

ESTUDO PARA TROCA DO ACOPLAMENTO DO TAMBOR DE TRAÇÃO DA CORREIA TRANSPORTADORA DA VIBRO DISTRIBUIDORA DE AGREGADOS JL 450

Humberto Luiz Locks Junior¹

Fabio Peruch²

Resumo: A vibro distribuidora de base JL450 possui um sistema de acionamento da correia transportadora feito por meio de um acoplamento que liga o eixo motor ao eixo do tambor de tração da correia. Por se tratar de um sistema que opera em condições severas, sofrendo vibração, desalinhamento e inúmeros acionamentos e desacionamentos, os acoplamentos rígidos acabam sofrendo desgaste prematuro, tendo sua vida útil reduzida. Em situações como esta, é necessário realizar a substituição por um conjunto que admita tais adversidades, para que desta forma seja prolongada a resistência e utilização do mesmo. Este estudo busca dimensionar e selecionar o modelo de acoplamento que se adeque com o sistema supracitado, admitindo suas adversidades e agravantes. Primeiramente, fora realizado o levantamento de dados com os valores do momento torsor e rotação de saída do motor hidráulico. Tendo conhecimento destes, se fez necessário calcular o torque após a redução de engrenagens que liga o motor hidráulico ao eixo motor, admitindo o coeficiente de segurança adequado para o regime de trabalho do mecanismo. Por meio do *software* SolidWorks® foi possível realizar a pré-seleção do modelo, de acordo com a visualização do espaço disponível para alojar o acoplamento, que posteriormente fora simulado no *software* Ansys® afim de simular o número máximo de ciclos que seria suportado tanto pelo novo modelo proposto quanto pelo atual utilizado na máquina. O acoplamento utilizado atualmente no equipamento suportou um ciclo total de 376 horas trabalhadas, enquanto o modelo dimensionado de acordo com os esforços e as limitações da máquina suportou o mesmo regime de trabalho por 4.544 horas, ou seja, aproximadamente 12 vezes mais que o atual. Futuramente pretende-se aplicar um plano de manutenção preventiva para aumentar ainda mais a longevidade do acoplamento projetado.

Palavras-Chave: Acionamento. Acoplamento. Simulação. SolidWorks. Ansys.

¹ Graduando em Engenharia Mecânica. E-mail: humbertojr_1609@hotmail.com

¹ Prof. Fabio Peruch. E-mail: fabio.peruch@satc.edu.br

1 INTRODUÇÃO

No processo de pavimentação asfáltica de estradas, alguns equipamentos auxiliam na preparação do solo, espalhando e compactando o material depositado sobre a pista. A pavimentação é composta basicamente por três camadas de materiais, sendo eles o rachão (sub base), brita graduada simples (base) e o asfalto final (camada superior trafegável). Dentre tantos equipamentos utilizados para a construção de estradas, as vibro acabadoras destacam-se por sua agilidade e eficácia, uma vez que as mesmas realizam a aplicação, nivelamento e pré-compactação da massa asfáltica sobreposta. Visando aumentar a produção bem como otimizar a qualidade do produto final, homogeneizando a base, a empresa decidiu projetar e fabricar um equipamento cuja função seria semelhante às vibro acabadoras de asfalto, supracitadas, porém para a aplicação de base, a Vibro Distribuidora JL450.

O momento torsor, aplicado de forma abrupta, sem nenhum mecanismo de aceleração gradual, e sem qualquer tipo de amortecimento para tal, aliado a grande inércia presente no sistema, é responsável direto pela diminuição da vida útil do material em estudo. No equipamento em questão, os acoplamentos utilizados no acionamento dos tambores de tração da correia transportadora de base estão apresentando frequentes quebras, uma vez que ambos transmissores são flanges parafusados uns aos outros. Em decorrência dos inúmeros acionamentos e desacionamentos que a correia transportadora sofre ao longo do período de operação da máquina, os flanges do acoplamento têm o alojamento dos parafusos gastos e ovalizados visto que o sistema não possui nenhum tipo de amortecimento que amenize os efeitos sofridos pelo acoplamento, com relação ao torque sob o mesmo durante o acionamento da correia.

Para tanto, o dimensionamento do acoplamento proposto nesse estudo, fora realizado de acordo com os dados fornecidos pelo fabricante do equipamento e dos componentes periféricos. As propriedades geométricas do mesmo, foram fatores que incidiram diretamente sob a escolha do modelo, visto que por se tratar de uma adequação do projeto, o elemento transmissor deve se enquadrar no espaço disponível da máquina já existente.

Tendo em vista as restrições e exigências do sistema supracitadas, o presente trabalho visa estudar, testar e substituir o acoplamento de acionamento das correias transportadoras, de forma que seja implantado um conjunto com melhor custo benefício na máquina, agregando baixo custo e durabilidade, e desta forma contribuir para com o aumento da produtividade do equipamento.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

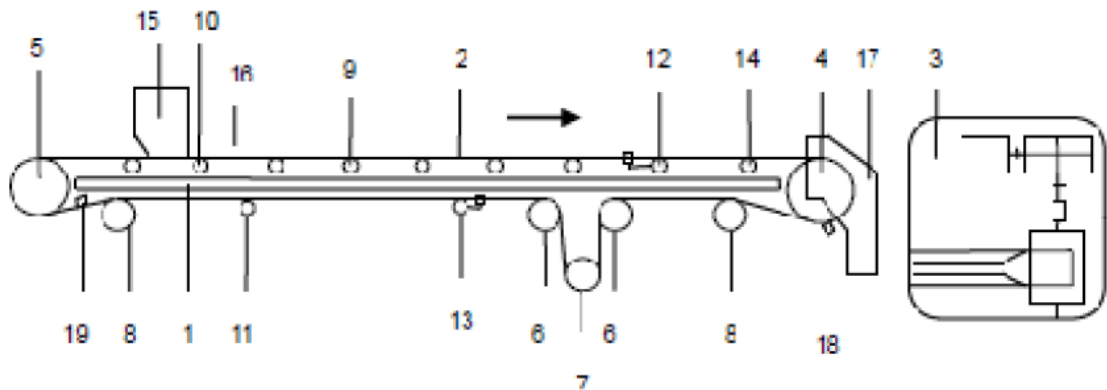
2.1 CORREIAS TRANSPORTADORAS

As correias transportadoras, combinadas com outros mecanismos de transporte como elevadores de canecas, e calhas vibratórias, destacam-se muito na indústria no transporte de materiais. Podem ser instaladas de forma fixa ou móvel, e possuem tanto um baixo custo de operação, quanto praticidade no transporte dos mais variados materiais (CNI, 2008). As correias transportadoras são amplamente utilizadas para melhorar a logística interna de uma produção, onde muitas vezes substituem equipamentos de transporte movidos a gasolina ou diesel, estes que por sua vez, que expressam grande parte dos custos imbutidos no processamento da matéria prima, ou ainda são implantadas pois são a única alternativa disponível para realizar o escoamento do material.

2.1.1 Componentes da correia transportadora

Segundo (Hickmann, 2017), a correia transportadora possui inúmeros componentes, conforme mostrado na Fig.1, todos contendo suas características específicas, que são essenciais para o seu perfeito funcionamento e necessitam ser minuciosamente dimensionados, de forma que o sistema trabalhe de forma otimizada e segura.

Fig. 1 – Componentes de uma transportadora de correia.



Fonte: Adaptado de Hickmann, (2017).

A Fig.1 representa a vista de um conjunto de correia transportadora com todos os seus componentes comumente utilizados, os quais estarão relacionados na Tab.1 a seguir de forma enumerada.

Tabela 1 – Listagem de componentes de uma correia transportadora.

| Nº | Componentes | Nº | Componentes |
|----|-------------------------|----|----------------------------------|
| 1 | Estrutura | 11 | Rolete de Retorno |
| 2 | Correia Transportadora | 12 | Rolete Auto-alinhante de Carga |
| 3 | Conjunto de Acionamento | 13 | Rolete Auto-alinhante de Retorno |
| 4 | Tambor de Acionamento | 14 | Rolete de Transição |
| 5 | Tambor de Retorno | 15 | Chute de Alimentação |
| 6 | Tambor de Desvio | 16 | Guias Laterais |
| 7 | Tambor de Esticamento | 17 | Chute de Descarga |
| 8 | Tambor de Encosto | 18 | Raspador |
| 9 | Rolete de Carga | 19 | Limpador |
| 10 | Rolete de Impacto | | |

Fonte: Adaptado de Hickmann, (2017).

2.2 CONJUNTO DE ACIONAMENTO DA CORREIA TRANSPORTADORA

Conforme exibido na Fig. 1, um dos grupos de componentes que formam uma correia transportadora é o conjunto de acionamento, este que por sua vez, conforme a nomeação dada, engloba todos os elementos responsáveis pela propulsão da transportadora, desde o momento tursor inicial, até a transmissão deste para o tambor de tração da correia (Hickmann, 2017). Os principais integrantes desse conjunto são o motor, elétrico ou hidráulico, e o acoplamento.

2.2.1 Motor Hidráulico

O motor hidráulico, propulsor utilizado na correia transportadora do presente estudo, é responsável direto pelo funcionamento da mesma. Sua energia cinética produzida será direcionada até o tambor de tração da correia transportadora pelos mecanismos cuja aplicação será necessária no sistema, variando de acordo com o projeto pertencente (Luís; Sander e Ramos, 2016).

Figura 2 – Motor TMT 315. a- Imagem do motor; b- Dados do motor hidráulico.



| Tipo Tamanho do motor | | TMT 315 | |
|--------------------------|--------------------|---------------------|-------------------|
| Deslocamento Geométrico | cm ³ | 326.3 | |
| | [in ³] | [19.91] | |
| Velocidade Máxima | min ⁻¹ | cont. | 380 |
| | [rpm] | int. ⁽¹⁾ | 460 |
| Torque Máximo | N·m [lbf·in] | cont. | 1,230 [10,890] |
| | | int. ⁽¹⁾ | 1,660 [14,690] |
| | | peak ⁽²⁾ | 1,865 [16,500] |

Fonte: Adaptado de Danfoss (2016).

No caso a ser analisado, o motor utilizado é um Danfoss TMT 315. Suas características de potência, rotação e torque variam de acordo com o regime de trabalho adotado para o sistema, onde neste caso é considerado intermitente (int) conforme descrito na Fig. 2.

2.2.2 Acoplamentos

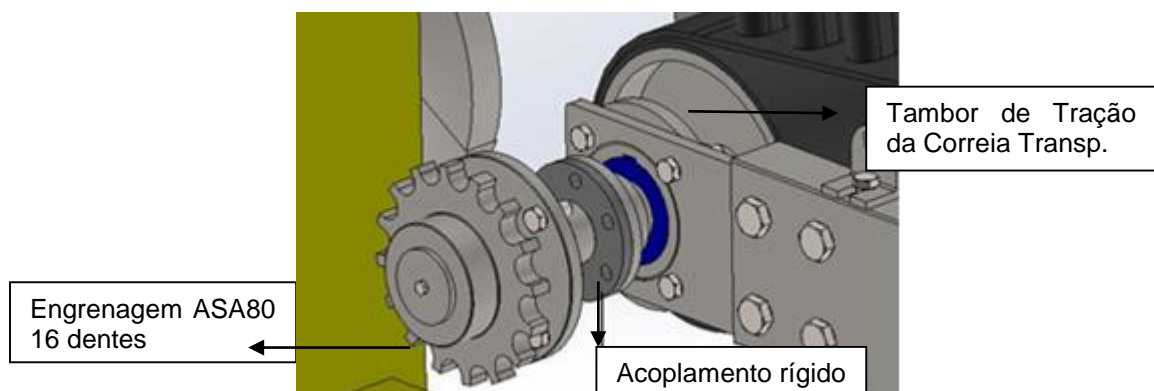
Segundo Melconian (2000), acoplamentos são elementos de máquinas cuja função é transmitir potência entre árvores. Segundo o conceito aplicado são chamados de árvores os elementos que transmitem torque como é o caso dos acoplamentos. Já os eixos transmitem potência, mas comumente é chamado toda transmissão de eixo (Swinderman, 2007). A escolha do modelo do acoplamento varia muito de acordo com diversos fatores, como alinhamento entre eixos, torque exercido

e regime de trabalho, sendo esses os três principais pontos a ser analisado.

2.2.2.1 Acoplamentos Rígidos

Em casos onde os eixos estão montados em bases rígidas resistentes a torção e perfeitamente alinhados, é possível utilizar acoplamentos rígidos, principalmente devido ao seu baixo custo de fabricação, se comparado aos demais, e a versatilidade da instalação (Young e Freedman, 2009). O modelo utilizado até então na correia transportadora do estudo era pertencente a esta classe (Fig. 3), porém foi observado que com o decorrer do tempo, o regime de trabalho da máquina foi mais severo que o planejado, haja visto que o modelo é um protótipo que nunca foi fabricado por outra empresa. Houve um aumento expressivo na vibração no conjunto da transportadora, fazendo com que a estrutura da mesma desalinhasse sobrecarregando as tensões aplicadas sob as furações do flange rígido.

Figura 3 – Representação do acoplamento rígido da correia em estudo.



Fonte: do autor, 2020.

O desalinhamento provoca uma série de danos ao acoplamento rígido (Niemann, 2002), desde a ovalização das furações dos parafusos fixadores até a quebra destes prisioneiros em virtude de uma junção de fatores, sendo os principais, a folga no alojamento e os solavancos para acionamento da correia, causando o cisalhamento imediato destes (CNI, 2008). Em casos como este é necessário utilizar acoplamentos flexíveis que admitam essas adversidades supratricadas.

2.2.2.2 Acoplamentos com Insertos Flexíveis

Em casos onde o desalinhamento, tanto axial quanto radial, é inevitável, e necessário, a aplicação de acoplamentos flexíveis semelhante ao da Fig.4. Este tipo de junta, possui entre os seus flanges rígidos, um inserto de borracha com lona com uma pressão específica em torno de 7800-13800 N/m, capaz de absorver grande parte da vibração existente no eixo bem como compensar o desalinhamento entre ambos os lados da árvore (Santos e Malagoni, 2014). São indicados para casos onde há um torque médio, e assim como os demais componentes mecânicos de um sistema, necessitam de manutenção periódica uma vez que o elemento flexível de borracha ressecará com o decorrer do tempo e perderá a sua capacidade de amortecimento e flexibilidade.



Fonte: Adaptado do site da empresa Acriflex (2020).

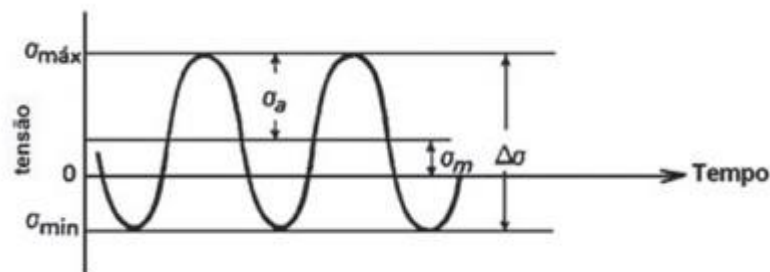
É evidente que assim como em qualquer sistema projetado, necessita-se realizar o dimensionamento do conjunto transmissor de acordo com os valores de potência, rotação, torque do eixo e o coeficiente de segurança levando em consideração desde o momento inicial até as reduções que antecedem o acoplamento (Collins, 2006). Para tal, será realizado o levantamento de todos os dados necessários para dimensionar esse modelo para que se torne aplicável a correia transportadora em estudo.

2.3 FADIGA

Grande parte das falhas geradas nas máquinas ocorre devido a um conjunto de cargas aplicadas sob a peça em um determinado tempo. Tais falhas ocorrem, geralmente, em casos onde os níveis de tensão aplicados são inferiores a resistência de escoamento dos materiais. Segundo Marques Silva (2011), dentre esses inúmeros fatos, a fadiga é responsável por grande parte das falhas geradas nos componentes mecânicos (entre 80% e 90%).

O conceito de Fadiga pode ser descrito como uma falha mecânica originada pela aplicação intermitente e repetida de tensões variáveis em uma determinada área específica, sendo que sua principal característica é propagar trincas de forma lenta e gradual, causando uma ruptura inesperada devido ao desgaste prematuro do componente, após a realização de diversos ciclos de trabalho (Callister Junior, 2002).

Figura 5 -Gráfico Tensão x Tempo.



Fonte: Shigley, 2004.

Segundo Udomphol (2012), a resistência que um material possui à fadiga, pode ser definida pelo nível de tensão que a falha irá ocorrer em um determinado número de ciclos realizados. A resistência sofre influência diretamente de muitos outros fatores como a dureza e composição química do material, acabamento superficial, a forma com o qual o carregamento é aplicado, temperatura de operação, umidade do ambiente, presença de gradientes de tensão e defeitos de fabricação, como riscos e rebarbas.

2.3.1 Abordagem Tensão-Número de ciclos.

O método de abordagem da fadiga Tensão-Número de Ciclos é considerado o modelo mais utilizado nas aplicações que envolvem FAC (Fadiga de Alto Ciclo) , onde é esperado que o conjunto mecânico em desenvolvimento opere mais de 10^3 ciclos do valor da tensão que este sofrerá durante a operação (Dowling,1993). Tal método busca encontrar os valores de limite à fadiga, fazendo com que as tensões cíclicas fiquem abaixo desse número, evitando dessa forma a falha da peça dentro do número de ciclos operacionais estipulados para ela. Tendo conhecimento desse valor, o conjunto é projetado baseado no limites de resistência à fadiga e no coeficiente de segurança estipulado para o regime de trabalho que o mecanismo irá exercer.

Segundo Norton (2013), tal método busca manter baixas as tensões locais e, assim, a trinca nunca irá começar a se propagar, haja visto que desta forma as tensões e deformações permanecem no regime elástico impossibilitando a ocorrência de escoamento local na peça.

2.4 COEFICIENTE DE SEGURANÇA

O coeficiente de segurança (N) consiste em uma relação entre a tensão de ruptura e a tensão admissível de um componente. Tal valor pode ser considerado como uma reserva estratégica para evitar trincas ou desgastes prematuros na peça, uma vez que muitos mecanismos nem sempre operam em condições físicas ou ambientais constantes (McGraw-Hill, 2004). Segundo Norton (2004), a variação das condições de trabalho são os principais fatores que contribuem para a fadiga material, uma vez que um regime de trabalho severo pode diminuir mais de 30% da vida útil projetada de uma peça, se o mesmo não for levado em consideração no momento do desenvolvimento do conjunto mecânico.

Segundo Norton (2013), o coeficiente de segurança pode ser descrito como uma medida da incerteza do projetista quanto aos modelos analíticos e teorias de falhas, bem como dados de propriedades do material utilizado, e deve ser escolhido

apropriadamente. A variação do valor de N depende do nível de conhecimento a cerca do projeto, seja por meio da confiança nos cálculos desenvolvido e nas informações de resistência do material aplicado ou da ciência das variações de cargas, regime de trabalho e condições ambientes que o conjunto pode sofrer, por exemplo. É evidente portanto que quanto maior for a interação sobre o assunto, maior é a confiabilidade e, por consequência, menor será o coeficiente de segurança aplicado.

Tabela 2 – Fatores utilizados para determinar o coeficiente de segurança

| Informações | Qualidade das informações | Fator |
|--|---|-----------|
| | | F1 |
| Dados das propriedades dos materiais disponíveis a partir de testes | O material realmente utilizado foi testado | 1,3 |
| | Dados representativos de testes do material estão disponíveis | 2 |
| | Dados razoavelmente representativos de testes do material estão disponíveis | 3 |
| | Dados insuficientemente representativos de testes do material estão disponíveis | 5+ |
| | | F2 |
| Condições ambientais nos quais será utilizado | São idênticas às condições dos testes de materiais | 1,3 |
| | Essencialmente igual ao ambiente de um laboratório comum | 2 |
| | Ambiente moderadamente desafiador | 3 |
| | Ambiente extremamente desafiador | 5+ |
| | | F3 |
| Modelos analíticos para forças e tensões | Os modelos foram testados em experimentos | 1,3 |
| | Os modelos representam precisamente o sistema | 2 |
| | Os modelos representam aproximadamente o sistema | 3 |
| | Os modelos são aproximações grosseiras | 5+ |

Fonte: adaptado de Norton, 2013.

Conforme a Tab.2, existem três tipos de fatores que podem ser considerados para a determinação do coeficiente, porém somente o maior dentre eles será aplicado como coeficiente de segurança da tensão realizada no corpo em estudo.

2.5 DIMENSIONAMENTO DO TORQUE APLICADO SOB O ACOPLAMENTO

Conforme apresentado na Tab. 2 o momento torsor fornecido pelo motor TMT 315 em regime intermitente é de 1660 N.m. Por motivos de adequação ao projeto e

custo, fez-se necessário a instalação de uma transmissão de engrenagens por redução simples para que o torque fornecido pelo motor chegasse até o eixo do tambor de tração fosse o suficiente para suprir a demanda da correia transportadora. Segundo Norton (2000) a razão existente entre o número de dentes em uma roda é diretamente proporcional à razão de torque, porém inversamente proporcional a razão das velocidades de rotação. Para casos onde existe a redução simples de engrenagem se faz necessário o cálculo do momento tursor e velocidade de rotação após a transmissão por meio de duas simples e precisas funções fornecidas por Hall; Holowenko e Laughlin (1968) que são encontradas nas Eq.1 e 2 descritas abaixo,

$$\frac{N1}{N2} = \frac{Z2}{Z1} \quad (1)$$

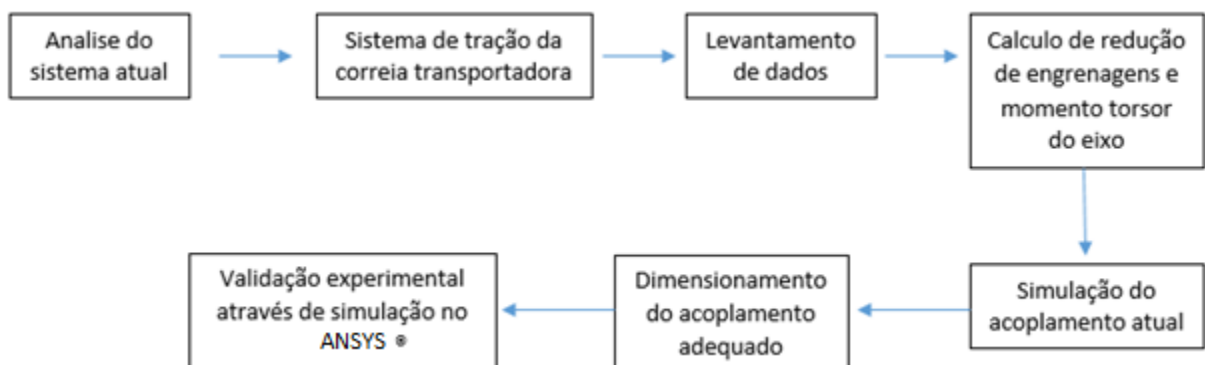
$$\frac{T2}{T1} = \frac{Z2}{Z1} \quad (2)$$

onde a rotação (N) é dada em rpm, o torque (T) é dado em N.m e o número de dentes da engrenagem é representado por (Z).

3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Com a finalidade de tornar mais claro e objetivo, as tarefas realizadas no presente estudo foram divididas em diversas etapas.

Figura 6 - Fluxograma das atividades experimentais



Fonte: do autor, 2020.

Os tópicos desta seção foram ordenados de forma que represente a sequência cronológica das análises mostradas conforme o fluxograma da Fig.6.

3.1 LEVANTAMENTO DOS DADOS PARA O DIMENSIONAMENTO DO ACOPLAMENTO

Os dados apresentados na Fig.7 foram fornecidos pela fabricante do motor TMT 315, Sauer Danfoss ®, que está aplicado na máquina. O regime de trabalho considerado nesta aplicação é o intermitente (int.), desta forma pode-se obter os valores de rotação e torque, necessários para realizar o dimensionamento do sistema.

Figura 7 – Propriedades do Motor Hidráulico TMT 315

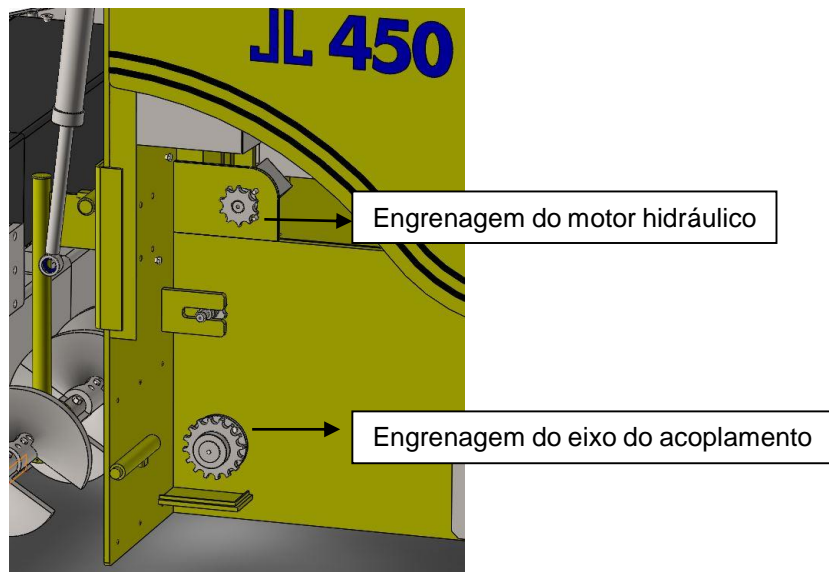
| Tipo | | TMT 315 | |
|-------------------------|--------------------|---------------------|-------------------|
| Tamanho do motor | | | |
| Deslocamento Geométrico | cm ³ | 326.3 | |
| | [in ³] | [19.91] | |
| Velocidade Máxima | min ⁻¹ | cont. | 380 |
| | [rpm] | int. ⁽¹⁾ | 460 |
| Torque Máximo | N·m [lb·in] | cont. | 1,230 [10,890] |
| | | int. ⁽¹⁾ | 1,660 [14,690] |
| | | peak ⁽²⁾ | 1,865 [16,500] |
| Potência Máxima | kW [hp] | cont. | 35 [47] |
| | | int. ⁽¹⁾ | 47 [63] |

Fonte: Adaptado de Danfoss (2016).

3.1.1 CÁLCULO DA REDUÇÃO E MOMENTO TORSOR FINAL APLICADO

Tendo conhecimento dos valores fornecidos pelo motor hidráulico, se faz necessário realizar o cálculo de redução de engrenagens do sistema para que se obtenha o valor final do momento torsor que será aplicado sob o acoplamento da correia transportadora. Conforme a Fig. 8 abaixo, pode-se observar que a engrenagem Z1 acoplada no eixo do motor hidráulico possui 10 dentes, e a engrenagem Z2 fixada no eixo do acoplamento possui 16 dentes.

Figura 8 – Sistema de redução do acionamento da correia transportadora.



Fonte: do autor, 2020.

Substituindo os valores do momento torsor e da rotação fornecidos pela Fig.7 em Eq.1 e 2, é encontrado os valores da velocidade de rotação e do momento torsor aplicado no eixo de tração da correia transportadora onde está fixado o acoplamento.

3.2 DIMENSIONAMENTO E ESCOLHA DO MODELO ADEQUADO DO ACOPLAMENTO

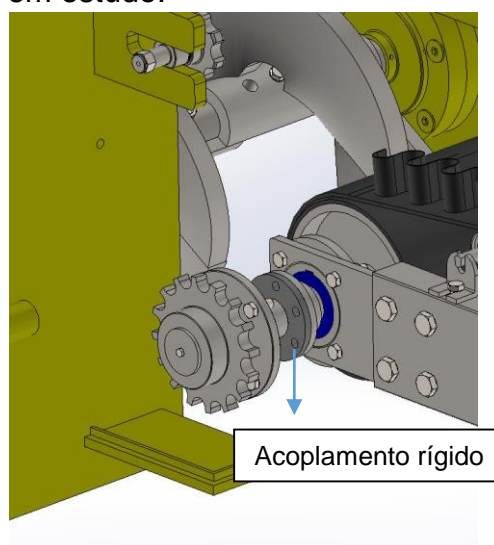
Com base nos resultados obtidos pela substituição dos dados na Eq.1 e 2, bem como pelo regime de trabalho e as interferências externas causadas sob o acoplamento pelos componentes da correia transportadora, se faz necessário a troca do modelo atual por um que suprirá a demanda de serviço empregada. Conforme citado no capítulo anterior o acoplamento necessita absorver vibração, admitir o desalinhamento causado entre os eixos e resistir a um regime de trabalho severo. Seguindo os padrões de dimensionamento de componentes mecânicos, deve-se aplicar o coeficiente de segurança, multiplicando-o ao valor final do momento torsor encontrado na Eq.2.

O modelo fora selecionado por intermédio de um levantamento de dados fornecido pelo fabricante do mesmo, onde por meio do seu momento torsor máximo suportável e rotação do eixo, é possível realizar a escolha do modelo. Além das propriedades supracitadas que o acoplamento deve resistir, o mesmo necessita também estar de acordo com o espaço físico disponível para a sua instalação, sendo esta a maior dificuldade, haja visto que o espaço disponível é muito reduzido, se comparado ao tamanho dos acoplamentos que se adequam ao torque do sistema.

3.3 VALIDAÇÃO DO MODELO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO EM ANSYS®

Tendo conhecimento dos esforços aplicados sob o acoplamento, é necessário realizar a simulação comprobatória no software *Ansys*® do funcionamento do sistema atual bem como suas falhas, causadas pelo momento torsor e demais condições do regime de trabalho que o acoplamento atual mostrado na Fig.9 não suporta. Tal software fora escolhido para a realização da simulação pois nele é possível visualizarmos a fadiga que ocorre no material, uma vez que o acoplamento tem seu desgaste acentuado com o decorrer da utilização, e para isso, é necessário realizar a simulação a longo prazo e observar a quantidade máxima de ciclos que o mesmo irá suportar até deformar, bem como os pontos que irão fadigar primeiro.

Figura 9 – Representação do acoplamento rígido da correia em estudo.



Fonte: do autor, 2020.

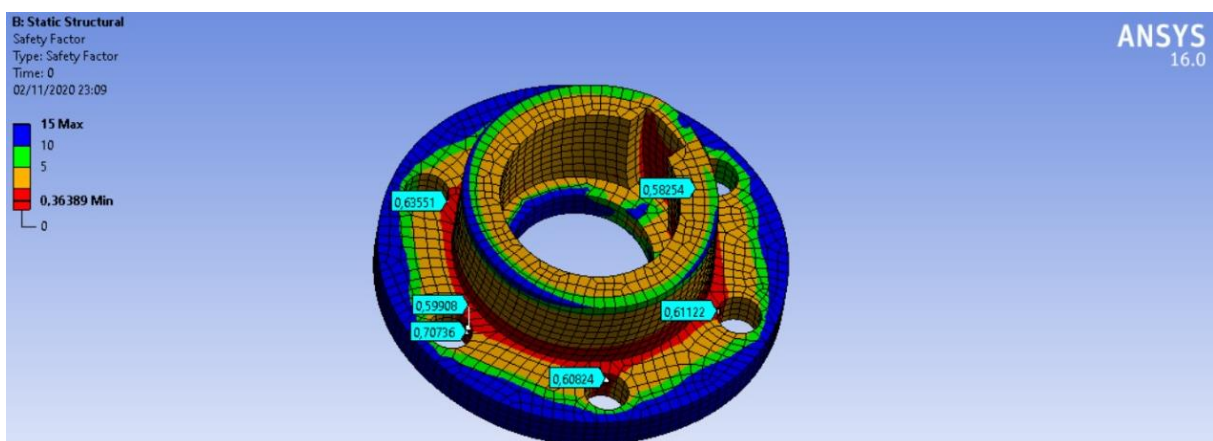
Esse procedimento será realizado da mesma forma com o novo modelo escolhido, adotando suas propriedades materiais conforme especificadas pelo fabricante, em ferro fundido nodular cinzento, bem como o momento torsor calculado nas seções supracitadas e o coeficiente de segurança padrão utilizado na simulação realizada no tópico anterior. Findada a simulação será possível obter um comparativo de ambos acoplamentos onde poderá ser observado as vantagens da substituição do conjunto.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 ANÁLISE ESTRUTURAL NO SOFTWARE ANSYS®

Os resultados da análise estrutural dos acoplamentos para a determinação da vida útil e da resistência a fadiga encontram-se nas Fig. 10, 11, 12 e 13. O momento torsor fora aplicado diretamente na face onde ficam os orifícios dos parafusos, haja visto que a ênfase é dada sob os mesmos uma vez que o estudo visa justamente corrigir e evitar falhas futuras nessa região do acoplamento.

Figura 10 – Fator de segurança das furações do acoplamento rígido atual.

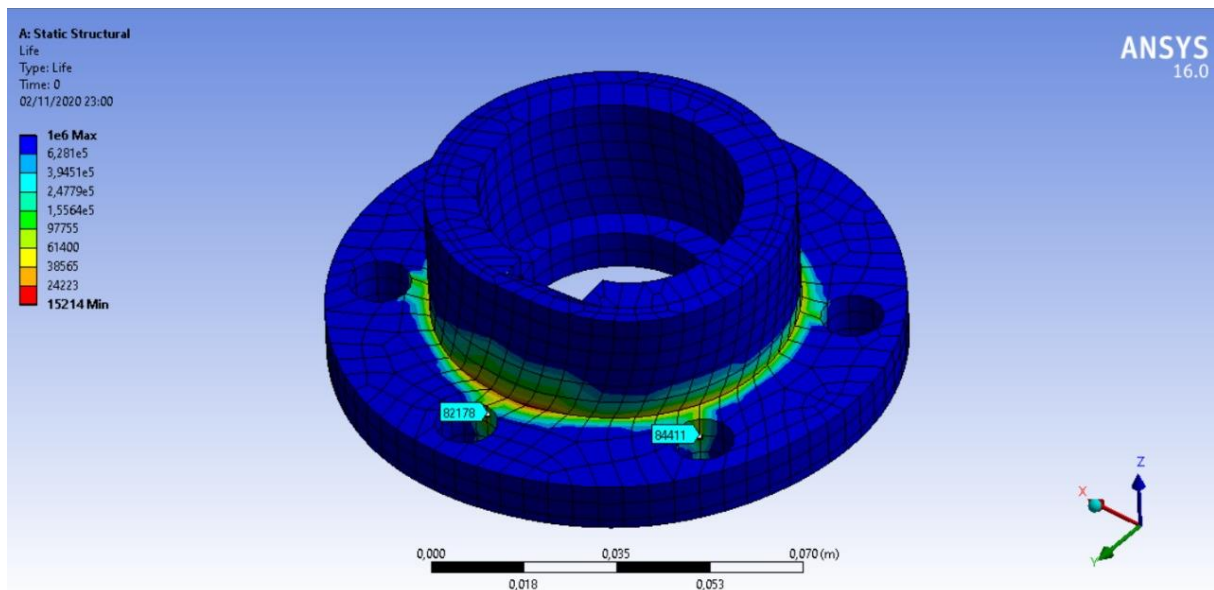


Fonte: do autor, 2020.

Por se tratar de uma relação direta das tensões admitidas e exercidas sobre o acoplamento, o coeficiente de segurança abaixo de 1 encontrado nas furações do

acoplamento rígido conforme a Fig.10, comprova a realidade do mecanismo analisado, onde este se deforma num curto espaço de tempo de operação haja visto que suas propriedades e dimensões não suportam o regime de trabalho necessário.

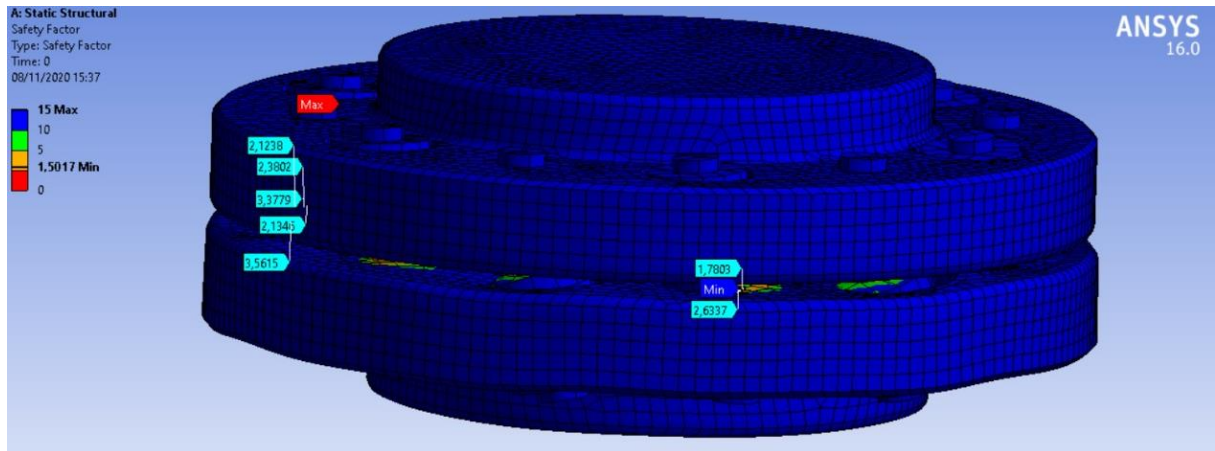
Figura 11 – Número de ciclos suportado pela furação do acoplamento rígido atual.



Fonte: do autor, 2020.

De acordo com a Fig.11, o número máximo de ciclos suportados pelo conjunto é de 82178 acionamentos. Segundo informações fornecidas pela empresa Setep Construções S.A, detentora dos direitos do projeto do equipamento, a Vibro distribuidora de base JL450 descarrega em media 22 caminhões de material por hora, sendo que a cada descarga a máquina realiza aproximadamente 10 acionamentos da correia transportadora, pois toda vez que o sistema de distribuição de material está cheio a correia é obrigada a parar. Admitindo um regime de trabalho do equipamento de 8 horas por dia, temos um total aproximado de 1.760 acionamentos (ciclos) do conjunto realizados diariamente, e conseqüentemente uma durabilidade de 376 horas se relacionarmos a quantidade total suportada de ciclos com o valor diário realizado.

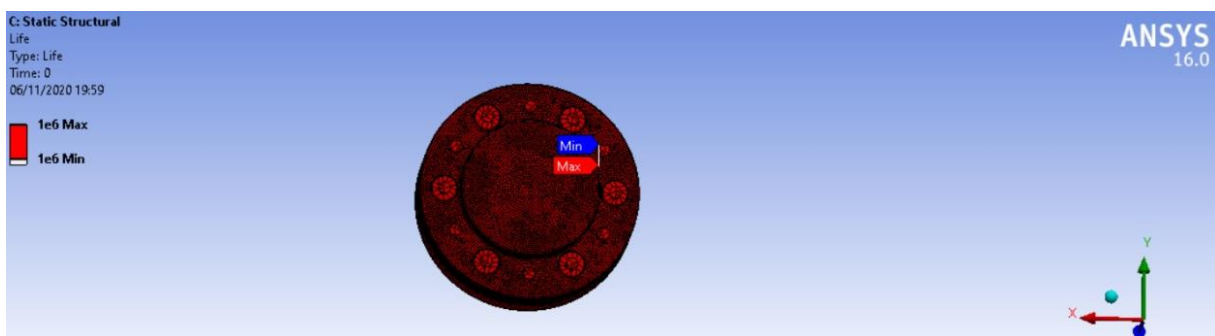
Figura 12 – Fator de segurança das furações do acoplamento flexível em estudo.



Fonte: do autor, 2020.

No processo de simulação demonstrado na Fig.12, pode-se observar que o modelo proposto para substituição do acoplamento atual possui coeficiente de segurança mínimo de 1,5017 na furação após a aplicação do momento torsor. Desta forma pode-se concluir que o mesmo tem total condições para resistir aos esforços aplicados e ao regime de trabalho severo.

Figura 13 – Número de ciclos suportado pela furação do acoplamento flexível.



Fonte: do autor, 2020.

Mesmo com a análise e determinação do regime de trabalho severo, que implicou em um coeficiente de segurança que triplicou o torque sob o acoplamento, ainda assim o modelo proposto apresentou vida máxima de 10^6 ciclos, segundo a Fig.13. Adequando os ciclos á pratica, o conjunto terá uma durabilidade de 4.544 horas, ou seja, 12 vezes a mais que o modelo atual utilizado.

Tabela 3 – Resultados da simulação dos acoplamentos

| Modelo | Fator de Segurança | Nº de ciclos |
|----------------------|--------------------|-----------------|
| Acoplamento Rígido | 0,59908 | 82178 |
| Acoplamento Flexível | 1,5017 | 10 ⁶ |

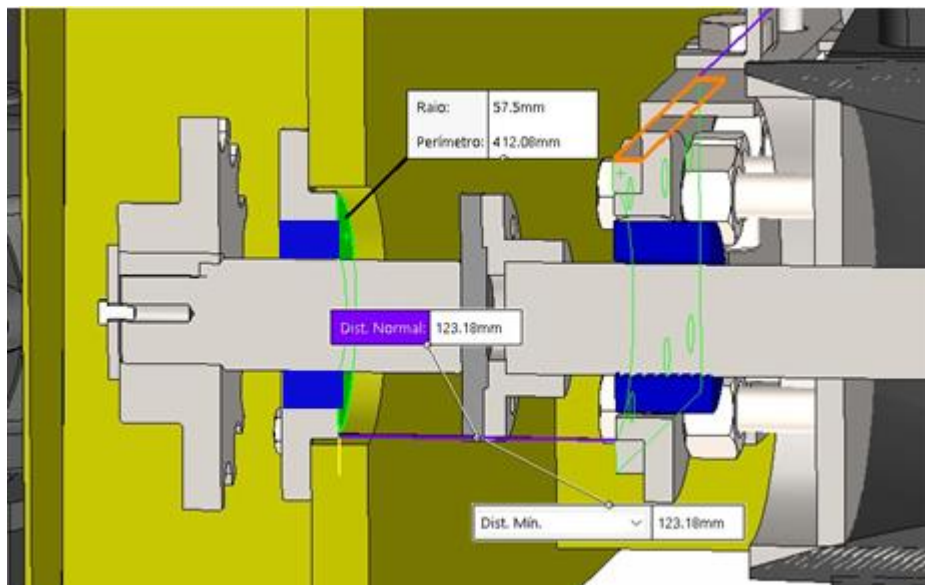
Fonte: do autor, 2020.

Os valores máximo de ciclos suportados bem como os fatores de segurança mínimos encontrados nas furações dos dois modelos analisados estão expostos na Tab. 3.

4.2 ESCOLHA DO MODELO ADEQUADO

Neste estudo, assim como em diversas situações da engenharia aplicada onde são realizadas melhorias e substituições pós fabricação de um equipamento, encontramos várias limitações como por exemplo a questão do espaço físico disponível na máquina para receber as modificações. Desta forma a variedade de acoplamentos que se enquadrariam ao espaço disponível na Vibro distribuidora ficou muito reduzido, haja visto que é extremamente difícil de concentrar resistência a torção, fadiga, vibração e desalinhamento em algo que seja compacto e se adeque ao espaço retratado na Fig.14.

Figura 14 – Dimensões do espaço do conjunto de acionamento da correia.



Fonte: do autor, 2020.

As dimensões que se adequavam ao espaço foram levadas em consideração no momento da análise dos modelos disponíveis pela fabricante Acriflex, onde fora encontrado o modelo simulado na sessão anterior. O referido acoplamento é o AD-11 conforme pode ser observado na Fig.15.

Figura 15 – Acoplamento Acriflex AD11
ACOPLAMENTO AD



Fonte: Adaptado do site da empresa Acriflex (2020)

O modelo apresentou durabilidade de 4.544 horas nas simulações em Ansys®, porém esse período pode ser ainda maior, haja visto que o *software* considerou que conjunto não sofreria nunca manutenção durante o período suportável supracitado, mas os elementos de borracha que o acoplamento possui nas suas furações podem ser substituídos antes de ressecarem ou estarem totalmente gastos, fato que comprometeria a estrutura do flange metálico pois o mesmo não teria mais o amortecimento da borracha. Em suma, a durabilidade do modelo proposto pode se estender ainda mais, caso seja implantada uma manutenção preventiva no mesmo.

5. CONCLUSÕES

O regime de trabalho severo influencia diretamente no desempenho e durabilidade de um componente mecânico de um equipamento. Seus agravantes devem ser sempre levados em consideração haja visto que não é possível prever exatamente como será o funcionamento de todo o conjunto, principalmente quando se trata de um projeto piloto, que nunca fora testado anteriormente.

O acoplamento rígido original da Vibro distribuidora, fora projetado de acordo com os valores de momento torsor fornecidos pelos fabricantes dos componentes, porém não fora levado em consideração as condições ambientes de trabalho do mesmo.

O coeficiente de segurança serve justamente para suprir a falta de informações concretas relacionadas a quaisquer pontos de um projeto. Tal fator é imprescindível e não fora utilizado no momento do dimensionamento do primeiro acoplamento.

Conforme visualizado nas simulações, o torque do sistema acrescido do valor do coeficiente de segurança 3, considerado em casos onde o regime de trabalho é severo, provocou deformações no acoplamento rígido limitando seu ciclo de trabalho em menos de dois meses. É válido ressaltar que assim como outros componentes, este conjunto demanda um grande mão de obra para ser substituído, e sua danificação impede totalmente que a vibro distribuidora continue operando. Tal fato, foi imprescindível para a motivação pela busca pela melhoria e adequação de um novo modelo ao equipamento.

Após diversas análises, o modelo AD-11, fabricado pela empresa especialista em acoplamentos Acriflex, fora validado em simulação no *software* Ansys® tendo sua durabilidade total de 4.544 horas, ou seja, mais de 12 vezes se comparado a duração do modelo de acoplamento rígido.

Vale ressaltar que apesar de auxiliar no enquadramento das dimensões físicas do acoplamento, o SolidWorks® não conseguiu realizar a simulação do total de ciclos que o conjunto iria resistir, para tal utilizamos o *software* Ansys® que graças a malha muito mais aprimorada de análise, forneceu dados que sem ele não seria possível conseguir em outro simulador.

Futuramente, deseja-se aplicar um programa de manutenção preventiva no equipamento, para que seja ainda maior a durabilidade do conjunto de acoplamento deste referido estudo. Seus elementos de borracha são removíveis e com o passar do tempo ressecam e sofrem desgaste, mas podem ser trocados, mantendo sempre o flange bem apoiado nas faces internas das furações e livre de vibrações que os elementos conseguem absorver, aumentando assim, conseqüentemente, a vida útil do modelo desenvolvido.

6. BIBLIOGRAFIA

NORTON, Robert L. 2013. “Projeto de máquinas: uma abordagem integrada”. 4. ed. Porto Alegre.

HALL, A. S. H. Jr.; HOLOWENKO, A. R. e LAUGHLIN, H. G. 1968. “Elementos orgânicos de máquinas”. Rio de Janeiro, Brasil.

CRUZ, Antônio J. R. S. 2008. “Elementos de Máquinas”. São Paulo, Brasil.

CALLISTER JUNIOR, W. D., Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução. 5ª ed. Rio de Janeiro, LTC, 2002.

SHIGLEY, Joseph E., “Projeto de Engenharia Mecânica” / Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas; Tradução João Batista de Aguiar, José Manuel de Aguiar, 7ª ed. Porto Alegre, Bookman, 2005.

Catálogo Acriflex, “Catálogo de Acoplamentos Flexíveis Acriflex”, ed. 2012.

UDOMPHOL, T., “Mechanical Metallurgy Laboratory” – Fatigue Testing, ed. 2012.

COLLINS, Jack A., “Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas”, editora LTC, 2006.

NIEMANN, Gustavo, “Elementos de Máquinas” – Vol. 2, editora Edgard Blucher, 2002.

MELCONIAN, Sarkis, “Elementos de Máquinas”, editora Érica, 2000.

CNI; IEL; ELETROBRÁS. “Correias transportadoras guia básico”. PROCEL INÚSTRIA Edição Seriada, 2008.