas as tensões calculadas (67,55 MPa para tensão de cisalhamento e 107,71 MPa para tensão de flexão) apresentam valores seguros de acordo com o coeficiente de segurança estipulado.

5.3. Limitações do projeto

A metodologia empregada no presente trabalho buscou abranger o máximo de variáveis relacionadas com o processo analisado, no entanto, outras variáveis precisaram ser negligenciadas por conta da falta de informações suficientes.

Desta forma, o projeto não contemplou as análises relacionadas com a influência do meio corrosivo no qual o eixo está contido, nem levou em consideração as perdas de potência geradas na caixa de redução mecânica.

5.3.1. Influência do meio – corrosão

O ambiente pode apresentar efeitos significativos às estruturas à ele imersas. De acordo com Norton (2013), até mesmo o ar atmosférico presente no ambiente reduz a resistência à fadiga quando comparado ao vácuo. Quanto maior forem a umidade relativa e a temperatura, maior será a redução da resistência do material.

O fenômeno de corrosão por fadiga não é completamente compreendido ainda, no entanto é possível afirmar que os únicos tipos de aços que mantêm alguma resistência em meio aquoso são os aços cromados, já que o elemento de liga confere proteção contra corrosão.

Portanto, para evitar maiores surpresas devido ao efeito da corrosão, foi escolhido o aço inoxidável 316L, como material para o eixo e impelidores. Desta forma, a incerteza com relação à quantificação deste efeito foi equilibrada pela boa aplicabilidade deste material em ambientes corrosivos.

5.3.2. Rendimento da caixa de redução

Em qualquer tipo de transmissão, é inevitável a perda de potência. Um sistema de transmissão pode incluir eixos, mancais, rodas de atrito, correias de transmissão, correntes e engrenagens, que devem ser adequadamente instaladas e sujeitas a intervenções de manutenção regulares.

A caixa de redução presente no Motoredutor SEW FAF67 DRE112M4 utilizado para este projeto, nada mais é do que um conjunto de engrenagens arranjadas de forma a promover uma redução da rotação, do motor para o eixo. No entanto, as perdas de potência

referentes ao sistema de transmissão não foram levadas em consideração.

Uma caixa de redução similar à utilizada no projeto pode ser observada na figura 27. É possível identificar diversos pares de engrenagens em contato, nas mais variadas formas, elevando bastante a complexidade do dimensionamento da perda de potência.



Figura 27 - Estrutura de uma caixa de redução. Fonte: Claudinei Bigaton, IFCE

No entanto, como já mencionado na seção 5.1, a potência do motor utilizado é bem acima da potência requerida para o processo. Desta forma, mesmo com as perdas mecânicas da caixa de redução, o bom funcionamento do equipamento ainda pode ser garantido.

6. CONCLUSÃO

O processo de dimensionamento de dispositivos de agitação envolve diversas etapas de análises e abstrações da dinâmica ideal da operação. Primeiramente, é necessário ter conhecimento das premissas para a qual o processo de agitação e mistura está sendo empregado, sejam elas: Faixa de temperatura ideal, volume ideal do tanque, grau de agitação buscado e principalmente, o objetivo central desta operação (intensificação do coeficiente de transferência de calor, suspensão de sólidos, separação de líquidos imiscíveis, dentre outros). A partir das primeiras decisões tomadas, o processo de dimensionamento deve partir para a escolha do tipo de impelidor, análise das propriedades dos fluidos, cálculo dos esforços mecânicos e avaliação da potência requerida.

O presente trabalho partiu de premissas pré estabelecidas para então chegar à conclusões dimensionais confiáveis e prontas para serem seguidas á diante com a construção do equipamento. Desta forma, o objetivo principal do trabalho fora atingido de maneira satisfatória e o eixo do tanque agitado estudado fora dimensionado adequadamente, seguindo principalmente as indicações e a metodologia da norma ANSI/ASME B106.1M-1985, intitulada “Projeto de Eixos de Transmissão” e do livro Handbook of Industrial Mixing.

O eixo foi dimensionado com um diâmetro de 30 milímetros, conferindo completa confiabilidade quanto à resistência mecânica e ao mesmo tempo e facilidade na aquisição de dispositivos periféricos, como o rolamento.

REFERÊNCIAS

- CREMASCO, Marco Aurélio. **Operações Unitárias em Sistemas Particulados e Fluidomecânicos**. 2 ed. Blucher, 2014.
- EDWARD L. Paul; VICTOR A. Atiemo-Obeng; SUZANNE M. Kresta. **Handbook of Industrial Mixing Science and Practice**. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2004.
- TREYBAL, Robert E. **Mass – Transfer Operations**. Singapore: McGraw-Hill Book Co, 1981.
- DESAI, Sumit R; GAJJAL, S.Y; KULLOLI. **Redesign and Structural analysis of agitator shaft for reactor pressure vessel**. Pune, India: International Journal of Current Engineering and Technology, 2016.
- NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas - Uma Abordagem Integrada**. 4 ed. BOOKMAN, 2013.
- BARBOSA, José Barbosa. **Dimensionamento do eixo do impelidor em sistemas de agitação e mistura para processos industriais**. Campinas – SP, 2004.
- WEETMAN, Ronald J.; GIGAS Bernd. **Mixer Mechanical Design – Fluid Forces**. 19TH International Pump Users Symposium, 2002.
- FASANO J.B.; BAKKER A.; PENNEY W.R. **Advanced Impeller Geometry Boosts Liquid Agitation**. Chemical Engineering, Agosto 1994.
- FOX, Robert W; PRITCHARD, Philip J; MCDONALD, Alan T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7 ed. LTC, 2010.
- ASIRI Saeed. **Design and Implementation of Differential Agitators to Maximize Agitating Performance**. King Abdulaziz University, 2012.
- ADAMČÍK, M. **Návrh mixéru pro výrobu fosfátových hnojiv**. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 93 s. Vedoucí diplomové práce doc. RNDr. Karel Pellant, CSc.