

DIOGO CRISTIANO PALMA

METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS DE POLIAS
PARA TRANSPORTADORES DE CORREIA DE GRANDES CAPACIDADES

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientadores: Prof. Dr Jun Sérgio Ono Fonseca

Porto Alegre
2009



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

**METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS DE POLIAS PARA
TRANSPORTADORES DE CORREIA DE GRANDES CAPACIDADES**

DIOGO CRISTIANO PALMA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS RE-
QUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO(A) MECÂNICO(A)
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Mestre. FELIPE SCHAEHLER DE ALMEIDA
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. IGNACIO ITURRIOZ
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. WALTER JESUS PAUCAR CASAS
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2009

PALMA, D. C. Metodologia de Simulação por Elementos Finitos de Polias para Transportadores de Correia de Grandes Capacidades Utilizando o Programa Ansys Workbench. 2009. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

RESUMO

O trabalho apresenta uma metodologia de simulação por elementos finitos para dimensionamento e verificação estrutural de polias para transportadores de correia de grandes capacidades utilizando o programa ANSYS Workbench. A metodologia pode ser aplicada a qualquer tipo de polia que possua características funcionais semelhantes as da aplicação estudada nesse trabalho, e utilizando a maioria dos programas disponíveis de elementos finitos para análise estrutural. A metodologia aqui apresentada simula esses tambores com modelos tridimensionais utilizando elementos sólidos, uma vez que os meios computacionais disponíveis atualmente tornam viável a utilização desse tipo de elementos na análise. A maior dificuldade na modelagem tridimensional desse componente é a representação dos mancais que funcionam como rótulas e também a simulação dos anéis de fixação, responsáveis por unir o eixo ao cubo e transmitir os esforços entre eles. O rolamento autocompensador foi simulado através de restrições que representam seus movimentos possíveis, e o anel de fixação através da modelagem de seu funcionamento cinemático, baseado em cunhas e considerando o atrito e a pressão de contato entre as partes. Os resultados apresentados no final do trabalho mostram-se coerentes com o comportamento e resultados esperados do teste do modelo.

PALAVRAS-CHAVES: Transportador de correia, simulação de polias, simulação de tambores.

PALMA, D. C. Methodology for Simulation by Finite Element Analysis of Pulleys for Belt Conveyor with Large Capacity Using the program Ansys Workbench. 2009. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

ABSTRACT

This paper presents a methodology for finite element simulation, with solid elements, for design and verification of pulleys for high capacity belt conveyors using the ANSYS Workbench software. The methodology can be applied to any type of pulley that has functional characteristics similar to the application studied in this work, and using most programs available for finite element structural analysis. The methodology presented here simulates these drums with three-dimensional models using solid elements, since the computational resources available today make it feasible to use this type of elements in the analysis. The main difficulty in modeling this component in three-dimensional, is the representation of the bearings that act as a rotating support and also the simulation of locking device, responsible for joining the shaft to the hub and to transmit stresses between them. The self-aligning cylindrical roller bearing was simulated by constraints that represent their possible movements, and the locking device through the modeling of its operation kinematics, based on clout and considering the friction and pressure of contact between the parties. The results presented at the end of work prove to be consistent with the behavior and expected results of the test model.

KEYWORDS: Belt Conveyor, simulation of pulleys, simulation of drums.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
2.1. Considerações sobre o Programa Utilizado.....	2
2.2. Considerações sobre a Análise por Elementos Finitos	3
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
4. SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS DE POLIAS PARA TRANSPORTADORES DE CORREIA	6
4.1. Apresentação do Problema	6
4.2. Modelagem e Simulação dos Mancais	9
4.3. Modelagem e Simulação dos Anéis de Fixação	10
4.4. Simulação de Tambores, Teste do Modelo e Resultados	12
5. CONCLUSÃO.....	15
REFERÊNCIAS	16
APÊNDICE A – RESULTADOS DOS TESTES DE SIMULAÇÃO DOS ANÉIS DE FIXAÇÃO	17
APÊNDICE B – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO TAMBOR	18
APÊNDICE C – INFORMAÇÕES E RESULTADOS ADICIONAIS	19
ANEXO – FOTOS DE CORREIAS TRANSPORTADORAS.....	20

1. INTRODUÇÃO

O objetivo do trabalho é apresentar uma metodologia de simulação por elementos finitos, para dimensionamento ou verificação estrutural de polias para transportadores de correia de grandes capacidades, utilizando modelos sólidos 3-D. O foco da análise dessas polias é o eixo e sua carcaça ambos construídos em aço, que são os componentes não comerciais e devem ser projetados caso a caso.

A simulação de tambores de correias transportadoras em um programa de elementos finitos, utilizando elementos sólidos, apresenta duas grandes dificuldades, que são: simular as vinculações dos mancais e simular os anéis de fixação que fixam o eixo ao cubo. Destes dois, a simulação do anel de fixação é o maior complicador, dado os princípios envolvidos em seu funcionamento, que envolvem: pressão, contato e atrito.

A primeira etapa do trabalho será de estabelecer as vinculações e simular os mancais da polia, posteriormente será dada maior atenção ao problema de simular os anéis de fixação. Por fim, será feita a simulação da polia levando em consideração os efeitos dos anéis de fixação sobre os demais componentes do conjunto. O trabalho é focado na simulação de polias para transportadores de correia, no entanto as soluções obtidas para a simulação dos mancais e dos anéis de fixação não se restringem apenas ao caso estudado e poderão ser utilizadas em outras simulações de outros equipamentos onde esses componentes estejam presentes.

A motivação para a realização desse trabalho surgiu durante a realização do estágio na empresa TMSA (Tecnologia em Movimentação SA.) onde são fabricados equipamentos para movimentação de granéis sólidos. Um componente bastante comum nesse tipo de equipamento são as polias, que tem a finalidade de direcionar, tracionar e ou tensionar as correias transportadoras.

Quando se trata de transportadores de altas capacidades, com correias reforçadas por cabos de aço ou tecidos de alta resistência, grandes tensões são encontradas nessas correias, e nesse caso o uso de polias feitas sob medida se faz necessário. Essas polias ou tambores para transportadores de grande porte não são cobertas pelas normas e por esse motivo são chamadas de polias de engenharia.

Uma falha catastrófica desse componente pode ter graves conseqüências para o funcionamento da planta e para segurança dos operadores. Quando ocorre a falha desse componente o funcionamento do equipamento é totalmente comprometido e seu reparo pode consumir dias já que não é uma peça de fácil reposição. Como se pode imaginar, os custos envolvidos numa possível parada de uma planta industrial de grande porte, ou unidade portuária, são altos, havendo o risco de que esses custos possam vir a ser imputáveis ao fornecedor do equipamento.

A utilização do Método dos Elementos Finitos é uma ferramenta que vem sendo empregada no dimensionamento e análise desse componente como forma de garantir uma maior confiabilidade no equipamento. Empresas especializadas cobram valores da ordem de cinco mil dólares por tambor analisado. Por tudo isso há uma grande relevância econômica no domínio de uma metodologia confiável de simulação desse tipo de componente.

Os conhecimentos adquiridos com a solução desse problema também são um grande motivador para a escolha do tema, já que as soluções encontradas podem ser extrapoladas para outras situações, levando em consideração que um grande número de equipamentos utiliza mancais e anéis de fixação ou combinações de carregamento similares as encontradas no caso em estudo.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Considerações sobre o Programa Utilizado

O programa de elementos finitos utilizado foi o ANSYS Workbench versão 11. Utilizou-se o módulo de análise estática estrutural não linear. Uma boa característica deste programa é a facilidade de se importar geometrias de programas de modelagem, com a detecção automática de contatos, cabendo ao analista a configuração e verificação dos contatos estabelecidos ou não detectados. Um programa de CAD¹ para modelagem sólida tridimensional foi adotado para construção dos modelos geométricos 3-D. Com a utilização deste programa, o processo de gerar a geometria e modifica-la quando necessário se torna bastante rápido. Também, o próprio Workbench possui um módulo CAD (Design Modeler) onde se pode gerar e exportar para simulação; geometrias unifilares, superfícies e sólidos.

Os elementos utilizados pelo programa para modelos sólidos são o: tetraédrico de 10 nós (SOLID 187) e o hexaedro de 20 nós (SOLID 186). Os elementos SOLID 187 e SOLID 186 são elementos 3-D de alta ordem com comportamento quadrático aos deslocamentos, cada nó possui três graus de liberdade translacionais nas direções x, y e z. O SOLID 187 é mais adequado para a modelagem de malhas irregulares. Ambos os elementos suportam plasticidade, hiperelasticidade, fluência, enrijecimento sob tensão, grandes deflexões e grandes deformações.

Internamente, as regiões de contato entre sólidos são modeladas no ANSYS com os elementos de contato CONTA174 e elementos candidatos ao contato (alvo) TARGE170. Qualquer contato incluindo uma borda (margem de corpo sólido ou borda de superfície) resulta em um contato assimétrico com o elemento CONTA175 para a borda e TARGE170 para a superfície. Para faces de superfície em contato com outras faces de superfície, o contato padrão utilizado é CONTA174 e TARGE170 ficando a cargo do analista definir qual superfície é o contato e qual é o alvo.

As superfícies de contato são impedidas de penetrar nas superfícies alvo. O contato padrão do programa é simétrico, isso significa que ambas as superfícies são contato e alvo. Contudo, um contato assimétrico é geralmente mais eficiente na solução por ser um par de contato simples, e para se obter melhores resultados o contato assimétrico deve ser utilizado nos casos que envolvam pressão de contato.

Dentro do ambiente de simulação do ANSYS Workbench, há os seguintes tipos de contatos disponíveis para serem estabelecidos entre as partes, tabela abaixo.

Tabela 1 – Tipos de contato no ANSYS Workbench.

contato	característica	tipo
Bonded	“Cola” as partes não permitindo nenhum movimento entre elas.	linear
No separation	Não permite separação, mas permite o deslizamento sem atrito entre as partes.	linear
Frictionless	Permite folgas e deslizamento sem atrito.	não linear
Rough	Permite folga , mas não o deslizamento, coeficiente de atrito infinito.	não linear
Frictional	Permite folga e deslizamento com a configuração do coeficiente de atrito .	não linear

¹ O programa utilizado foi o Autodesk INVENTOR, contudo qualquer programa equivalente poderia ser usado para o desenho das geometrias.

Contatos que permitem folgas ou atrito são não lineares, exigindo uma solução com iteração, aumentando o custo computacional do problema.

2.2. Considerações sobre a Análise por Elementos Finitos

A análise por elementos finitos (AEF) é um método de solução numérica para equações diferenciais, neste caso as equações da elasticidade linear isotrópica, onde as variáveis são campos de deslocamento. Cada elemento pode ser visto como uma pequena parte da estrutura ou do meio que representa, e o termo finito serve como uma distinção dos elementos infinitesimais do cálculo. A malha é o arranjo dos elementos, que são conectados pelos seus nós. As quantidades de campo são introduzidas nos elementos através de seus nós e no interior de cada elemento o campo é aproximado por uma função de interpolação, normalmente polinomial, cujo grau depende do número de nós do elemento.

Interpolação. Elementos, Nós e Graus de Liberdade

A essência da AEF é a *aproximação por interpolação de um conjunto de variáveis de uma quantidade de campo*. Um campo pode representar temperatura, voltagem, fluxo de calor, deflexão, etc. Usualmente, é usada uma interpolação polinomial. A maioria dos tipos de elementos finitos é baseada em campos de deslocamentos, e as tensões são normalmente computadas como gradientes dos campos de deslocamentos, e por esse motivo as tensões são representadas com menos precisão do que os deslocamentos. A próxima figura apresenta um elemento triangular de três nós que pode representar um campo bi-dimensional $\Phi = \Phi(x,y)$, o campo de deslocamentos desse elemento é $\Phi = a_1 + a_2x + a_3y$ onde as constantes a_i podem ser expressas em termos de valores do campo Φ nos três nós do elemento.

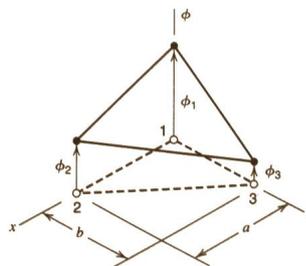


Figura 1 – Elemento triangular de três nós.

A variação do campo ao longo da aresta do elemento é completamente determinada pelos valores do campo nos nós ao longo da aresta. Por esse motivo, elementos adjacentes que compartilham os nós ao longo de uma aresta comum apresentam automaticamente à mesma função de campo ao longo de toda aresta compartilhada, e nenhuma incompatibilidade como folgas aparecem entre elementos.

Poderíamos dizer que a AEF é um método de análise no qual uma variável de campo é aproximada pela conexão de funções de interpolação simples, cada qual definida sobre uma pequena região. Essa região é chamada de elemento finito. A função de interpolação é adaptada ao número de nós de um tipo de elemento, as amplitudes das constantes dessa função são determinadas por valores numéricos de uma quantidade de campo em pontos específicos chamados nós. Os elementos são conectados através de seus nós, também nos nós são os locais onde carregamentos são aplicados e condições de contorno são impostas.

Os graus de liberdade são quantidades independentes que governam a variação espacial de um campo.

Problemas Não Lineares

Na mecânica estrutural, os tipos de problemas não lineares incluem:

Não Linearidade do Material: as propriedades do material são funções dos estados de tensão ou deformação. Exemplo: elasticidade não linear, plasticidade, e fluência.

Contatos Não Lineares (ou Não Linearidade de Contato): as folgas ou espaços entre partes adjacentes podem abrir ou fechar, as áreas de contato podem mudar à medida que as forças de contato mudam, ou pode haver deslizamento entre as partes com forças de atrito.

Não Linearidade Geométrica: ocorre quando a deformação é grande o bastante para que as equações de equilíbrio tenham que ser reescritas com respeito à geometria deformada da estrutura. Carregamentos podem mudar de direção à medida que são aplicados à estrutura.

Problemas dessas categorias são não lineares porque a rigidez e eventualmente carregamentos envolvidos, se tornam função dos deslocamentos ou deformações. Dessa maneira não se pode resolver imediatamente o vetor deslocamento $\{D\}$ em $[K] \{D\} = \{R\}$, pois $[K]$ que é a matriz de rigidez do sistema e porventura o vetor de carregamento $\{R\}$, são função de $\{D\}$, então um processo iterativo é necessário para resolver o sistema. Alguns métodos de solução iterativa são citados brevemente a seguir.

Newton-Raphson (N-R) Na análise numérica, o **método de Newton-Raphson** tem o objetivo de estimar as raízes de uma função, na análise por elementos finitos o método é utilizado para traçar a curva [carregamento x deslocamento] em problemas não lineares, Figura 2. O método utiliza uma matriz de rigidez tangente $[K_t]$ gerada antes de cada cálculo dos incrementos de deslocamento $\{\Delta D\}$. Utilizando esse método, a probabilidade de convergir para uma solução correta a cada nível de carregamento é aumentada tomando-se pequenos incrementos de carga.

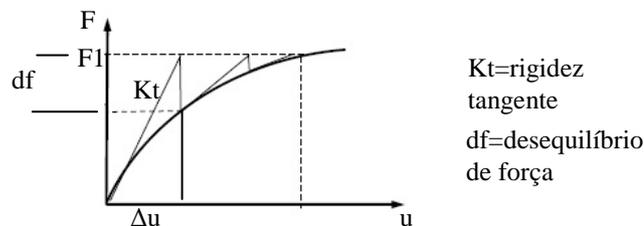


Figura 2 – Método de Newton-Raphson.

Newton-Raphson Modificado. Nesse método ao invés de atualizar a rigidez tangente K_t antes de cada cálculo de um incremento de deslocamento Δu , a mesma rigidez tangente é usado nos ciclos iterativos.

A redução de custos computacional é a motivação para a adoção do método de N-R modificado. Em um problema multidimensional, o método de N-R original exige que uma nova matriz de rigidez tangente $[K_t]$ seja gerada antes de cada cálculo dos incrementos de $\{\Delta D\}$, e o cálculo real de $\{\Delta D\}$ requer a fatoração de $[K_t]$ a fim de resolver as equações algébricas simultâneas. Já o método de N-R Modificado evita a geração repetida de $[K_t]$. Cada cálculo de $\{\Delta D\}$ após a primeira iteração, requer apenas o processamento do novo lado direito da equação. Assim, embora o método modificado requiera mais iterações do que o método original de N-R, cada iteração é finalizada de forma mais rápida, e a custo computacional economizado pode ser considerável.

Outros Métodos. O método de *substituição direta* é o mais elementar de todos. Não usa uma matriz de rigidez tangente, ao invés disso, o método atualiza os coeficientes da matriz e toda solução é refeita repetidamente. O método é geralmente ineficiente, e dificuldades de convergência são mais prováveis de ocorrer do que com métodos de rigidez tangente. O método da *rigidez inicial* usa uma matriz de rigidez inicial para toda iteração, independente do nível de carregamento. Problemas de fratura ou flambagem, são melhor tratados pelo método do *comprimimento de arco*.

Critério de Convergência

Iterações de equilíbrio em um determinado nível de carga podem cessar quando o resultado estiver de acordo com um ou mais critérios de convergência que podem ser aplicados pelo programa automaticamente. Dois critérios plausíveis são: 1) a força de desequilíbrio atual seja uma pequena fração da força total aplicada no nível de carregamento corrente, e 2) o incremento de deslocamento corrente seja uma pequena fração do incremento de deslocamento inicial. Dessa maneira, para uma estrutura com múltiplos graus de liberdade tendo um vetor deslocamento $\{D\}$, forças aplicadas $\{R\}$, e rigidez dependente do deslocamento $[K]$, o desequilíbrio de força é $\{df\} = \{R\} - [K] \{D\}$ e dois critérios de convergência são:

Convergência de Força: $\|df\| < \varepsilon \|R\|$

Convergência de Deslocamento: $\|\Delta D\| < \varepsilon \|\Delta D_0\|$

Onde, $\{df\}$ e $\{\Delta D\}$ correspondem aos valores determinados mais recentemente de df e Δu , ΔD_0 é o incremento inicial de deslocamento. As tolerâncias ε podem ser na faixa de 0,001 a 0,01, porém os valores reais adotados podem diferir bastante, dependendo da natureza do problema, da precisão requerida, e do custo de continuas iterações.

Ocasionalmente, o critério de convergência por força, pode apresentar alguma dificuldade, por causa de forças de desequilíbrio localizadas que tem pouco efeito sobre o comportamento de toda estrutura. No entanto a experiência tem mostrado que o critério de convergência de deslocamento não é um substituto satisfatório, pois pode encerrar a iteração meramente porque a convergência é lenta, ou indicar convergência quando resta desequilíbrio de força substancial.

Problemas de Contatos e Folgas

O problema de contato é um tipo de problema de não linearidade geométrica que surge quando diferentes estruturas, ou diferentes superfícies de uma estrutura, entram em contato ou se separam ou deslizam uma sobre a outra com atrito. As forças de contato precisam ser determinadas para se calcular o comportamento da estrutura. O local e extensão dos contatos não são conhecidos antecipadamente, e também devem ser determinados. Quando o atrito entre as superfícies em contato deve ser levado em conta, a representação pela regra de Coulomb é geralmente adequada.

Um detalhamento considerável pode ser necessário na região de contato se essa for a zona de interesse da análise. E pouco detalhamento local será necessário se o que se deseja descobrir é o efeito do contato sobre o restante da estrutura (que é o caso deste trabalho). A formulação para problemas de contato que envolve atrito resulta em equações semelhantes a equações de plasticidade. Problemas de contato são não lineares, porque muitas vezes quando o contato é feito, ocorre uma grande e súbita mudança na rigidez do sistema.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Um artigo publicado por VINIT SETHI e LAWRENCE K. NORDELL (CDI) trata sobre algumas considerações de projeto para polias. Inicialmente são apresentadas definições e conceitos de projeto. O conceito apresentado mais relevante para o projeto de polias está relacionado à forma geométrica da seção dos discos laterais, apresentadas na Figura 3. Um disco mais flexível reduz as tensões de contato entre o anel de fixação com o cubo e eixo. A utilização do anel de fixação elimina os rasgos de chaveta e suas concentrações de tensão, aumentando a capacidade de carga do eixo significativamente. Também, é comentada a concentração de tensão provocada pelas bordas do anel de fixação na região de contato com o cubo e o eixo.

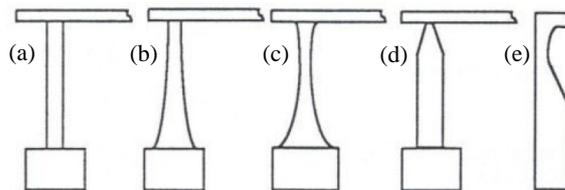


Figura 3 – Diferentes formas de discos laterais.

A forma de disco lateral (a) apresentada na Figura 3 é a mais comum e de menor custo de fabricação, contudo é a pior forma estrutural. As formas (b) e (c) possuem o disco lateral e o cubo em uma única peça sem solda, são mais flexíveis e de fabricação mais complexa. A forma de disco (e) é pouco usual.

Com um programa proprietário baseado no solver do ANSYS versão 4.4A, é realizada a análise por elementos finitos de polias bi dimensionalmente, e utilizando simetria apenas um quarto da polia é representado. Os carregamentos equivalentes são feitos utilizando séries de Fourier. Um fabricante especializado de polias **PPI Precision Pulley and Idler** utiliza um programa próprio semelhante para o cálculo dos tamboures.

4. SIMULAÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS DE POLIAS PARA TRANSPORTADORES DE CORREIA

4.1. Apresentação do Problema

Os tamboures existentes em transportadores de grandes capacidades, que utilizam correias reforçadas por cabos de aço, são submetidos a elevadas tensões. As normas não trazem especificações para estes casos e por isso denominam esses tamboures como tamboures de engenharia, esses são projetados e analisados caso a caso.

A norma NBR 6177, que trata de terminologias de transportadores contínuos de correia, traz a seguinte definição sobre transportador de correia ou abreviadamente "TC" (*belt conveyor or BC*): Arranjo de componentes mecânicos, elétricos e estruturas metálicas, consistindo em um dispositivo horizontal ou inclinado (ascendente ou descendente) ou em curvas (côncavas ou convexas) ou, ainda, uma combinação de quaisquer destes perfis, destinado à movimentação ou transporte de materiais a granel, através de uma correia contínua com movimento reversível ou não, que se deslocam sobre os tamboures, roletes e/ou mesas de deslizamento, segundo uma trajetória predeterminada pelas condições de projeto, possuindo partes ou regiões características de carregamento e descarga (NBR 6177, 1999, p.1).

A Figura 4 mostra um arranjo típico de uma correia transportadora. Diversos tipos de tamboures compõem o equipamento e estes são denominados conforme a função que desempenham e a localização na correia. No ANEXO é apresentada algumas fotos de correias transportadoras.

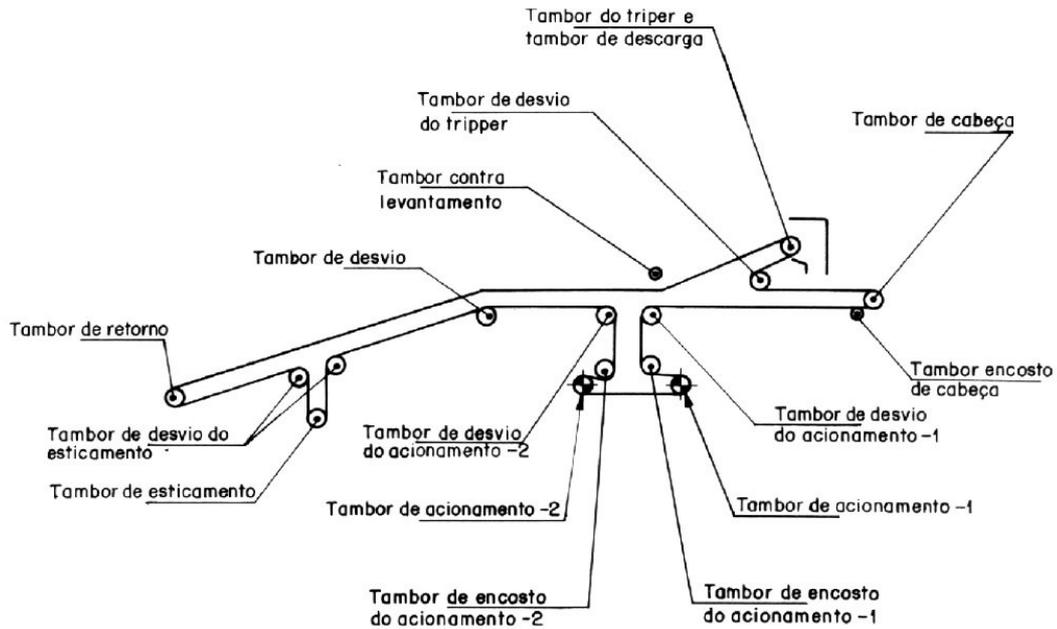


Figura 4 – Tambores localização na correia (Fonte: NBR 6177)

Os tambores são responsáveis por direcionar a correia dando a forma do trajeto, também tem por função tensionar e tracionar correia. A falha de um desses elementos compromete todo o funcionamento do sistema. A figura seguinte mostra um exemplo de tambor com a nomenclatura de suas partes principais.

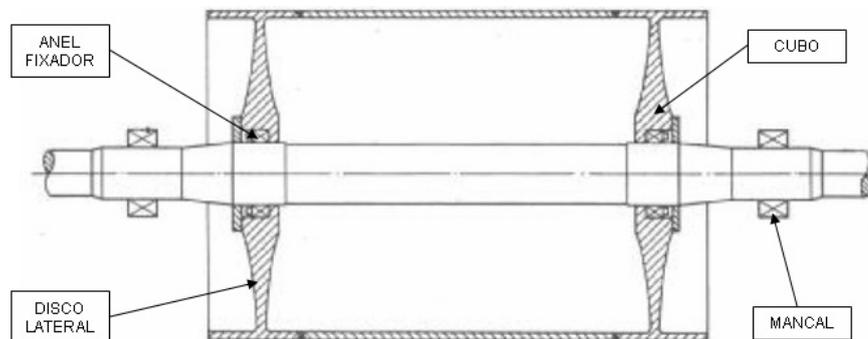


Figura 5 – Vista em corte de um tambor e seus componentes.

O tambor mostrado na figura anterior possui o disco lateral com um perfil que aumenta sua flexibilidade, o disco e o cubo são usinados em uma peça única. Também é possível a utilização de discos internos intermediários nas polias, que aumentam a rigidez da carcaça.

A simulação de polias como um modelo 3-D, ou seja, utilizando elementos sólidos, apresenta dificuldades ocasionadas pela complexidade dos carregamentos existentes sobre o conjunto e pela dificuldade de simular as vinculações. O caso mais complexo é o de tambores de acionamento, onde a tensão da correia e o torque de acionamento atuam simultaneamente sobre o conjunto. A Figura 6 apresenta uma configuração possível de estação de acionamento com seus carregamentos esquematicamente representados, um tambor sob as mesmas condições de carregamento mostradas na figura foi utilizado no desenvolvimento deste trabalho.

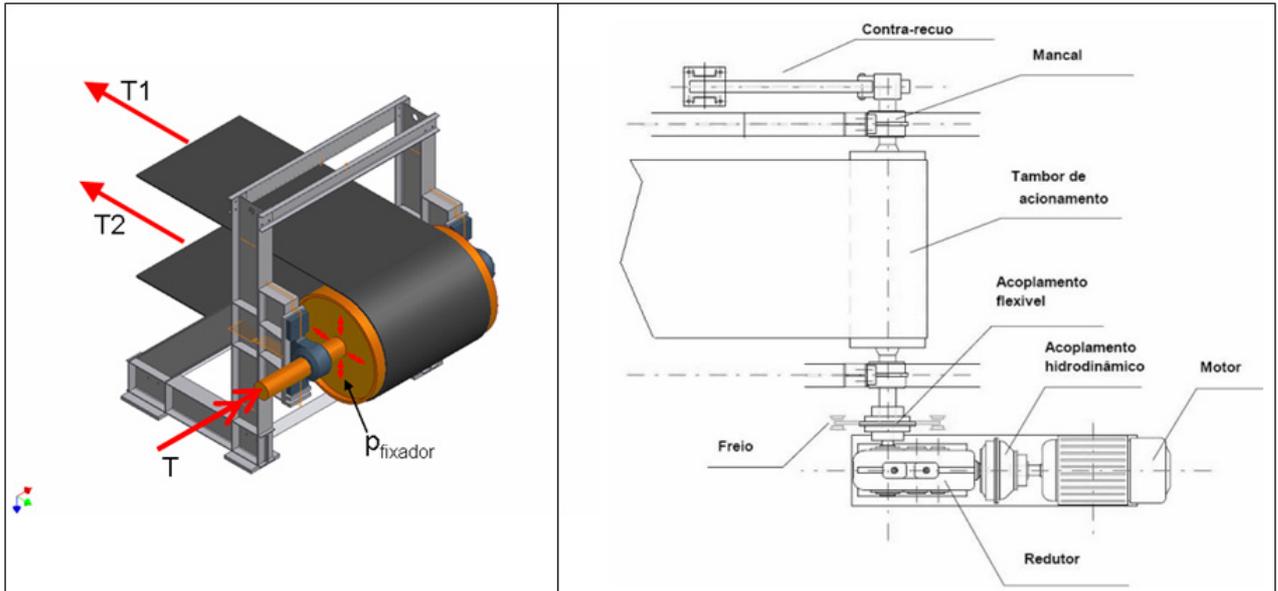


Figura 6 – Vista isométrica e superior de um conjunto de acionamento (Fonte: propostas deste trabalho, NBR 6177).

Como pode ser observado da figura anterior, o conjunto do tambor está submetido aos seguintes esforços: a tensão da correia ($T1+T2$), o torque do acionamento (T) e a pressão dos anéis de fixação ($p_{fixador}$) sobre o eixo e cubos dos discos laterais. Os mancais são rolamentos autocompensadores de rolos, agindo como rótulas. O acoplamento entre o redutor e o eixo da polia é flexível. O mancal nesse lado é bloqueado para movimentos axiais, sendo o mancal oposto ao acionamento livre, fica caracterizado dessa maneira uma condição simplesmente apoiada. Essa condição de carregamento é representada esquematicamente na figura abaixo.

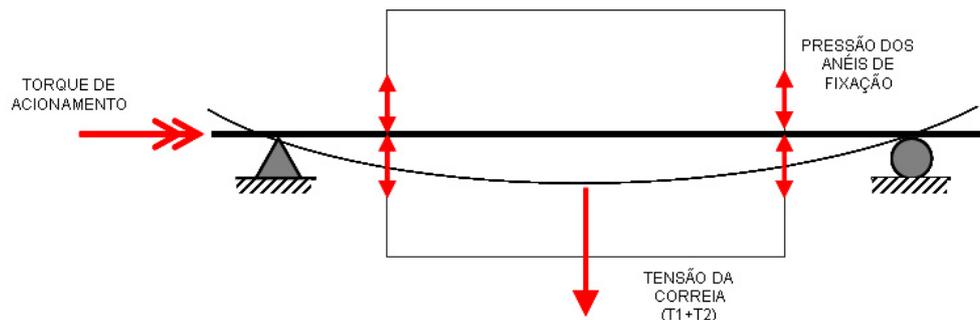


Figura 7 – Representação esquemática do carregamento atuante no tambor.

A condição de carregamento mostrada de forma esquemática na figura acima, é o que se quer representar na simulação com o programa de elementos finitos, porém com um modelo tridimensional utilizando elementos sólidos. Representar a condição exposta acima é difícil no ambiente 3-D do Workbench, as vinculações disponíveis no programa não permitem uma solução pronta. Nos mancais o eixo tem que estar livre para o giro e também rotulado para a flexão. A conexão entre o eixo e os cubos dos discos laterais da carcaça, feita pelos anéis de fixação, tem que transmitir esforços de flexão e torção, além da pressão exercida pelos próprios anéis sobre o eixo e os cubos.

4.2. Modelagem e Simulação dos Mancais

Os mancais utilizados nos tambores são rolamentos autocompensadores de rolos montados em caixas de ferro fundido, as caixas do mancal são fixadas sobre uma base de apoio soldada à estrutura da estação, as bases dos mancais devem ser planas, usinadas e bem acabadas, sendo niveladas e alinhadas com a estrutura da estação, isso é feito para se evitar desalinhamentos da correia e consequentemente cargas indesejadas.

Os rolamentos autocompensadores de rolos são formados pelo anel interno com duas pistas, anel externo com pista esférica e os rolos com a superfície de rolagem esférica. O centro da pista esférica do anel externo é coincidente ao centro do rolamento, isso permite o auto-alinhamento. Assim quando houver erros de alinhamento em eixos e alojamentos ou flexão do eixo, estes são automaticamente ajustados, fazendo com que não ocorram cargas anormais no rolamento.

A capacidade de carga radial é grande e são adequados para aplicações com cargas pesadas e cargas de choque. O ângulo de deflexão do eixo pode ser de até 2° , se a construção adjacente assim o permitir. Isso é muito além do permitido para a flexão do eixo quando solicitado, que é de $5'$ ou $0,08^\circ$. A figura abaixo mostra como o rolamento autocompensador foi modelado.

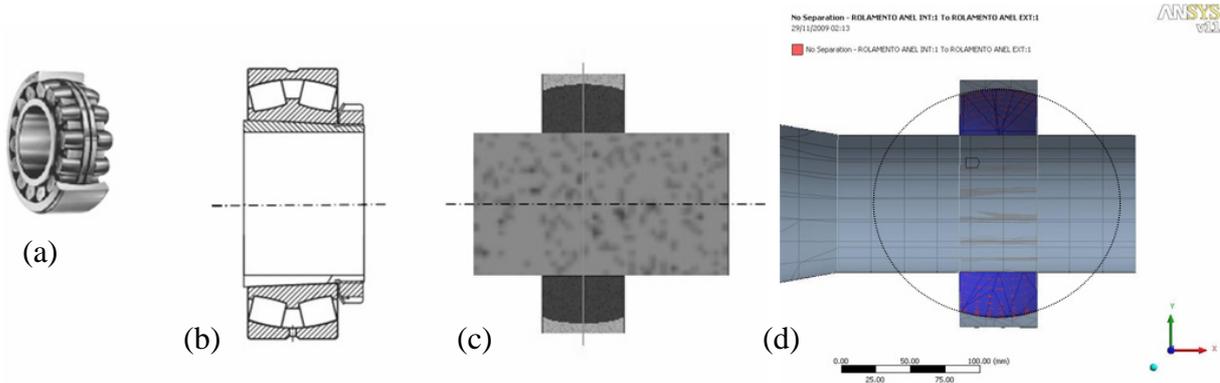


Figura 8 – Modelagem de rolamentos autocompensadores de rolos e configuração de contatos (Fonte: Catálogo (a)Koyo/(b)NSK, (c,d) propostas deste trabalho).

Na Figura 8 é mostrado: em (a) uma foto ilustrativa de um rolamento autocompensador de rolos, em (b) uma vista em corte de um rolamento semelhante com bucha de fixação, (c) uma vista em corte do modelo sólido 3-D gerado em CAD, em (d) o modelo exportado para o ambiente de simulação do ANSYS Workbench. O anel interno e os rolos foram modelados como um anel sólido, com pista externa esférica, que se encaixa na pista esférica do anel exterior, item (c) na figura acima. Dentro do ambiente de simulação do ANSYS Workbench, o contato entre as pistas foi modelado como **sem separação**, lembrando que esse contato permite o deslizamento entre as superfícies sem considerar atrito e não permite que as superfícies se separem, é um contato linear, item (d) na figura acima.

Dependendo da licença disponível, ao invés de configurar o contato como **sem separação**, é possível utilizar um contato específico para rótulas, o resultado é o mesmo, porém o programa não vai alertar ou “reclamar” sobre o movimento produzido pelo mancal.

A Figura 9 mostra como foi configurada a vinculação dos mancais na simulação. Para restringir a rotação do tambor, uma ponta de eixo com dois rasgos de chaveta foi modelada. Nas duas faces laterais de cada rasgo uma restrição de **suporte sem atrito** foi imposta. Essa restrição impede movimentos normais à face onde foram aplicadas, mas permite o deslizamento no plano onde a restrição foi aplicada, daí o nome da restrição de suporte sem atrito. Isso foi feito, como citado anteriormente, para restringir a rotação do conjunto do tambor e

eixo, permitindo considerar o efeito do torque sobre o conjunto e também não impedindo a flexão do tambor na direção do plano perpendicular aos rasgos das chavetas, na figura abaixo esse plano é representado pela linha vermelha.

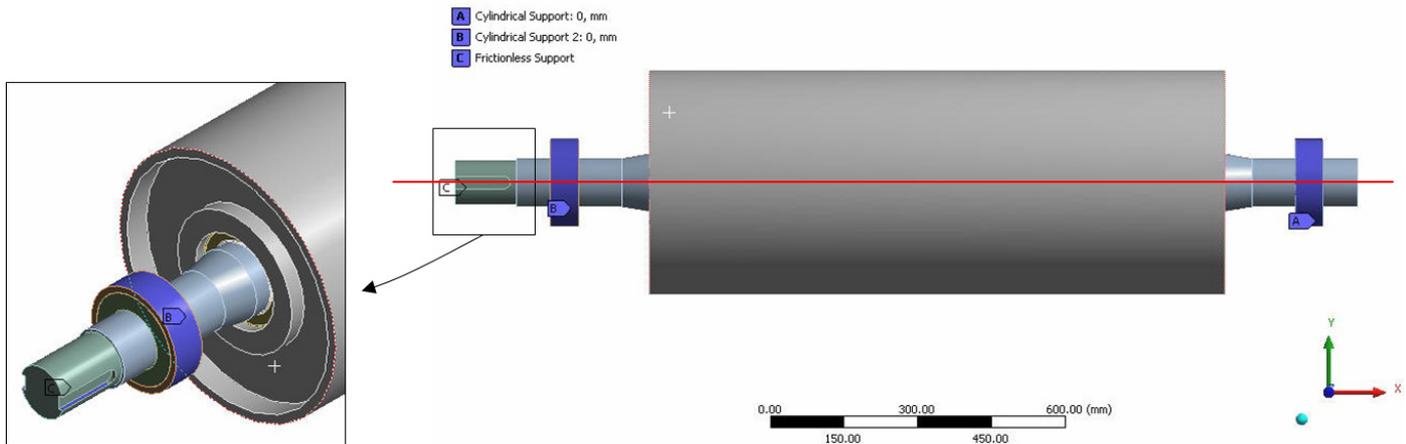


Figura 9 – Vinculação dos mancais no tambor analisado.

No mancal oposto à ponta de eixo uma condição chamada de **suporte cilíndrico** foi aplicada na superfície externa do mancal, na Figura 9 essa condição é identificada com a etiqueta [A], apenas movimentos axiais foram liberados nesse suporte. No mancal ao lado da ponta de eixo também foi aplicado um suporte cilíndrico, porém nenhum movimento é liberado.

4.3. Modelagem e Simulação dos Anéis de Fixação

A próxima figura apresenta os dois modelos de anéis de fixação utilizados nas análises.



Figura 10 – Anéis de fixação modelo RFN7015 (à esquerda) e RFN7012 (Fonte: IMETEX)

Anéis de fixação unem por pressão eixos e cubos, eliminando a necessidade de rasgos de chaveta, que diminuem a resistência do conjunto. Os esforços são transmitidos entre o eixo e o cubo pela pressão e atrito de contato do anel de fixação. A pressão é resultado do aperto dos parafusos contra os anéis cônicos que expandem os anéis externos. Como a área do anel interno é menor e a força de aperto é igualmente distribuída, a pressão na superfície de contato do anel interno atuando no eixo será maior do que a do anel externo contra o cubo. Os anéis de fixação também podem ser utilizados para fixação de outros tipos de polias, engrenagens, hélices, rodas, volantes, etc. Estes elementos não têm partes móveis e podem ser montados e desmontados sempre que necessário.

A simulação desse componente mecânico representa um grande desafio, pois no modelo, o anel tem que transmitir torque, flexão e ainda há a pressão que ele exerce sobre o cubo e o eixo. Como essa pressão se localiza nas interfaces de contato, fica difícil de aplicá-la diretamente sob a área onde atua como um carregamento de pressão. E não se pode representar o anel como um componente maciço, se isso for feito, o anel maciço será tracionado pelas pressões aplicadas nas interfaces, absorvendo esse carregamento. Isso é ilustrado na Figura 11.

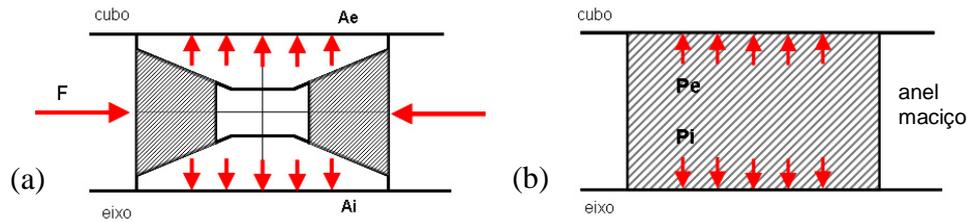


Figura 11 – (a) Princípio de funcionamento de um anel de fixação. (b) Modelo simplista de anel.

Na figura acima em (a) é apresentado um esquema do funcionamento de anéis de fixação, F representa o aperto dos parafusos, a força é distribuída através dos anéis cônicos para os anéis externos. Em (b) um modelo simplista que demonstra a dificuldade de simular o anel.

Diferentes abordagens foram testadas para tentar simular os anéis, inicialmente tentou-se evitar o uso de contatos não lineares, mas isso não foi possível. O modelo final é apresentado esquematicamente na Figura 12. O modelo é composto pelas partes principais do anel, que são os anéis cônicos e anéis externos, os parafusos e furos não são representados.

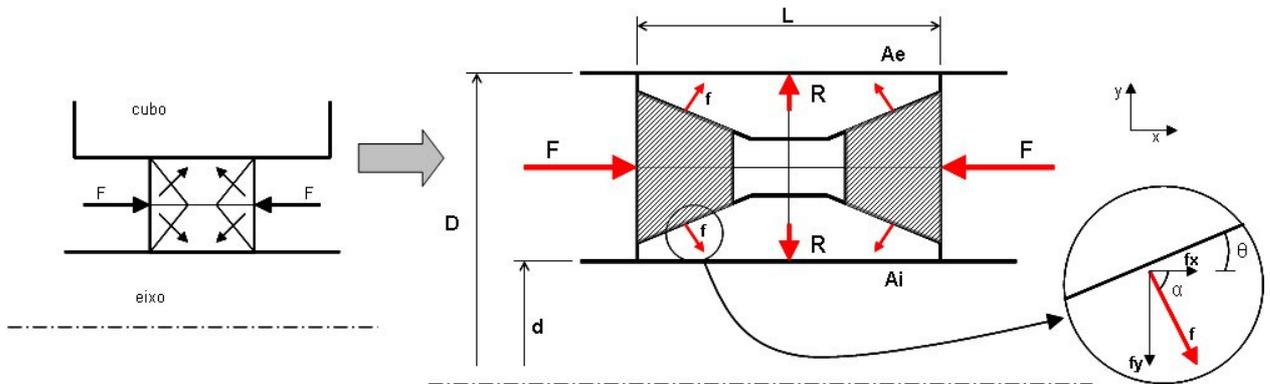


Figura 12 – Esquema para obtenção das forças equivalentes (F) ao aperto dos parafusos.

No modelo apresentado na figura acima, o efeito do aperto dos parafusos foi substituído por uma força equivalente F , aplicada na superfície lateral dos anéis cônicos. A força F é obtida a partir de sua decomposição como indicado no esquema acima, onde $R = 2fy$, sendo as pressões exercidas pelo anel, P_i interna e P_e externa, conhecidas (informadas pelo fabricante do anel) e D o diâmetro externo e d diâmetro interno do anel, pode-se estabelecer que:

$$R = P_e \times \pi \times D \times L \quad (1)$$

ou

$$R = P_i \times \pi \times d \times L \quad (2)$$

$$F = \frac{R}{(\text{sen}(90 - \theta))} \quad (3)$$

Um modelo paramétrico do anel foi desenhado, seguindo as proporções do componente como indicadas no catálogo do fabricante. Isso possibilita a configuração e utilização de qualquer anel do catálogo para outras análises. Os parâmetros são configurados em uma planilha de cálculo, na qual também foi inserida a formulação para obtenção da força F , bastando para isso informar o valor de uma das pressões do anel indicadas no catálogo.

Para verificar o modelo, dois conjuntos eixo/cubo representativos foram desenhados para testar a modelagem proposta dos anéis de fixação. Os modelos comerciais utilizados nas simulações são o RFN7012 e RFN7015. Os anéis foram “montados” centrados em um conjunto simplificado de eixo e cubo. A Tabela 2 apresenta dados sobre a geometria dos anéis de fixação utilizados para testar a modelagem proposta. A pressão, indicada na tabela abaixo, que estes anéis exercem sobre o eixo e o cubo é o que se quer obter na análise de teste da modelagem dos anéis. Os resultados do teste podem ser vistos no APÊNDICE A.

Tabela 2 – Dados dos anéis de fixação utilizados para teste do modelo. (unidades SI)

Anel IMETEX RFN7012	Anel IMETEX RFN7015
Diâmetro Interno (Eixo): 150 mm	Diâmetro Interno (Eixo): 280 mm
Diâmetro Externo (Cubo): 200 mm	Diâmetro Externo (Cubo): 355 mm
Largura do Anel: 34 mm	Largura do Anel: 120 mm
Pressão entre anel e eixo: 170 N/mm²	Pressão entre anel e eixo: 188 N/mm²
Pressão entre anel e cubo: 125 N/mm²	Pressão entre anel e cubo: 149 N/mm²

Há seis áreas de contato existentes no conjunto eixo/anel/cubo: quatro contatos entre os cônicos e os anéis interno e externo, o contato entre o anel externo e o cubo e outro entre o anel interno e o eixo. A próxima figura mostra em detalhe as áreas de contato.

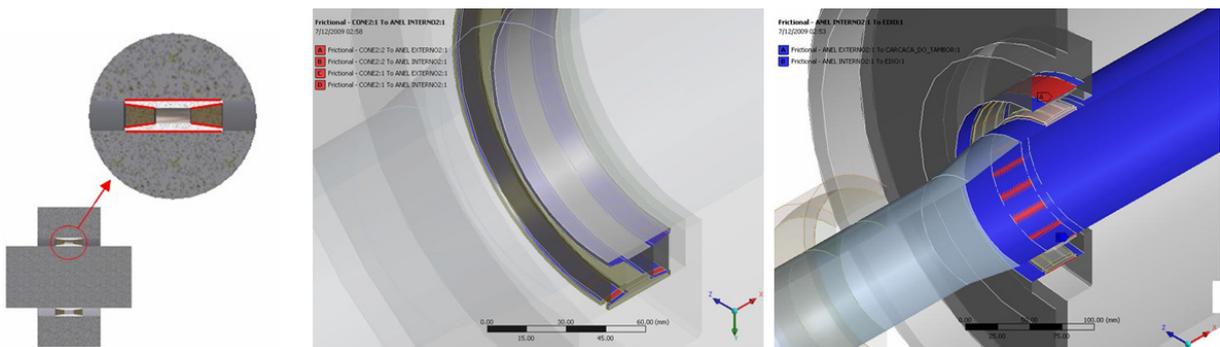


Figura 13 – Áreas de contato entre os componentes eixo/anel/cubo

Todos os contatos foram configurados com os mesmos parâmetros. O tipo de contato utilizado leva em consideração a formulação de atrito de Coulomb. Um coeficiente de atrito de 0,7 foi utilizado, baseado em indicações² para contato aço-aço endurecido, outros valores de coeficientes foram testados, no entanto esse valor foi o mais adequado. Coeficientes de atrito abaixo de 0,20 dificultam a convergência do problema. Foi solicitado ao programa que a rigidez do sistema fosse atualizada a cada iteração de equilíbrio. A formulação do contato utilizada foi **Lagrangiano Aumentado**, esse método segundo o manual do programa geralmente leva a um melhor condicionamento e é menos sensível à magnitude do coeficiente de rigidez de contato do que a formulação de **Penalidade**.

4.4 Simulação de Tambores, Teste do Modelo e Resultados

O problema de simulação de polias é analisado como estático. Buscando visualizar nos resultados os níveis de tensão e as deformações no eixo, discos laterais e carcaça do tambor. Com os resultados da análise estática é possível fazer uma combinação de carregamentos dentro do programa de elementos finitos para realizar outros estudos de interesse como análise de

² ROBERT L. NORTON: **Projeto de Máquinas - Uma Abordagem Integrada**. 2º ed.

fadiga, por exemplo. Como o modelo proposto utiliza contatos não lineares, que considera o atrito entre as partes em contato, a solução com iterações é necessária.

Para execução de uma análise de teste da modelagem proposta, um modelo de tambor de acionamento para correia de 42 polegadas foi utilizado. Esse tambor já foi construído e analisado anteriormente por outra metodologia. O tambor tem 460 mm de diâmetro na carcaça, 1170 mm de comprimento, o diâmetro do eixo é de 100 mm no mancal e de 120 mm no cubo, esse tambor possui um disco de reforço interno. O modelo de anel utilizado é o RFN 7012. A Figura 14 mostra a malha gerada do modelo do tambor simulado.

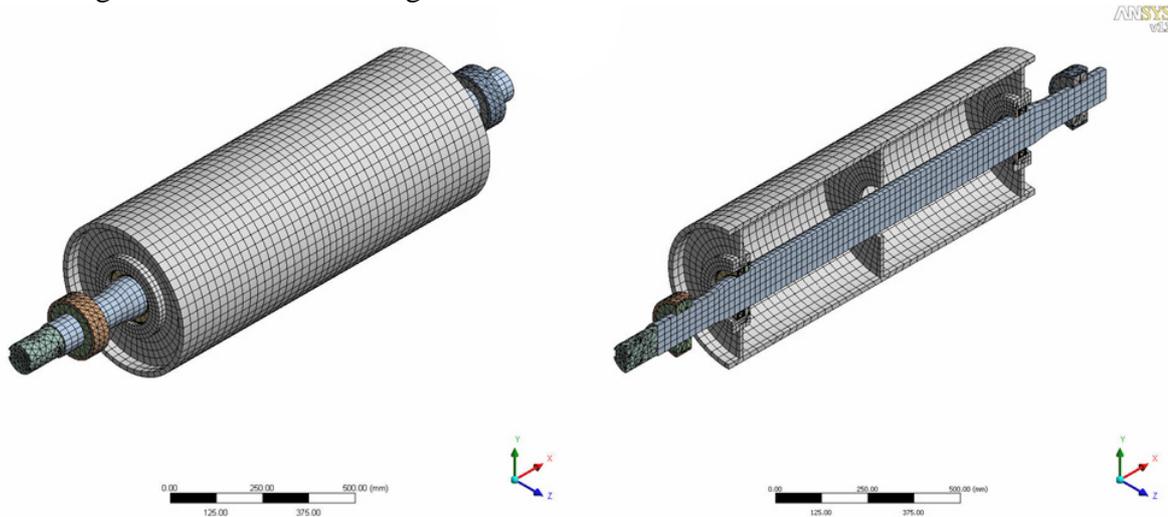


Figura 14 – Malha do tambor simulado.

A malha mostrada na figura acima utiliza elementos hexaédricos de 20 nós e tetraédricos 10 nós. Para essa malha ficar estruturada, vários mapeamentos de face e configurações de tamanho e número de divisões de elementos, foram utilizadas. Três condições de carregamento foram testadas. Na primeira, apenas a pressão dos anéis é aplicada ao tambor então os resultados dessa análise são utilizados para verificar a modelagem dos anéis. Na segunda análise, a resultante da tensão da correia com peso do tambor é aplicada sobre a carcaça. Por fim, além dos carregamentos anteriormente citados o torque de acionamento é aplicado, essa condição de carregamento é a mais complexa, mostrada na Figura 15.

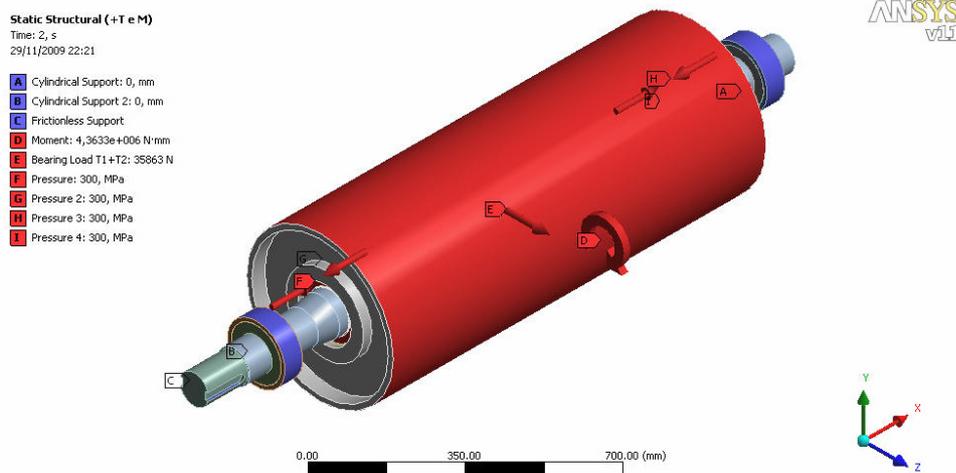


Figura 15 – Condições de contorno e vinculações aplicadas ao tambor.

Para os três casos as vinculações são idênticas, os mancais e os rasgos de chaveta foram vinculados conforme descrito anteriormente no capítulo 4.2. A força resultante da tensão da correia mais o peso do tambor foram aplicados sobre a carcaça como um **carregamento de mancal**, esse tipo de carregamento distribui carga como se o tambor estivesse “abraçado” pela correia. O torque é aplicado ao redor da carcaça e é restringido pelo suporte aplicado nos rasgos de chaveta da ponta de eixo. As figuras abaixo, mostram a tensão normal gerada no eixo e no cubo somente pela pressão do anel de fixação. Um eixo de coordenadas cilíndrico foi criado para visualizar as tensões normais de forma circunferencial.

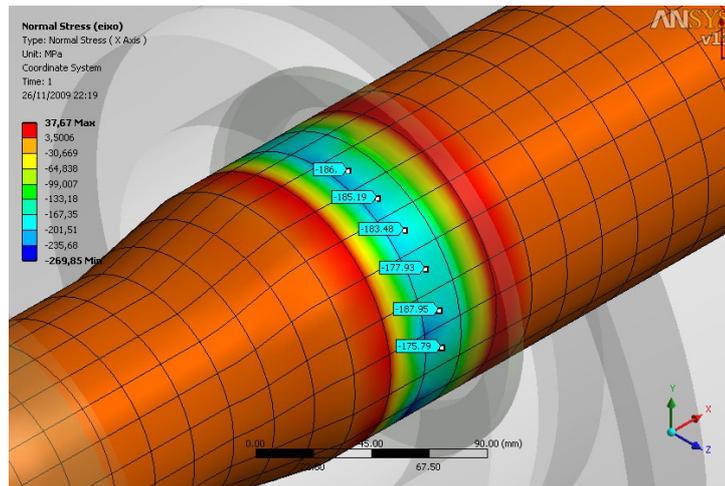


Figura 16 – Tensão normal no eixo resultante da pressão do anel.

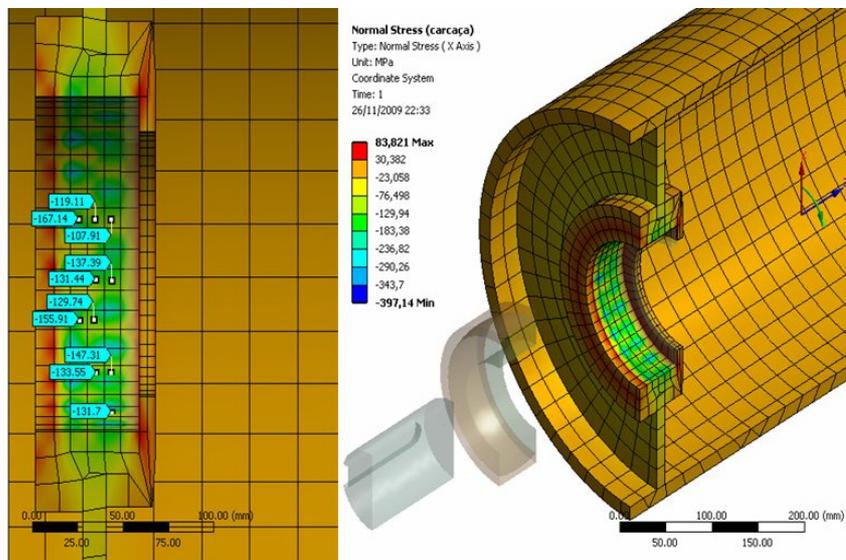


Figura 17 – Tensão normal no cubo resultante da pressão do anel.

A pressão uniforme indicada no catalogo do fabricante para esse anel é de 185MPa sobre o eixo, como pode ser observado na Figura 16 acima, os valores de tensão normal são próximos à 185MPa. Para o cubo, Figura 17, o valor que se esperava obter era de 135MPa, os valores obtidos no cubo oscilam próximos a isso. Essa imprecisão local nos valores obtidos no cubo resulta da malha que não é coincidente entre as partes em contato, por Saint Venant, isso não afeta os resultados nos discos laterais.

A Figura 18 mostra resultados obtidos para o tambor carregado com a tensão da correia e a pressões dos anéis.

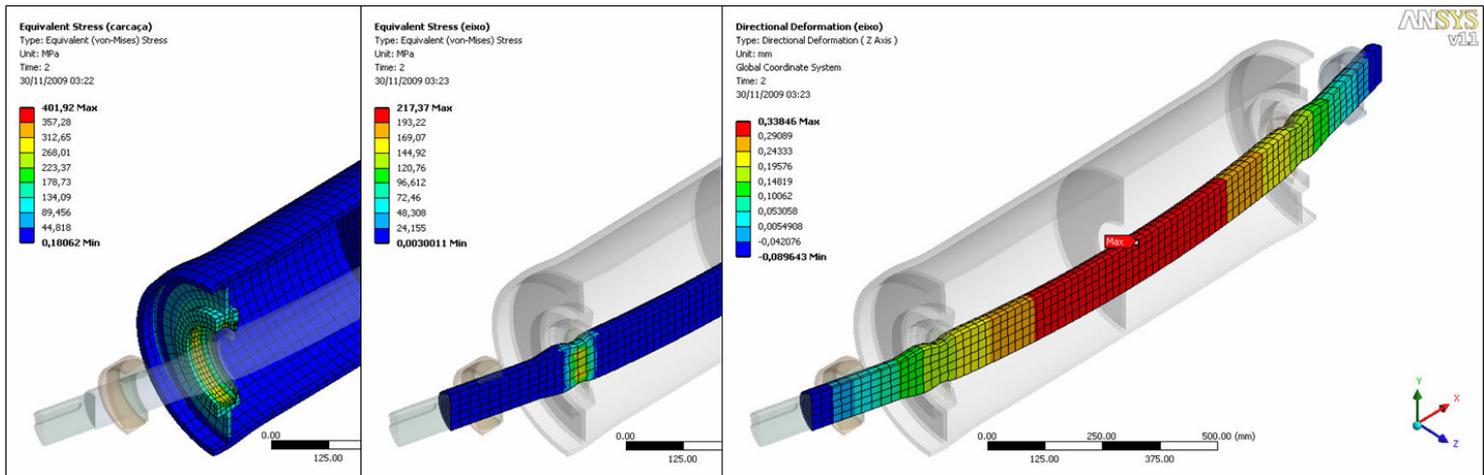


Figura 18 – Tensão Equivalente na carcaça no eixo e deformação direcional em Z.

A flecha do eixo mostrado na Figura 18 é da ordem de 0,3 mm, as tensões elevadas presentes na carcaça têm origem na não coincidência da malha na região de contato com o anel. Mais resultados são apresentados no APÊNDICE B e C.

5. CONCLUSÃO

A configuração deformada da polia e as tensões obtidas nas simulações estão coerentes com o comportamento esperado para esse tipo de componente.

A proposta deste trabalho foi estabelecer um método para simulação de polias, utilizando um modelo sólido tridimensional, cujos resultados obtidos na simulação de teste atingiram os objetivos do trabalho.

O modelo de mancais com suas vinculações apresentado no trabalho simula de forma muito realista a condição que representa. Podendo ser utilizado em outros casos análogos onde há eixos com carregamentos de flexão e torção.

A modelagem dos anéis de fixação se mostrou satisfatória, no entanto como as malhas nas regiões de contato não são coincidentes, os resultados obtidos nas regiões de contato no cubo não são uniformes em certos casos. Nessas regiões aparecem concentrações de tensão causadas por essa deficiência de não casamento da malha nas regiões de contato. Esse efeito indesejado é localizado, e não afeta a funcionalidade do modelo proposto, pois o foco da análise não é a região de contato dos anéis de fixação. Essa proposta de modelagem para anéis de fixação pode ser aplicada a uma grande variedade de componentes que utilizam ou podem utilizar esse elemento.

Uma proposta de um estudo futuro seria a utilização de um programa que permita o casamento das malhas na região de contato e a comparação com os resultados aqui obtidos. Também a realização de ensaios experimentais, com a utilização de extensômetros para validar o modelo proposto.

REFERÊNCIAS

ANSYS: **Ansys Contact Analysis Overview**. International ANSYS Conference, 2004.

ANSYS: **ANSYS Workbench - Simulation Introduction Release 11.0: Appendix 4 Static Structural Analysis**: 2nd ed.: 2007.

ANSYS: Release 11.0 Documentation for Ansys

ANSYS: Release 11.0 Documentation for Ansys Workbench

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT): **NBR 6177 Transportadores Contínuos – Transportadores de Correia – Terminologia**. 1998.

CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURES ASSOCIATION (CEMA): **Belt Conveyors for Bulk Material**. 2nd ed. Boston, Mass. : Cbi Publishing, 1979.

IMPACT Engineering Solutions, Inc.: **Techniques for Successfully Using ANSYS Contact Elements**. Brookfield, 2004.

ROBERT D. COOK; DAVID S. MALKUS; MICHAEL E. PLESHA; ROBERT J. WITT. : **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. 4th ed. Madison: University of Wisconsin, John Wiley & Sons, 2002.

VINIT SETHI; LAWRENCE K. NORDELL: **Modern Pulley Techniques and Failure Analysis Methods**. Bellingham.

APÊNDICE A – RESULTADOS DOS TESTES DE SIMULAÇÃO DOS ANÉIS DE FIXAÇÃO

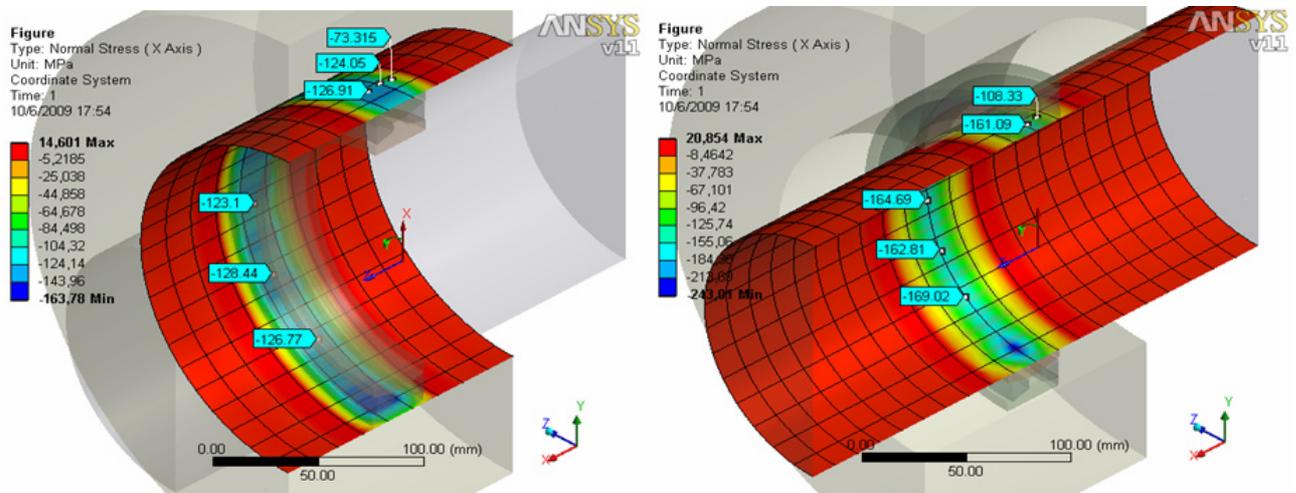


Figura 19 – Modelo 7012, Tensões normais obtidas nas interfaces, do cubo e eixo.

O catálogo do fabricante indicava uma pressão uniforme exercida pelo anel sobre o cubo de 125 N/mm^2 e no eixo de 170 N/mm^2 . Concentrações de tensão ocorrem na região onde os anéis são bipartidos, causadas pelo contato das arestas com as superfícies do cubo e do eixo e pelo aumento da flexibilidade do anel nessa região.

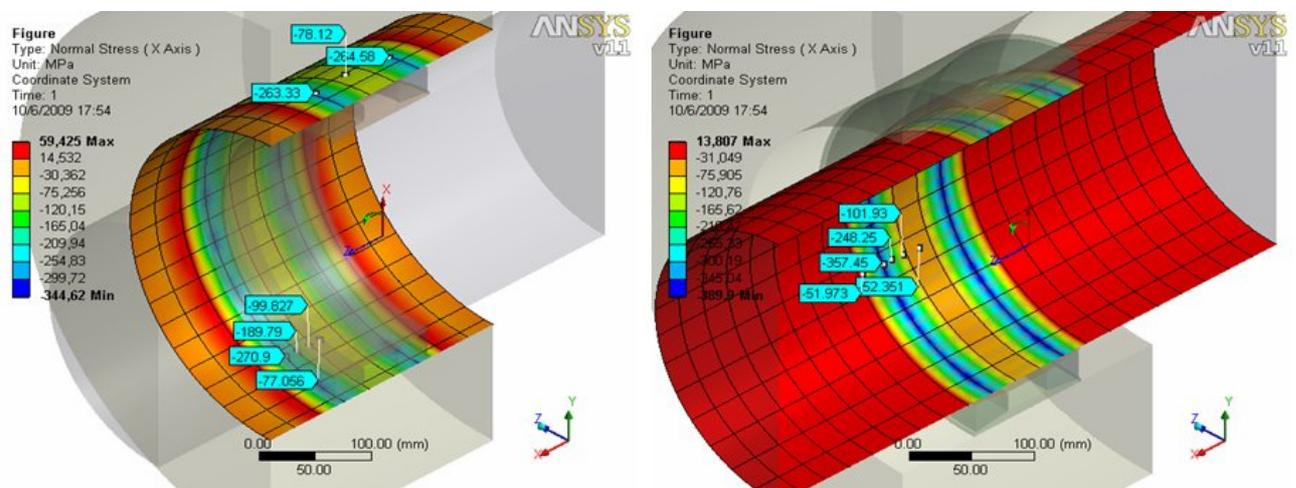


Figura 20 – Modelo 7015, Tensões normais obtidas nas interfaces, do cubo e eixo.

O modelo de anel 7015 possui uma geometria que favorece uma concentração de tensão em bandas. Os anéis, interno e externo, possuem uma seção bem mais esbelta do que o modelo 7012, isso provoca uma deformação acentuada nas bordas, onde há o contato com os anéis cônicos, quando as forças de aperto são aplicadas sob o sistema. O catálogo do fabricante indicava a pressão uniforme exercida pelo anel de 149 N/mm^2 sobre o cubo e 188 N/mm^2 (MPa) no eixo.

APÊNDICE B – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO TAMBOR

A sequência de figuras abaixo mostra um teste realizado para verificar o modelo.

- Caso1, apenas a pressão dos anéis é aplicada ao tambor.
- Caso2, apenas a tensão da correia é aplicada à carcaça do tambor e os contatos do anel são “colados” com contatos lineares.
- Caso 3, a pressão dos anéis e a tensão da correia são aplicados ao tambor.

Os três casos são simulações independentes. Um eixo de coordenadas cilíndrico foi criado para mostrar a tensão normal de forma circunferencial, esse sistema de coordenadas pode ser visto no centro dos eixos das figuras abaixo.

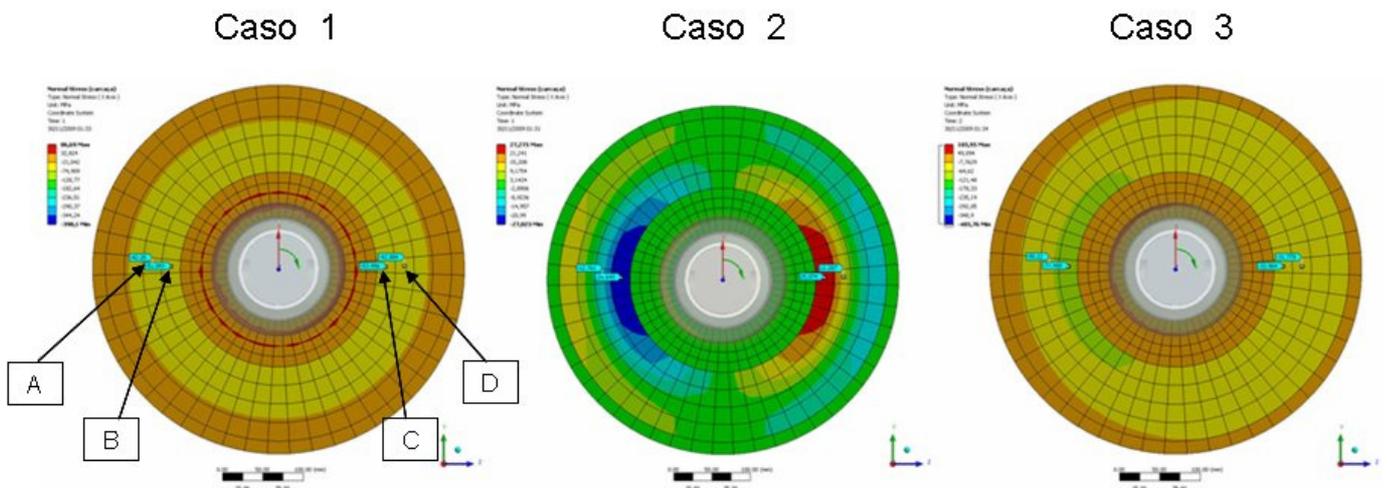


Figura 21 – Tensão normal no disco lateral causada por: 1) pressão dos anéis, 2) tensão da correia, 3) pressão dos anéis e tensão da correia.

Os resultados obtidos nos pontos indicados A, B, C e D dos Casos 1 e 2, quando sobrepostos devem dar valores próximos aos mesmos pontos no Caso 3, onde o carregamento de pressão dos anéis de fixação e tensão da correia são aplicados simultaneamente no mesmo modelo.

Tabela 3 – Resultado do teste. Valores de tensão normal em MPa.

Ponto	Caso 1	Caso 2	Sobreposição de 1 e 2	Caso 3
A	-42	-13	-55	-55
B	-53	-24	-77	-77
C	-54	25	-29	-34
D	-42	12	-30	-31

Da tabela acima, comparando os resultados da sobreposição dos Casos 1 e 2 com os obtidos na condição de carregamento do Caso 3, podemos observar a concordância dos resultados do teste, e a funcionalidade do modelo. As tensões mostradas na figura, são tensões normais.

APÊNDICE C – INFORMAÇÕES E RESULTADOS ADICIONAIS

As três condições de carregamento comentadas no capítulo 4.4, são apresentadas na Figura 22.

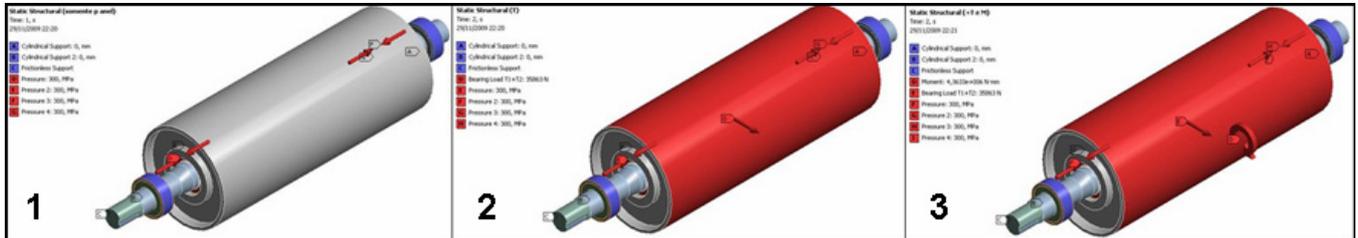


Figura 22 – Condições de contorno e vinculações aplicadas ao tambor.

Na figura acima em (1), apenas a pressão dos anéis é aplicada ao tambor e os resultados dessa análise são utilizados para verificar a modelagem dos anéis de fixação. Em (2), a resultante da tensão da correia com peso do tambor é aplicada sobre a carcaça. E em (3), além dos carregamentos anteriormente citados o torque de acionamento é aplicado à carcaça do tambor.

A figura abaixo mostra a deformação característica em “S” dos discos laterais quando o tambor é flexionado, condição de carregamento (2) da figura acima.

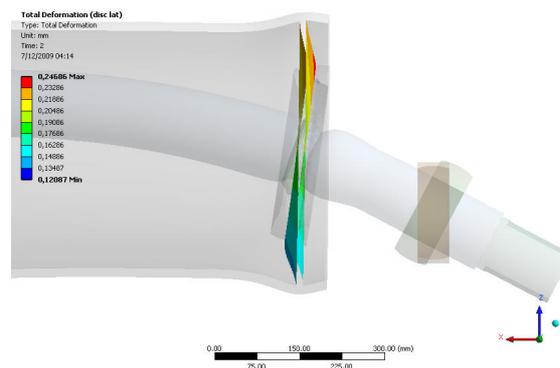


Figura 23 – Deformação total em mm nos discos laterais.

Na Figura 23, a deformação está exagerada para a melhor visualização do comportamento da estrutura quando solicitada. A deformação do disco apresentada na figura acima esta de acordo com o comportamento esperado da estrutura do tambor para essa condição de carregamento.

Dados adicionais sobre o equipamento utilizado

Computador portátil modelo VOSTRO 1310

Sistema operacional: Windows XP x64

Memória física total: 4GB

Processador de dois núcleos: modelo T8100 (2.1GHz cada núcleo, 3MB cache L2)

Dados adicionais sobre o modelo utilizado neste trabalho

Número de nós: 65039

Número de elementos: 13217

Maior tempo de análise: 47 min (Tempo para calcular cada condição de carregamento.).

ANEXO – FOTOS DE CORREIAS TRANSPORTADORAS

Na figura seguinte, é possível observar varias correias transportadoras interligando sistemas em uma planta da ALUNORTE (Barcarena PA).



Figura 24: Transportadores de correia. (fonte: TMSA)

As figuras abaixo mostram correias de longa distância (**overland conveyors**).



Figura 25: Transportadores de longa distância (fonte: Web)



Figura 26: À esquerda, correia transportadora de minério. Estação de retorno. (fonte: Web/TMSA)