

ESTUDO DE CASO: DESENVOLVIMENTO DE MÉTODO DE APLICAÇÃO DE CARDANS IDEAIS PARA VEÍCULOS PESADOS

Danilo Tavares de Camargo, danilot_camargo@hotmail.com

Leandro Cardoso da Silva, leandro.cardoso@sp.senai.br

Antônio Carlos Carvalho, acarvalho@sp.senai.br

Carlos Cesar Pestana, carlos.pestana@sp.senai.br

Nelis Evangelista Luis, nelis.evangelista@sp.senai.br

Escola Senai “Roberto Simonsen” – Rua Monsenhor Andrade, 298 - Brás - São Paulo/SP - CEP 03008-000

Resumo: Os cardans são componentes desenvolvidos desde o início da história da indústria automobilística, e o processo de melhoria em seu design vem se tornando um grande desafio devido à complexidade de sua função estrutural. Algumas definições importantes de um cardan segundo a necessidade de aplicação, são propriamente seu comprimento, tipos e tamanhos de Juntas Universais (variando entre Cruzetas ou Homocinéticas), características das estrias (formato, tamanho, número e etc.), rotação máxima exigida, frequência natural e ângulo mínimo de trabalho necessário. Essas informações podem variar para cardans de caminhões, ônibus, caminhonetes ou máquinas. Esta pesquisa tem o objetivo de apresentar uma análise detalhada através de cálculos por elementos finitos, testar diversas situações possíveis de trabalho e com diversas variações nas suas características gerais, onde será possível identificar o cardan ideal para cada caso e sua respectiva aplicação de acordo com as necessidades do veículo, elencando variáveis como melhor custo-benefício e estimativa de tempo de vida.

Palavras-chave: Cardan, Junta Deslizante, Elementos Finitos, Custo-benefício

1. INTRODUÇÃO

Muitas das características dinâmicas de um eixo cardan não são conhecidas antes de se construir alguns protótipos e que se façam avaliações experimentais. Esse tipo de experimentação em veículos gera altos custos e ainda assim a quantidade de incógnitas continua muito elevado. Por isso se faz necessário o uso de métodos inovadores ainda na fase do projeto, e análises por FEA (Finite Element Analysis) se mostra uma boa alternativa, pelo alto grau de precisão e confiabilidade.

Para alcançarmos nosso objetivo, primeiramente entenderemos o que está por trás da ideia fundamental de um eixo cardan, e a partir desse fundamento, podemos entender que o principal responsável pela transmissão de torque em um eixo cardan são os eixos ranhurados, que serão nosso foco principal.

De acordo com Lima e Raulino (2015), os primeiros eixos estriados dotavam-se de diversos dentes usinados no próprio eixo, no qual os lados de cada dente são paralelos entre si. Posteriormente novos perfis foram desenvolvidos, baseados em um perfil envolvental cujo os lados possuem uma inclinação, semelhantes aos dentes de engrenagens. O perfil envolvental possui algumas vantagens sobre o perfil de face plana, proporcionando uma gradativa substituição do mesmo, porém o perfil de face plana continua a ser utilizado devido a sua simplicidade geométrica.

A junta deslizante que iremos estudar, possui atualmente um conjunto ponteira e luva cujo as estrias seguem a norma DIN 5482 e a junta que iremos propor irá seguir também algumas características essenciais do original e mesclar com as características da norma DIN 5463, que é um tipo de ranhura de características menos complexas.

Porém, mesmo com a tendência do mercado sendo a utilização de estrias evolventes, o objetivo principal da pesquisa será buscar alternativas para substituir um eixo estriado pelo de maior custo benefício para venda no mercado, que por sua vez leva em consideração outras importâncias, como o menor peso (menor quantidade de matéria-prima) e também processos de fabricação simplificados, o que torna o produto mais viável do que o projeto original.

As análises serão realizadas no SolidWorks e iremos expor os resultados por imagens comparativas entre o projeto atual e o projeto proposto. As forças serão descritas durante o artigo e o software irá nos viabilizar maiores pontos de tensão das peças individualmente e também no conjunto completo, pois o ponto crítico pode alterar quando colocamos todo o conjunto em contato. Com todas as informações de análise, será possível identificar se o projeto proposto também suportará os esforços solicitados e se é possível essa alteração no conjunto.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Eixos Cardan

Para a Leax (2021), ao longo dos anos, houve diversas revoluções na indústria automotiva que ajudaram a impulsionar a criação de novos veículos, essas revoluções trouxeram recursos que hoje são indispensáveis para uma máquina. Um desses avanços marcantes foi a invenção do eixo cardan.

Segundo Weihermann (2015) a função básica do eixo de transmissão, também conhecido como eixo cardan, é transmitir a energia gerada pelo motor para o eixo diferencial, e, por sua vez, o eixo diferencial irá transferir esta energia recebida do eixo cardan para as rodas. Em terrenos irregulares, o eixo traseiro oscila muito, e a força tem que continuar chegando às rodas sem perda de potência. A princípio, parece um tubo comprido, às vezes apoiado num suporte (mancal) e que fica o tempo todo sob as longarinas de caminhões ou o ônibus. Nas extremidades desse tubo existem conexões chamadas de juntas universais, onde estão as cruzetas.

Os formatos dos eixos cardan em seu todo não possuem grandes complexidade, porém para cada tipo e tamanho de automóvel se exigem sempre uma particularidade. Segue a seguir Fig. 1, como exemplo de cardan de seção dupla que explica visualmente o parágrafo anterior:

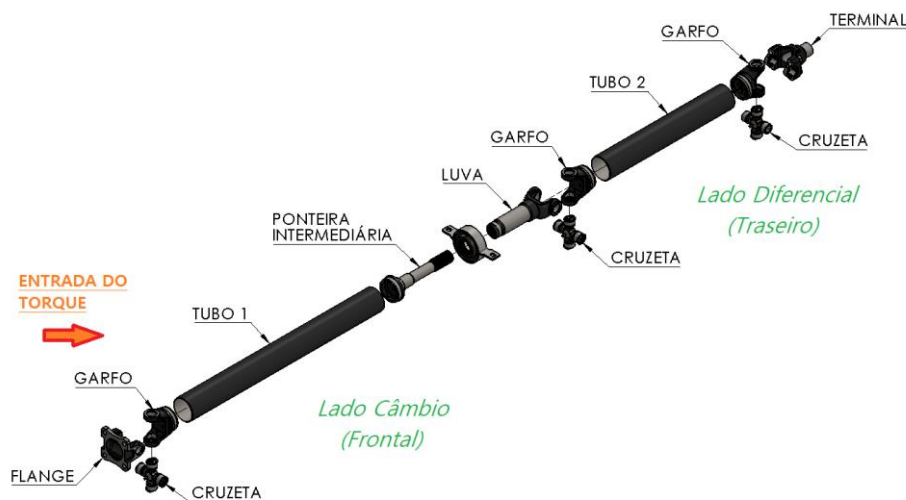


Figura 1. Eixo Cardan (Fonte: Autor, 2022).

2.2. Juntas Deslizantes

Segundo Spicer (2021), a luva e a ponteira deslizante se encaixam e deslizando uma dentro da outra, permitindo que o cardan varie de comprimento sem interferir no seu movimento. Algumas ponteiras recebem no entalhado um revestimento chamado Glidecote, que, além de eliminar folgas, chega a reduzir o atrito em até 75%. Isso significa mais vida útil para todo conjunto.

2.3. Eixos Ranhurados

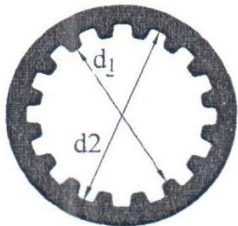
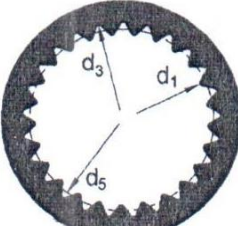
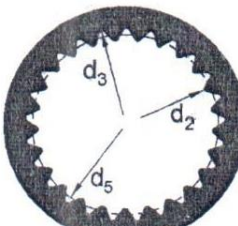
De acordo com Norton (2013), quando é preciso transmitir mais torque do que aquele que pode ser passado pelas chavetas, as estrias podem ser usadas como alternativa. Estrias são essencialmente “chavetas construídas no eixo”, formadas pelo contorno externo do eixo e pelo contorno interno do cubo com formas semelhantes a dentes. Cada estria tem dentes de seção transversal quadrada, mas estes têm sido suplantados por dentes de involuta para estrias. A forma do dente de involuta é universalmente usada em engrenagens, e as mesmas técnicas de corte são usadas na manufatura de estrias. O dente de involuta tem menos concentração de tensões que um dente quadrado e é mais forte. A SAE define padrões tanto para estrias de dente de forma quadrada quanto de involuta, e a ANSI publica padrões de estrias de involuta.

Segundo Lima e Raulino (2015) a utilização de conexões estriadas consiste em uma boa solução para a transmissão de elevados torques e concomitantemente elevadas potências de diversos tipos de sistemas mecânicos. Também possuem vantagens quando trabalham sob condições severas, que podem envolver choques ou mesmo cargas cíclicas. Em razão disto, o uso de conexões estriadas apresenta-se interessante, pois podem transmitir elevados carregamentos de forma compacta, eficiente e permitem deslizamento entre os contatos.

Raulino (2015) também diz que os primeiros eixos estriados dotavam-se de diversos dentes usinados no próprio eixo, no qual os lados de cada dente são paralelos entre si. Posteriormente novos perfis foram desenvolvidos, baseados em um perfil envolvental cujo os lados possuem uma inclinação, semelhantes aos dentes de engrenagens. O perfil envolvental possui algumas vantagens sobre o perfil de face plana, proporcionando uma gradativa substituição do mesmo, porém o perfil de face plana continua a ser utilizado devido a sua simplicidade geométrica.

Abaixo segue uma tabela de Tipos e Características de Eixos Estriados Tab. 1:

Tabela 1. **Tipos e Normas para Estrias (Fonte: Adaptado de Barros e Junior¹⁰, 2018)**

<u>Tipos e Normas</u>	<u>Características</u>
 Dentes Retos DIN 5462/63 e 5471/72	• Uso generalizado • Confecção mais econômica • Esforços intermediários • Centragem interna ou pelos flancos d_2 = diâmetro nominal do eixo
 Dentes Triangulares DIN 5481	• Uso generalizado • Indicado p/ altas rotações • Grande número de dentes permite um ajuste deslizante praticamente sem folgas d_1 = diâmetro nominal do eixo d_5 = diâmetro médio
 Dentes Evolventes DIN 5482	• Utiliza um ângulo evolvente $\alpha = 30^\circ$ • Indicado p/ produção seriada • Comum na indústria automobilística • Grande número de dentes permite um ajuste deslizante praticamente sem folgas d_1 = diâmetro nominal do eixo d_3 = diâmetro primitivo do dentado

2.4. Forças Aplicadas

Os esforços ao qual iremos submeter nosso projeto serão iguais para todas as situações, para que possamos usar de parâmetro comparativo mais tarde em um futuro conclusão quanto a melhoria. Usaremos para basear nosso projeto, esforços de torque e máxima rotação de uma caminhonete real, passados por informações da ficha técnica do veículo.

As Juntas Deslizantes que iremos avaliar é da caminhonete S10 2.5 LT 16V FLEX 4P AUTOMÁTICA, cujo a seguir estão as informações relevantes para as análises, obtidas da ficha técnica⁸ (2022) de acordo com o fabricante:

- Torque Máximo: 26,3 kgfm (257,91 Nm);
- Rotação p/ Torque: 4400 rpm.

Serão analisadas para a “situação 1” o caso de cada peça individualmente, onde poderemos avaliar comportamento relacionado ao Torque (T), em seguida irei analisar o comportamento do conjunto montado com relação a esse mesmo Torque.

De acordo com Barros e Junior (2010), para a Junta Deslizante, as forças que devemos considerar seguem o padrão de eixos dentados, pois devido ao número grande de dentes em contato, raramente sofre cisalhamento. O que nos faz se atentar para a força de esmagamento no dente e que definimos como força de contato (F_c) em cada dente segundo a fórmula:

$$F_c = \frac{4T}{3Zr} \quad (N) \quad (1)$$

Sendo r para norma 5482:

$$r = \frac{d1}{2} (m) \quad (2)$$

Sendo r para norma 5463:

$$r = \frac{d2 - d1}{4} (m) \quad (3)$$

Para a “situação 2” iremos utilizar a Eq. (1) para avaliar o comportamento da peça com relação a essa força de contato nos dentes das ponteiros e luvas individualmente. As medidas utilizadas estão descritas para cada peça no capítulo de “Métodos e Processos”.

De acordo com a fórmula acima, a força aplicada no dente da peça original feita segundo norma DIN 5482, será:

$$\begin{aligned} Fc &= \frac{4 \times 257,91}{3 \times 31 \times \frac{(0,035)}{2}} \\ Fc &= \frac{1031,64}{1,6275} \\ Fc &= 633,88N \end{aligned}$$

E a força aplicada no dente da peça do projeto que estamos propondo o uso segundo norma DIN 5463, será:

$$\begin{aligned} Fc &= \frac{4 \times 257,91}{3 \times 16 \times \frac{(0,035 + 0,03)}{4}} \\ Fc &= \frac{1031,64}{0,78} \\ Fc &= 1322,62N \end{aligned}$$

2.5. Material

O material predominante em um eixo cardan e que será usado tanto no projeto original, quanto no projeto proposto, é o aço SAE 1045 e conforme a GGDMetals (2016), visto a sua ampla aplicação na indústria (empregado na fabricação de eixos, cilindros, pinos, ferrolhos, parafusos, grampos, braçadeiras, pinças e pregos) e suas características mecânicas, se trata de um material com boa temperabilidade e boa relação entre resistência mecânica e tenacidade.

E quanto as suas características relevantes a nossa pesquisa Martinelli⁴ (2018) diz, o aço SAE 1045 é um aço carbono com médio teor de carbono em sua composição química, com resistência mecânica entre 570 e 700 MPa.

2.6. Falhas

Por serem peças essenciais no movimento do veículo uma falha pode ser crucial na ocorrência de um acidente. As principais falhas em um sistema de eixo cardan são em sua maioria, falta de lubrificação, travamento do sistema, folgas nas juntas ou erros dimensionais permitindo que a cruzeta gire fora do eixo central do cardan, e as consequências que iremos nos atentar, são excesso de carga/torque e choques.

Segundo a Leax (2021), as principais falhas em um cardan são:

Vibrações no eixo: Com a falta de um balanceamento correto, o eixo cardan pode apresentar algumas vibrações. Mas esse sinal também pode ser indicativo de desgaste na peça ou falhas na fabricação da peça. Outro problema que pode gerar a vibração é o empenamento do tubo do cardan. Nesse caso, é necessário desempenhar e fazer o balanceamento. Em toda situação, leve o veículo a um mecânico.

Ruídos: Esse eixo foi projetado para funcionar de forma silenciosa. Assim, se você escutar ruídos, pode ser que haja algum problema. Esse problema pode ser uma folga, por exemplo. Um profissional saberá fazer a revisão para determinar a causa do ruído.

Folgas: As faltas também indicam necessidade de manutenção. Elas podem ser geradas por diversos motivos. Por exemplo, a falta de lubrificação adequada, mau uso do veículo (como a sobrecarga), falta de limpeza ou má instalação.

A manutenção do eixo cardan é muito importante. Além de comprometer o funcionamento do veículo, a quebra dessa peça pode gerar danos em outros componentes, o que encarece ainda mais seu conserto.

3. MÉTODOS E PROCESSOS

Abaixo definiremos as principais peças do cardan original e do conjunto proposto, com seus respectivos esforços, pontos de engaste e informações relevantes, as quais pretendemos alterar e mais para frente validar com os resultados das simulações.

3.1. Situação Atual

O projeto original que é usado na S10 possui um cardan montado com o conjunto Ponteira Deslizante/Luva conforme medidas descritas abaixo:

Ponteira (Fig. 2)

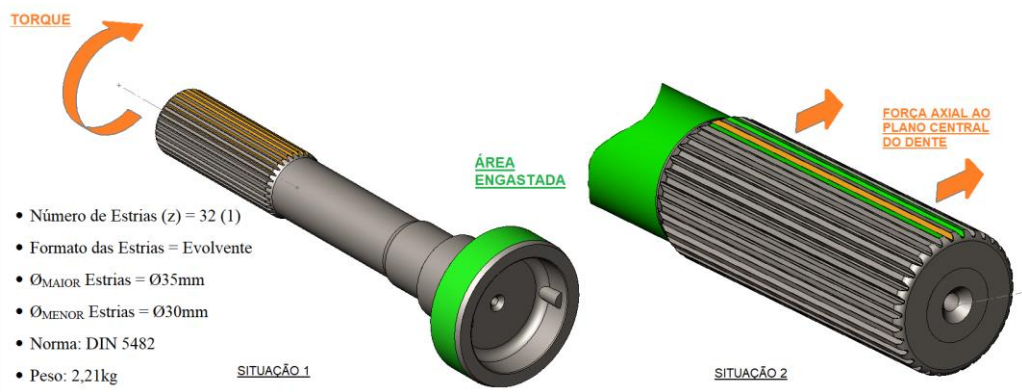


Figura 2. Forças Aplicadas na Ponteira (Fonte: Autor, 2022).

Situação 1: O engaste da ponteira será feito na base (verde) que é ligado por solda no tubo do eixo, e uma força de giro de 257,91Nm será aplicado no sentido da seta de torque (laranja) em todos os dentes por igual, distribuindo a força;

Situação 2: Também será aplicado uma força de esmagamento de 633,88N na parede do dente (laranja), verticalmente a um plano central e sendo que o restante do corpo da ponteira devem estar engastado (verde).

Luva (Fig. 3)

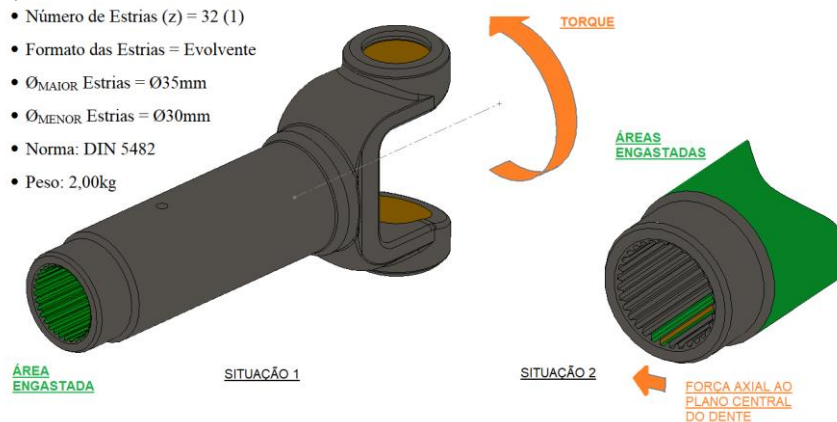


Figura 3. Forças Aplicadas na Luva (Fonte: Autor, 2022).

Situação 1: O engaste da luva será feito em todos os dentes internos (verde) e a força de 257,91Nm será aplicada no sentido da seta de torque no berço de encaixe da cruzeta, dividindo a força em duas áreas (laranja);

Situação 2: Assim como na ponteira, também será aplicado uma força de esmagamento de 633,88N na parede do dente (laranja), verticalmente a um plano central e com todas as partes do corpo da luva engastadas (verde).

Conjunto Montado (Fig. 4)

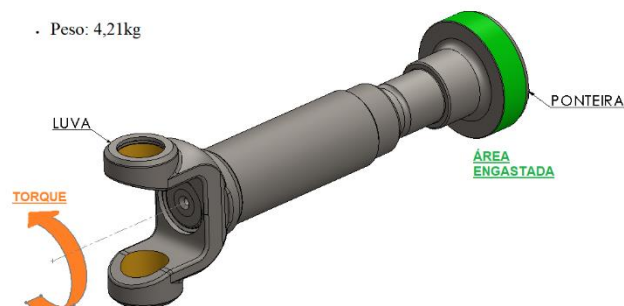


Figura 4. Forças Aplicadas no Conj. Ponteira/Luva (Fonte: Autor, 2022).

Nesse caso, iremos engastar a ponteira na face que é soldada no tubo do cardan (verde) e uma força de 257,91Nm será aplicada no sentido da seta de torque no berço de encaixe da cruzeta que vai na luva (laranja).

3.2. Situação Proposta

A seguir iremos apresentar as alterações propostas:

Na parte de transmissão por eixos dentados, iremos alterar os dentes de tipo “evolvente - DIN 5482” para uma alternativa da norma “DIN 5463 com dentes duplicados”, que pode atender ao mesmo tempo a viabilidade de custo do produto devido a facilidade de produção e menor quantidade de material, e manter sua resistência e vida útil:

Ponteira (Fig. 5)

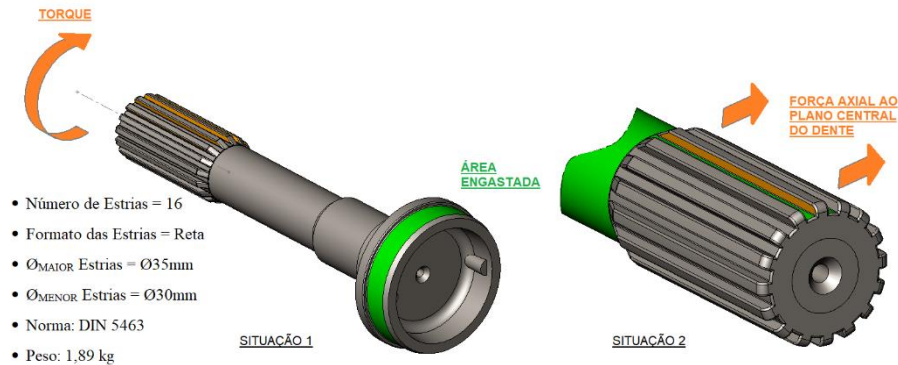


Figura 5. Forças Aplicadas no Ponteira (Fonte: Autor, 2022).

Situação 1: O engaste da ponteira será feito na base (verde) que é ligado por solda no tubo do eixo, e uma força de giro de 257,91Nm será aplicado no sentido da seta de torque (laranja) em todos os dentes por igual, distribuindo a força;

Situação 2: Também será aplicado uma força de esmagamento de 1322,62N na parede do dente (laranja), verticalmente a um plano central e sendo que o restante do corpo da ponteira devem estar engastado (verde).

Luva (Fig. 6)

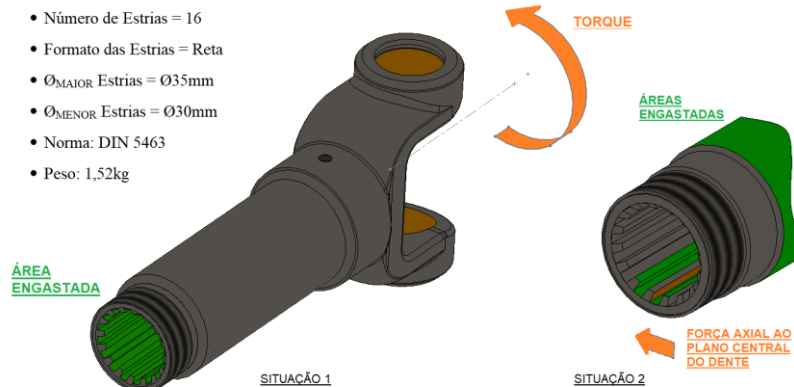


Figura 6. Forças Aplicadas na Luva (Fonte: Autor, 2022).

Situação 1: O engaste da luva será feito em todos os dentes internos (verde) e a força de 257,91Nm será aplicada no sentido da seta de torque no berço de encaixe da cruzeta, dividindo a força em duas áreas (laranja);

Situação 2: Assim como na ponteira, também será aplicado uma força de esmagamento de 1322,62N na parede do dente (laranja), verticalmente a um plano central e com todas as partes do corpo da luva engastadas (verde).

Conjunto Montado (Fig. 7)

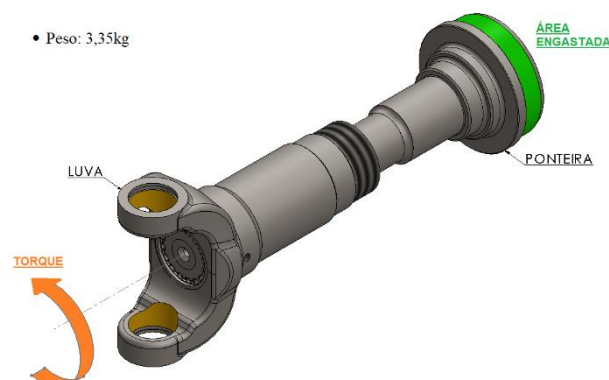


Figura 7. Forças Aplicadas no Conj. Ponteira/Luva (Fonte: Autor, 2022).

Nesse caso, iremos engastar a ponteira na face que é soldada no tubo do cardan (verde) e uma força de 257,91Nm será aplicada no sentido da seta de torque no berço de encaixe da cruzeta que vai na luva (laranja).

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para todas as análises foram usadas malha de segunda ordem mesclada com base em curvatura de #10x2 e seguindo todos esses parâmetros e depois de diversas análises, chegamos aos seguintes resultados:

4.1. Situação Atual

Ponteira (Fig. 8)

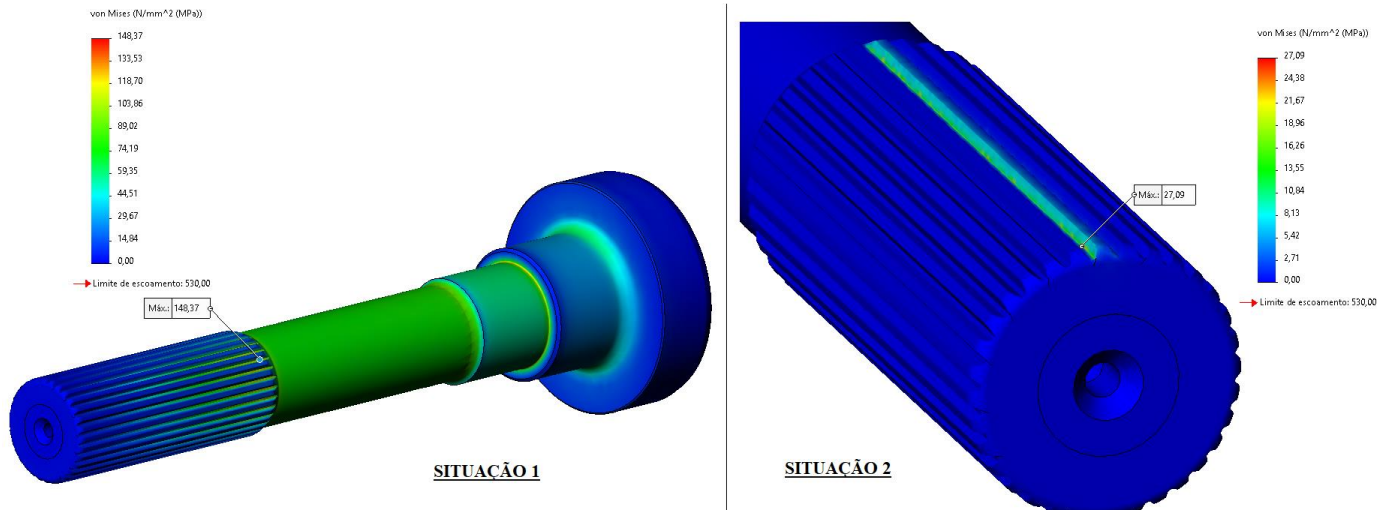


Figura 8. Resultados na Ponteira Z-32 (Fonte: Autor, 2022).

Situação 1: Para a análise de força no sentido de giro (torque - T), a Tensão Máxima ($\sigma_{\text{máx.}}$) encontrada foi de 148,37MPa próximo a região final dos dentes, sendo que outros pontos também sofrem esforço crítico, como a parede de encosto do rolamento;

Situação 2: Para a análise de força de esmagamento no dente (F_c), a Tensão Máxima ($\sigma_{\text{máx.}}$) encontrada foi de 27,09MPa na base do dente, sendo uniforme em toda área de contato do dente.

Luva (Fig. 9)

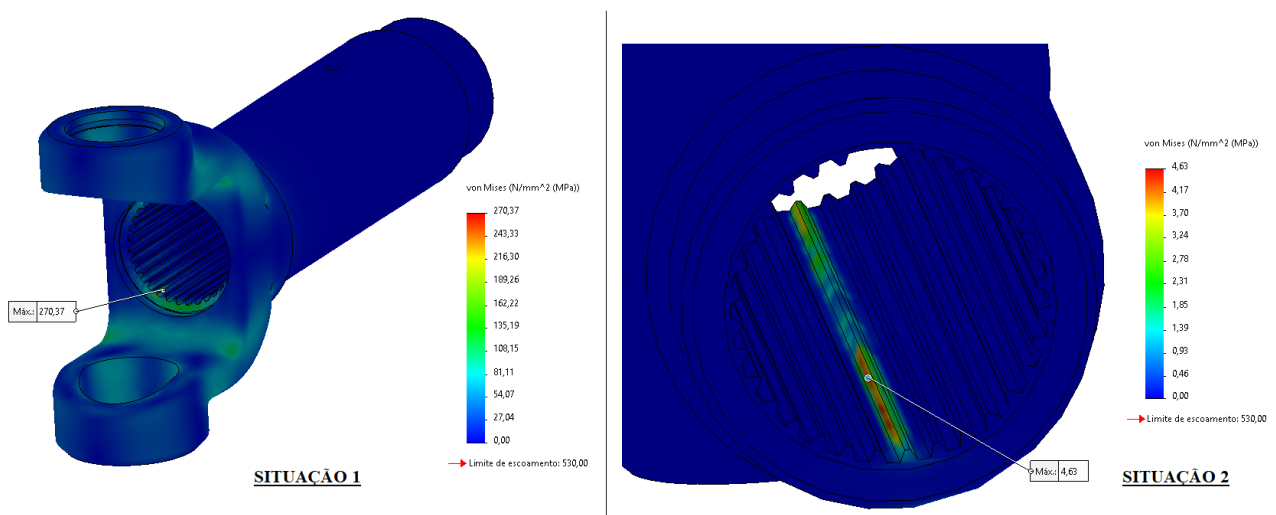


Figura 9. Resultados na Luva Z-32 (Fonte: Autor, 2022).

Situação 1: Para a análise de força no sentido de giro (torque - T), a Tensão Máxima ($\sigma_{\text{máx.}}$) encontrada foi de 270,37MPa próximo a região final dos dentes, outros pontos críticos verificados foram as paredes que fixam a cruzeta e o corpo externo fundido;

Situação 2: Para a análise de Esmagamento no dente (F_c), a Tensão Máxima ($\sigma_{\text{máx.}}$) foi de 4,63MPa na parede do dente, podendo notar que a região central de contato do dente é onde se encontra o menor esforço.

Conjunto Montado (Fig. 10)

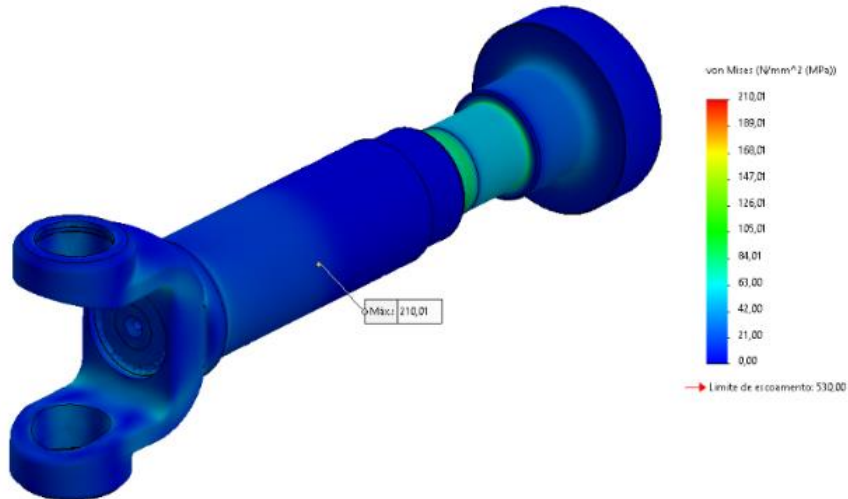


Figura 10. Resultados no Conj. Ponteira/Luva Z-32 (Fonte: Autor, 2022).

Para a análise de força no sentido de giro (torque - T), a Tensão Máxima ($\sigma_{\text{máx.}}$) encontrada foi de 210,01MPa na região central do conjunto, onde se encontram os dentes e o esforço por contato é maior.

4.2. Situação Proposta

Ponteira (Fig. 11)

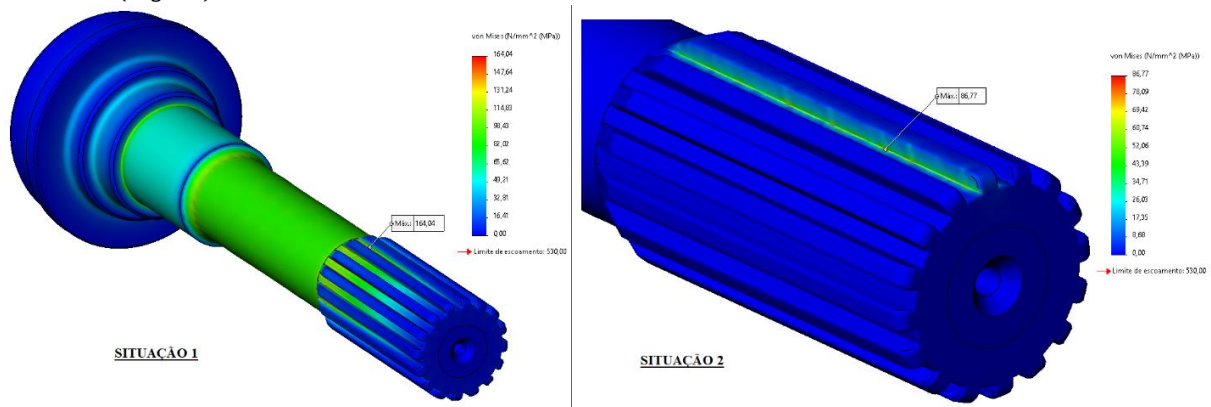


Figura 11. Resultados na Ponteira Z-16 (Fonte: Autor, 2022).

Situação 1: Para a análise de força no sentido de giro (torque - T), a Tensão Máxima ($\sigma_{\text{máx.}}$) encontrada foi de 164,04MPa próximo a região final dos dentes e esforço crítico nas paredes de encosto do rolamento. Comparando com a ponteira anterior, houve um aumento na tensão máxima devido justamente a alteração no formato dos dentes, mas podemos verificar que os pontos críticos continuam nos mesmos locais e bem abaixo ao limite de resistência do material;

Situação 2: Para a análise de força de esmagamento no dente (F_c), a Tensão Máxima ($\sigma_{\text{máx.}}$) encontrada foi de 86,77MPa na base do dente, assim como na primeira situação de torque, a tensão no dente aumentou devido ao seu formato diferente e em menor quantidade. Podemos notar também que a tensão está uniforme em toda a área do dente.

Luva (Fig. 12)

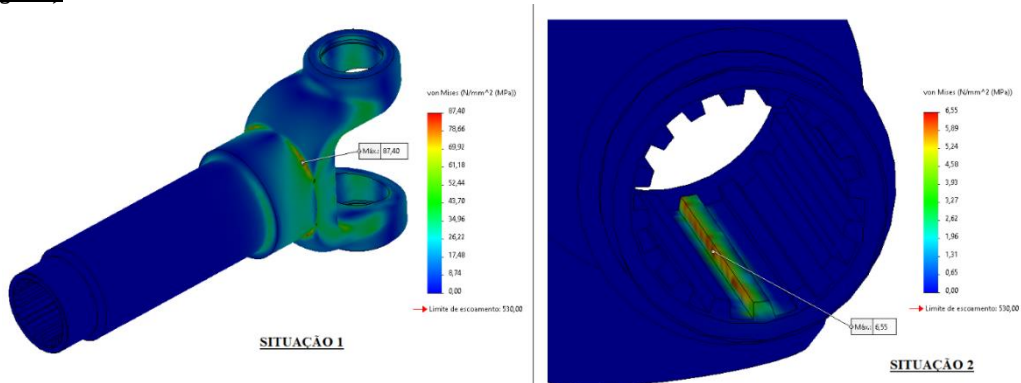


Figura 12. Resultados na Luva Z-16 (Fonte: Autor, 2022).

Situação 1: Para a análise de força no sentido de giro (torque - T), a Tensão Máxima ($\sigma_{\text{máx.}}$) encontrada foi de 87,40MPa no corpo externo devido a sua geometria gerar acúmulo de tensão e na região de fixação da cruzeta;

Situação 2: Para a análise de Esmagamento no dente (F_c), a Tensão Máxima ($\sigma_{\text{máx.}}$) foi de 6,55MPa na parede do dente, podendo notar que nesse caso, a tensão está distribuída quase que por igual em toda a área de contato do dente.

Conjunto Montado (Fig. 13)

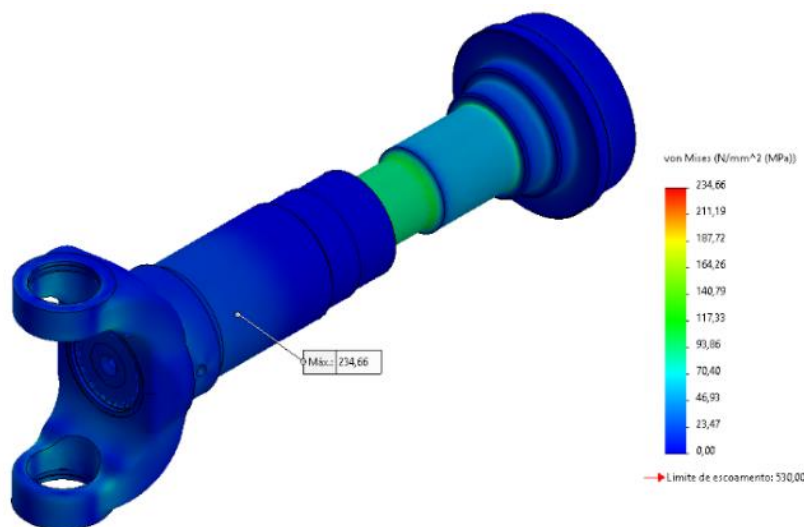


Figura 13. Resultados no Conj. Ponteira/Luva Z-16 (Fonte: Autor, 2022).

Para a análise de torque a Tensão Máxima ($\sigma_{\text{máx.}}$) foi de 234,66MPa na região central que se encontram os dentes e onde o esforço por contato é maior. Na perspectiva geral, o conjunto sofreu maior tensão, muito devido a combinação do número menor de dentes e seus formatos, porém esses pontos continuam na mesma posição, o que mostra um padrão de distribuição da força no conjunto.

5. CONCLUSÃO

De acordo com as análises comparativas feitas entre as tensões máximas obtidas no projeto original e tensões máximas obtidas no projeto alternativo, com as alterações que propusemos, podemos notar que apesar de o projeto proposto sofrer uma maior tensão no conjunto final e em seus componentes separadamente seguindo as expectativas, de acordo com as características descritas no corpo do artigo, essas tensões se encontram muito abaixo do limite de resistência do material. Então é totalmente aceitável o uso de desse formato de estrias no projeto do cardan, deixando ainda em aberto o possível uso desse conjunto junta deslizante em cardans com maiores torque.

Essa junta deslizante por ter um formato de menor complexidade, gera menos custos em sua fabricação, além de como indicado em suas informações gerais, ser um conjunto mais leve, o que pode gerar melhor rendimento na transmissão de força do motor.

Em futuros projetos, fica em aberto a possibilidade de além de alterar as medidas da junta deslizante com novas possibilidades, analisar também novas alterações em outros componentes do cardan como: tamanho das cruzetas e diâmetro do tubo. E temos ainda a possibilidades de aplicação de novos materiais.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Weiherrmann, Henrique Weber, 2013. *Estudo sobre aplicação de transmissão continuamente variável para veículos de pequeno porte*. Dissertação (Bacharel) - Curso de Engenharia Automotiva, Campus Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina.

Spicer, Spicer Brasil, 2021. *Cardans: Entendendo os eixos cardan*.

Leax. Leax do Brasil, c2022. Página inicial. Disponível em: <<https://leaxdobrasil.com.br/>>. Acesso em: 18 de março de 2022.

Martinelli, Fundação Martinelli, c2018. Disponível em: <<https://fundicaomartinelli.com.br/produtos/aco/>>. Acesso em: 23 de março de 2022.

Lima, Vinicius Arthur e Raulino, Wesley Andrade, 2015. *Projeto de uma bancada para teste em eixos estriados*. Dissertação (Bacharel) - Curso de Engenharia Mecânica, Campus Brasília, Universidade de Brasília, Brasília.

Chevrolet. Chevrolet Brasil. 2022. Disponível em:
<https://www.chevrolet.com.br/bypass/seg1_tools/content/chevrolet/lat-am/brazil-quantum-tools/nscwebsite/pt/index/vehicles-n02/picapes/s10-cabine-dupla/versoes-e-ficha-tecnica/technical-specs.config%3Dat_25_44.html>. Acesso em: 23 de março de 2022.

Norton, Robert L, 2013. *Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada*, 4ª Edição, Bookman.

Junior, Alberto Vieira e Barros, Renato Marques, 2010. “*Apostila Elemento de Máquinas*”. Apostila de sala de aula. São Paulo. Brasil. Impresso.

Deutsches institut für normung. *DIN 5482: Perfis de cubo estriados e perfis de eixo estriado com flancos envolventes*. Alemanha, março de 1973.

Deutsches institut für normung. *DIN 5463: Perfis de cubo estriados e perfis de eixo estriado com flancos retos*. Alemanha, fevereiro de 1937.

GGDMetals, c2015. Disponível em: <<https://www.ggdmetals.com.br/produto/sae-1045/>> Acesso em: 23 de março de 2022.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

CASE STUDY: DEVELOPMENT OF IDEAL CARDANS APPLICATION METHOD FOR HEAVY VEHICLES

Danilo Tavares de Camargo, danilot_camargo@hotmail.com

Leandro Cardoso da Silva, leandro.cardoso@sp.senai.br

Antônio Carlos Carvalho, acarvalho@sp.senai.br

Carlos Cesar Pestana, carlos.pestana@sp.senai.br

Nelis Evangelista Luis, nelis.evangelista@sp.senai.br

Escola Senai “Roberto Simonsen” – Rua Monsenhor Andrade, 298 - Brás - São Paulo/SP - CEP 03008-000

Abstract: Cardans are components developed since the beginning of the history of the automobile industry, and the process of improving its design has become a great challenge due to the complexity of its structural function. Some important definitions of a cardan according to the application need, are its length, types and sizes of Universal Joints (varying between Crossheads or Homokinetic), characteristics of the flutes (shape, size, number, etc.), maximum rotation required, frequency natural and minimum angle of work required. This information may vary for gimbals on trucks, buses, vans or machines. This research aims to present a detailed analysis through finite element calculations, test several possible work situations and with several variations in their general characteristics, where it will be possible to identify the ideal cardan for each case and its respective application according to the vehicle needs, listing variables such as best cost-benefit and estimated lifetime.

Keywords: Gimbal, Sliding Joint, Finite Elements, Cost-effective