

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
HENRIQUE OLIVEIRA DE ALMEIDA PIRES

PROJETO DE JUNTA CARDAN PARA VEÍCULO AGRÍCOLA

São Paulo
2014

HENRIQUE OLIVEIRA DE ALMEIDA PIRES

PROJETO DE JUNTA CARDAN PARA VEÍCULO AGRÍCOLA

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduação em
Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Demétrio C. Zachariads

Henrique Oliveira de Almeida Pires

São Paulo
2014

Pires, Henrique Oliveira de Almeida
Projeto de junta cardan para veículo agrícola / H.O.A. Pires.
– São Paulo, 2014.
60 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Engenharia automotiva 2.Vibrações 3.Elementos de máquinas I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

Neste trabalho serão apresentados os fundamentos matemáticos, físicos e de engenharia para a compreensão do funcionamento de uma junta cardan. Serão apresentadas diferentes configurações existentes desse mecanismo, comparando-as entre si e apontando-se vantagens e desvantagens de cada uma delas.

Depois de introduzido o assunto são feitos comentários sobre fenômenos que afetam a operação e a durabilidade de uma junta cardan, e medidas que podem ser tomadas para levar a operação do conjunto a condições mais favoráveis.

De posse do que foi apresentado, será proposto o projeto de uma junta cardan para um veículo automotivo agrícola. Nesta etapa de projeto são abordados temas como dinâmica e mecânica de corpos rígidos, teoria de vibrações, balanceamento, resistência de materiais e elementos de máquinas.

Palavras chave: *junta universal, torque, cardan, vibrações, torsionais, inerciais, par secundário, velocidade crítica, trem de força.*

ABSTRACT

In this work, the fundamental principles for understanding the operation of a cardan joint will be presented. Different existing configurations of this mechanism will be presented, compared to each other and advantages and disadvantages of each one will be pointed out.

Once the subject is introduced, phenomena that affect the operation and durability of a cardan joint are explained and measures to bring operating conditions to more favorable settings are cited.

By means of what has been presented, the design of a cardan joint for an agricultural motor vehicle will be carried out step by step. In this design phase, topics such as dynamics and mechanics of rigid bodies, theory of vibrations, balancing, strength of materials and machine elements are addressed.

Keywords: *universal joint, torque, cardan, vibrations, torsional, inercial, secondary couple, critical speed, powertrain.*

SUMÁRIO

1	Introdução	10
1.1	Juntas cardan	11
1.2	Histórico	11
1.3	Aplicações	13
1.4	Construções diversas de junta cardan	14
1.4.1	Junta universal de cruzeta e dois garfos	14
1.4.2	Junta universal de esfera e munhão.....	15
1.4.3	Junta universal de bloco deslizante e munhão	16
2	Equações do movimento.....	17
3	Vibrações, acelerações e velocidade crítica.....	20
3.1	Par secundário	20
3.2	Vibrações torcionais.....	21
3.3	Vibrações inerciais	22
3.4	Efeitos do defasamento dos garfos da junta universal	24
3.4.1	Defasamento de um ângulo genérico	25
3.5	Velocidade crítica de rotação	28
3.6	Balanceamento	29
3.6.1	Origens de desbalanceamento em eixos cardan	30
3.6.2	Método convencional de balanceamento.....	31
3.7	Lubrificação.....	32
4	Projeto do eixo cardan	34
4.1	Parâmetros e requisitos de projeto	34
4.2	Análise das vibrações torsionais e inerciais.....	34
4.3	Projeto do tubo.....	35
4.3.1	Seleção de material do tubo.....	36
4.3.2	Dimensionamento do tubo	36
4.3.3	Verificação da velocidade crítica de rotação.....	37
4.4	Projeto da haste entalhada.....	38
4.4.1	Dimensionamento da haste entalhada	39
4.4.2	Dimensionamento do garfo entalhado	40

4.5	Projeto das juntas universais	41
4.5.1	Dimensionamento das juntas universais.....	44
4.5.2	Dimensionamento dos rolamentos da junta universal	45
5	Projeto do eixo cardan do implemento agrícola.....	50
5.1	Parâmetros e requisitos de projeto do implemento agrícola	50
5.2	Dimensionamento do tubo (implemento agrícola)	50
5.3	Dimensionamento da haste e garfo entalhados (implemento agrícola).....	51
5.4	Dimensionamento da junta universal (implemento agrícola).....	51
5.4.1	Dimensionamento dos rolamentos da junta universal (implemento agrícola) .	52
6	Modos de falha típicos e suas causas	53
6.1	Modos de falha do tubo.....	53
6.2	Modos de falha da haste entalhada	54
6.3	Modos de falha do garfo entalhado	56
6.4	Modos de falha da cruzeta da junta universal	57
7	Conclusão	59
8	Referências Bibliográficas	60

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1 – Gimbals segurando bússola</i>	<i>12</i>
<i>Figura 2 – Eixo cardan com duas juntas universais</i>	<i>14</i>
<i>Figura 3 – Junta universal de esfera e munhão</i>	<i>15</i>
<i>Figura 4 – Junta universal de bloco deslizante e munhão</i>	<i>16</i>
<i>Figura 5 – Movimento relativo da cruzeta em junta universal</i>	<i>17</i>
<i>Figura 6 – Junta cardan</i>	<i>18</i>
<i>Figura 7 – Disposições típicas de eixos cardan de três juntas universais</i>	<i>24</i>
<i>Figura 8 – Esquema de eixo cardan de três juntas universais</i>	<i>26</i>
<i>Figura 9 – Esquema de eixos cardan em vista frontal</i>	<i>27</i>
<i>Figura 10 – Solução vetorial ângulo torsional equivalente</i>	<i>28</i>
<i>Figura 11 – Eixo com rotor desbalanceado</i>	<i>28</i>
<i>Figura 12 – Balanceamento de dois discos</i>	<i>30</i>
<i>Figura 13 – Canais de lubrificação da cruzeta de junta universal</i>	<i>32</i>
<i>Figura 14 – Representação esquemática de veículo agrícola</i>	<i>34</i>
<i>Figura 15 – Processo de fabricação de tubo</i>	<i>36</i>
<i>Figura 16 – Curva S-N de tubos de seção circular</i>	<i>37</i>
<i>Figura 17 – Perfis de entalhado</i>	<i>38</i>
<i>Figura 18 - Curva S-N de haste entalhada</i>	<i>41</i>
<i>Figura 19 – Fator de rolamento</i>	<i>42</i>
<i>Figura 20 – Fator de correção de velocidade e de ângulo</i>	<i>42</i>
<i>Figura 21 – Fator de correção de vida B_{10}</i>	<i>43</i>
<i>Figura 22 – Representação do fator de rolamento</i>	<i>44</i>
<i>Figura 23 – Curva S-N de junta universal</i>	<i>45</i>
<i>Figura 24 – Rolamento sem gaiola de junta universal</i>	<i>45</i>
<i>Figura 25 – Padrão de contato dos rolos do rolamento da junta universal</i>	<i>46</i>
<i>Figura 26 – Padrão de contato dos rolos da junta universal</i>	<i>46</i>
<i>Figura 27 – Folga diametral e folga circunferencial</i>	<i>47</i>
<i>Figura 28 – Distribuição de forças em rolamento carregado radialmente</i>	<i>48</i>
<i>Figura 29 – Falha do tubo devido a sobrecarga</i>	<i>53</i>
<i>Figura 30 – Falha do tubo devido a fadiga</i>	<i>54</i>
<i>Figura 31 – Falha da haste entalhada devido a sobrecarga (baixa dureza do núcleo)</i>	<i>54</i>
<i>Figura 32 - Falha da haste entalhada devido a sobrecarga (boa dureza do núcleo)</i>	<i>55</i>
<i>Figura 33 – Falha da haste entalhada devido a fadiga</i>	<i>55</i>
<i>Figura 34 – Falha da haste entalhada devido a vedação deficiente</i>	<i>56</i>
<i>Figura 35 – Falha do garfo entalhado devido a fadiga</i>	<i>56</i>
<i>Figura 36 – Falha da cruzeta da junta universal devido a sobrecarga</i>	<i>57</i>
<i>Figura 37 – Falha da cruzeta devido a pressão de contato</i>	<i>58</i>
<i>Figura 38 – Falha da cruzeta devido à lubrificação deficiente</i>	<i>58</i>

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 1-1: Produção nacional de máquinas agrícolas em 2013</i>	<i>10</i>
<i>Tabela 3-1: Limites de vibrações de par secundário.....</i>	<i>21</i>
<i>Tabela 3-2: Ângulo torsional equivalente segundo disposição dos garfos</i>	<i>24</i>
<i>Tabela 3-3: Ângulo inercial equivalente segundo disposição dos garfos</i>	<i>25</i>

1 INTRODUÇÃO

O Brasil é um dos poucos países que apresenta capacidade de expandir sua produção agropecuária, seja mediante aumento da área plantada, seja pelo incremento da produtividade. Diante dessa perspectiva, a mecanização desempenharia um papel fundamental para que esse potencial seja expresso.

Com isso, existe a propensão à modernização da agricultura brasileira tornando-se cada vez mais mecanizada diante das necessidades do mercado, utilizando tratores, colhedeiras e implementos agrícolas, que, por sua vez, tornam-se incrementos de lucratividade para os empreendimentos rurais.

Tal modernização está condicionada à indústria de tratores de rodas e de colhedeiras, sendo estas as principais fornecedoras de bens de capital para o setor, compondo a principal via da modernização agrícola. Na tabela 1-1 abaixo é mostrada a produção brasileira de veículos agrícolas.

Tabela 1-1: Produção nacional de máquinas agrícolas em 2013

Unidades	2013 - Total
Total	82,992
Nacionais	81,355
Importadas	1,637
Tratores de rodas	65,089
Nacionais	63,786
Importados	1,303
Tratores de esteiras	942
Nacionais	863
Importados	79
Cultivadores motorizados	1,618
Nacionais	1,618
Importados	-
Colheitadeiras	8,539
Nacionais	8,285
Importadas	254
Retroescavadeiras	6,804
Nacionais	6,803
Importadas	1

Fonte: (Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores, 2013)

1.1 Juntas cardan

Eixo cardan é um componente mecânico para transmitir torque e rotação entre componentes de um sistema de transmissão que não podem ser conectados diretamente devido a desalinhamento angular ou devido à necessidade de se permitir o movimento relativo entre eles.

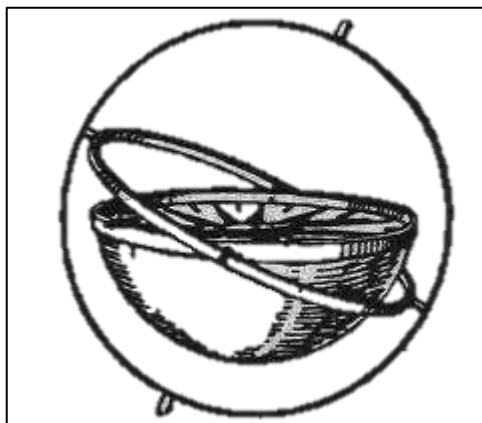
Eixos cardan estão sujeitos a esforços de torção (tensão de cisalhamento), equivalentes à diferença entre o torque aplicado e a carga. Devem, portanto, ser suficientemente fortes para suportar a tensão atuante, porém deve-se minimizar a massa do conjunto para que baixos valores de inércia rotacional sejam alcançados.

Para permitir variações no ângulo de alinhamento e variações na distância entre o componente motriz e componente acionado, eixos cardan frequentemente incorporam uma ou mais juntas universais, embreagem de dentes, flanges aparafusados, hastes entalhadas e juntas prismáticas.

1.2 Histórico

A gimbal é um suporte articulado que permite a rotação de um objeto sobre um único eixo. Um conjunto de três giroscópios, um montado sobre o outro, com eixos de articulação ortogonais, pode ser utilizado para permitir que um objeto montado sobre o giroscópio mais interno se mantenha independente da rotação do seu apoio. Em navios por exemplo, bússolas, fogões e até mesmo prateleiras normalmente usam gimbals para serem mantidos na posição vertical, apesar dos movimentos de arfagem e rolamento da embarcação.

Figura 1 – Gimbals segurando bússola



Fonte: (Ceccarelli, 2007)

O conceito da junta cardan é baseado na concepção de “gimbals”, que têm sido utilizados desde a antiguidade. A primeira pessoa conhecida por ter sugerido o seu uso para a transmissão de força motriz foi Gerolamo Cardano , um matemático italiano, em 1545.

O mecanismo foi descrito mais tarde em *Technica curiosa mirabilia sive artis* (1664) por Gaspar Schott, mas erroneamente Schott alegou que se tratava de uma junta de velocidade constante. Pouco depois, entre 1667 e 1675, Robert Hooke analisou o conjunto e descobriu que a sua velocidade de rotação era não uniforme. O primeiro registro do uso da junta universal foi por Hooke em 1676, em seu livro *Helioscopes*, resultando no uso do junta de Hooke em países de língua inglesa.

O termo junta universal foi usado no século 18 e era de uso comum no século 19. Em 1844 Edmund Morewood patenteou uma máquina de revestimento de metal que utilizava uma junta universal para acomodar pequenos erros de alinhamento entre o motor e os eixos de uma laminadora.

Usos das juntas universais no século 19 cobriram uma ampla gama de aplicações. Várias juntas universais foram usadas para ligar os eixos do telescópio Northumberland na Universidade de Cambridge em 1843. Uma patente de Ephriam Shay de 1881, por exemplo, usou juntas universais duplas em eixo de acionamento de locomotiva.

O termo junta cardan parece ter sido posteriormente adotado em países de língua inglesa. Muitos usos no início do século 19 aparecem em traduções do francês ou são fortemente influenciadas pelo uso francês

1.3 Aplicações

Carros com motor dianteiro, tração traseira

Em veículos de tração traseira com motor dianteiro, um eixo de acionamento longo é necessário para se transmitir potência ao eixo do veículo. Duas formas são mais comuns: o tubo de torque com uma única junta universal; e Hotchkiss, com duas ou mais juntas universais.

A maioria destes veículos tem uma embreagem e caixa de transmissão montadas diretamente no motor, com um eixo cardan que transmite potência para o eixo traseiro. Enquanto o veículo está parado, o eixo cardan não gira. Alguns carros, principalmente modelos esportivos, buscando melhor equilíbrio de peso entre dianteira e traseira, dispunham a embreagem e transmissão na parte traseira do veículo, o motor na dianteira e o eixo cardan entre eles. Neste caso, o eixo cardan gira continuamente, mesmo quando o carro está parado e desengrenado.

Eixo de motrizes de motocicletas

Eixos cardan têm sido utilizados desde as primeiras motocicletas. Como uma alternativa para correias e correias de elos, eixos cardan oferecem operação relativamente livre de manutenção e longa vida. Uma desvantagem de acionamento do eixo em uma motocicleta é que engrenagens cônicas são necessárias para levar potência à roda traseira, perdendo-se um pouco de potência no processo. Por outro lado, é mais fácil se proteger a junta cardan e as engrenagens de pó, areia e lodo.

Motocicletas com eixo cardan estão sujeitas a efeito em que o chassi sobe quando potência é aplicada. Os montadores de motocicletas superaram este efeito lançando mão de sistemas como o Paralever da BMW, o CARC da Moto Guzzi e Tetra Lever, da Kawasaki.

Eixos de transmissão marinha

Em navios de propulsão mecânica, o eixo cardan, geralmente se conecta à transmissão (dentro da embarcação) e diretamente à hélice, passando por uma caixa de vedação ou outro conjunto de vedação no furo de saída do casco. Existem também um bloco de encosto, um rolamento axial devido à ação do hélice. Se o hélice em rotação empurra o navio para a frente, toda a porção do eixo cardan entre a hélice e o bloco de encosto fica sujeito a compressão e, se o navio navega em marcha à ré o mecanismo fica sujeito a

tensão. Apenas em barcos pequenos, esta carga é transmitida para a caixa de transmissão ou ao motor diretamente.

Eixos de transmissão em locomotivas

As locomotivas Shay, Climax e Heisler (todas introduzidas ao final do século XIX) usavam eixos cardan para transmitir potência a seus truques. Os eixos cardan eram usados devido à variação da distância e do ângulo entre o eixo motor e o eixo movido em momentos de curva – pois para realizar esse tipo de manobra os truques de um trem devem rotacionar relativamente aos demais e aos vagões.

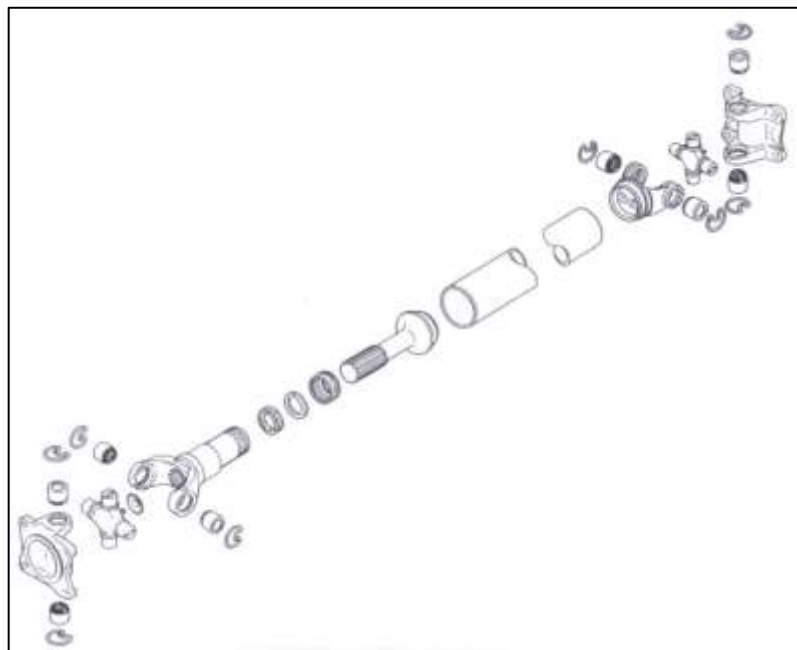
1.4 Construções diversas de junta cardan

1.4.1 Junta universal de cruzeta e dois garfos

Esta construção de juntas cardan é a mais tradicional e também a mais comum em veículos automotivos. É empregada tanto em veículos de passeio quanto em veículos comerciais, pois tem como características simplicidade e robustez.

Para acomodar mudanças de comprimento devido aos movimentos do eixo trativo relativos à estrutura do veículo, esse tipo de construção dispõe de um garfo com entalhado deslizante (conforme mostrado na figura 2 abaixo).

Figura 2 – Eixo cardan com duas juntas universais

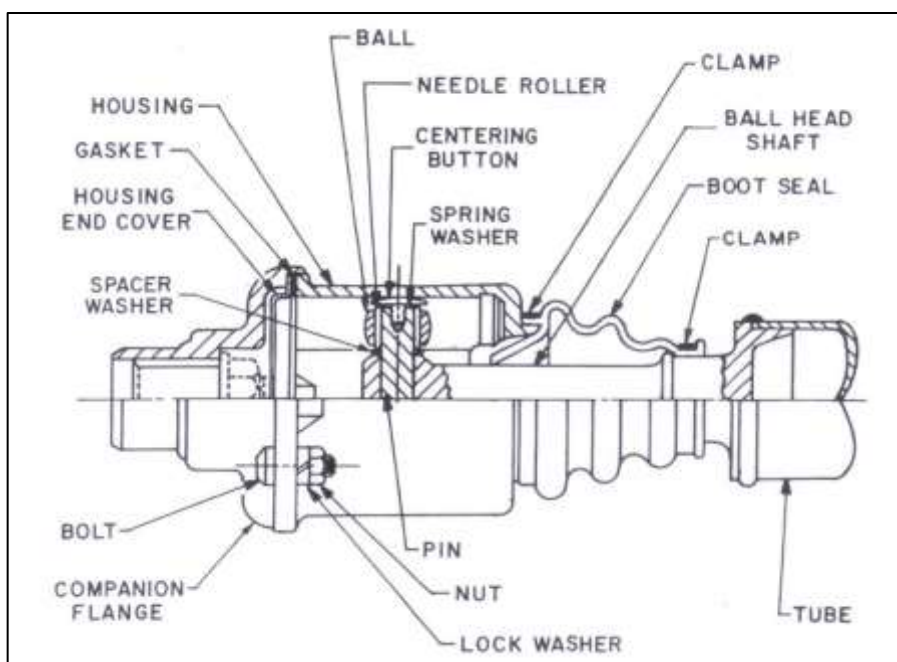


Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

1.4.2 Junta universal de esfera e munhão

A primeira patente aplicando o conceito de esfera e munhão para uma junta universal data de 1914, e outras patentes acessórias seguiram principalmente até os anos 1930. Esse tipo de junta foi comumente utilizado nos Estados Unidos em carros de tração dianteira na década de 20. Ainda nos Estados Unidos foi extensivamente empregada em eixos cardan de veículos de passageiros até meados da década de 60.

Figura 3 – Junta universal de esfera e munhão



Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

A junta universal de esfera e munhão também transmite velocidade não constante ao eixo movido e permite movimento axial relativo entre os eixos motor e movido. Consiste de uma caixa conectada a um eixo através de um pino, esferas e rolos cilíndricos (conforme mostrado na figura 3).

Comparado à junta universal de cruzeta e dois garfos, a principal vantagem desse tipo de construção de junta universal refere-se ao baixo valor de força axial necessária para o movimento relativo entre os eixos motor e movido se comparado ao arranjo de entalhado deslizante. Também apresenta como vantagem menores forças de empuxo atuantes sobre as estruturas de suporte e dispensa relubrificações periódicas.

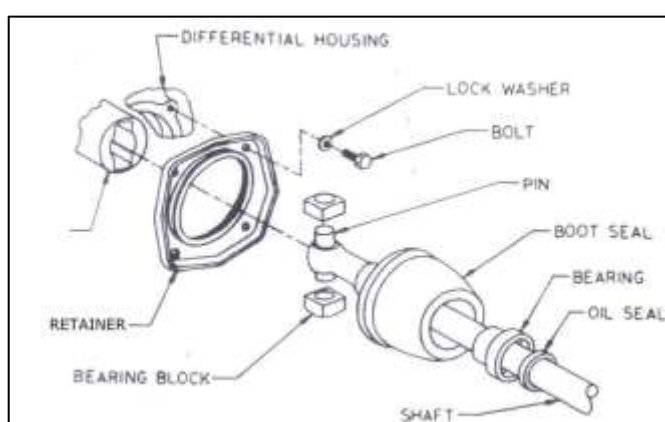
As principais desvantagens desse tipo de construção de junta universal referem-se a maiores diâmetros de giro e menores ângulo máximo de operação da junta. Outro fato

desvantajoso, decorre de que o aumento do ângulo de operação da junta limita o deslocamento axial máximo entre os eixos.

1.4.3 Junta universal de bloco deslizante e munhão

A junta universal de bloco deslizante e munhão transmite velocidade não constante ao eixo movido e permite movimento axial relativo entre os eixos motor e movido. Consiste de uma caixa conectada a um eixo através de um pino e mancais, conforme mostrado na figura 4.

Figura 4 – Junta universal de bloco deslizante e munhão



Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

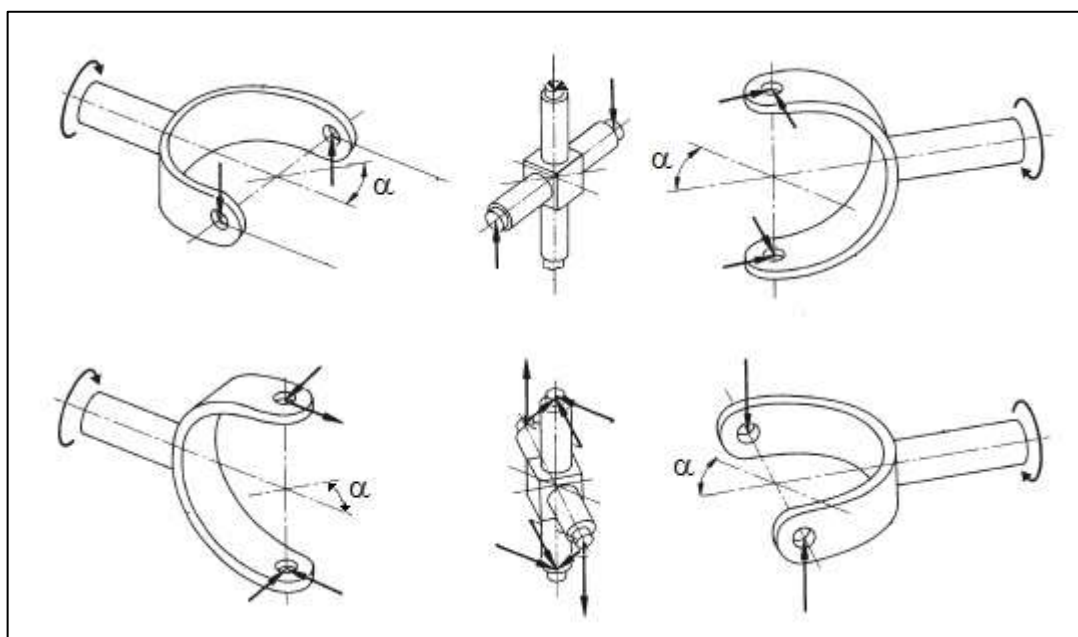
Esse tipo de junta foi comumente utilizado na Europa em carros de tração traseira e suspensão independente até a década de 50.

Comparado à junta universal de cruzeta e dois garfos, as vantagens e desvantagens desse tipo de junta universal são essencialmente as mesmas da junta citada em 1.4.2, exceto pelo fato de que as forças de empuxo necessária para o movimento relativo entre os eixos motor e movido são comparáveis ao arranjo de entalhado deslizante.

2 EQUAÇÕES DO MOVIMENTO

A cinemática do movimento de uma junta cardan é não convencional, sendo que a cruzeta da junta universal movimenta-se relativamente ao garfo em que está alojada – conforme pode ser visto na figura 5 abaixo.

Figura 5 – Movimento relativo da cruzeta em junta universal



Fonte: (Seherr-Thoss, Schmelz, Aucktor, & et al, 2005)

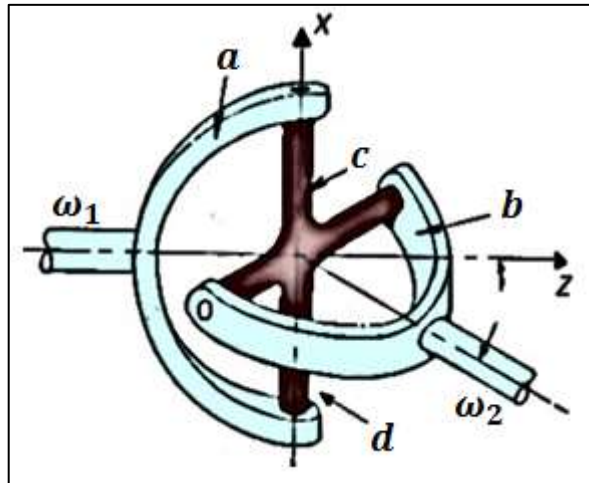
Em situações em que os eixos motor e movido operam deslocados de um certo ângulo, desenvolve-se um movimento não uniforme. Se o eixo motor da junta opera em velocidade rotacional constante, o eixo movido rotaciona de maneira não uniforme quanto a deslocamento angular, velocidade e aceleração. Este movimento tem as seguintes características:

1. O deslocamento e a velocidade angular médios é uniforme. Ou seja, se o garfo motor gira uma volta, o garfo movido também gira uma volta. No entanto, ao longo de uma revolução, os deslocamentos angulares diferenciam, a velocidade angular e a aceleração instantâneas não são transmitidos uniformemente através da junta universal.
2. O deslocamento angular do garfo movido acompanha e lidera o deslocamento angular do garfo movido duas vezes a cada revolução.
3. A máxima aceleração do eixo movido acontece quando a velocidade angular do eixo movido coincide com a velocidade angular do eixo motor. Também, a máxima

aceleração e desaceleração coincidem com o máximo atraso e máximo avanço respectivamente.

4. A diferença entre deslocamento angular, velocidade e aceleração aumenta ao passo que o ângulo entre os eixos motor e movido aumenta, porém a uma taxa crescente.

Figura 6 – Junta cardan



Fonte: (USHER, 1993)

Seja $[X \ Y \ Z]_0$ o sistema de coordenadas fixo no espaço com origem no centro da cruzeta mostrada na figura acima de forma que X esteja alinhado com o braço c da cruzeta e Z esteja alinhado com o eixo motor antes de a junta universal começar a girar (por consequência Y tem direção normal do plano do papel).

Depois que o eixo motor gira de um ângulo β_1 em torno do eixo cuja direção é dada por Z , o vetor que define a orientação do braço c da cruzeta é dado por:

$$\begin{bmatrix} \cos \beta_1 & -\sin \beta_1 & 0 \\ \sin \beta_1 & \cos \beta_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta_1 \\ \sin \beta_1 \\ 0 \end{bmatrix}_{XYZ_0}$$

Seja β_2 o ângulo de que gira o eixo movido devido ao movimento do eixo motor. Lembrando-se que o eixo movido encontra-se deslocado de um ângulo α com relação ao eixo Z (rotação em torno de X e pertence ao plano YZ , o vetor que define a orientação do braço d da cruzeta é dado por:

$$\left(\begin{bmatrix} \cos \beta_2 & -\sin \beta_2 & 0 \\ -\sin \beta_2 & \cos \beta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \right)^T \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \rightarrow$$

$$\rightarrow \begin{bmatrix} \cos \beta_2 & -\sin \beta_2 & 0 \\ \cos \alpha \sin \beta_2 & \cos \alpha \cos \beta_2 & \sin \alpha \\ -\sin \alpha \sin \beta_2 & -\sin \alpha \cos \beta_2 & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \beta_2 \\ \cos \alpha \cos \beta_2 \\ -\sin \alpha \cos \beta_2 \end{bmatrix}_{XYZ_0}$$

Como a cruzeta comporta-se como um corpo rígido, seus braços formam 90° o tempo todo, os vetores que definem a direção dos braços c e d são necessariamente perpendiculares e, portanto, o produto escalar dos dois vetores tem de ser nulo, logo:

$$\begin{bmatrix} \cos \beta_1 \\ \sin \beta_1 \\ 0 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} -\sin \beta_2 \\ \cos \alpha \cos \beta_2 \\ -\sin \alpha \cos \beta_2 \end{bmatrix} = 0 \rightarrow \cos \beta_1 \sin \beta_2 = \sin \beta_1 \cos \alpha \cos \beta_2$$

Simplificando-se a igualdade acima, obtemos:

$$\tan \beta_2 = \cos \alpha \tan \beta_1 \quad (2.1)$$

A equação acima pode ser diferenciada para fornecer a relação entre as velocidades angulares dos eixos motor e movido:

$$\omega_2 \left(\frac{1}{\cos^2 \beta_2} \right) = \cos \alpha \left(\frac{1}{\cos^2 \beta_1} \right) \omega_1$$

Para se simplificar ainda mais a relação entre as velocidades angulares dos dois eixos, podemos lançar mão do seguinte artifício: eleva-se a equação (2.1) $\tan \beta_2 = \cos \alpha \tan \beta_1$ (2.1) ao quadrado e soma-se 1 aos dois lados da equação, de modo que fica reduzida a:

$$\frac{\cos^2 \beta_2}{\cos^2 \beta_1} = \frac{1}{1 - \sin^2 \beta_1 \sin^2 \alpha}$$

Do que decorre que a relação entre as velocidades angulares fica reduzida a:

$$\omega_2 = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \beta_1 \sin^2 \alpha} \omega_1 \quad (2.2)$$

Diferenciando-se a equação acima com a suposição de que o eixo motor gira a velocidade constante, resulta a relação entre as acelerações angulares dos eixos, portanto:

$$\dot{\omega}_2 = \frac{\omega_1^2 \cos \alpha \sin^2 \alpha \sin(2\beta_1)}{(1 - \sin^2 \beta_1 \sin^2 \alpha)^2} \quad (2.3)$$

Para melhor se visualizar as relações apresentadas acima, são plotados os gráficos de deslocamento, velocidade e aceleração angulares do eixo movido em função dos mesmos parâmetros do eixo motor, para diversos valores de ângulo de operação.

3 VIBRAÇÕES, ACELERAÇÕES E VELOCIDADE CRÍTICA

Devido ao movimento não uniforme da junta universal verifica-se que o sistema fica sujeito a vibrações. Tais vibrações são responsáveis pela diminuição da vida da junta, ruído e desconforto no caso de veículos tripulados. A fim de melhor se compreender esse fenômeno as vibrações são divididas em três tipos, a saber: de par secundário, inerciais e torsionais.

Como qualquer outro mecanismo operando em rotação, a junta universal também apresenta sua frequência natural de vibração. Caso a operação do sistema se dê em frequência próxima a sua frequência natural de vibração, verifica-se a ocorrência de ressonância do sistema – caracterizado por grandes valores de amplitude do movimento resultando em tensões crescentes no material da junta, o que leva ultimamente ao colapso do sistema.

3.1 Par secundário

Durante a operação de uma junta universal deslocadas de um certo ângulo α é verificada a ação de momentos fletores tanto no eixo motor quanto no eixo movido, tais momentos estão sempre presentes quando da transmissão de torque entre os dois eixos e são chamados de par secundário.

Em um eixo cardan, o par secundário causa reações nas estruturas de apoio e também nos eixos intermediários, e podem produzir um efeito similar ao da velocidade crítica excitando os apoios duas vezes por revolução. O efeito do par secundário nos eixos intermediários é de uma excitação de uma vez por revolução, e tende a se somar ao efeito resultante de desbalanceamento.

A resposta dos apoios à vibração pode ser uma importante fonte de distúrbios, e irão ocorrer normalmente em certa faixa de frequência e sua amplitude aumenta diretamente com o aumento do torque transmitido. Mancais de apoio de eixos cardan de vários componentes são muito susceptíveis a esse tipo de vibração. O par secundário excitarão os mancais de apoio nas ocasiões em que o eixo cardan estiver girando a uma velocidade angular correspondente a metade da frequência natural dos mancais de apoio. Mancais de apoio para essa aplicação têm em geral uma frequência natural de 1000 a 2000 ciclos por minuto e, portanto, serão mais gravemente excitados ao eixo cardan girar de 500 a 1000 rpm.

A experiência adquirida em eixos cardan mostra que os valores dos momentos de par secundário devem ser mantidos abaixo de um certo valor máximo, a fim de se evitar tais vibrações maléficas de sensação similar a um tremor. Na tabela abaixo, (Society of Automotive Engineers, 1979, p. 62) estão contidos estes valores máximos segundo diferentes tipo de veículos na condição de máximo torque transmitido.

Tabela 3-1: Limites de vibrações de par secundário

Tipo de veículo	Valor máximo de par secundário (N)
De passageiros	36
De carga leve	67
De carga médio	111
De carga pesado	334

Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

O par secundário atuante no plano do eixo motor é dado por:

$$C_1 = T \tan \alpha \cos \beta_1$$

cuja amplitude vale $C_{1(max)} = T \tan \alpha$.

O par secundário atuante no plano do eixo movido é dado por:

$$C_2 = T \sen \alpha \sen \beta_1$$

cuja amplitude vale $C_{2(max)} = T \sen \alpha$.

Para pequenos ângulos $\tan \alpha \approx \sen \alpha$ e, portanto, os pares secundários atuando nos eixos motor e movido são aproximadamente iguais.

3.2 Vibrações torcionais

A velocidade rotacional não uniforme de uma junta cardan operando sob ângulo produz vibrações torcionais. Em um eixo cardan de duas ou mas juntas em série, é desejável que os ângulos das juntas sejam dispostos de modo que a comunhão de seus efeitos resulte em características de movimento uniforme quando o defasamento adequado dos garfos for empregado. Os efeitos de duas ou mais juntas universais operando em um eixo cardan podem ser combinados e expressos sob a forma de um *ângulo torsional equivalente*, cuja determinação é feita aplicando-se a equação (3.1) abaixo (Society of Automotive Engineers, 1979):

$$\alpha_{tor\ EQ}^2 = \alpha_1^2 \pm \alpha_2^2 \pm \dots \pm \alpha_n^2 \quad (3.1)$$

Em que α_i representa o ângulo da i -ésima junta universal, e o sinal positivo ou negativo é adotado segundo o defasamento dos garfos dos eixos cardan, conforme pode ser visto em 3.4.

A amplitude das oscilações torsionais que podem ser consideradas aceitáveis depende da velocidade de operação e de características das estruturas de sustentação e de outros elementos do eixo cardan e do sistema de propulsão. Foi observado que se os valores máximos das vibrações torcionais forem mantidos em até 400 rad/s², o eixo cardan opera de maneira satisfatória para veículos automotivos (Society of Automotive Engineers, 1979, p. 61). Esse nível de excitação é comparável a um cardan de uma única junta universal operando com 3° de deslocamento e 3600 rpm de velocidade angular.

Níveis excessivos de vibração torsional podem normalmente ser identificados pelas seguintes características:

- a. Vibrações torsionais causam momentos reativos nos elementos de apoio, o que pode excitar o motor a suspensão e os suportes da suspensão do eixo traseiro do veículo, o que se torna crítico caso frequências próximas à de ressonância de algum desses sistemas seja atingida.
- b. Ruídos de engrenagens são acentuados e um típico ruído de chocalho torna-se perceptível.
- c. Componentes rotativos não carregados comumente vibram devido a folgas de montagem, e caso a frequência natural dessa vibração seja de dois ciclos por revolução haverá ressonância e agravamento de ruído.

Vibrações torsionais elevadas são mais frequentemente observadas em conjuntos com duas ou mais juntas em que a diferença resultante de ângulos de operação é excessiva, ou em que a defasagem entre os garfos do eixo é inadequada.

3.3 Vibrações inerciais

Esse tipo de vibração é produzido pela flutuação do torque decorrente da inércia rotacional da junta universal ser acelerada e desacelerada durante o movimento não uniforme descrito em no item 2, devido ao ângulos de deslocamento da junta universal.

Vibrações inerciais são verificadas mesmo em arranjos da junta universal em que vibrações torsionais são eliminadas devido à simetria dos ângulos de operação do conjunto. São bastante similares a vibrações torsionais, com a ressalva de que ocorrem mesmo em condições de pouca ou nenhuma carga e, além do mais, são muito sensíveis à frequência de operação dos eixos motor e movido.

A amplitude dessas vibrações depende do valor do ângulo de que a junta universal está deslocado e também da inércia rotacional do eixo entre juntas.

Verifica-se que veículos automotivos são extremamente sensíveis a esse tipo de vibração e o distúrbio decorrente (ANDREEV, KABANAU, VANTSEVICH, & et al, 2010, p. 135). Como regra geral define-se como aceitável um valor máximo de 1000 rad/s^2 em condições de operação contínua para as acelerações inerciais de veículos automotivos (Society of Automotive Engineers, 1979, p. 62). Esse nível de excitação é comparável a um cardan de uma única junta universal operando com $4^\circ 45'$ de deslocamento e 3600 rpm de velocidade angular. Em eixos cardan em que a inércia rotacional de seus componentes é relativamente pequena (caso de eixos cardan de vários componentes) esse valor máximo limite pode ser aumentado para 2000 rad/s^2 – nível de excitação é comparável a um cardan de uma única junta universal operando com 8° de deslocamento e 3000 rpm de velocidade angular.

Em eixos cardan de vários componentes, é possível se arranjar os ângulos das juntas e também o defasamento dos garfos de modo que a aceleração dos eixos estejam em oposição de fase e, assim, reduzir o efeito das vibrações inerciais no sistema. Os efeitos de duas ou mais juntas universais operando em um eixo cardan podem ser combinados e expressos sob a forma de um *ângulo inercial equivalente (em “drive” e em “coast”)*, cuja determinação é feita aplicando-se as equações (3.2) e (3.3) abaixo (Society of Automotive Engineers, 1979).

$$\alpha_{ine EQdrive}^2 = (n - 1)\alpha_1^2 \pm (n - 2)\alpha_2^2 \pm \dots \pm (0)\alpha_n^2 \quad (3.2)$$

$$\alpha_{ine EQcoast}^2 = (n - 1)\alpha_n^2 \pm (n - 2)\alpha_{n-1}^2 \pm \dots \pm (0)\alpha_1^2 \quad (3.3)$$

Em que α_i representa o ângulo da i -ésima junta universal, e o sinal positivo ou negativo é adotado segundo o defasamento dos garfos dos eixos cardan, conforme pode ser visto em 3.4.

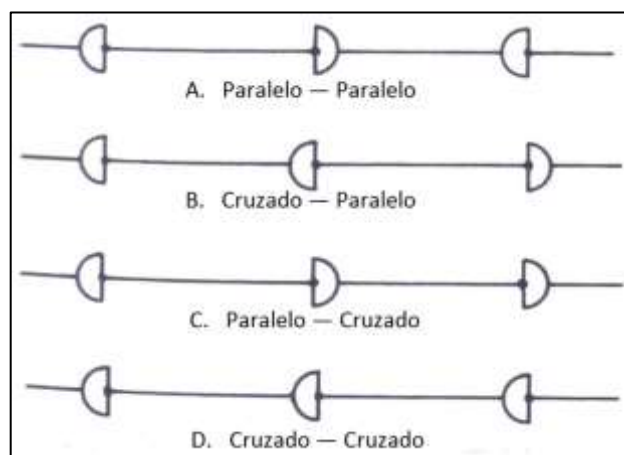
Vibrações inerciais normalmente produzem distúrbios em condições de pouca ou nenhuma carga no veículo. Seus efeitos são muito similares aos percebidos em condições de vibrações torsionais elevadas, exceto pelo fato de serem típicas de condições descarregadas.

3.4 Efeitos do defasamento dos garfos da junta universal

A disposição dos garfos das juntas universais em eixos cardan influenciam nos valores dos ângulos torsional e inercial equivalentes o que, por sua vez, influencia nos valores das vibrações torsionais e inerciais.

Para eixos cardan de três juntas universais, quatro disposições são comumente encontradas em veículos e são mostradas na figura 7, em que os garfos são defasados de ângulos de 90° entre si.

Figura 7 – Disposições típicas de eixos cardan de três juntas universais



Fonte: Autor

O ângulo torsional equivalente de cada uma dessas disposições é dado por:

Tabela 3-2: Ângulo torsional equivalente segundo disposição dos garfos

Disposição dos garfos da junta universal	Ângulo torsional equivalente
Paralelo — Paralelo	$\sqrt{\alpha_1^2 - \alpha_2^2 + \alpha_3^2}$
Cruzado — Paralelo	$\sqrt{\alpha_1^2 + \alpha_2^2 - \alpha_3^2}$
Paralelo — Cruzado	$\sqrt{\alpha_1^2 - \alpha_2^2 - \alpha_3^2}$
Cruzado — Cruzado	$\sqrt{\alpha_1^2 + \alpha_2^2 + \alpha_3^2}$

O ângulo inercial equivalente de cada uma das disposições mostradas na figura 7, por sua vez é dado por:

Tabela 3-3: Ângulo inercial equivalente segundo disposição dos garfos

Disposição dos garfos da junta universal	Ângulo inercial equivalente	
	Drive	Coast
Paralelo — Paralelo	$\sqrt{2\alpha_1^2 - \alpha_2^2}$	$\sqrt{2\alpha_3^2 - \alpha_2^2}$
Cruzado — Paralelo	$\sqrt{2\alpha_1^2 + \alpha_2^2}$	$\sqrt{2\alpha_3^2 - \alpha_2^2}$
Paralelo — Cruzado	$\sqrt{2\alpha_1^2 - \alpha_2^2}$	$\sqrt{2\alpha_3^2 + \alpha_2^2}$
Cruzado — Cruzado	$\sqrt{2\alpha_1^2 + \alpha_2^2}$	$\sqrt{2\alpha_3^2 + \alpha_2^2}$

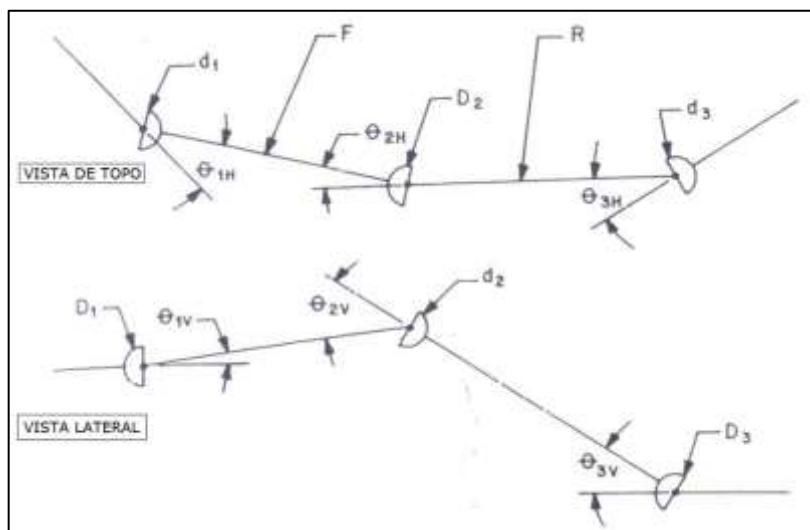
Para o cálculo das vibrações torsionais, são usados os valores de ângulos torsionais acima na equação (2.3) em substituição do valor de α .

3.4.1 Defasamento de um ângulo genérico

Caso a condição de diferença nula entre as rotações de entrada e saída seja desejada (portanto ângulo torsional equivalente nulo), o defasamento ótimo entre os garfos das juntas universais deve ser encontrado – e o procedimento será apresentado nos parágrafos seguintes.

Na figura 8 é representado arranjo genérico de um eixo cardan de três juntas universais:

Figura 8 – Esquema de eixo cardan de três juntas universais



Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

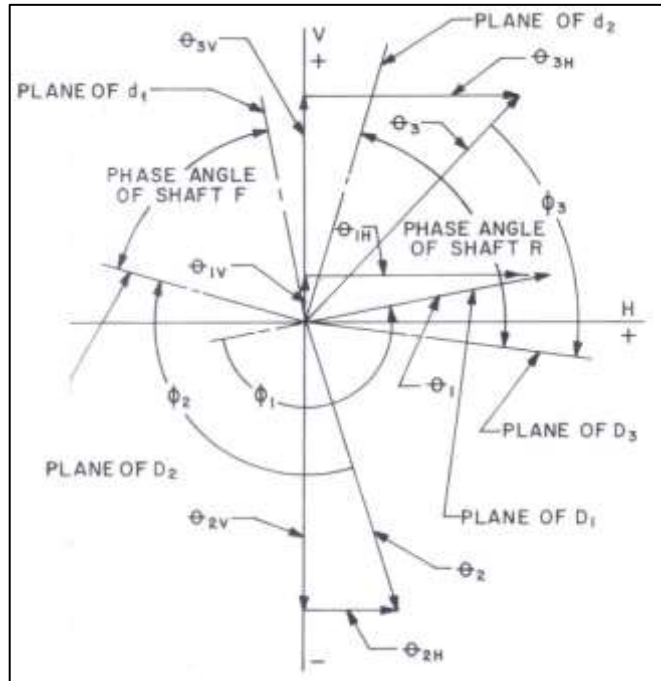
Na figura 9 abaixo são mostrados os dois eixos intermediários (F e R) vistos de frente. O plano do garfo motor D_1 é assumido alinhado com o plano do ângulo da junta universal θ_1 , e inicialmente a localização dos planos dos garfos motores D_2 e D_3 são desconhecidas. O ângulo φ_1 é medido em sentido antihorário, partindo do plano do garfo motor D_1 até o plano do ângulo da junta universal θ_1 . A soma vetorial para o arranjo genérico de três juntas universais é mostrado na figura 10. O ângulo φ_2 é selecionado de modo que a soma vetorial $\theta_1^2 + \theta_2^2$ tenha o mesmo módulo do vetor θ_3^2 . O ângulo φ_3 é selecionado de modo que o vetor θ_3^2 tenha direção oposta a $\theta_1^2 + \theta_2^2$, e disso será obtido o resultado desejado (velocidade rotacional de saída do garfo movido d_3 constante). Os seguintes passos podem ser seguidos para determinação dos ângulos de defasamento ótimo:

- Conforme a figura 10 o eixo vertical é arbitrariamente selecionado como eixo de referência.
- É traçado o ângulo $2\varphi_1$ em sentido antihorário.
- Nessa posição angular, constrói-se o vetor θ_1^2 . Logo em seguida constroem-se os vetores θ_2^2 e θ_3^2 , nas posições angulares φ_2 e φ_3 selecionadas conforme já descrito anteriormente.
- Na vista frontal (figura 9) são traçados os ângulos φ_2 e φ_3 a partir dos planos dos ângulos das juntas universais θ_2 e θ_3 no sentido horário respectivamente. Dessa

maneira estão localizados os planos dos garfos motores D_2 e D_3 , no instante em que o plano do garfo motor D_1 é coincidente ao plano do ângulo da junta universal θ_1 .

- e. Ainda na vista frontal, são traçados os planos dos garfos movidos d_1 e d_2 e finalmente o ângulo de defasamento entre d_1 e D_2 e o ângulo de defasamento entre d_2 e D_3 podem ser determinados.

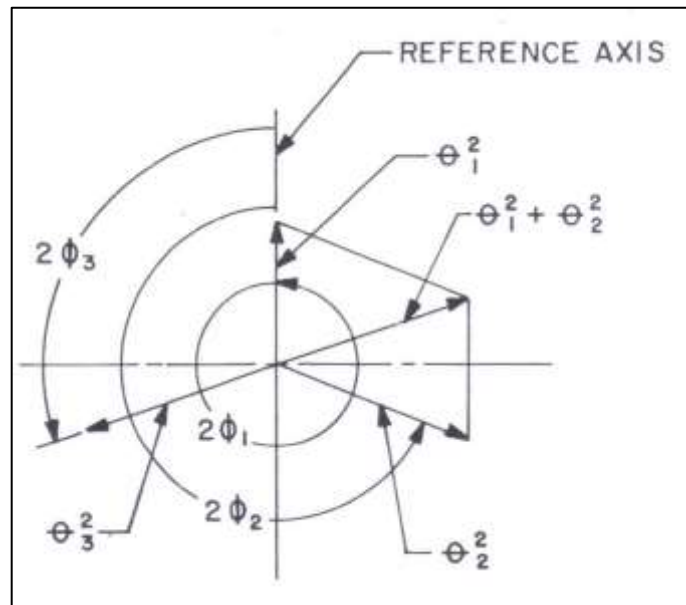
Figura 9 – Esquema de eixos cardan em vista frontal



Fonte: (Seherr-Thoss, Schmelz, Aucktor, & et al, 2005)

Uma vez conhecidos os ângulos φ_1 , φ_2 e φ_3 os ângulos inerciais equivalentes podem ser determinados conforme a figura 10 abaixo.

Figura 10 – Solução vetorial ângulo torsional equivalente



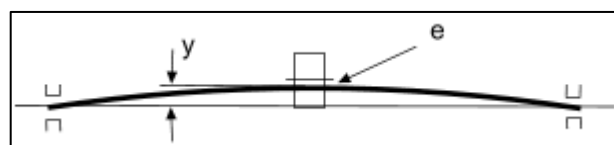
Fonte: (Seherr-Thoss, Schmelz, Aucktor, & et al, 2005)

3.5 Velocidade crítica de rotação

É bem sabido que eixos girando a certas velocidades angulares podem se tornar dinamicamente instáveis, do que decorrem vibrações de grande amplitude que acabam por resultar na fratura do eixo. Este fenômeno se deve a forças de desbalanceamento do eixo e é conhecido por velocidade crítica de rotação, que corresponde à frequência natural de vibração transversal do eixo.

Por melhor que seja o processo de fabricação do eixo, seu centro de massa nunca coincide exatamente com o eixo de rotação. Devido a essa excentricidade do centro de massa do eixo girante, é verificada a ação de uma força centrífuga que causa flexão no eixo e também vibração no sistema – uma vez que as reações dos apoios são variáveis no tempo. O fenômeno pode ser representado como um eixo ideal suportando um rotor cujo centro de massa está deslocado de uma distância e do eixo de rotação, conforme a figura abaixo:

Figura 11 – Eixo com rotor desbalanceado



Fonte: (DEN HARTOG, 1956)

Sob a influência da força centrífuga, o eixo irá fletir de uma distância y na sua região central com relação à linha neutra. Essa força centrífuga é contrabalanceada pela força

elástica restauradora interna do eixo, e a histerese do eixo age como amortecimento. Uma vibração auto-excitada na condição de velocidade crítica tem sua amplitude de deflexão aumentada indefinidamente caso o amortecimento do eixo seja nulo.

Um eixo cardan típico pode ser aproximado por um tubo longo e delgado de material elástico e, por isso, o valor de sua velocidade crítica de rotação pode ser expresso por:

$$N_c = 30\pi \sqrt{\frac{EI}{ML^3}} \quad (3.4)$$

A velocidade determinada pela equação acima corresponde à menor velocidade crítica e é aplicável para o caso de suportes rígidos (condição de contorno biapoiada). Existem outras velocidades críticas, correspondentes a harmônicos sucessivos, no entanto não são importantes para eixos cardan de veículos.

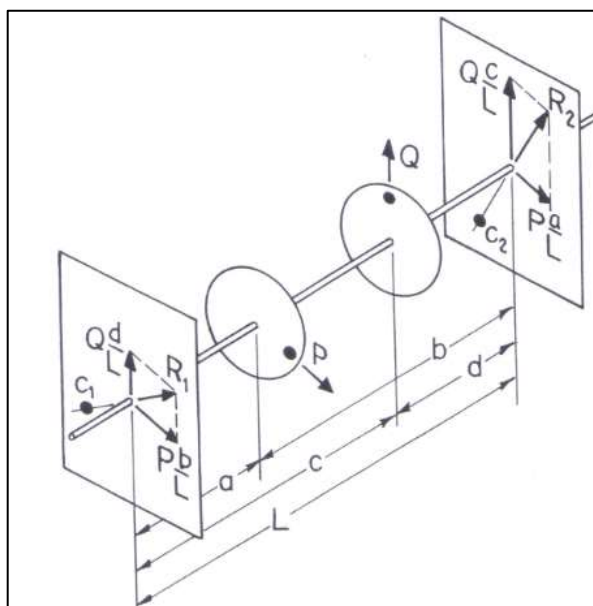
3.6 Balanceamento

Sabe-se que um rotor não exercerá qualquer distúrbio variável nos mancais que o suportam se o eixo de rotação coincidir com algum dos eixos principais de inércia do rotor. Contudo, devido a limitações dos processos de fabricação, o centro de massa de um rotor nunca coincide exatamente com o eixo de rotação. Essa excentricidade do centro de massa gera uma força centrífuga proporcional ao quadrado da velocidade de rotação, causando deflexão, tensões e vibrações que podem levar ao colapso dos componentes, também podem ocasionar ruídos desagradáveis e desconforto para ocupantes de um veículo.

O balanceamento pode ser definido como o processo de se alterar a distribuição de massa de um rotor para se eliminar (ou pelo menos minimizar) vibrações nos mancais de suporte do rotor. O desbalanceamento é medido em $kg\ mm$, e corresponde ao produto entre a massa de desbalanceamento e a distância dessa massa ao eixo de rotação.

Para se balancear um único disco pode-se simplesmente adicionar uma massa em posição diametralmente oposta à excentricidade original, levando-se em conta que a massa de desbalanceamento deve ser posicionada em uma posição radial que gere uma força centrífuga de mesma intensidade da força centrífuga devida ao desbalanceamento original.

Figura 12 – Balanceamento de dois discos



Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

Para se balancear um sistema composto por dois discos montados sobre um eixo ideal o procedimento é mais complexo. É possível que o sistema esteja estaticamente balanceado, porém dinamicamente desbalanceado. Esta situação é verificada porque o sistema está sujeito à ação de um momento fletor, e devido ao sistema girar em torno de um eixo fletido verifica-se desbalanceamento. Procede-se então à adição de massas de balanceamento a dois planos paralelos de rotação, depois de se determinar os valores dessas massas. Conforme a Figura 12 acima, primeiramente a força P pode ser substituída por duas forças paralelas Pa/L e Pb/L e a força Q pode ser substituída pelas forças paralelas Qc/L e Qd/L . O par de forças em cada plano é somado vetorialmente e obtêm-se as forças resultantes R_1 e R_2 , que podem ser balanceadas cada uma por uma massa de balanceamento posicionada diametralmente oposta à direção das forças R_1 e R_2 . A adição das massas C_1 e C_2 torna o sistema estaticamente e dinamicamente balanceado.

3.6.1 Origens de desbalanceamento em eixos cardan

Desbalanceamento de eixos cardan são resultado de diversos fatores, que são listados a seguir.

- a. Assimetria de componentes do eixo cardan, como os garfos da junta universal que podem ter massa consideravelmente diferente uns dos outros, ou o tubo pode ter espessura longitudinalmente variável.

- b. O eixo cardan pode estar apoiado fora de centro pelas estruturas de suporte.
- c. O próprio eixo cardan pode não ser exatamente retilíneo (retilineidade do eixo cardan)
- d. Tolerâncias de montagem das juntas universais, entalhados e de outros componentes permitem que o centro de massa do conjunto distancie-se do eixo de rotação.
- e. O próprio eixo cardan é elástico e, portanto, quando sujeito a ação de forças de balanceamento, deflete até o ponto em que forças elásticas restauradoras equilibram as forças de desbalanceamento.

3.6.2 Método convencional de balanceamento

Balanceamento dinâmico é geralmente a última operação realizada na fabricação e montagem de um eixo cardan, e o método mais comum é o convencional, que é basicamente aquilo descrito anteriormente utilizando-se a Figura 12.

Neste método, os dois planos de balanceamento são selecionados tão próximos às extremidades do eixo cardan quanto possível, para que as massas de balanceamento e o tempo necessário para integrá-las ao sistema sejam minimizados. O máximo valor de desbalanceamento residual admissível varia conforme a aplicação e a magnitude de vibração que pode ser tolerada pelos suportes onde o eixo cardan será montado.

Comumente as massas de balanceamento são soldadas ao tubo do eixo cardan nas posições angulares e valores adequados. A soldagem das massas é processada rapidamente e pode ser realizada pela própria máquina que determina o desbalanceamento e como corrigi-lo. As massas de balanceamento podem estar disponíveis em valores pré definidos ou podem ser cortados de blocos pela própria máquina balanceadora conforme necessário. Deve-se garantir que a adição das massas de balanceamento não interferirão na operação do eixo cardan, tomando-se a precaução de que o eixo não seja distorcido nem fragilizado no processo.

Segundo consta em (Society of Automotive Engineers, 1979, p. 218), veículos de passageiros e veículos de carga leves têm seus eixos cardan normalmente balanceados a um

valor de 0,50 oz-in (0,36 kg-mm), já veículos de carga médios ou pesados a um valor de 1,00 oz-in (0,72 kg-mm).

3.7 Lubrificação

Cruzetras de juntas universais são projetadas para reservarem uma quantidade adequada de lubrificante, que é levado aos rolamentos da junta devido à ação da força centrífuga. Conforme pode ser visto na figura 13 abaixo, a cruzeta da junta universal tem dutos para lubrificação dos rolamentos presentes em cada um de seus munhões.

Figura 13 – Canais de lubrificação da cruzeta de junta universal



Fonte: (Harnoy, 2002)

Os rolamentos e a cruzeta podem tanto ser lubrificados para a vida ou requerer relubrificações periódicas, feitas através do furo de lubrificação. O período de relubrificação e o tipo de lubrificante utilizado dependem principalmente da aplicação, do torque transmitido, da velocidade rotacional de operação e do ambiente.

Para a maioria dos carros, caminhões e demais aplicações estradeiras e não estradeiras, graxas lubrificantes com número NLGI 1 ou 2 são geralmente recomendadas devido a boa resistência a cargas elevadas. Esse tipo de lubrificante normalmente é composto de óleo mineral refinado e sabão de 12-hidroxiestearato de lítio. Aditivos de extrema pressão são incorporados ao lubrificante conforme a necessidade, assim como outros tipos de aditivos, para que características específicas de desempenho sejam atingidas. Uma vantagem de se utilizar graxa como lubrificante advém do fato de que, devido a sua consistência viscosa, os roletes dos rolamentos são mais facilmente mantidos dentro das buchas da junta universal durante o processo de montagem.

Requisitos típicos de desempenho de graxas ou óleos lubrificantes que devem ser atendidos para diferentes aplicações são encontrados na norma SAE J310. Além de garantir durabilidade da junta universal, reduzindo abrasão e desgaste das superfícies em contato, o lubrificante deve suportar satisfatoriamente possíveis condições desfavoráveis do ambiente em que será utilizado.

4 PROJETO DO EIXO CARDAN

4.1 Parâmetros e requisitos de projeto

Os parâmetros e requisitos de projeto do eixo cardan para o veículo agrícola (cuja representação esquemática é mostrada na figura 14) são listados abaixo:

Torque máximo do motor: 1600 Nm;

Máxima rotação do motor: 2200 RPM;

Relação de redução da marcha mais lenta: 16,47;

Relação de redução da marcha mais rápida: 0,98;

Relação de redução da marcha de operação normal: 2,48;

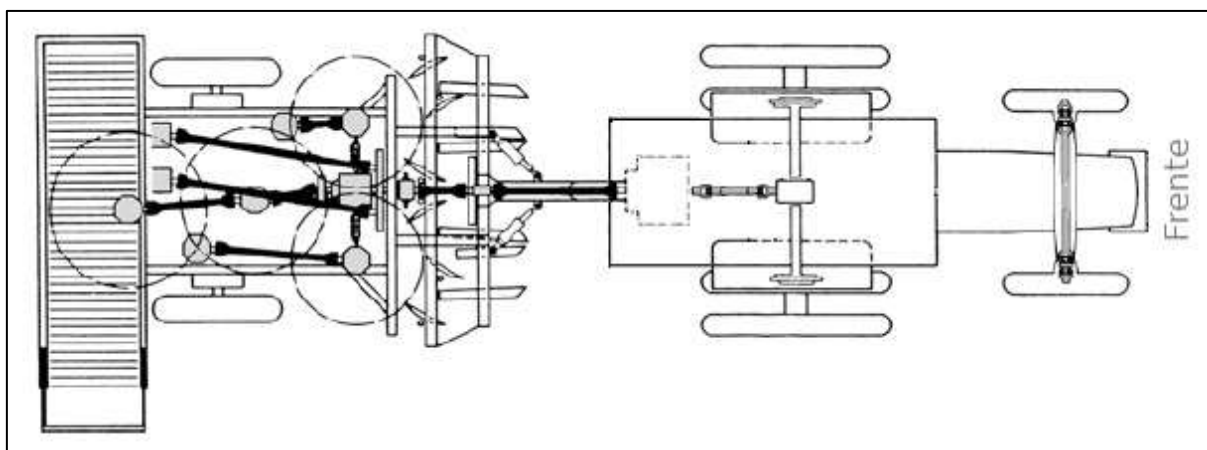
Máxima distância entre juntas universais: 636 mm;

Mínima distância entre juntas universais: 548 mm;

Ângulos das juntas universais: $3,0^\circ$ e $1,6^\circ$;

Quilometragem: 100000 Km;

Figura 14 – Representação esquemática de veículo agrícola



Fonte: (ANDREEV, KABANAU, VANTSEVICH, & et al, 2010)

4.2 Análise das vibrações torsionais e inerciais

Empregando-se as equações (3.1) a (3.3) para o cálculo do ângulo torsional e dos ângulos inerciais equivalentes será possível analisar se o eixo cardan do veículo agrícola estará sujeito a vibrações torsionais e inerciais acima dos valores recomendados nos

capítulos 3.2 e 3.3. Dessa forma o ângulo torsional e os ângulos inerciais equivalentes são dados por:

$$\alpha_{tor\ EQ} = \sqrt{3,0^2 - 1,6^2} = 2,6^\circ$$

$$\alpha_{ine\ EQ_{drive}} = \sqrt{(2 - 1) \times 3,0^2 - (0) \times 1,6^2} = 3,0^\circ$$

$$\alpha_{ine\ EQ_{coast}} = \sqrt{(2 - 1) \times 1,6^2 - (0) \times 3,0^2} = 1,6^\circ$$

Uma vez conhecidos os ângulos equivalentes, o valor das vibrações torcionais e inerciais é dado pelo máximo valor assumido pela equação (2.3) variando-se β_1 entre 0° e 360° , portando:

$$\dot{\omega}_{tor\ MAX} = 113,8\ rad/s^2$$

$$\dot{\omega}_{ine_{drive}\ MAX} = 151,5\ rad/s^2$$

$$\dot{\omega}_{ine_{coast}\ MAX} = 43,1\ rad/s^2$$

Comparando-se os valores calculados acima com os valores máximos recomendados nos capítulos 3.2 e 3.3, pode-se dizer que as acelerações torsionais e inerciais estão dentro dos limites recomendados.

4.3 Projeto do tubo

Para definição do dimensional do tubo de um eixo cardan, diâmetro interno ou externo, espessura e comprimento, é necessário que sejam conhecidos os parâmetros de projeto, que são: máximo torque de operação, máxima velocidade rotacional de operação, distância e desalinhamento entre eixos motor e movido.

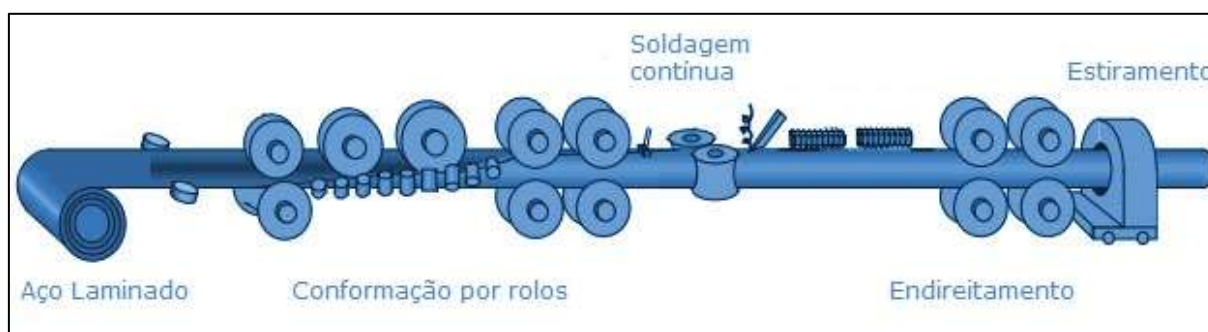
Considera-se como máximo torque de operação o máximo torque capaz de ser fornecido pelo motor do veículo multiplicado pela maior relação de redução da caixa de transmissão, a relação de stall do conversor de torque, a relação de redução do eixo trativo, conforme a configuração na qual está empregado o eixo cardan. No entanto, há casos em que o torque de derrapagem dos pneus é o limite do transmitido pelo eixo cardan. Para o dimensionamento do eixo cardan é necessário também levar-se em conta o torque atuante na forma de choque, visto que na condição de carga impulsiva a tensão desenvolvida no eixo cardan pode ser consideravelmente maior do que a desenvolvida em condição de regime permanente.

A máxima velocidade rotacional de operação do eixo cardan corresponde à máxima velocidade rotacional de operação do motor dividida pela menor relação de redução da caixa de transmissão (que pode ser menor que a unidade). A máxima velocidade rotacional de operação pode atuar como fator limitante do comprimento do eixo cardan, pois com o aumento deste ocorre a diminuição da velocidade crítica de operação – conforme calculado no capítulo 3.5 – acima da qual a operação do eixo cardan pode resultar no colapso do sistema.

4.3.1 Seleção de material do tubo

Em geral, emprega-se aço baixo carbono laminado a frio em tubos de eixos cardan. Para a fabricação de tubos, as chapas de aço passam por um processo de conformação por rolos de modo que adquiram forma cilíndrica porém ainda em perfil aberto. Posteriormente passam por um processo de soldagem contínua e o perfil é fechado. Em seguida o tubo passa por um tratamento térmico de normalização para alívio das tensões residuais na região termicamente afetada pela soldagem e para que o tubo seja finalmente endireitado, processo de correção da ovalização da seção transversal e melhorar a cilindricidade do tubo, em alguns casos estirado e, finalmente cortado em um comprimento conveniente. Representa-se na figura 15 abaixo os processos listados anteriormente forma simplificada:

Figura 15 – Processo de fabricação de tubo



Fonte: (ANDREEV, KABANAU, VANTSEVICH, & et al, 2010)

4.3.2 Dimensionamento do tubo

A tensão de cisalhamento em um tubo de seção circular é máxima nas fibras mais externas do tubo, e é calculada por:

$$S_s = \frac{16Td_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \quad (4.1)$$

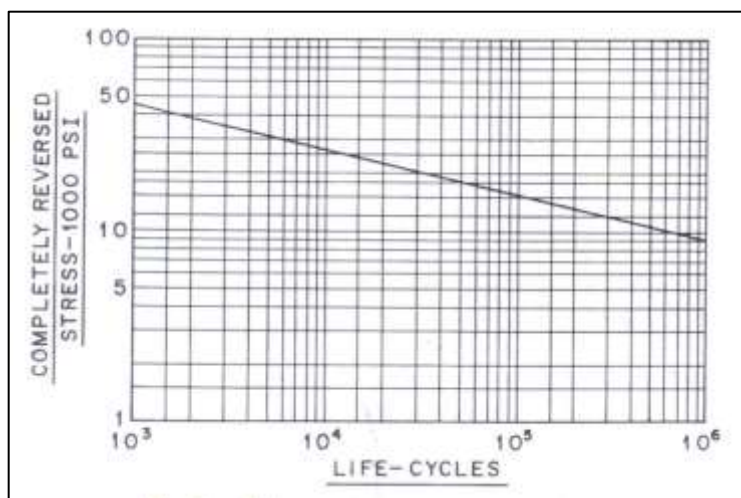
Sabendo-se que o torque máximo de aplicação corresponde ao máximo torque do motor multiplicado pela relação de redução da marcha mais lenta (apresentados em 4.1) é possível dimensionar o tubo. Selecionando-se um tubo com 125,0 mm de diâmetro externo e 4,5 mm de espessura a tensão de cisalhamento na condição de máximo torque calculada é de:

$$S_{SM} = \frac{16 \times (1600 \times 12,47) \times 0,1250}{\pi(0,1250^4 - 0,1160^4)} = 200 \text{ MPa}$$

Neste trabalho pretende-se utilizar aço de resistência ao cisalhamento de 300 Mpa e, com isso, o fator de segurança calculado é então de 1,5 e acomoda situações como cargas impulsivas e eventuais abusos de aplicação.

Uma vez calculado o nível de tensão atuante no tubo, é possível estimar sua vida em fadiga valendo-se do gráfico S-N mostrado na figura 16 abaixo.

Figura 16 – Curva S-N de tubos de seção circular



Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

Confrontando-se o valor de tensão atuante no tubo com a curva S-N mostrada acima, estima-se uma vida de 50000 ciclos – a que corresponde uma quilometragem de cerca de 100000 Km (ANDREEV, KABANAU, VANTSEVICH, & et al, 2010) para veículos agrícolas.

4.3.3 Verificação da velocidade crítica de rotação

Uma vez conhecidas as dimensões do tubo, é possível verificar se a máxima rotação do eixo cardan é próxima de sua velocidade rotacional crítica. Para tal verificação aplica-se a equação (3.4):

$$N_c = 30\pi \sqrt{\frac{(2,0 \times 10^{11}) \times \left(\frac{\pi(0,125^4 - 0,116^4)}{64}\right) \times 9,81}{\left(7,8 \times 10^3 \left(\frac{\pi(0,125^2 - 0,116^2)}{4}\right) \times 0,636\right) \times 0,636^3}} = 24300 \text{ rpm}$$

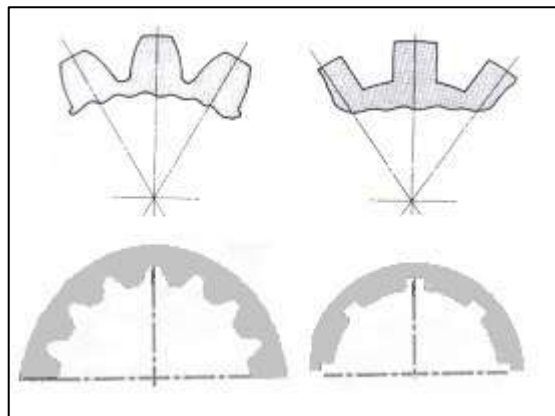
De acordo com as informações disponíveis em 4.1 a máxima velocidade rotacional do eixo cardan é de 2250 rpm.

Comparando-se a máxima velocidade rotacional do eixo cardan à primeira velocidade crítica calculada, pode-se dizer que a condição de operação está consideravelmente distante da condição de velocidade crítica.

4.4 Projeto da haste entalhada

O entalhado é um elemento de máquina que pode ser compreendido como várias chavetas (correspondentes aos dentes do entalhado) e vários rasgos de chaveta (correspondentes aos espaços entre os dentes) espaçados igualmente de maneira radial. Normamente têm um ângulo de pressão menor que 45° e podem ter dentes retos ou com perfil evolvente, conforme a figura 17 abaixo:

Figura 17 – Perfis de entalhado



Fonte: Autor

Em um eixo cardan, a função básica de um entalhado é transmitir torque entre o eixo motor e o eixo movido. Além dessa função, em várias aplicações deve ser capaz de acomodar mudanças de comprimento decorrente do movimento da suspensão do veículo. Muito embora a principal solicitação mecânica do entalhado seja devido ao torque transmitido, as solitações devidas aos efeitos dos momentos de pares secundários e do desbalanceamento do conjunto (sobretudo nos casos em que opera em altas velocidades

rotacionais) não devem ser desprezadas. Portanto o entalhado deve ter resistência suficiente para transmitir o máximo torque de aplicação, levando-se em consideração carregamentos de choque, e também longa vida em fadiga.

O perfil de dentes evolventes é o mais comumente empregado pois oferece uma série de vantagens, é auto-centralizante, usinagem barata e de fácil inspeção dimensional. As várias proporções empregadas na definição do perfil evolventes dos dentes do entalhado e as tolerâncias associadas a cada um deles são mostradas em (American National Standards Institute, 1970), para ângulos de pressão de 30, 37,5 e 45°. O ângulo de pressão deve ser escolhido segundo questões econômicas e conforme a aplicação: se é requerido que um membro deslize contra o o outro enquanto torque é transmitido, recomenda-se um ângulo de pressão de 30° para diminuição do esforço axial de atrito e uma razão de 2,25 a 2,75 entre o comprimento e o diâmetro de passo do entalhado. Outra medida empregada para redução do esforço axial atuante no deslizamento do entalhado é o revestimento por uma camada de baixo atrito, comumente de base polimérica.

4.4.1 Dimensionamento da haste entalhada

A tensão de cisalhamento em uma haste entalhada de seção circular é calculada nas fibras localizadas na base dos dentes, e é dada por:

$$S_s = \frac{16T}{\pi d_b^3} \quad (4.2)$$

Selecionando-se um entalhado de 46 dentes e 87,7 mm de diâmetro de topo dos dentes (American National Standards Institute, 1970), o diâmetro da base dos dentes é de 74,1 mm, portanto:

$$S_s = \frac{16 \times 20000}{\pi 0,0741^3} = 250 \text{ MPa}$$

A tensão de cisalhamento atuante nos dentes do entalhado é dada por:

$$S_{SD} = \frac{2T}{DtL N/2} \quad (4.3)$$

Em que D representa o diâmetro de passo (85.6 mm), t a largura dos dentes (2,92 mm na altura do diâmetro de passo), L o comprimento do entalhado (68.5 mm) e N o número de dentes (46), e calculando-se:

$$S_{SD} = \frac{2 \times 20000}{0,0856 \times 0,00292 \times 0,0685 \times 46/2} = 100 \text{ MPa}$$

4.4.2 Dimensionamento do garfo entalhado

A tensão de cisalhamento em um garfo entalhado de seção circular é calculada na região localizadas entre o diâmetro de base dos dentes (que corresponde ao diâmetro de topo dos dentes da haste entalhada somado da tolerância radial) e o diâmetro externo, e é dada por:

$$S_s = \frac{16Td_o}{\pi(d_o^4 - d_{bd}^4)} \quad (4.4)$$

Selecionando os valores de d_{bd} e de d_o como 87,75 mm e 100,0 mm:

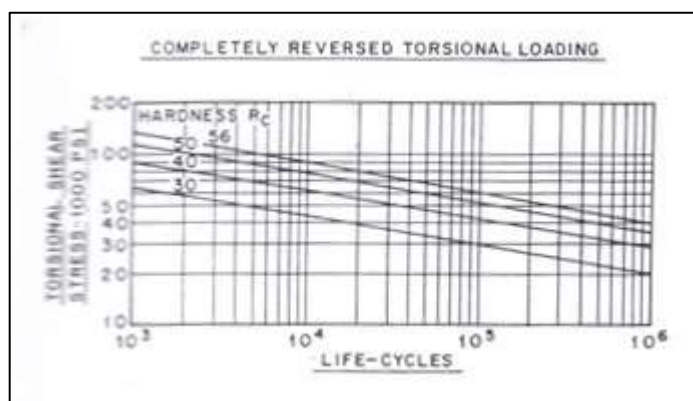
$$S_s = \frac{16 \times 20000 \times 0,1000}{\pi(0,1000^4 - 0,0875^4)} = 250 \text{ MPa}$$

O comprimento do entalhado do garfo deve ser o suficiente para acomodar o movimento axial da haste entalhada, satisfazendo com excesso o requisito de mudança de comprimento devido aos movimentos da suspensão. Levando-se em conta os parâmetros e requisitos de projeto em 5.1, o comprimento do entalhado do garfo deve ser de:

$$L_{ent}^{garfo} = L_{ent}^{haste} + \Delta L_{req} + \text{Excesso} = 68,5 + 85,0 + 21,5 = 175 \text{ mm}$$

Baseando-se nas análises de tensões atuantes na haste entalhada e no garfo entalhado, procede-se à seleção do material. Uma vez que o entalhado é projetado para ser mais resistente do que a haste, o modo comum de falha é o surgimento de trinca devido a fadiga no raio de concordância do entalhado. Para se atender às necessidades da aplicação comumente recorre-se ao emprego de aços de médio carbono, com resistência ao cisalhamento de 350 MPa passando por um processo de endurecimento para se atingir uma dureza superficial de pelo menos 70 R_c. Utilizando-se esse tipo de material, pode utilizar a curva S-N abaixo (Society of Automotive Engineers, 1979) para determinação da vida em fadiga da haste entalhada.

Figura 18 - Curva S-N de haste entalhada



Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

Confrontando-se o valor de tensão atuante na haste entalhada com a curva S-N mostrada acima, estima-se uma vida de 50000 ciclos.

4.5 Projeto das juntas universais

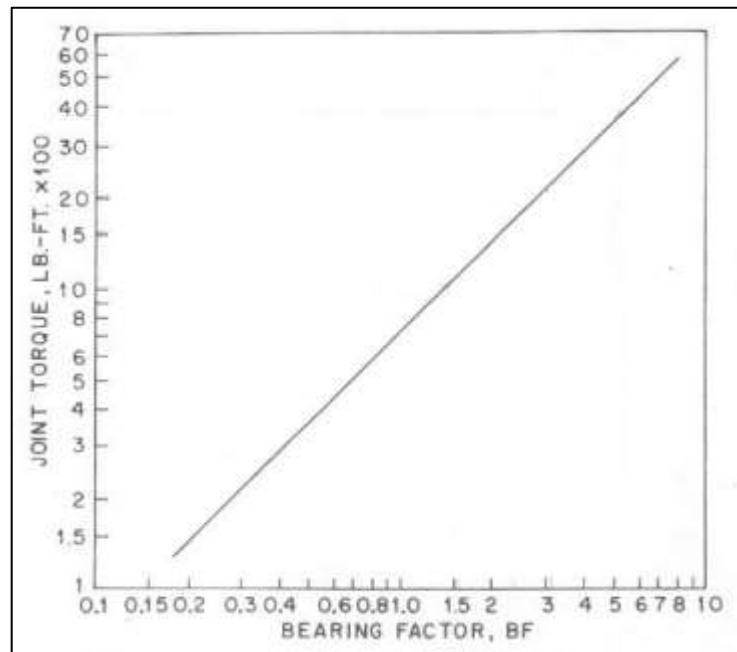
A vida útil de um eixo cardan é determinada principalmente pelas juntas universais. Se a lubrificação e a vedação são adequadas, a vida das juntas é limitada pela sua resistência à fadiga devida a flexão e a pressão de contato decorridos milhares de ciclos. Se a lubrificação ou a vedação é deficiente a vida é limitada por corrosão e por abrasão devido ao desgaste dos componentes da junta. Para o projeto da junta universal abaixo, será assumido que a lubrificação e a vedação são adequadas.

O ponto de partida para o projeto das juntas universais será a especificação da vida de 100000 km em regime de operação normal, que corresponde a um período de operação de 5000 horas conforme calculado abaixo:

$$\frac{100000 \text{ km} \times 3000 \text{ rev/km}}{1000 \text{ rev/min} \times 60 \text{ min/hora}} = 5000 \text{ h}$$

A vida de uma junta universal é uma função do torque, do ângulo e da velocidade rotacional de operação. Portanto, para que o dimensionamento da junta resulte num valor adequado de vida, estes parâmetros devem ser levados em conta pelo projetista. Para tanto, pode-se consultar o gráfico da figura 19 – em que é proposta uma relação entre o torque atuante na junta universal em uma condição padrão de inclinação de junta de 3°, velocidade de operação de 1000 rpm e 3000 horas de vida B_{10} , e o fator de rolamento (será explicado adiante).

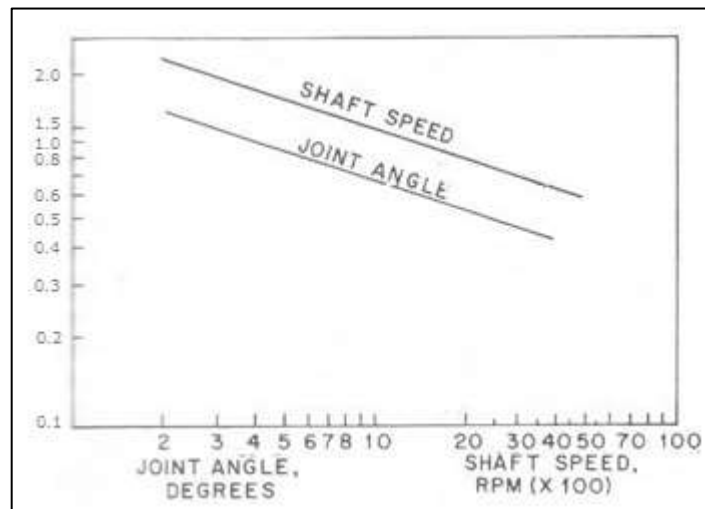
Figura 19 – Fator de rolamento



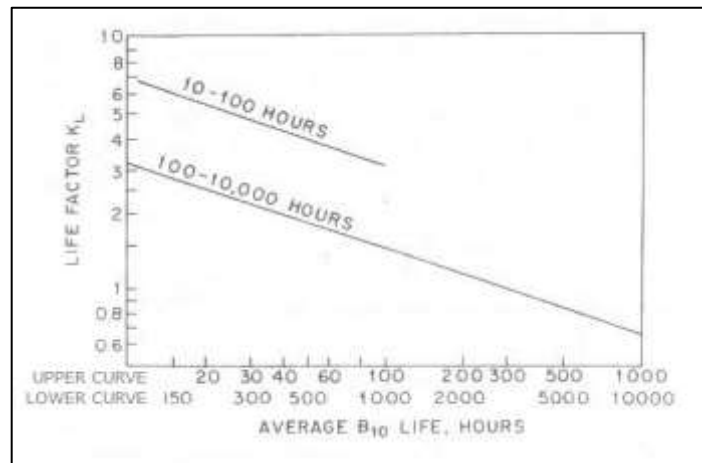
Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

Se a junta universal não opera inclinada de 3° a 1000 rpm e a uma vida B_{10} esperada de 3000 horas, então devem ser empregados os fatores de correção de ângulo, velocidade e vida – também propostos pela SAE e que podem ser retirados dos gráficos abaixo.

Figura 20 – Fator de correção de velocidade e de ângulo



Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

Figura 21 – Fator de correção de vida B_{10} 

Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

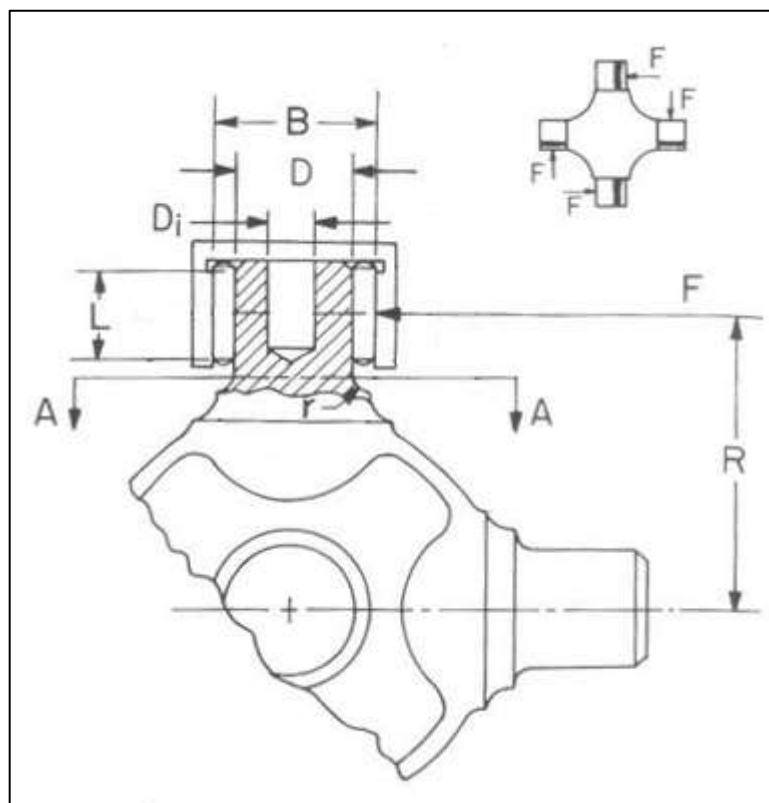
Conhecendo-se a condição normal de operação e a vida B_{10} esperada, os fatores de correção podem ser obtidos dos gráficos acima, e o torque corrigido para emprego do gráfico da figura 19 pode ser calculado:

$$T_{\text{corrigido}} = \frac{T}{K_A \cdot K_S \cdot K_L} = \frac{4000}{0,9 \times 1,0 \times 0,9} = 5000 \text{ Nm} \quad (4.5)$$

Portanto o valor de fator de rolamento obtido no gráfico da figura 19 é de 5,10.

O fator de rolamento corresponde ao produto da área de rolamento de cada eixo munhão da junta universal (que serve de pista interna de rolamento) pelo braço da força atuante na junta universal. O fator de rolamento serve como índice para se comparar a capacidade de diferentes juntas universais de maneira simplificada. A figura 22 abaixo representa graficamente as grandezas usadas para determinação do fator de rolamento:

Figura 22 – Representação do fator de rolamento



Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

Sabendo-se um valor proposto para o fator de rolamento, torna-se possível a escolha inicial das dimensões das juntas universais capazes de transmitir o torque requerido em níveis seguro de tensão.

$$FR = \frac{DRL}{16387} \quad (4.6)$$

4.5.1 Dimensionamento das juntas universais

Tendo-se fixado um valor aproximado para o fator de rolamento, são agora selecionados valores para o diâmetro dos munhões, distância entre centro de cruzeta e centróide da pista de rolamento dos roletes (que corresponde ao braço da força atuante na junta universal) e o comprimento da pista de rolamento dos roletes. Para início do dimensionamento selecionamos os valores de 45.7mm, 65.0mm e 29.0mm respectivamente.

Sendo T_m o torque máximo a ser resistido pela junta universal, a força atuante em cada munhão (de maneira simplificada no centróide da pista de rolamento) é dada por:

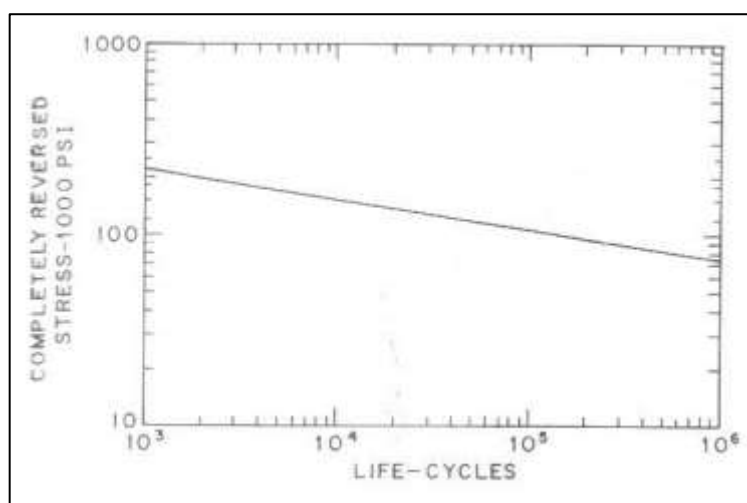
$$F = \frac{T_m}{2R} = \frac{20000}{2 \times 0.0650} = 154 \text{ kN} \quad (4.7)$$

A tensão devido a flexão na seção A-A (mostrada na figura 22) tem valor máximo de:

$$S = \frac{32K_tFLD}{\pi(D^4 - D_i^4)} = \frac{32 \times 1,5 \times 154000 \times 29,0 \times 45,7}{\pi \times (45,7^4 - 8,0^4)} = 715 \text{ MPa} \quad (4.8)$$

Munhões temperados e cementados exibem tipicamente tensão de ruptura de cerca de 1500 MPa. A vida em fadiga de uma junta universal submetida a ciclos sucessivos de torção pode ser prevista utilizando-se o diagrama S-N mostrado na figura 23 abaixo, do que se espera uma vida de 50000 ciclos da junta universal dimensionada. Para o tipo de ensaio usado para determinação do diagrama S-N abaixo o tipo de falha esperado é o surgimento de trinca no raio de concordância na base do munhão devido a flexão.

Figura 23 – Curva S-N de junta universal

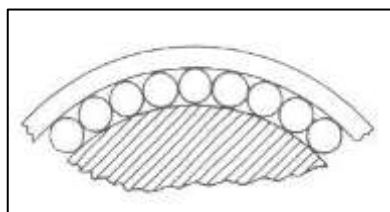


Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

4.5.2 Dimensionamento dos rolamentos da junta universal

As juntas universais de veículos automotivos comumente empregam rolamentos sem gaiola, como pode ser visto na figura 24 abaixo.

Figura 24 – Rolamento sem gaiola de junta universal



Fonte: Autor

São usados nos rolamentos das juntas universais tanto rolos de extremidade esférica quanto de extremidade plana (figura 25 abaixo); os de extremidade esférica são mais comumente empregados por serem mais baratos, no entanto os de extremidade plana têm maior área efetiva de contato com o munhão.

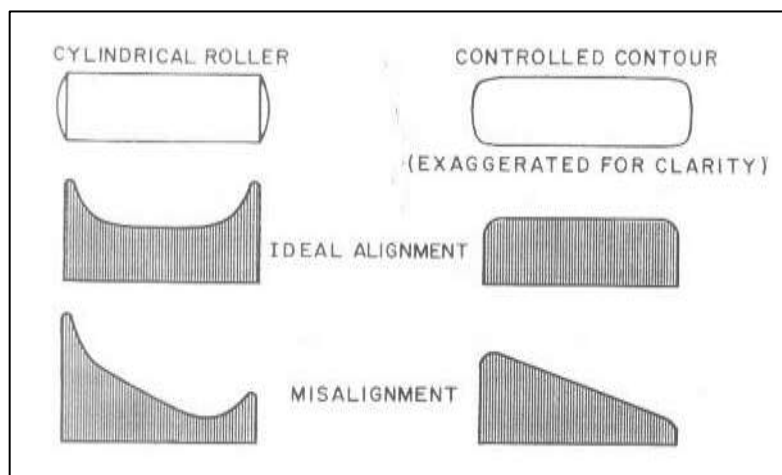
Figura 25 – Padrão de contato dos rolos do rolamento da junta universal



Fonte: Autor

Rolos de extremidade esférica são normalmente fabricados com um perfil controlado, diferente de um perfil exatamente cilíndrico com a finalidade de se melhorar o padrão de contato entre os rolos e o munhão. Os padrões de contato são mostrados na figura 26 abaixo e, comparando-os, pode-se notar que o uso de perfil controlado minimiza fatores de aumento da pressão de contato nas extremidades, tanto na condição de alinhamento ideal quanto em condição de alinhamento não ideal (decorrente de tolerâncias de fabricação e montagem e também da deflexão causada pelo torque atuante na junta) entre o munhão e os rolos.

Figura 26 – Padrão de contato dos rolos da junta universal

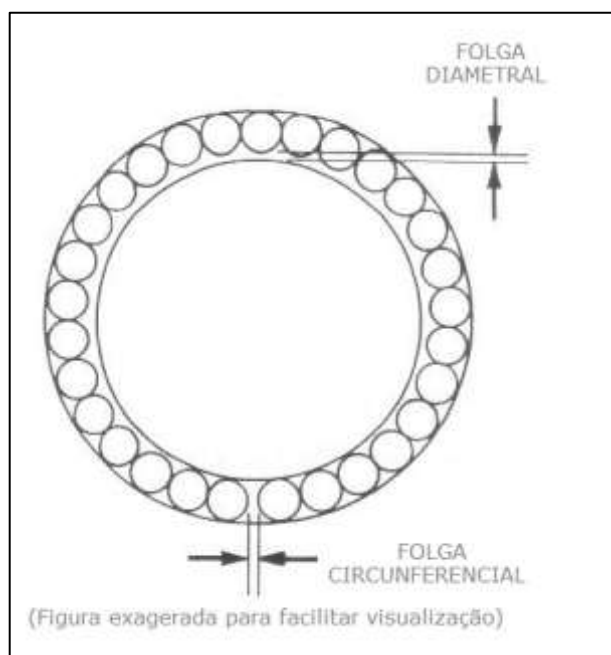


Fonte: (Society of Automotive Engineers, 1979)

A razão entre o comprimento e o diâmetro dos rolos de juntas universais normalmente se situa entre 3,50 e 8,50 (Society of Automotive Engineers, 1979). Portanto, neste trabalho serão usados rolos com 6,0 mm de diâmetro ($d = 6,0$).

Na figura 27 são mostradas as folgas radial e circunferencial. Para vida ótima dos rolamentos da junta universal de veículos automotivos, valores mínimos para tais folgas são recomendados: 0,03 mm para a folga circunferencial, de modo que ótima orientação dos rolos seja obtida; 0,003 mm para a folga radial, visto que os rolos apenas oscilam a folga pode ser bastante pequena.

Figura 27 – Folga diametral e folga circunferencial



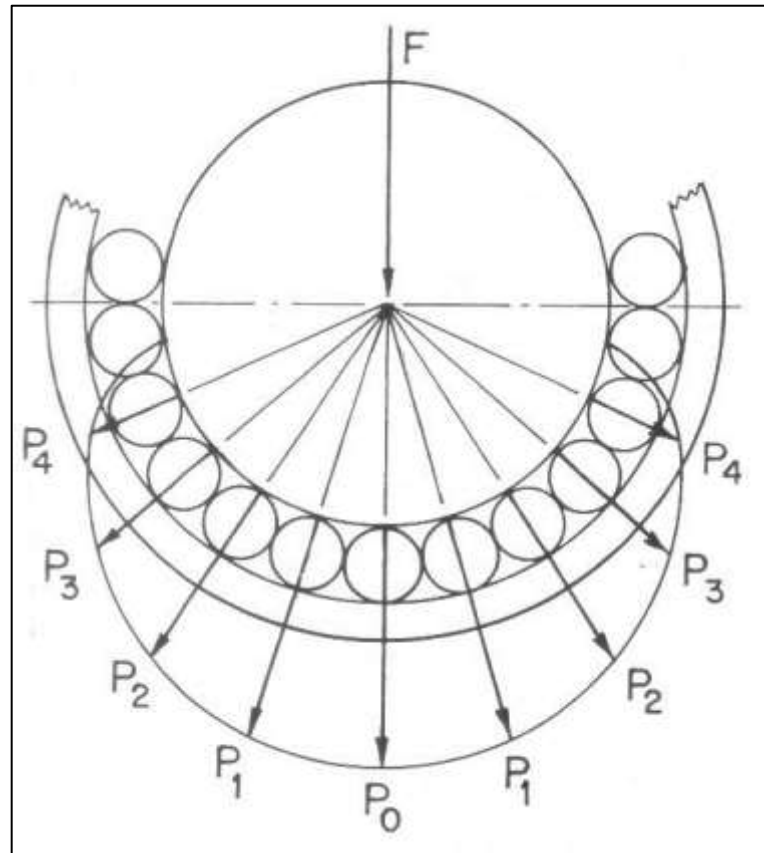
Fonte: Autor

O número de rolos é dado pela fórmula abaixo (Harnoy, 2002):

$$n = \frac{\pi(D + d)}{d} = \frac{\pi \times (45.7 + 6.0)}{6.0} = 27 \quad (4.9)$$

Uma vez que as dimensões do rolamento foram tentativamente calculados, é possível proceder com o cálculo das pressões de contato entre os rolos e o munhão e entre os rolos e as buchas, conforme a teoria Hertiziana. Na figura 28 abaixo é representado um rolamento de junta universal cujo munhão está sob a ação da força F , assumida como radial por simplificação. A carga é dividida desigualmente os rolos, conforme pode ser visto na figura 28, e devido à tolerância radial, rolos distantes de pouco menos de 90° do rolo mais intensamente carregado encontram-se descarregados.

Figura 28 – Distribuição de forças em rolamento carregado radialmente



Fonte: (Harnoy, 2002)

O valor da pressão de contato média (MPa) entre os rolos e o munhão é calculada pela fórmula:

$$S_{CRM} = 204,5 \sqrt{\frac{P_0}{L} \left(\frac{1}{d} + \frac{1}{D} \right)} \quad (4.10)$$

Já o valor da pressão de contato média (MPa) entre os rolos e a bucha é calculada pela fórmula:

$$S_{CRB} = 204,5 \sqrt{\frac{P_0}{L} \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{B} \right)} \quad (4.11)$$

Nas duas equações acima, d , D , L e B (diâmetro interno da bucha – ver figura 22 – 51,5 mm) são usados em mm. E P_0 representa a carga do rolo mais intensamente carregado, em N, que por sua vez é dado por:

$$P_0 = \frac{5 F}{n} = \frac{5 \times 154000}{27} = 28,5 \text{ kN}$$

Portanto os valores de S_{CRM} e S_{CRB} podem ser calculados, e valem 2790 MPa e 2460 MPa respectivamente. Segundo recomendação de (Society of Automotive Engineers, 1979) os valores de pressão de contato médio não devem ultrapassar 3000 MPa.

5 PROJETO DO EIXO CARDAN DO IMPLEMENTO AGRÍCOLA

Para projeto do eixo cardan do implemento agrícola do veículo mostrado na figura 14 será a mesma metodologia empregada no capítulo 4.

5.1 Parâmetros e requisitos de projeto do implemento agrícola

Os parâmetros e requisitos de projeto do eixo cardan para o veículo agrícola (cuja representação esquemática é mostrada na figura 14) são listados abaixo:

Potência: 1600 Nm;

Máxima rotação de operação: 850 RPM;

Mínima rotação de operação: 540 RPM;

Máxima distância entre juntas universais: 1236 mm;

Mínima distância entre juntas universais: 1088 mm;

Ângulos das juntas universais: 5,5° e 3,3°;

Vida de trabalho: 2000 horas

5.2 Dimensionamento do tubo (implemento agrícola)

O torque a ser transmitido pelo eixo cardan do implemento agrícola é calculado segundo a fórmula:

$$T_{\text{imp}} = \frac{P}{\omega} = \frac{25000}{\left(\frac{540}{60}\right) 2\pi} = 440 \text{ Nm}$$

Selecionando-se como diâmetros interno e externo do tubo 53 mm e 56 mm respectivamente, temos que – conforme a equação (4.1) – a tensão no tubo vale:

$$S_s = \frac{16Td_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} = \frac{16 \times 440 \times 0,056}{\pi(0,056^4 - 0,053^4)} = 65 \text{ MPa}$$

Para esta aplicação pode ser empregado aço de resistência ao cisalhamento de 100 Mpa e, com isso, o fator de segurança calculado é então de 1,5 e acomoda situações como cargas impulsivas e eventuais abusos de aplicação.

5.3 Dimensionamento da haste e garfo entalhados (implemento agrícola)

Selecionando-se um entalhado de 28 dentes e 37,64 mm de diâmetro de topo dos dentes (American National Standards Institute, 1970), o diâmetro da base dos dentes é de 31,58 mm, a tensão de cisalhamento na haste é dada pela equação (4.2):

$$S_s = \frac{16 \times 440}{\pi \times 0.03158^3} = 70 \text{ MPa}$$

A tensão de cisalhamento nos dentes do entalhado é dada pela equação (4.3), e vale:

$$S_{SD} = \frac{2 \times 440}{0,03647 \times 0,00205 \times 0,0301 \times 28/2} = 30 \text{ MPa}$$

Sendo o diâmetro de passo 36,47 mm, a largura dos dentes 2,05 mm (na altura do diâmetro de passo), o comprimento do entalhado 30,1 mm e o número de dentes 28.

A tensão de cisalhamento em um garfo entalhado de seção circular é calculada pela equação (4.4) e, selecionando os valores de d_{bd} e de d_o como 31,61 mm e 37,20 mm:

$$S_s = \frac{16 \times 440 \times 0,3720}{\pi(0,3720^4 - 0,03161^4)} = 90 \text{ MPa}$$

O comprimento do entalhado do garfo deve ser o suficiente para acomodar o movimento axial da haste entalhada, satisfazendo com excesso o requisito de mudança de comprimento devido aos movimentos da suspensão. Levando-se em conta os parâmetros e requisitos de projeto em 5.1, o comprimento do entalhado do garfo deve ser de:

$$L_{ent}^{garfo} = L_{ent}^{haste} + \Delta L_{req} + \text{Excesso} = 30,1 + 148,0 + 23,9 = 202 \text{ mm}$$

5.4 Dimensionamento da junta universal (implemento agrícola)

Tendo-se em conta os parâmetros e requisitos de projeto do implemento agrícola, listados em 5.1, os fatores de correção podem ser retirados da figura 20 e da figura 21. Então o torque corrigido é calculado segundo a equação (4.5):

$$T_{corrigido} = \frac{T}{K_A \cdot K_S \cdot K_L} = \frac{440}{0,8 \times 1,2 \times 1,1} = 420 \text{ Nm}$$

O valor de fator de rolamento correspondente ao $T_{\text{corrigido}}$ de 420 Nm na figura 19 é de 0,4. Partindo-se desta informação, pode-se selecionar como dimensões da junta universal: diâmetro do munhão 17,0 mm; distância entre centro de cruzeta e centróide da pista de rolamento dos roletes 40,5 mm; comprimento dos roletes: 9,50 mm.

A força atuante em cada munhão (de maneira simplificada no centróide da pista de rolamento) é dada pela equação (4.7)(4.6):

$$F = \frac{T}{2R} = \frac{440}{2 \times 0.0405} = 5,5 \text{ kN}$$

A tensão devido a flexão na seção A-A (mostrada na figura 22) tem valor máximo de:

$$S = \frac{32K_tFLD}{\pi(D^4 - D_i^4)} = \frac{32 \times 1,5 \times 5500 \times 9,5 \times 17,0}{\pi \times (17,0^4 - 5,0^4)} = 165 \text{ MPa}$$

5.4.1 Dimensionamento dos rolamentos da junta universal (implemento agrícola)

Seguindo-se a recomendação de que a razão entre o comprimento e o diâmetro dos rolos de juntas universais deve se situar entre 3,50 e 8,50 (Society of Automotive Engineers, 1979), serão usados rolos com 2,40 mm de diâmetro ($d = 2,40 \text{ mm}$).

O número de rolos pode então ser calculado pela equação (4.9) e é dado por:

$$n = \frac{\pi \times (17,0 + 2,40)}{2,40} = 25$$

As pressões de contato podem ser calculadas segundo as equações (4.10) e (4.11), e com diâmetro interno da bucha de 19,5 mm, resultam em 1520 MPa e 1330 MPa.

6 MODOS DE FALHA TÍPICOS E SUAS CAUSAS

Neste item serão apresentados os típicos modos de falha de cada um dos componentes dimensionados acima, assim como suas causas.

6.1 Modos de falha do tubo

O tubo de um eixo cardan tem dois modos de falhas típicos. O primeiro é causado por esforços estáticos e é devido a sobrecarga, decorrente do dimensionamento incorreto da seção transversal e da escolha inadequada do material, resultando em níveis de tensões elevados que não podem ser suportados pela seção transversal do material de que se compõe o tubo. Um exemplo de tubo que falhou segundo este modo é mostrado na figura 29 e pode-se notar a deformação plástica sofrida pelo material devido ao carregamento torsional.

Figura 29 – Falha do tubo devido a sobrecarga



Fonte: Autor

O outro modo de falha típico de um tubo de eixo cardan causado por esforços dinâmicos e pode ser atribuído ao dimensionamento incorreto da seção transversal e à escolha inadequada do material, resultando em níveis de tensões elevados que não podem ser suportados pela seção transversal do material de que se compõe o tubo por um número suficiente de ciclos de torções sucessivas, ou pode ser atribuído ao fim de vida previsto em projeto – situação na qual o eixo cardan do veículo atingiu ou excedeu prazo mínimo previsto para substituição do componente. Um exemplo de tubo que falhou devido a fadiga

é mostrado na figura 30 e pode-se notar o surgimento de trinca no tubo, formando um ângulo de aproximadamente 45° com seu eixo longitudinal – que corresponde ao plano de maior tensão normal (tensão principal) visto que o tubo está submetido principalmente a cargas torsionais.

Figura 30 – Falha do tubo devido a fadiga



Fonte: Autor

6.2 Modos de falha da haste entalhada

Os dois modos de falha típicos do tubo do eixo cardan também são modos típicos de falha da haste entalhada. Exemplos de falhas devido a sobrecarga são vistos na figura 31 e na figura 32.

Figura 31 – Falha da haste entalhada devido a sobrecarga (baixa dureza do núcleo)



Fonte: Autor

Na figura 31 acima é possível verificar o aspecto de falha frágil (carregamento estático) e também que a seção transversal em que ocorreu a falha é normal ao eixo longitudinal da haste, sinal de que o endurecimento da haste nas regiões mais internas (núcleo) não foi suficiente – do que se pode inferir que houve problemas no tratamento térmico empregado para aumento de dureza da peça.

Figura 32 - Falha da haste entalhada devido a sobrecarga (boa dureza do núcleo)



Fonte: Autor

Na figura 32 acima é possível verificar o aspecto de falha frágil (carregamento estático) e também que a seção transversal em que ocorreu a falha forma um ângulo de aproximadamente 45° com o eixo longitudinal da haste, comum em hastes cujo tratamento térmico empregado para aumento de dureza da peça foi realizado de maneira satisfatória.

Figura 33 – Falha da haste entalhada devido a fadiga



Fonte: Autor

Para a falha devido a fadiga da haste entalhada (figura 33 acima) vale o mesmo que foi escrito para a fadiga do tubo no item 6.1, com a observação de que a trinca se inicia na região do raio de concordância da base dos dentes do entalhado e progride segundo um ângulo de aproximadamente 45° com relação ao eixo longitudinal da haste.

Outro modo de falha típico da haste entalha é devido à lubrificação deficiente, causada pela falha da vedação e consequente escape de lubrificante e ingresso de contaminantes, resultando na abrasão excessiva do material da haste entalhada, conforme pode ser visto na figura 34.

Figura 34 – Falha da haste entalhada devido a vedação deficiente



Fonte: Autor

6.3 Modos de falha do garfo entalhado

Os modos de falha do garfo entalhado são similares aos modos de falha da haste entalhada e será mostrada apenas a figura 35, correspondente à fadiga do garfo entalhado. Repara-se que de maneira parecida, a trinca progride a partir de região de concentração de tensão no raio de concordância da base dos dentes entalhados segundo um ângulo de 45° com relação ao eixo longitudinal da peça.

Figura 35 – Falha do garfo entalhado devido a fadiga



Fonte: Autor

6.4 Modos de falha da cruzeta da junta universal

Os esforços principais a que estão sujeitos os quatro munhões da cruzeta da junta universal é de flexão e de pressão de contato. Dessa forma, os modos típicos de falha da cruzeta são devido a sobrecarga, devido a fadiga de contato e também devido a lubrificação deficiente.

As falhas devidas a sobrecarga são decorrentes do dimensionamento incorreto da seção transversal e da escolha inadequada do material da cruzeta, resultando em níveis de tensões elevados que não podem ser suportados pela seção transversal do material de que se compõe a cruzeta. Um exemplo de cruzeta que falhou segundo este modo é mostrado na figura 36.

Figura 36 – Falha da cruzeta da junta universal devido a sobrecarga



Fonte: Autor

As falhas devidas à pressão de contato são comuns a mancais de rolamento e podem ser atribuídas ao dimensionamento incorreto da área da pista de rolamento dos munhões e à escolha inadequada do material e do tratamento térmico, resultando em pressões de contato excessivamente elevadas que não podem ser suportadas pela superfície dos munhões da cruzeta por um número suficiente de ciclos de rotações sucessivas, ou pode ser atribuído ao fim de vida previsto em projeto, um exemplo desse tipo de falha é mostrado na figura 37.

Figura 37 – Falha da cruzeta devido a pressão de contato



Fonte: Autor

Outro modo de falha típico é devido à lubrificação deficiente, causada pela falha da vedação e consequente escape de lubrificante e ingresso de contaminantes, resultando na abrasão excessiva do material da haste entalhada, conforme pode ser visto na figura 38.

Figura 38 – Falha da cruzeta devido à lubrificação deficiente



Fonte: Autor

7 CONCLUSÃO

Neste trabalho foram apresentadas as funcionalidades cumpridas por um eixo cardan em um veículo automotivo agrícola, transmitir torque entre dois eixos desalinhados e com compensação de comprimento, e diferentes arranjos do mecanismo que são empregados atualmente.

A rotação não uniforme do eixo movido mediante o emprego de junta universal foi explicado através de equações algébricas. Da não uniformidade da rotação do eixo movido decorrem vibrações que são transmitidas a todos os outros componentes do trem de propulsão de um veículo automotor, podendo resultar na diminuição de sua vida útil. As vibrações são divididas em subcategorias que se diferenciam na maneira como seus efeitos são sentidos e como suas intensidades são calculadas. São apresentadas medidas para mitigar os efeitos nocivos dessas vibrações e também métodos para se calcular os resultados obtidos do emprego de tais medidas.

Uma vez mostradas as características básicas de sua operação, é proposto o projeto de um eixo cardan para o trem de força de um veículo automotivo agrícola de grande porte, e também de um eixo cardan para seu implemento agrícola, cujos requisitos e parâmetros de projeto são conhecidos. Para cada um dos componentes do eixo cardan é proposto dimensionamento e são apresentadas equações para cálculo das tensões atuantes e, também, são mostrados processos de fabricação por que passam os materiais selecionados de modo que atendam com segurança as solicitações mecânicas a que estão submetidos durante a operação do veículo.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- American National Standards Institute. (1970). B92.1. *Involute Splines and Inspection*.
- ANDREEV, A. F., KABANAU, V. I., VANTSEVICH, V. V., & et al. (2010). *Driveline Systems of Ground Vehicles - Theory and Design*. Boca Raton: CRC Press.
- Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. (2013). Máquinas agrícolas automotrizes: produção, vendas internas e exportações. *Anuário da indústria automotiva brasileira*.
- BUDYNAS, R., & NISBETT, K. (2010). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (8ª ed.). New York: McGraw-Hill.
- Ceccarelli, M. (2007). *Distinguished Figures in Mechanism and Machine Science*. New York: Springer.
- DEN HARTOG, J. P. (1956). *Mechanical Vibrations* (4ª ed.). New York: Mc-Graw Hill.
- FAIRES, V. M., & WINGREN, R. M. (1965). *Problems on the Design of Machine Elements* (4ª ed.). New York: Macmillan.
- FRANÇA, L. N., & MATSUMURA, A. Z. (2001). *Mecânica Geral*. São Paulo: Edgard Blücher.
- GOLDSTEIN, H. (1980). *Classical Mechanics* (2ª ed.). Boston: Addison-Wesley.
- Harnoy, A. (2002). *Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication*. New York: Marcel Dekker.
- Seherr-Thoss, H. C., Schmelz, F., Aucktor, E., & et al. (2005). *Universal Joints and Driveshafts* (2ª ed.). (J. A. Tipper, & S. J. Hill, Trans.) Redditch: Springer.
- Society of Automotive Engineers. (1979). *Universal Joint and Driveshaft Design Manual*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.
- TIBA, Z. (Fevereiro de 2006). Bending and Torsional Vibrations of Long Cardan Drives. *Progress in Agricultural Engineering Sciences*, pp. 1-34.
- USHER, A. P. (1993). *Uma História das Invenções Mecânicas*. Campinas: Papirus.