

## METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO PARA O DIMENSIONAMENTO DE EIXOS DE TAMBORES UTILIZADOS EM TRANSPORTADORES CONTÍNUOS

Alessandra Dassi Comin<sup>1</sup>

José Luiz Salvador<sup>2</sup>

**Resumo:** Na indústria de fabricantes de componentes para transportadores contínuos há a necessidade de reduzir custos dos produtos, contudo, sem perder a qualidade. O componente estudado no presente trabalho é o tambor, equipamento estrutural de correias transportadoras, com o foco no seu eixo. As literaturas disponíveis atualmente apresentam equações de flecha e deflexão para eixos que não satisfazem às condições reais de projeto. O objetivo é desenvolver equações de flecha máxima  $f_{máx}$  e deflexão na região do cubo  $\Theta t$ , considerando três escalonamentos possíveis do eixo. Para validação dos cálculos, verificou-se a flecha e deflexão no *Autodesk Inventor*<sup>®</sup>, onde suas condições de carregamento são muito semelhantes com as equações desenvolvidas e por último foi feito a simulação no *ANSYS Workbench*<sup>®</sup> 18.0, onde foram representadas as condições reais de aplicação do tambor. Empregou-se os dados de entrada de um tambor motriz e o eixo foi comparado em três opções de materiais: SAE 1045, SAE 4140 e SAE 4340. Os resultados das equações desenvolvidas foram satisfatórios, tornando-as aptas para serem aplicadas nos roteiros de cálculo de dimensionamento. Deste modo, foi possível executar projetos mais refinados onde, por exemplo, a diferença do resultado da flecha caiu de aproximadamente 46% para 2% em relação à condição real, garantindo o desempenho do equipamento dentro dos limites de segurança e a um custo mais acessível aos clientes.

**Palavras-chave:** Tambor. Dimensionamento. Eixo. Flecha. Deflexão.

### 1 INTRODUÇÃO

Transportadores de correias são equipamentos com a finalidade de movimentar materiais sólidos de forma contínua e segura de um ponto a outro, sendo comumente empregados nos seguimentos de mineração, portuário, cimenteiro, siderúrgico, petroquímico, celulose e automotivo. Um dos equipamentos estruturais presentes em um transportador é o tambor. Eles são divididos em dois tipos: motrizes e movidos. Os motrizes são responsáveis por transmitir torque a correia e, conseqüentemente, movimentar o material a ser transportado. Os tambores movidos giram devido ao contato com a correia a qual é movimentada pelo

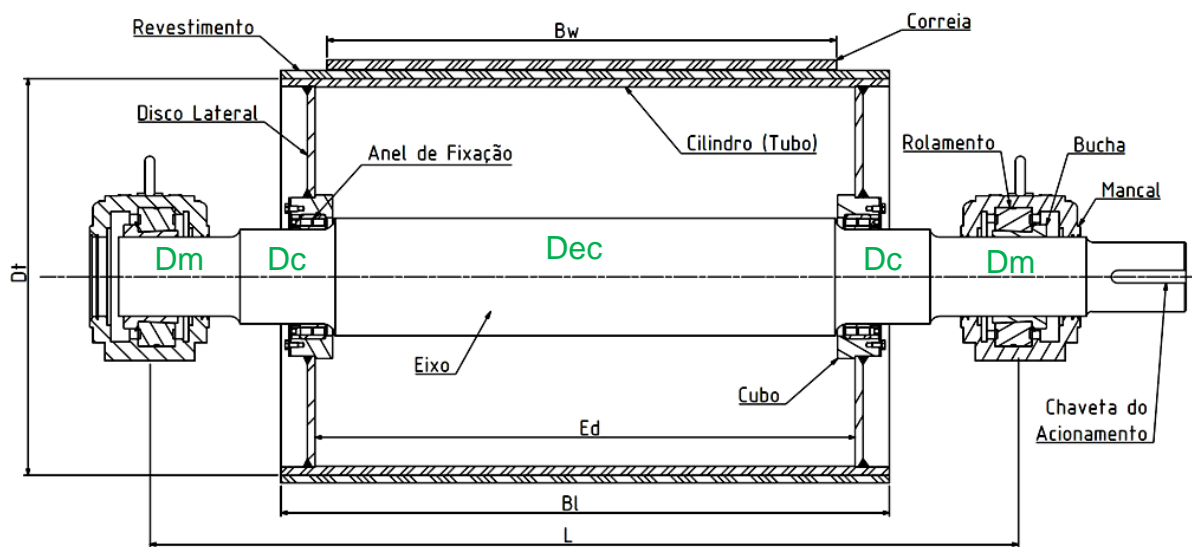
---

<sup>1</sup> Graduanda em Engenharia Mecânica. E-mail: alessandradassicomin@hotmail.com

<sup>2</sup> Prof. Esp. José Luiz Salvador. E-mail: jl.salvador@hotmail.com

tambor motriz. Há uma subdivisão nos tambores, dependendo da posição e da função que ocupam no transportador. São elas: acionamento primário, acionamento secundário, retorno, encosto, desvio, esticamento, entre outros mais específicos. Um esquema simplificado do tambor e seus principais componentes pode ser visto na Fig. 1.

Figura 1 – Componentes básicos do tambor.



Fonte: Da autora (2018)

Em análise ao atual método utilizado para cálculo dimensional dos produtos fabricados pela empresa por uma empresa a qual atua na área de fabricação de equipamentos para correias transportadoras, identificou-se a oportunidade de refinar o projeto de dimensionamento de eixos de tambores.

A maioria dos eixos dos tambores são projetados de forma escalonada, sendo a transmissão de torque feita por anel de fixação (Fig. 1). Há, geralmente, quatro diâmetros distintos, os quais estão citados a partir da seção central até a extremidade do acionamento: diâmetro do eixo entre cubos *Dec*, diâmetro do eixo no cubo *Dc*, diâmetro do eixo no mancal *Dm* e diâmetro do eixo no acionamento *Dacion* (apenas para tambores motrizes). O diâmetro do eixo no acionamento normalmente já está pré-estabelecido, pois o sistema de redução é definido em função do projeto do transportador. Portanto, cabe ao fabricante definir os demais diâmetros, respeitando o *Dacion*. Atualmente o dimensionamento não leva em conta os escalonamentos dos diâmetros, ou seja, os cálculos de flecha e deflexão são feitos

com base em um diâmetro único, implicando em resultados maiores do que o necessário e conseqüentemente elevando os custos do projeto.

Este tema foi selecionado em razão de existir pouca referência disponível. A principal vantagem proporcionada por este estudo será a inserção de novas rotinas de cálculos na ferramenta utilizada hoje para dimensionamento, e, por consequência, maior assertividade na execução dos projetos de dimensionamento dos produtos, contribuindo para redução de custo deste equipamento. Por isso, o presente trabalho tem como propósito desenvolver um método de cálculo e duas simulações em *softwares* para validação do projeto dos eixos utilizados na fabricação dos tambores de correias transportadoras.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Esta seção tem por finalidade apresentar uma revisão da literatura acerca do dimensionamento de eixos de tambores para correia transportadora. As informações foram reunidas de modo que forneçam o embasamento teórico necessário para o trabalho.

### **2.1 IMPORTÂNCIA DO PROJETO DO TAMBOR**

Conforme Martins *et al.*, (2009, p. 1, tradução nossa), os tambores são um dos principais componentes utilizados em um transportador de correia, onde suportam as cargas geradas a partir da tensão da correia de acordo com seu ângulo de abraçamento. As tecnologias de projeto e fabricação são de fundamental importância para o desempenho deste componente estrutural. Com base nas pesquisas de Kumar e Mandloi (2013, p. 3, tradução nossa), a quebra de eixos representa 10% das causas de falha em tambores.

### **2.2 DADOS DE ENTRADA PARA DIMENSIONAMENTO**

Segundo FAÇO (2001, p. 63), ao se calcular os elementos principais dos tambores, que são os eixos, cubos, discos e cilindros, certas dimensões básicas já devem estar fixadas, para que se possa prosseguir com os cálculos. Estas

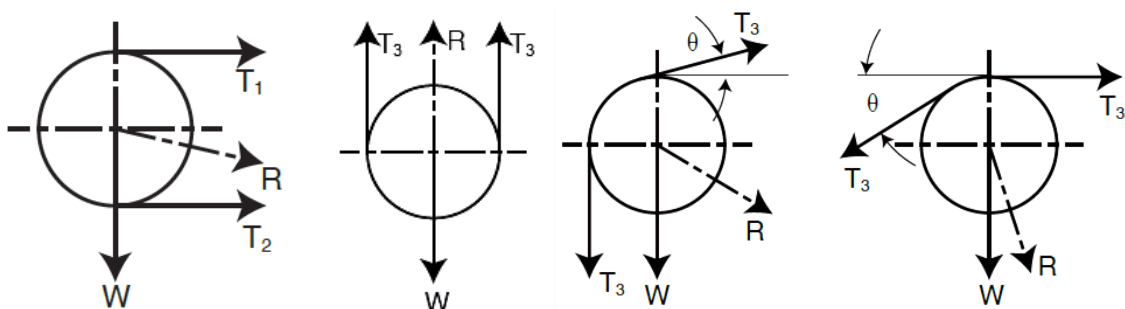
dimensões básicas estão explícitas na Fig. 1. Além disso, é necessário saber as seguintes informações: tipo do tambor (acionamento, retorno, encosto, desvio, esticamento), velocidade linear da correia  $V$ , potência do motor de acionamento  $N$ , força máxima no tambor motriz  $T_1$ , força mínima no tambor motriz  $T_2$ , força no tambor movido  $T_3$ , ângulo de abraçamento do tambor  $\Theta$ , peso do tambor  $W$  e o diâmetro do eixo na parte do acionamento  $D_{acion}$ , caso for tambor motriz.

As forças máximas atuantes, as quais também são denominadas de tensões da correia sobre o tambor, são determinadas em função da potência transmitida, da elevação do transportador e do comprimento da correia (FAÇO, 2001, p. 1.59).

### 2.3 FORÇA RESULTANTE RADIAL SOBRE O TAMBOR

A partir das forças máximas nos tambores, do ângulo de abraçamento, do peso próprio do tambor e do seu tipo é possível calcular a resultante dos esforços radiais aplicados no tambor  $R$ , conforme Fig. 2 (CEMA, 2014, p. 343).

Figura 2 – Resultante dos esforços radiais  $R$  aplicados no tambor.



Fonte: CEMA (2014, p. 343)

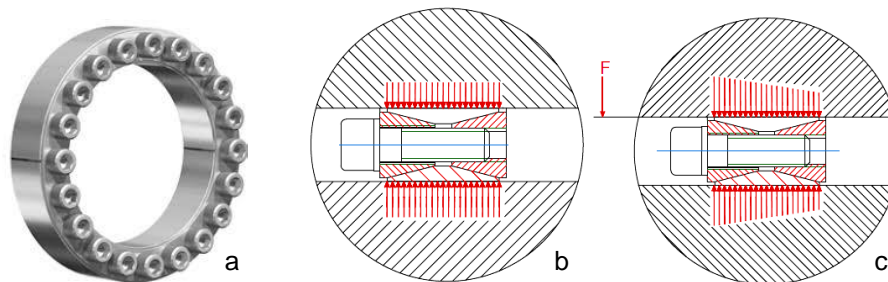
### 2.4 ANEL DE FIXAÇÃO

A fixação do eixo com o corpo do tambor é feita com anéis de fixação. Estes são elementos padronizados que proporcionam uma conexão por meio da fricção entre um eixo e o cubo (parte que aloja o anel). São elementos capazes de transmitir torque de maneira eficiente e confiável, mesmo com a ocorrência simultânea de cargas axiais, transversais e momentos fletores. O idealizador deste

componente, Oskar Peter, constatou em suas pesquisas que os anéis, quando comparados às chavetas, podem transmitir torques consideravelmente maiores, possibilitando a aplicação de eixos curtos e de menor diâmetro (HENFEL, 2018).

Os modelos RfN-7012, RfN-7012.2, RfN-7015.0 e RfN-7015.1 são os mais aplicados na fabricação de tambores no Brasil. Ringfeder (2016, p. 7, tradução nossa) menciona que além de transmitir torque, estes anéis são capazes de absorver momentos fletores, por isso são empregados em tambores de correias transportadoras (Fig. 3).

Figura 3 – Anel RfN-7012 (a), pressão sem momento fletor (b) e pressão com momento fletor (c).



Fonte: Ringfeder (2016, p. 10)

Portanto, para atender os limites de carregamento, Ringfeder (2016, p. 14, tradução nossa) cita que, por critérios de projeto, é permitida deflexão máxima  $\Theta_t$  do eixo de até 5,4' com relação a linha do mancal ou flecha máxima  $f_{m\acute{a}x}$  de  $L/2000$ . O fabricante também sugere que a rugosidade superficial seja de  $3,2 \mu\text{m}$  para garantir uma boa fixação e que seja respeitada a tolerância j6, h6 ou g6 (depende do dimensional do eixo).

## 2.5 DIMENSIONAMENTO APRESENTADO PELO MANUAL FAÇO

FAÇO (2001, p. 1-58-1.60) especifica que o dimensionamento do eixo deve levar em consideração os critérios de flexão cíclica, flecha e torção constante. Os esforços presentes são a força radial resultante, o peso próprio do tambor e o momento torsor em tambores motrizes. Os momentos fletor  $M_f$ , torsor  $M_t$  e o ideal composto  $M_i$  podem ser expressos pelas Eq. 1, 2 e 3, respectivamente.

$$M_f = \frac{R \cdot (L - Ed)}{4} \quad (1)$$

$$M_t = \frac{N \cdot Dt}{V \cdot 1,9624} \quad (2)$$

$$M_i = \sqrt{(K_{sf} \cdot M_f)^2 + (K_{st} \cdot M_t)^2} \quad (3)$$

O diâmetro do eixo no local do cubo  $D_c$  para eixos motrizes será determinado conforme a Eq. 4. Quanto aos eixos movidos, o momento torsor não existe, havendo apenas uma flexão pura, portanto a Eq. 5 representa o diâmetro do eixo no local do cubo  $D_c$  para eixos movidos.

$$D_c \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} \quad (4)$$

$$D_c \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} \quad (5)$$

A flecha máxima  $f_{máx}$  não deve ultrapassar  $L/1500$  para larguras de correias até 54" e  $L/2000$  para larguras de correias acima de 54". Ela é calculada com base no diâmetro do eixo entre cubos  $D_{ec}$  e é determinada pela Eq. 6.

$$f_{máx} = \frac{2 \cdot R \cdot K_s \cdot (L - Ed)}{3 \cdot \pi \cdot E \cdot D_{ec}^4} \cdot (2 \cdot L^2 + 2 \cdot L \cdot Ed - Ed^2) \quad (6)$$

## 2.6 DIMENSIONAMENTO APRESENTADO PELA NORMA CEMA

Os eixos são dimensionados primeiramente por limite de tensão e posteriormente por limite de deflexão. Caso haja carga de torção, esta deve ser incluída nos cálculos de limite de tensão. O controle é realizado pelo resultado que apresentar o maior tamanho de eixo (CEMA, 2014, p. 345-348).

### 2.6.1 Dimensionamento do Eixo por Limite de Tensão

As Eq. 7 e 8 apresentam o cálculo para determinar o diâmetro do eixo  $D$

de um tambor carregado em curvatura e torção (CEMA, 2014, p. 345). Se o tambor for movido, o momento torsor  $Mt$  deverá ser o resultado da multiplicação da diferença das tensões  $T1$  e  $T2$  pelo raio do tambor.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot FS}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{Mf}{S_f}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{Mt}{S_y}\right)^2}} \quad (7)$$

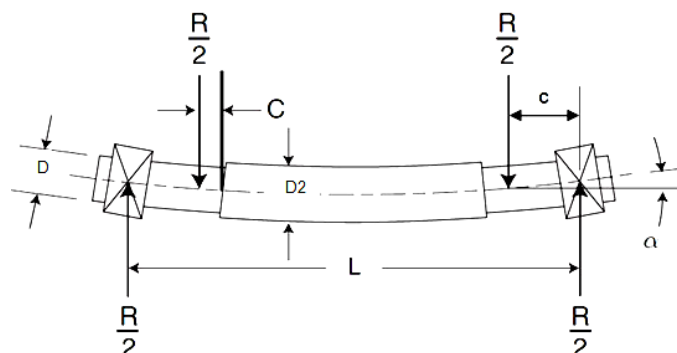
$$S_f = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot K_g \cdot S_f^* \quad (8)$$

### 2.6.2 Dimensionamento do Eixo por Limite de Deflexão

Os fabricantes em geral desenvolvem tambores projetados para aplicações específicas com limite de deflexão de 5'. A Eq. 9 é utilizada quando o eixo for maior dentro do tambor. Um esquema representativo desta configuração pode ser encontrado na Fig. 4 (CEMA, 2014, p. 346-348).

$$\tan(\alpha) = \frac{R \cdot c}{2 \cdot E} \cdot \left[ \left( \frac{C}{I_b} \right) + \left( \frac{L - (2 \cdot c) - (2 \cdot C)}{2 \cdot I_c} \right) \right] \quad (9)$$

Figura 4 – Deflexão de eixo com dois diâmetros.



Fonte: CEMA (2014, p. 348, adaptado)

### 2.7 DIÂMETRO DO EIXO NA REGIÃO DO MANCAL

O diâmetro do eixo na região do mancal  $Dm$  se dá pelo cálculo de vida útil do rolamento e pela verificação da carga suportada do mancal selecionado.

NSK (2013, p. A 25) afirma que a vida útil teórica do mancal  $L_{10}$  com base na carga aplicada, velocidade da correia e capacidade nominal de 90% de um rolamento de rolos pode ser calculada conforme as Eq. 10.

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{(X \cdot F_r) + (Y \cdot F_a)} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left( \frac{10^6 \cdot \pi \cdot Dt}{3600 \cdot V} \right) \quad (10)$$

NSK (2013, p. A 36) menciona que devido às altas cargas, ao choque e pelo fato de prever a flexão do eixo, deve-se selecionar rolamentos autocompensadores de rolos. O desalinhamento permissível neste rolamento varia entre  $1^\circ$  à  $2,5^\circ$  (NSK, 2013, p. B 183). A rugosidade do eixo aconselhável é de  $0,8 \mu\text{m}$  para rolamentos pequenos e  $1,6 \mu\text{m}$  para grandes (NSK, 2013, p. B 100).

Quanto aos mancais, é necessário verificar se a carga de ruptura dada nos catálogos de fabricantes é superior à força resultante  $F_r$  calculada, dependendo do ângulo desta força.

A norma ABNT NBR 6172 (2014, p. 10) padronizou as medidas de diâmetro do eixo no mancal. Entretanto, isto não impede que outras medidas sejam selecionadas, dependendo dos critérios adotados no projeto.

## 2.8 PROPRIEDADES DE ALGUNS MATERIAIS

A Tab. 1 apresenta as principais propriedades mecânicas dos aços mais empregados na fabricação de eixos de tambores.

Tabela 1 – Tensões de escoamento, ruptura e 50% de ruptura.

Material	S <sub>y</sub> (MPa)	S <sub>ut</sub> (MPa)	S <sub>f</sub> * (MPa)
SAE 1045	310	570	285,0
SAE 4140	420	655	327,5
SAE 4340	472	745	372,5

Fonte: ANSI B106.1M (1985, p. 18-19)

De acordo com Kleinsorge *et al.*, (2015, *apud* ANSI B106.1M, 1985), as tensões cisalhantes máximas admissíveis  $\tau_{adm}$  são dadas pelas Eq. 11 e 12, a que apresentar o menor valor.

$$\tau_{adm} = 0,30 \cdot S_y \quad (11)$$

$$\tau_{adm} = 0,18 \cdot S_{ut} \quad (12)$$

## 2.9 CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES

Norton (2013, p. 191 e 342) afirma que uma descontinuidade na seção ou entalhe causa uma concentração de tensões as quais aumentam os níveis de tensão localmente, podendo gerar um escoamento localizado. Quando considera-se apenas cargas estáticas, os efeitos de concentração de tensão são importantes apenas para materiais frágeis. Porém, para solicitações dinâmicas, que é o caso dos eixos de tambores, os materiais dúcteis se comportam e falham como materiais frágeis. Portanto, sugere-se duas regras gerais para minimizar as concentrações de tensão: 1) Evitar variações abruptas e/ou de grandes dimensões da seção transversal, quando possível. 2) Evitar cantos agudos, utilizando o maior raio de transição possível entre as superfícies de diferentes contornos.

## 2.10 MÉTODOS DE ENERGIA

Conforme Hibbeler (2010, p. 565), para obter-se o deslocamento  $\Delta y$  ou a inclinação  $dy/dx$  em um determinado ponto da viga, pode-se fazer uso do princípio do trabalho virtual que fundamenta-se na teoria da conservação de energia. Para tanto, deve-se colocar uma força externa unitária virtual no ponto onde o deslocamento deve ser determinado, ou um momento virtual unitário no ponto onde a declividade deve ser obtida. Assim, iguala-se a energia de deformação interna no elemento ou estrutura com o trabalho virtual externo produzido. O deslocamento é dado pela Eq. 13 e a declividade pela Eq. 14, onde  $M(x)$  é o momento fletor atuante no eixo devido a seu carregamento real,  $m(x)$  é o momento fletor gerado no eixo pelo carregamento unitário e  $m(x)_\theta$  o momento fletor produzido no eixo pela aplicação do momento virtual unitário.

$$\Delta y = \int_0^L \frac{m(x) \cdot M(x)}{E \cdot I} dx \quad (13)$$

$$\frac{dy}{dx} = \int_0^L \frac{m(x)_\theta \cdot M(x)}{E \cdot I} dx \tag{14}$$

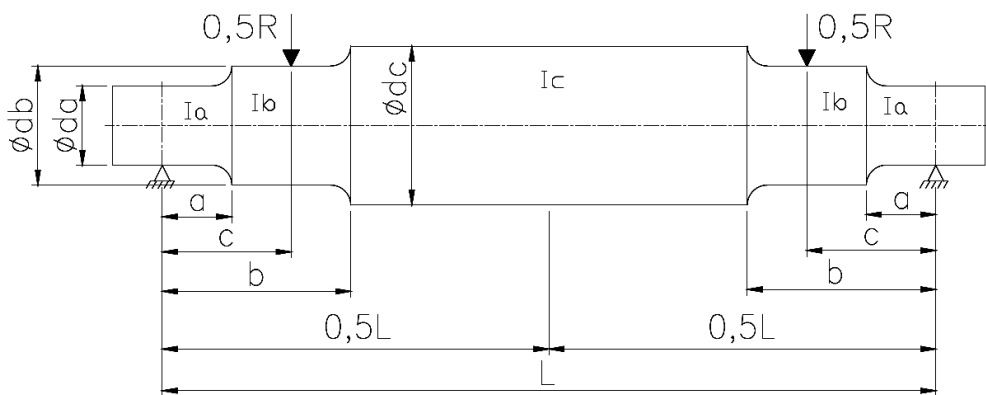
### 3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Apresentam-se aqui as atividades que foram necessárias para realizar este estudo.

#### 3.1 EQUAÇÕES DOS MOMENTOS FLETORES

O eixo do tambor foi representado conforme a Fig. 5, contendo três diâmetros diferentes ( $d_a$ ,  $d_b$  e  $d_c$ ) e conseqüentemente três momentos de inércia diferentes ( $I_a$ ,  $I_b$  e  $I_c$ ), dois pontos de apoio e dois pontos de aplicação de carga.

Figura 5 – Representação real do eixo.



Fonte: Da autora (2018)

Para calcular os momentos fletores, um diagrama dos esforços externos do eixo foi levado em consideração, conforme Fig. 6.

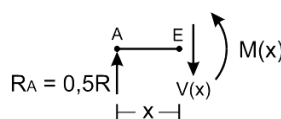
Figura 6 – Diagrama dos esforços externos do eixo.



Fonte: Da autora (2018)

Na obtenção das Eq. 15, 16, 17, 18, 19 e 20 apresentadas a seguir, utilizou-se o método das seções, que consiste em seccionar o eixo em um ponto pertencente ao interior do intervalo indicado. Ambos os segmentos do eixo devem apresentar equilíbrio estático quando considera-se a existência dos esforços internos atuantes na seção, que nos casos a seguir são o momento fletor  $M(x)$  e o esforço cortante  $V(x)$ . As equações foram obtidas com os diagramas dos respectivos intervalos.

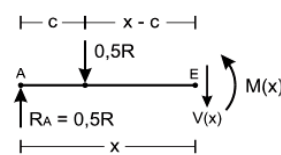
### 3.1.1 Momento Fletor no Intervalo $0 \leq x \leq c$



$$\sum M_E = 0 \quad \therefore -0,5 \cdot R \cdot x + M(x) = 0$$

$$M(x) = 0,5 \cdot R \cdot x \tag{15}$$

### 3.1.2 Momento Fletor no Intervalo $c \leq x \leq L - c$

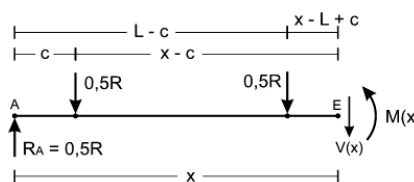


$$\sum M_E = 0$$

$$-0,5 \cdot R \cdot x + 0,5 \cdot R \cdot (x - c) + M(x) = 0$$

$$M(x) = 0,5 \cdot R \cdot c \tag{16}$$

### 3.1.3 Momento Fletor no Intervalo $L - c \leq x \leq L$



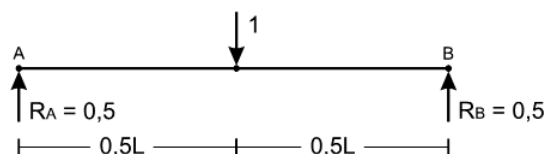
$$\sum M_E = 0$$

$$-0,5 \cdot R \cdot x + 0,5 \cdot R \cdot (x - c) + 0,5 \cdot R \cdot (x - L + c) + M(x) = 0$$

$$M(x) = 0,5 \cdot R \cdot (L - x) \tag{17}$$

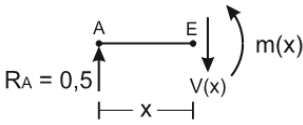
A Fig. 7 representa o eixo com uma carga de 1 N aplicada no seu centro.

Figura 7 – Diagrama do eixo com carga unitária.



Fonte: Da autora (2018)

### 3.1.4 Momento Fletor no Intervalo $0 \leq x \leq 0,5 L$



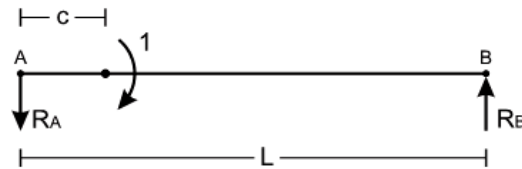
$$\sum M_E = 0 \quad \therefore \quad -0,5 \cdot x + m(x) = 0$$

$$m(x) = 0,5 \cdot x$$

(18)

A Fig. 8 representa o eixo com um momento unitário aplicado no ponto onde deseja-se obter a declividade.

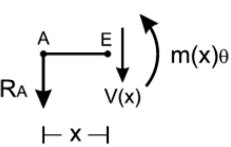
Figura 8 – Diagrama do eixo com momento unitário.



Fonte: Da autora (2018)

### 3.1.5 Momento Fletor no Intervalo $0 \leq x < c$

A reação do mancal  $R_A$  é  $1/L$ , sendo obtida pela equação de equilíbrio do diagrama da Fig. 8.

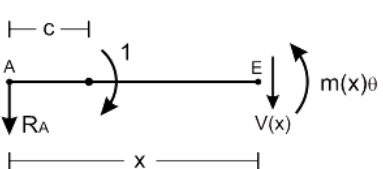


$$\sum M_E = 0 \quad \therefore \quad +\frac{1}{L} \cdot x + m(x)_\theta = 0$$

$$m(x)_\theta = -\frac{x}{L}$$

(19)

### 3.1.6 Momento Fletor no Intervalo $c < x \leq L$



$$\sum M_E = 0 \quad \therefore \quad +\frac{1}{L} \cdot x - 1 + m(x)_\theta = 0$$

$$m(x)_\theta = \frac{(L-x)}{L}$$

(20)

### 3.2 EQUAÇÃO DA FLECHA PARA EIXOS COM TRÊS DIÂMETROS

Empregando o método de energia (Eq. 13) que consiste em integrar as funções  $m(x) \cdot M(x)/E \cdot I$  nos quatro intervalos apresentados na Tab. 2, obtém-se a equação da flecha máxima, a qual ocorre no ponto médio do eixo (Eq. 21).

Tabela 2 – Intervalos e suas equações para flecha.

Intervalo	Diâmetro	Equação	M (x)	Equação	m (x)	M (x) · m (x)
$0 \leq x \leq a$	da	15	$0,5 \cdot R \cdot x$	18	$0,5 \cdot x$	$0,25 \cdot R \cdot x^2$
$a \leq x \leq c$	db	15	$0,5 \cdot R \cdot x$	18	$0,5 \cdot x$	$0,25 \cdot R \cdot x^2$
$c \leq x \leq b$	db	16	$0,5 \cdot R \cdot c$	18	$0,5 \cdot x$	$0,25 \cdot R \cdot x \cdot c$
$b \leq x \leq L/2$	dc	16	$0,5 \cdot R \cdot c$	18	$0,5 \cdot x$	$0,25 \cdot R \cdot x \cdot c$

Fonte: Da autora (2018)

$$\Delta y = 2 \cdot \left( \frac{R}{4 \cdot E \cdot I_a} \int_0^a x^2 dx + \frac{R}{4 \cdot E \cdot I_b} \int_a^c x^2 dx + \frac{R \cdot c}{4 \cdot E \cdot I_b} \int_c^b x dx + \frac{R \cdot c}{4 \cdot E \cdot I_c} \int_b^{L/2} x dx \right)$$

$$\Delta y = \frac{32 \cdot R}{E \cdot \pi} \cdot \left\{ \left[ \frac{a^3}{3 \cdot (da)^4} \right] + \left[ \frac{(-c^3 - 2 \cdot a^3 + 3 \cdot c \cdot b^2)}{6 \cdot (db)^4} \right] + \left[ \frac{c \cdot (L^2 - 4 \cdot b^2)}{8 \cdot (dc)^4} \right] \right\} \quad (21)$$

Os carregamentos que geraram os momentos  $M(x)$  e  $m(x)$  são simétricos assim como a geometria do eixo. Nesse caso a energia acumulada na primeira metade do eixo é igual a da segunda metade, o que justifica a opção acima de calcular a energia acumulada no intervalo  $0 < x < L/2$  e multiplicar por dois.

### 3.3 EQUAÇÃO DA DECLIVIDADE PARA EIXOS COM TRÊS DIÂMETROS

Empregando o método de energia (Eq. 14) que consiste em integrar as funções  $m(x) \cdot M(x)/E \cdot I$  nos sete intervalos apresentados na Tab. 3, obtém-se a equação da deflexão na região onde é empregado o anel de fixação. Pela extensão das equações, as mesmas foram divididas em três partes (Eq. 22, 23 e 24), uma para cada diâmetro e posteriormente elas foram somadas, resultando na equação final (Eq. 25).

Tabela 3 – Intervalos e seus momentos para declividade.

Intervalo	Diâmetro	Equação	M (x)	Equação	m (x)	M (x) . m (x)
$0 \leq x \leq a$	da	15	$0,5 \cdot R \cdot x$	19	$-x/L$	$-0,5 \cdot R \cdot x^2/L$
$L - a \leq x \leq L$		17	$0,5 \cdot R \cdot (L - x)$	20	$(L - x)/L$	$0,5 \cdot R \cdot (L - x) \cdot (L - x)/L$
$a \leq x \leq c$	db	15	$0,5 \cdot R \cdot x$	19	$-x/L$	$-0,5 \cdot R \cdot x^2/L$
$c \leq x \leq b$		16	$0,5 \cdot R \cdot c$	20	$(L - x)/L$	$0,5 \cdot R \cdot c \cdot (L - x)/L$
$L - b \leq x \leq L - c$		16	$0,5 \cdot R \cdot c$	20	$(L - x)/L$	$0,5 \cdot R \cdot c \cdot (L - x)/L$
$L - c \leq x \leq L - a$		17	$0,5 \cdot R \cdot (L - x)$	20	$(L - x)/L$	$0,5 \cdot R \cdot (L - x) \cdot (L - x)/L$
$b \leq x \leq L - b$	dc	16	$0,5 \cdot R \cdot c$	20	$(L - x)/L$	$0,5 \cdot R \cdot c \cdot (L - x)/L$

Fonte: Da autora (2018)

$$\theta_a = \frac{1}{E \cdot I} \int_0^a \frac{R \cdot x}{2} \cdot \frac{(-x)}{L} dx + \frac{1}{E \cdot I} \int_{L-a}^L \frac{R \cdot (L-x)}{2} \cdot \frac{(L-x)}{L} dx$$

$$\theta_a = 0 \quad (22)$$

$$\theta_b = \frac{1}{E \cdot I} \int_a^c \frac{R \cdot x}{2} \cdot \frac{(-x)}{L} dx + \frac{1}{E \cdot I} \int_c^b \frac{R \cdot c}{2} \cdot \frac{(L-x)}{L} dx + \frac{1}{E \cdot I} \int_{L-b}^{L-c} \frac{R \cdot c}{2} \cdot \frac{(L-x)}{L} dx + \frac{1}{E \cdot I} \int_{L-c}^{L-a} \frac{R \cdot (L-x)}{2} \cdot \frac{(L-x)}{L} dx$$

$$\theta_b = \frac{32 \cdot R \cdot c \cdot (b-c)}{E \cdot \pi \cdot (db)^4} \quad (23)$$

$$\theta_c = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_b^{L-b} \frac{R \cdot c}{2} \cdot \left( \frac{L-x}{L} \right) dx$$

$$\theta_c = \frac{16 \cdot R \cdot c \cdot (L-2 \cdot b)}{E \cdot \pi \cdot (dc)^4} \quad (24)$$

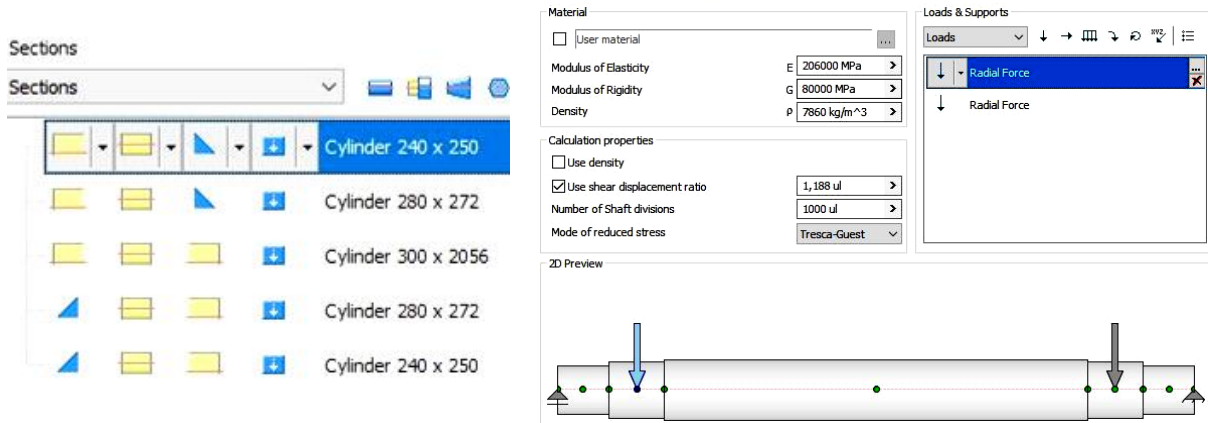
$$\theta_i = \theta_a + \theta_b + \theta_c$$

$$\theta_i = \frac{16 \cdot R \cdot c}{E \cdot \pi} \cdot \left[ \left( \frac{2 \cdot (b-c)}{(db)^4} \right) + \left( \frac{(L-2 \cdot b)}{(dc)^4} \right) \right] \quad (25)$$

### 3.4 SHAFT COMPONENT GENERATOR

Fora inserido as dimensões, cargas e apoios na ferramenta *Shaft Component Generator* do *Autodesk Inventor*® conforme apresentado na Fig. 9.

Figura 9 – Dimensões, cargas e pontos de apoio do eixo.

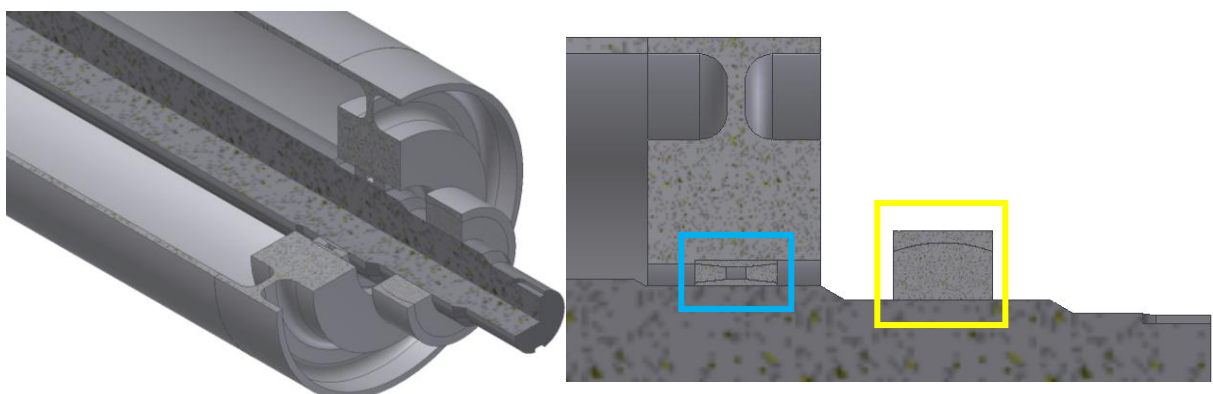


Fonte: Da autora (2018)

### 3.5 CONSIDERAÇÕES PARA SIMULAÇÃO EM ELEMENTOS FINITOS

Antes de simular o tambor por elementos finitos, o mesmo foi modelado no *Autodesk Inventor*<sup>®</sup> (Fig. 10). Os rolamentos foram modelados em duas partes: A primeira parte compreende o anel interno e rolos. Eles foram desenhados como um anel sólido com uma pista externa esférica, a qual se encaixa na pista esférica do anel externo, que é a segunda parte (em amarelo). O anel de fixação não pode ser representado como um componente maciço, se assim for feito, ele será tracionado pelas pressões aplicadas, absorvendo esse carregamento. Portanto eles foram modelados em quatro partes: Dois anéis cônicos e dois anéis externos (em azul). Os parafusos e furos não são representados (PALMA, 2009, p. 9-11).

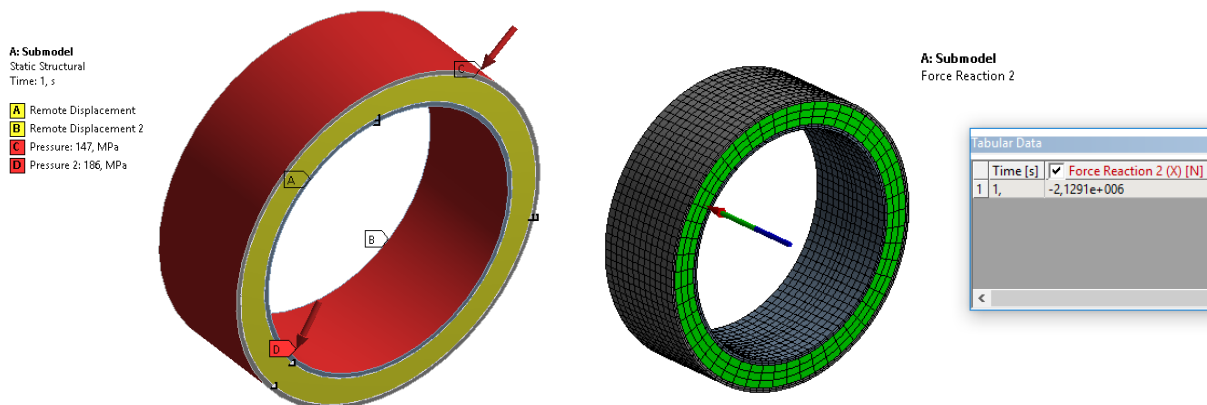
Figura 10 – Modelamento 3D do tambor no *Autodesk Inventor*<sup>®</sup>.



Fonte: Da autora (2018)

O efeito do aperto dos parafusos foi substituído por uma força  $F$ , aplicada na superfície lateral dos anéis cônicos. Para identificar esta força de reação, as partes cônicas do anel foram restringidas como *remote displacement* (etiqueta A e B) e aplicou-se as pressões do catálogo do anel de fixação no cubo  $P_e = 147$  MPa e no eixo  $P_i = 186$  MPa (etiqueta C e D), conforme visto na Fig 11.

Figura 11 – Força  $F$  gerada pelas pressões do anel de fixação.



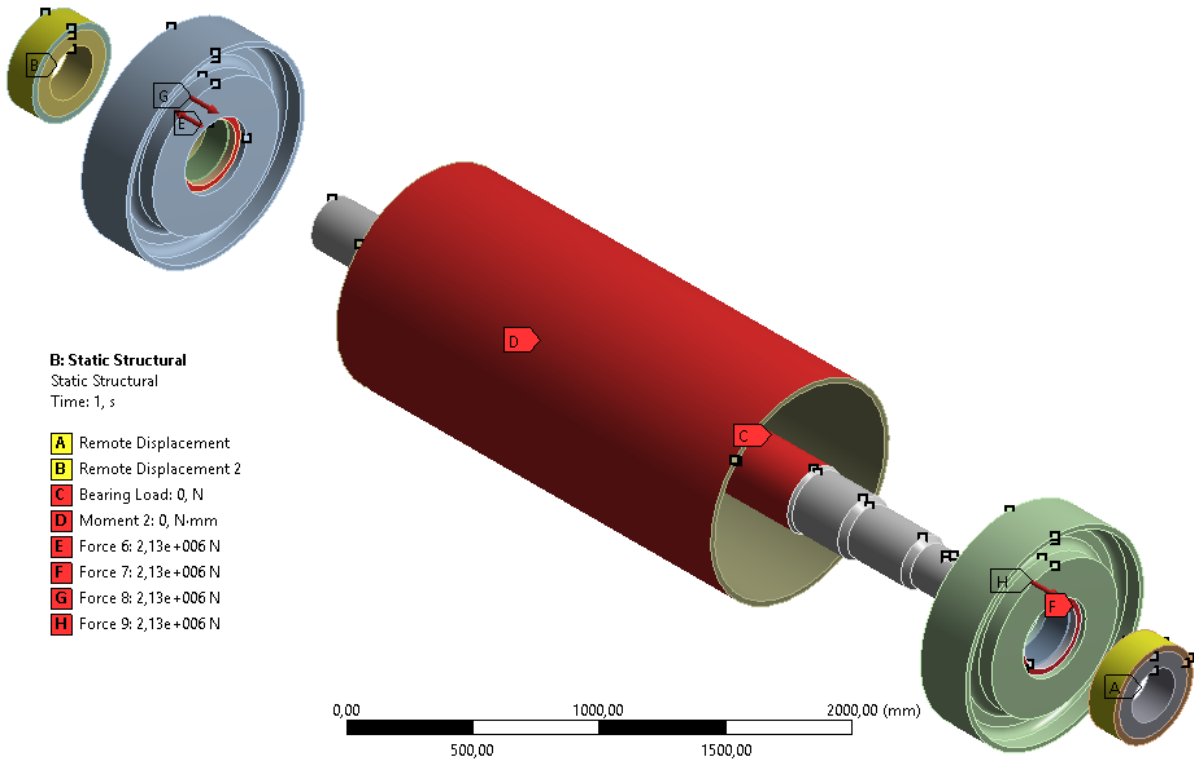
Fonte: Da autora (2018)

A simulação dos tambores é analisada estaticamente. Ela foi dividida em dois *steps*, onde no primeiro momento o anel de fixação é comprimido a partir da força  $F = 2,1291 \cdot 10^6$  N encontrada acima e no segundo momento são aplicadas as cargas sendo que o anel continua comprimido.

Conforme Fig. 12, os mancais foram restringidos como *remote displacement* (etiqueta A e B), permitindo deformação da região engastada. A carga  $R$  foi aplicada como *bearing load* no centro do eixo (etiqueta C). O momento torsor foi aplicado na carcaça do tubo (etiqueta D). A força  $F$ , proveniente da Fig 11, foi aplicada em cada face do anel de fixação (etiquetas E, F, G e H).. O  $Mt$  e a carga  $R$  apareceram com o valor zerado pois o *software* apresenta apenas as magnitudes do primeiro *step*, mas considerou-se o  $Mt = 84.931,4$  N·m e  $R = 293.990,06$  N conforme calculado na Tab 5.

Todos os contatos foram definidos como *bonded*, exceto entre os componentes dos anéis, onde estabeleceu-se como *frictional*. Aplicou-se coeficiente de atrito 0,2 para contato aço com aço. Utilizou-se malha de 146958 nós e 32089 elementos hexaédricos. O material selecionado para o eixo foi o SAE 1045.

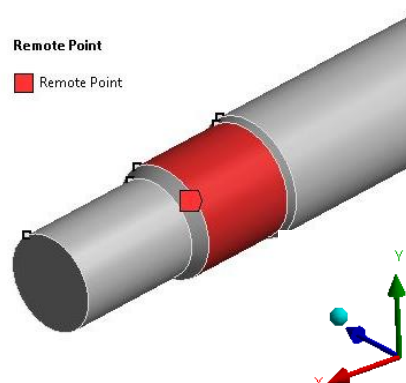
Figura 12 – Restrições e cargas aplicadas no tambor.



Fonte: Da autora (2018)

Para extrair a deflexão na região do cubo, criou-se um *remote point* neste diâmetro, conforme Fig. 13. Esta opção, juntamente com a ferramenta *commands*, fornece as rotações nos eixos x, y e z em relação ao *remote point*, após a aplicação de todas as cargas que o tambor está submetido. A deflexão a ser analisada neste caso é em relação ao eixo x.

Figura 13 – Ponto remoto no *Dc*.



Fonte: Da autora (2018)

### 3.6 ESTUDO DE CASO

Para exemplificar a aplicação das equações fornecidas na revisão bibliográfica e as desenvolvidas, considerou-se um tambor motriz de acordo com os dados de entrada da Tab. 4, criando um comparativo com os materiais da Tab. 1.

Tabela 4 – Dados de entrada para estudo de caso.

Tipo	Bw	T1	T2	$\theta$	N	V	Dt	BI	L	Ed	W	D <sub>acion</sub>
[-]	[m]	[N]	[N]	[°]	[W]	[m/s]	[m]	[m]	[m]	[m]	[N]	[m]
Motriz	2,4	192800	96200	180	45000	0,27	1	2,6	3,1	2,328	53936,58	0,2

Fonte: Da autora (2018)

Destes dados de entrada, apenas a distância entre disco  $Ed$  e o peso do tambor  $W$  podem ser ajustados durante o dimensionamento. Os demais dados permanecem inalterados. A força resultante se comportará conforme o primeiro caso mais à esquerda da Fig. 2.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta etapa serão apresentados os resultados obtidos nos procedimentos realizados e comparado com os valores dos ensaios práticos.

### 4.1 EQUAÇÕES DA FAÇO

Aplicando os dados de entrada da Tab. 4 nas equações fornecidas por FAÇO (2001), é possível obter os resultados da Tab. 5. Nota-se pelos resultados que o tipo do material selecionado influenciou apenas no diâmetro do eixo no cubo  $Dc$ . O diâmetro do eixo entre cubos  $Dec$  independe do material. O menor diâmetro de eixo no cubo se deu no SAE 4340 justamente por ele ter a maior tensão admissível dos três materiais estudados. A Eq. 5 não foi utilizada, pois neste caso o objeto de estudo trata-se de um tambor motriz. Caso fosse um tambor movido, tal equação deveria ser empregada.

Tabela 5 – Resultado das equações da FAÇO.

Equação	Símbolo	Material do Eixo			Unidade de Medida
		SAE 1045	SAE 4140	SAE 4340	
-	R	293.990,06	293.990,06	293.990,06	N
1	Mf	56.740,08	56.740,08	56.740,08	N·m
2	Mt	84.931,40	84.931,40	84.931,40	N·m
3	Mi	120.237,58	120.237,58	120.237,58	N·m
11 e 12	$\tau_{adm}$	93,00	117,90	134,10	MPa
4	$D_c$	187,43	173,18	165,91	mm
L/2000	$f_{m\acute{a}x}$	1,55	1,55	1,55	mm
6	$D_{ec}$	281,36	281,36	281,36	mm

Fonte: Da autora (2018)

## 4.2 EQUAÇÕES DA CEMA

A Tab. 6 traz os resultados referentes às equações fornecidas por CEMA (2014). Foi considerado fator de concentração de tensão de fadiga devido à chaveta  $k_f = 1$ , pois a transmissão do torque não é por chavetas, mas sim por anel de fixação. Foi necessário estimar um diâmetro inicial  $D_{inic}$  a fim de convergir em um diâmetro  $D_{calc}$ . Como comercialmente há bitolas padronizadas de eixos para rolamentos com buchas cônicas, conclui-se que os diâmetros, desde o acionamento até entre cubos, devem respeitar o diâmetro mínimo  $D_{selec}$  de 200 mm para SAE 1045/SAE 4140 e 180 mm para SAE 4340.

Tabela 6 – Resultado das equações da CEMA.

Equação	Símbolo	Material do Eixo			Unidade de Medida
		SAE 1045	SAE 4140	SAE 4340	
8	Sf	139,06	161,75	185,56	-
-	$D_{inic}$	194,00	182,00	174,00	mm
7	$D_{calc}$	193,20	181,61	173,73	mm
-	$D_{selec}$	200	200	180	mm

Fonte: Da autora (2018)

É necessário tomar cuidado nesta parte do procedimento, pois o diâmetro selecionado no mancal deve ser maior ou igual ao diâmetro do eixo na parte do acionamento. Como o diâmetro do eixo no acionamento é 200 mm, não seria possível aplicar o dimensional de 180 mm selecionado para o SAE 4340. Adotou-se também 200 mm para o  $D_m$  em SAE 4340.

A Eq. 9 não foi utilizada neste momento, porque ela considera apenas o cálculo para dois diâmetros distintos de eixos. Busca-se aqui aplicar este cálculo para três diâmetros diferentes.

#### 4.3 DEFINIÇÃO DO ROLAMENTO E MANCAL

No cálculo de vida útil do rolamento, a força radial  $Fr$  é a força resultante radial sobre o tambor  $R$  dividida por dois, pois a carga será distribuída por dois rolamentos. Para a força axial, considera-se o valor de 10% da força radial. A capacidade de carga básica  $Cr$ , os fatores  $e$ ,  $X$  e  $Y$  foram extraídos do catálogo da NSK (2013, p. B-194 e B-195). Quanto à vida útil mínima, estabeleceu-se que para este caso seria 80.000 h. Os resultados encontrados estão dispostos na Tab. 7.

Tabela 7 – Resultado da equação da vida útil do rolamento.

Equação	Símbolo	Material do Eixo	Unidade de Medida
		SAE 1045 / SAE 4140 / SAE 4340	
-	$D_{selec}$	200	mm
-	Rolamento	23144K	-
-	$Cr$	1.570.000	N
-	$Fr$	146.995,03	N
-	$Fa$	14.699,50	N
-	$Fa/Fr$	0,10	-
-	$e$	0,3	-
-	$X$	1,00	-
-	$Y$	2,20	-
10	$L_{10}$	4.469.656,90	h

Fonte: Da autora (2018)

A vida útil teórica calculada ficou bem acima do mínimo permitido, portanto, pode-se prosseguir com os cálculos.

Na parte do mancal, é necessário verificar se a carga de ruptura suportada pelo mancal, dependendo do ângulo da força resultante, é superior à força resultante dividida por dois. O mancal selecionado para este caso foi o tipo HSBM, comumente empregado em tambores para mineração. Para o caso estudado, a força resultante fica entre  $55^\circ$  e  $90^\circ$  (ângulos tabelados do fabricante).

Utilizou-se 90° (caso mais crítico) e os resultados estão dispostos na Tab. 8. As informações técnicas foram retiradas do catálogo eletrônico da Henfel (2016).

Tabela 8 – Verificação do mancal série HSBM.

<b>Símbolo</b>	<b>Material do Eixo SAE 1045 / SAE 4140 / SAE 4340</b>	<b>Unidade de Medida</b>
$D_{selec}$	200	mm
Mancal	HSBM 44	-
Ângulo Força	90	°
Carga Ruptura	1.920.000,00	N
Fr	146.995,03	N

Fonte: Da autora (2018)

A carga de ruptura admissível para ângulo de 90° de ambos os mancais ficou bem acima da metade da força resultante e a vida útil teórica do rolamento também ficou acima do mínimo permitido. Caso isto não acontecesse, seria necessário aumentar o diâmetro do eixo na região do mancal até a vida útil do rolamento atingir o mínimo permissível ou a carga de ruptura ser maior que a metade da força radial.

#### 4.4 DEFINIÇÃO DO ANEL DE FIXAÇÃO

Para selecionar o anel de fixação e conseqüentemente o diâmetro do eixo no cubo  $D_c$ , é necessário avaliar o torque e o momento fletor suportado pelo anel, respeitando o diâmetro mínimo selecionado na Tab. 8. Cada anel deve ser dimensionado para transmitir o torque total do tambor, com um coeficiente de 1,6. A Tab. 9 traz os resultados dos possíveis anéis que podem ser empregados neste tambor.

Nota-se que o momento fletor adotado para a seleção do anel é um pouco menor ao momento fletor calculado na Eq. 1. Isto se deve ao fato de que uma parcela do momento fletor é absorvida pela flexão dos discos laterais do tambor. Quanto mais flexível o disco lateral, menor será a parcela transmitida. Do contrário, quanto mais rígido, maior será a parcela de momento fletor transmitida, exigindo assim um anel com maior capacidade de momento fletor. Há uma série de variáveis envolvidas para definir este momento fletor transmitido, que são: Diâmetro do eixo

entre cubos, espessura do disco lateral, diâmetro do cubo, diâmetro do tambor e distância entre discos. Entretanto, elas não serão explicadas detalhadamente neste trabalho, mas evidencia-se a importância delas para o projeto de todo o tambor.

Tabela 9 – Anéis de fixações aptos para este tambor.

Símbolo	Material do Eixo	Unidade de Medida
	SAE 1045 / SAE 4140 / SAE 4340	
Mf	45.904,18	N·m
Mt	84.931,40	N·m
Mt com FS 1,6	135.890,23	N·m
RfN 7012 80%	340 x 425	-
RfN 7012.2 40%	320 x 405	-
RfN 7015.0 40%	280 x 355	-
RfN 7015.1 40%	320 x 405	-

Fonte: Da autora (2018)

Dos quatro modelos apresentados na Tab. 9, o que apontou menor diâmetro foi o modelo RfN-7015.0 40%, o qual possui  $Mf$  de 49.840 N·m e  $Mt$  de 166.805 N·m e possui diâmetro interno de 280 mm e diâmetro externo de 355 mm. Adotou este anel para dar continuidade nos cálculos. As informações das capacidades de momento do anel foram retiradas do catálogo da Ringfeder *Locking Assemblies for Use with Bending Moments & Flange Couplings* (2016).

Ressalta-se que nesta parte do cálculo, o projetista deve ter extrema atenção, pois as capacidades de momento fletor e torsor não são lineares, isso quer dizer que, por exemplo, pode-se ter um anel com diâmetro de eixo 240 mm suportando maior momento fletor que um de 260 mm. Então não basta apenas aumentar o diâmetro do eixo na região do cubo. Deve-se verificar novamente se o momento fletor e torsor para o novo anel selecionado atendem ao mínimo solicitado.

#### 4.5 DEFINIÇÃO DO EIXO ENTRE CUBOS

Para definir o diâmetro do eixo entre cubos  $Dec$ , deve-se respeitar no mínimo o diâmetro do eixo no cubo  $Dc$ , o qual foi definido no item 4.4: 280 mm. Na Eq. 6 foi calculado que o diâmetro do eixo entre cubos deve ser no mínimo 281,36 mm, independente do material.

Na região aonde vai o anel de fixação e os rolamentos com buchas cônicas a dimensão do eixo já é pré-determinada pelos fabricantes responsáveis por cada produto e seguem um padrão. Todavia, nesta parte, o projetista pode escolher dimensões intermediárias, como por exemplo, 282 mm. A medida mínima selecionada do eixo entre cubos impactará no diâmetro mínimo de barra forjada ou laminada que será necessário comprar para produzir o eixo, respeitando as tolerâncias dos processos de fabricação.

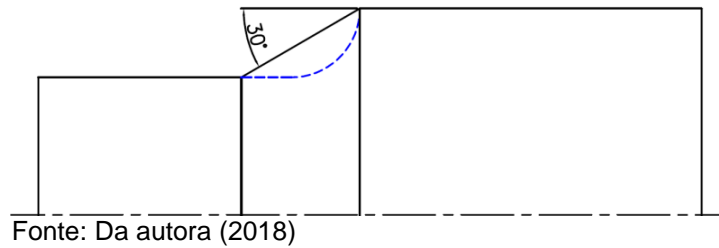
Conforme citado no item 4.4, o diâmetro do eixo entre cubos influencia na rigidez de todo o tambor. Para este caso, selecionou-se 300 mm, onde com este diâmetro é possível projetar um tambor com uma espessura de disco lateral condizente com o projeto. Caso fosse selecionado 285 mm, por exemplo, seria necessário aumentar a espessura do disco lateral e verificar novamente todos os cálculos de momento fletor transmitido ao cubo e eixo.

#### 4.6 CONCENTRADORES DE TENSÃO

De acordo com os estudos de Norton (2013), sugere-se que os escalonamentos sejam o menos abrupto possível. Como não há uma regra, os fabricantes de tambores geralmente consideram que o diâmetro do eixo no mancal deve ficar no mínimo 75% do diâmetro do eixo entre cubos ou no mínimo 80% do diâmetro do eixo no cubo. Para este caso, 75% de 300 mm é 225 mm e 80% de 280 mm é 224 mm, então a dimensão de 200 mm estaria reprovada, logo aumenta-se o  $D_m$  para a medida mais próxima que é 240 mm. Faz-se necessário verificar novamente a vida útil teórica do novo rolamento 23152K e a carga de ruptura suportada pelo novo mancal HSBM 52. Como eles possuem capacidades de carga maior que 23144K e HSBM 44, estão aprovados.

Quanto aos cantos agudos, Norton (2013) sugere utilizar o maior raio de transição possível entre dois diâmetros distintos. Como trata-se de um processo de usinagem de material, é preferível adotar chanfros a 30° em relação ao diâmetro maior. Suprindo assim, uma região maior do que a de um raio de adoçamento e facilitando os controles de operação do torneiro. A Fig. 14 retrata este chanfro sobreposto ao raio de adoçamento.

Figura 14 – Chanfros dos escalonamentos.



Importante salientar que para evitar a concentração de tensão, faz-se necessário um cuidado especial no processo de usinagem do eixo, para que no final da mesma, seja possível garantir rugosidade de 3,2  $\mu\text{m}$  na área do anel, que é o ideal recomendado pelo fabricante do anel de fixação para garantir um aperto ótimo e 1,6  $\mu\text{m}$  na área do rolamento.

#### 4.7 FLECHA E DEFLEXÃO

Definidos os três diâmetros e o tipo de anel, parte-se para verificar a flecha e a deflexão do conjunto utilizando as Eq. 21 e 25 desenvolvidas. As variáveis descritas na Tab. 10 são referentes à Fig. 5.

Tabela 10 – Flecha e deflexão calculadas.

Equação	Símbolo	Material do Eixo	Unidade de Medida
		SAE 1045 / SAE 4140 / SAE 4340	
-	da	<b>240</b>	mm
-	db	280	mm
-	dc	300	mm
-	a	250	mm
-	b	522	mm
-	c	386	mm
21	$\Delta y$	<b>0,8497</b>	mm
25	$\theta_t$	0,0008	mm/mm
25	$\theta_t$	0,0479	°
25	$\theta_t$	<b>2,8740</b>	'

Fonte: Da autora (2018)

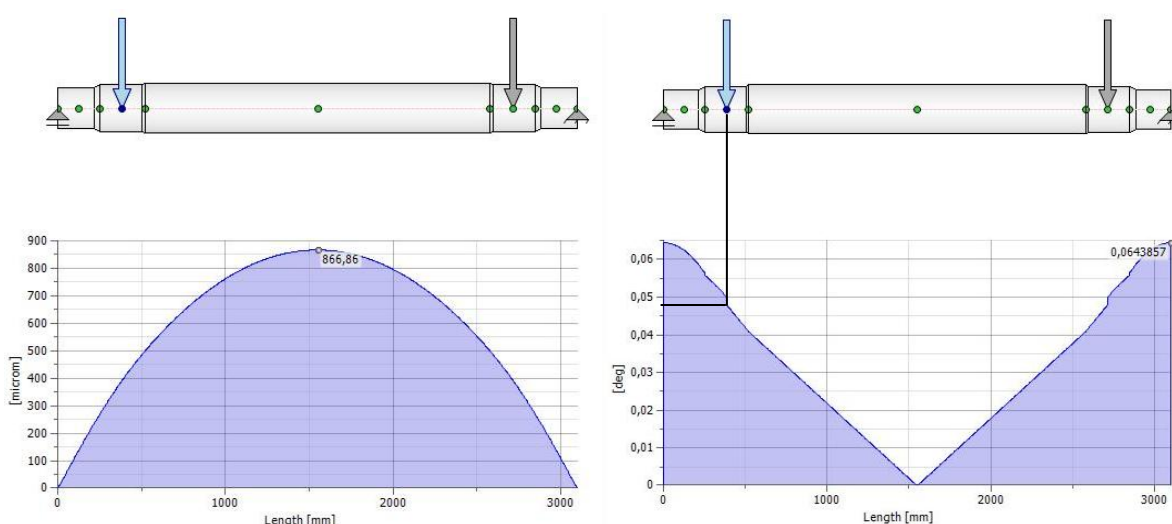
Os resultados encontrados a primeiro momento foram satisfatórios, onde não extrapolou-se o valor limite da flecha (1,55 mm) e a deflexão máxima (5,4').

Para comparar o resultado da flecha calculado na Tab. 10, empregou-se a Eq. 6 considerando o diâmetro do eixo entre cubos *Dec* de 300 mm. Assim, encontra-se o valor de 1,22 mm e utilizando trigonometria a deflexão fica em 2,7058'. Tal equação leva em conta como se o eixo inteiro fosse de 300 mm, o que na verdade não é. Deste modo, o resultado da equação apresentada pela FAÇO, a qual não considera os escalonamentos, se mostrou bem mais conservador quanto à flecha do que o desenvolvido neste trabalho, cerca de 44% maior. Com relação à deflexão, a diferença encontrada foi de 6% para menos, quando comparada a equação da FAÇO com a equação desenvolvida.

#### 4.8 FLECHA E DEFLEXÃO NO SHAFT COMPONENT GENERATOR

A flecha e a deflexão calculadas na Tab. 10 foram verificadas pelo software Autodesk Inventor® (Fig. 15), utilizando a ferramenta *Shaft Component Generator*, onde foram inseridos os dimensionais da Tab. 10, a força resultante dividida por dois, a distância entre centro de mancais e os chanfros.

Figura 15 – Flecha e deflexão do eixo simulado no *Shaft Component Generator*.



Fonte: Da autora (2018)

De acordo com a Fig. 15, a flecha máxima, localizada no centro do eixo, resultou em 866,86 µm que é o mesmo que 0,86686 mm. A maior deflexão ocorre na região mais próxima dos pontos de apoio com 0,0643857°. Como o limite de

deflexão dos rolamentos é de  $1^\circ$  a  $2,5^\circ$ , o valor encontrado está dentro do permissível e não interferirá no desempenho do rolamento autocompensador de rolos. Na região média do cubo, é possível encontrar uma deflexão máxima de aproximadamente  $0,048^\circ$  que é o mesmo que  $2,8800'$ . Este valor está 0,21% acima do que o valor da equação desenvolvida ( $2,8740'$ ).

#### 4.9 SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS

No ambiente *ANSYS Workbench*<sup>®</sup> 18.0, após aplicar os critérios adotados no procedimento experimental foi possível encontrar a flecha máxima (Fig. 16) e a deflexão na região do cubo (Fig. 17).

Figura 16 – Resultado da flecha no *ANSYS Workbench*<sup>®</sup> 18.0 (vista inferior).

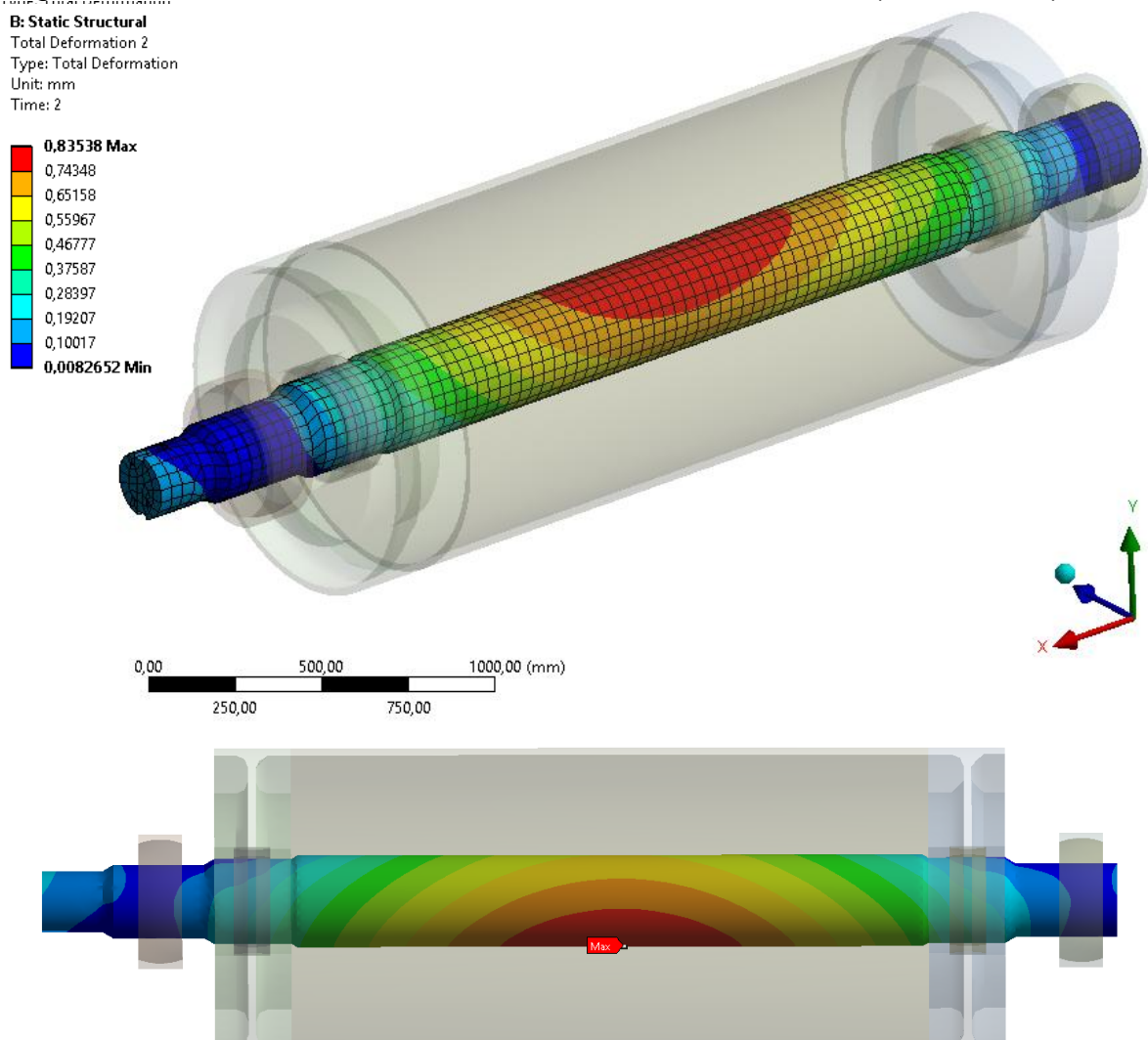


Figura 17 – Resultado da deflexão na região do cubo.

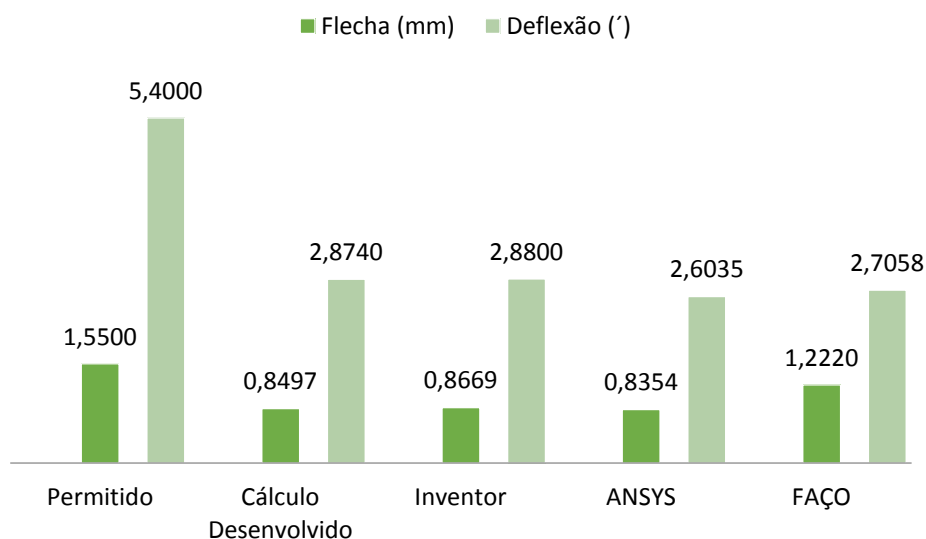
Details of "Commands (APDL)"	
[-] File	
File Name	
File Status	File not found
[-] Definition	
Suppressed	No
Output Search Prefix	my_
Invalidate Solution	No
Target	Mechanical APDL
+ Input Arguments	
[-] Results	
<input type="checkbox"/> my_rotx	4,3392e-002
<input type="checkbox"/> my_roty	-3,5792e-002
<input type="checkbox"/> my_rotz	-4,6677e-004

Fonte: Da autora (2018)

Nota-se pela Fig. 16, que a flecha máxima encontrada no centro do eixo foi de 0,83538 mm e que na região restringida dos mancais onde aplicou-se *remote displacement*, característico por permitir deformação na área engastada, obteve-se uma deformação mínima, muito próxima a zero. De acordo com os resultados da Fig. 17, analisando o eixo x, encontrou-se o resultado de  $4,3392 \cdot 10^{-2}$  que é o mesmo que 2,6035´.

A Fig. 18 traz resumidamente os resultados encontrados neste trabalho.

Figura 18 – Resumo comparativo dos resultados.



Fonte: Da autora (2018)

Observou-se que de todos os métodos apresentados na Fig. 18, o menor valor de flecha e deflexão encontrado foi o do *ANSYS Workbench*<sup>®</sup> 18.0, justamente por ele analisar o tambor por inteiro e não apenas o eixo. Quanto ao método calculado e o método simulado no *Autodesk Inventor*<sup>®</sup>, eles ficaram com resultados muito próximos (diferença de apenas 2,02% para flecha e 0,21% para deflexão). Já quanto ao método apresentado pela FAÇO, o resultado se mostrou bem superior, comprovando que o método FAÇO é conservador, impactando diretamente em um superdimensionamento e custos elevados do tambor.

## 5 CONCLUSÕES

O trabalho se mostrou eficiente pois foi possível implementar as equações de flecha e deflexão desenvolvidas considerando os três escalonamentos nos roteiros de cálculo, uma vez que ao comparar o resultado da flecha da equação da FAÇO (método atual) e do cálculo desenvolvido em relação à condição real disponibilizada no *ANSYS Workbench*<sup>®</sup> 18.0, nota-se que diferença do resultado caiu de aproximadamente 46% para 2%. Assim, obteve-se o refinamento idealizado no início do trabalho, com valores levemente acima da condição real do tambor.

O método FAÇO mostrou-se conservador, principalmente pelo fato dele considerar apenas o diâmetro maior (300 mm) em sua equação. Por considerar que o eixo não possui os escalonamentos nas extremidades, esperava-se um valor de flecha bem inferior ao encontrado (1,22 mm). Porém, o resultado encontrado foi maior do que todos os outros métodos que consideram os escalonamentos (média de 0,8507 mm). Quando observa-se as deflexões na região do cubo, nota-se que houve uma linearidade em todos os resultados. O menor valor foi o do *ANSYS Workbench*<sup>®</sup>, por representar a condição real de aplicação do tambor.

O tempo para dimensionar um tambor no *Microsoft Excel*<sup>®</sup> após a implementação ficou em aproximadamente 6 minutos, contra 15 minutos no *Shaft Component Generator*. No *Autodesk Inventor*<sup>®</sup> e *ANSYS Workbench*<sup>®</sup> 18.0 foram cerca de 2 horas para modelamento, 1 hora para ajustar os carregamentos e 1 hora e 26 minutos para rodar a simulação. Logo nota-se que é extremamente demorado projetar uma obra que contenha, por exemplo, 60 tambores no *Shaft Component Generator* ou *ANSYS Workbench*<sup>®</sup> 18.0 devido ao longo tempo do processo. Para

este caso de 60 tambores, gastaria-se 6 horas utilizando a ferramenta *Microsoft Excel*<sup>®</sup>, 15 horas no *Shaft Component Generator* e 270 horas no *Autodesk Inventor*<sup>®</sup>/*ANSYS Workbench*<sup>®</sup> 18.0.

Para os métodos de cálculos estudados neste trabalho, qualquer material que fosse selecionado atenderia à aplicação, porém, por questões de precificação se optaria pelo SAE 1045, em função de apresentar um custo do quilo menor que os demais materiais estudados.

Para o total dimensionamento do eixo, além de analisar os diâmetros mínimos em cada seção, flecha máxima, deflexão da região do cubo, deflexão da região do rolamento, seleção do mancal, momentos fletores e torsões admissíveis do anel de fixação e controlar parâmetros de rugosidade superficial, há a necessidade de em trabalhos futuros calcular as tensões nos pontos críticos do eixo e compará-las com resultados obtidos por meio de extensômetros inseridos em um tambor em funcionamento ou nas tensões geradas pelo *ANSYS Workbench*<sup>®</sup> 18.0.

## REFERÊNCIAS

ANSI/ASME B106.1M: *Design of Transmission Shafting*. 2. ed, New York, 1985. 32p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT – NBR 6172: Transportadores Contínuos - Transportadores de Correias – Tambores – Dimensões. 2. ed. Rio de Janeiro: 2014. 26 p. ISBN 978-85-07-05151-0.

CATÁLOGO ELETRÔNICO: Caixas para rolamentos, acoplamento hidrodinâmico, hidrováriador, acoplamentos flexíveis, acoplamento bipartido: Jaboticabal, SP: Henfel, 2016.

CATÁLOGO: *Locking Assemblies for Use with Bending Moments & Flange Couplings*: Edição 04/2016. Germany: Ringfeder, 2016. 40p.

CATÁLOGO: Rolamentos Nº P1102a, NSK Brasil Ltda, 2013. 557p.

CEMA: Transportadores de Correia para Materiais a Granel. 7. ed, 2014. 898 p. ISBN 978-85-07-05181-7.

FÁBRICA DE AÇO PAULISTA S. A. **Manual de Transportadores de Correias - FAÇO**. 4 ed. São Paulo: 2001. 412 p.

HENFEL. **O Desenvolvimento dos Anéis de Fixação**. 2018. Disponível em: <<https://www.henfel.com.br/artigo/o-desenvolvimento-dos-aneis-de-fixacao>>. Acesso em: 01 de abril de 2018.

HIBBELER, Russel Charles. **Resistência dos Materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson do Brasil, 2009, 659 p. ISBN 978-85-7605-373-6.

Kleinsorge, M. P.; et al. Desenvolvimento de uma Metodologia para o Cálculo Analítico de Tambores de Transportadores de Correia. **Revista Ciência e Tecnologia**. Belo Horizonte, v. 18, n. 32, p. 3, 2015.

KUMAR, D. MANDLOI, R. K. *Analysis & Prospects of Modification in Belt Conveyors – A Review*. *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*. Bhopal, Índia, v. 3, n. 1, 7 p., 2013.

MARTINS, J. A.; et al. *Fracture analysis of collapsed heavy-duty pulley in a long-distance continuous conveyors application*. **Engineering Failure Analysis**. Brasil, p 2, 2009.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas – Uma Abordagem Integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013, 1004 p. ISBN 978-85-8260-023-8.

PALMA, Diogo Cristiano. **Metodologia de Simulação por Elementos Finitos de Polias para Transportadores de Correia de Grandes Capacidades Utilizando o Programa ANSYS Workbench**. 2009. 25p. Monografia de Graduação - Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS, Porto Alegre/RS, Brasil, 2009.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus professores José Luiz Salvador e Richard de Medeiros Castro pela dedicação e paciência, à minha família, aos colegas de trabalho pelo incentivo, aos colegas de classe e ao auxílio prestado pela ESSS para realizar a simulação.

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a$	[m]	Distância entre o centro do mancal até o início da região Dc
$b$	[m]	Distância entre o centro do mancal até o início da região Dec
$Bl$	[m]	Comprimento do cilindro (tubo)
$Bw$	[m]	Largura da correia
$c$	[m]	Distância entre o centro do mancal até a aplicação da carga
$C$	[m]	Distância entre o ponto de aplicação da carga até o início de Dec
$Cr$	[N]	Capacidade de carga radial dinâmica
$D$	[m]	Diâmetro do eixo
$D2$	[m]	Diâmetro do eixo (maior)
$da$	[m]	Diâmetro do eixo no mancal
$D_{acion}$	[m]	Diâmetro do eixo na parte do acionamento
$db$	[m]	Diâmetro do eixo no cubo
$Dc$	[m]	Diâmetro do eixo no cubo
$dc$	[m]	Diâmetro do eixo entre cubos
$D_{calc}$	[m]	Diâmetro calculado do eixo
$Dec$	[m]	Diâmetro do eixo entre cubos
$D_{inic}$	[m]	Diâmetro inicial do eixo (estimado)
$Dm$	[m]	Diâmetro do eixo no mancal
$D_{selec}$	[m]	Diâmetro selecionado do eixo
$Dt$	[m]	Diâmetro do tambor sem revestimento
$dy/dx$	[°]	Declividade
$E$	[MPa]	Módulo de elasticidade para aços = 206 000 MPa
$e$	[---]	Constante para rolamentos
$Ed$	[m]	Distância entre discos
$F$	[N]	Força de aperto dos parafusos do anel de fixação
$Fa$	[N]	Força axial no rolamento
$f_{máx}$	[m]	Flecha máxima
$Fr$	[N]	Força radial no rolamento
$FS$	[---]	Fator de segurança = 1,5
$I$	[m <sup>4</sup> ]	Momento de inércia do eixo
$Ia$	[m <sup>4</sup> ]	Momento de inércia do eixo no mancal
$Ib$	[m <sup>4</sup> ]	Momento de inércia do eixo no cubo
$Ic$	[m <sup>4</sup> ]	Momento de inércia do eixo entre cubos
$Ka$	[---]	Fator de superfície = 0,8 para eixo usinado
$Kb$	[---]	Fator de tamanho = $1,85 \cdot (D)^{-0,19}$ para D em mm
$Kc$	[---]	Fator de confiança = 0,897
$Kd$	[---]	Fator de temperatura = 1 para - 57 °C a 204 °C
$Ke$	[---]	Fator de ciclo de carga = 1 para tensões cíclicas que não excedem Sf*
$Kf$	[---]	Fator de concentração de tensão de fadiga devido à chaveta
$Kg$	[---]	Fator diverso = 1 para serviço normal

$K_s$	[---]	Coeficiente de serviço = 1,5
$K_{sf}$	[---]	Fator de serviço à flexão = 1,5
$K_{st}$	[---]	Fator de serviço à torção = 1,0
$L$	[m]	Distância entre mancais
$L_{10}$	[h]	Vida útil do rolamento
$M(x)$	[N·m]	Momento fletor em função de $x$
$m(x)$	[N·m]	Momento fletor unitário em função de $x$ para cálculo de deformação
$m(x)\Theta$	[N·m]	Momento fletor unitário em função de $x$ para cálculo de declividade
$M_f$	[N·m]	Momento fletor
$M_i$	[N·m]	Momento ideal
$M_t$	[N·m]	Momento torsor
$N$	[W]	Potência do motor de acionamento
$P$	[N]	Carga equivalente no rolamento
$P_e$	[MPa]	Pressão do anel de fixação no cubo
$P_i$	[MPa]	Pressão do anel de fixação no eixo
$R$	[N]	Resultantes dos esforços radiais aplicados no tambor
$R_A$	[N]	Força de reação do mancal
$S_f$	[MPa]	Limite de fadiga corrigido do eixo
$S_f^*$	[MPa]	50% de resistência máxima à tração para materiais típicos de eixo
$S_{ut}$	[MPa]	Tensão de ruptura do material
$S_y$	[MPa]	Tensão de escoamento do material
$T_1$	[N]	Força máxima no tambor motriz (lado tensionado)
$T_2$	[N]	Força mínima no tambor motriz (lado frouxo)
$T_3$	[N]	Força no tambor movido
$V$	[m/s]	Velocidade linear da correia
$W$	[N]	Força peso do tambor
$X$	[---]	Fator de carga radial do rolamento
$Y$	[---]	Fator de carga axial do rolamento
$\alpha$	[°]	Deflexão do eixo
$\Delta y$	[m]	Deslocamento (flecha)
$\Theta$	[°]	Ângulo de abraçamento do tambor
$\Theta_a$	[°]	Deflexão do eixo no mancal
$\Theta_b$	[°]	Deflexão do eixo no cubo
$\Theta_c$	[°]	Deflexão do eixo no entre cubos
$\Theta_t$	[°]	Deflexão máxima
$\sigma_{adm}$	[MPa]	Tensão admissível