

# Experimental Analysis of the Failure of the Bearing Support of a Cardan Shaft

Carlos Alexis Alvarado Silva, Mechanical Engineering MSc.<sup>1</sup>, André Cristiano De Souza, Mechanical Engineering MSc.<sup>2</sup>, Geraldo Cesar Rosario de Oliveira, Mechanical Engineering MSc.<sup>3</sup>, Fernando de Azevedo Silva, Mechanical Engineering PhD.<sup>4</sup>, Bertha Ulloa Rubio, Science Engineering PhD<sup>5</sup>

<sup>15</sup>*Universidad Cesar Vallejo, Perú, calvaradosi@ucvvirtual.edu.pe, bulloa@ucv.edu.pe.*

<sup>234</sup>*Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Brasil, andre.cristiano.souza@hotmail.com, geraldo.arquivos@protonmail.com, fernando.azevedo@unesp.br.*

**Digital Object Identifier (DOI):**

<http://dx.doi.org/10.18687/LACCEI2022.1.1.784>

**ISBN:** 978-628-95207-0-5 **ISSN:** 2414-6390

# Análise Experimental da Falha do Suporte de Mancal de um Eixo Cardan

Carlos Alexis Alvarado Silva, Mestre em Engenharia Mecânica<sup>1</sup>, André Cristiano De Souza, Mestre em Engenharia Mecânica<sup>2</sup>, Geraldo Cesar Rosario de Oliveira, Mestre em Engenharia Mecânica<sup>3</sup> Fernando de Azevedo Silva, Doutor em Engenharia Mecânica<sup>4</sup> e Bertha Ulloa Rubio, Doutor em Ciências da Engenharia<sup>5</sup>

<sup>15</sup>Universidad Cesar Vallejo, Perú, calvaradosi@ucvvirtual.edu.pe, bulloa@ucv.edu.pe.

<sup>234</sup>Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Brasil, andre.cristiano.souza@hotmail.com, geraldo.arquivos@protonmail.com, fernando.azevedo@unesp.br.

## I. INTRODUÇÃO

*Abstract - The work comprises the analysis of torque transmission line through cardans and the evaluation of how much the result from this methodology corresponds to failure of the cardan bearing support in a real application. Three different analyzes were carried out, first the entire methodology was understood and the analytical calculations of accelerations and loads of bearings were carried out, secondly, structural calculations were carried out via the Finite Element Method (MEF) with various types of loads, including those obtained through the analytical calculations and values of maximum and minimum normal stresses were generated as a function of each load. The stress results via MEF were compared with the stresses resulting from the third line of work obtained through the instrumentation of a gimbal bearing support in the field during the real application of the truck under analysis. A parametric spreadsheet was developed in order to carry out the analysis based on the theory / methodology, supporting the designer, reducing the approval time with the supplier, but it is necessary to continue research lines in this matter in order to predict with greater precision the dynamic behavior of the application of torque transmission lines through cardans.*

**Keywords--** Cardan, Finite Elements, Extensometer, Fatigue, Experimental Method.

**Resumo-** O trabalho compreende a análise de linha de transmissão de torque através de cardans e a avaliação do quanto o resultado oriundo desta metodologia corresponde a falha do suporte do mancal do cardan em uma aplicação real. Foram realizadas três análises distintas, primeiro foi compreendida toda a metodologia e realizado os cálculos analíticos de acelerações e cargas de mancais nos, em segundo foi realizado cálculos estruturais via Método dos Elementos Finitos (MEF) com vários tipos de carregamentos, incluindo os obtidos através dos cálculos analíticos e foram gerados valores de tensões normais máximas e mínimas em função de cada carregamento. Os resultados de tensões via MEF foram comparados com as tensões resultantes da terceira linha de trabalho obtidas através da instrumentação de um suporte de mancal de cardan em campo durante a aplicação real do caminhão em análise. Uma planilha de cálculo paramétrica foi desenvolvida no intuito de efetuar a análise com base na teoria / metodologia suportando o projetista diminuindo o tempo de aprovação junto ao fornecedor, mas é necessária a continuidade de linhas de pesquisas neste assunto no intuito de prever com maior precisão o comportamento dinâmico da aplicação de linhas de transmissão de torque através de cardans.

**Palavras chave -** Cardan, Elementos Finitos, Extensômetro, Fadiga, Método Experimental.

**Digital Object Identifier:** (only for full papers, inserted by LACCEI).  
**ISSN, ISBN:** (to be inserted by LACCEI).  
**DO NOT REMOVE**

Neste trabalho foi analisado um estudo de caso no qual a linha de transmissão através de cardan gerou problemas. O estudo de caso é referente a um veículo coletor de resíduos 6x2 equipado com transmissão mecânica e que possui características específicas. Sobre este tipo de veículo normalmente é instalado um implemento de coleta de resíduos com volume útil de 19 m<sup>3</sup>, denominados de compactadores. Em função da distribuição de carga, este tipo de veículo necessita ser do tipo “pusher” que obriga a instalação do eixo auxiliar à frente do eixo trativo.

Nos trabalhos [1],[2],[3] foram estudadas as influências como: amortecimento devido forças de restituição do material do cardan; a própria deformação torcional que gera fatores de rigidez e amortecimento e consequentemente diferentes valores de velocidades e até mesmo entre a entrada e saída do mesmo tubo de cardan; a própria folga entre os componentes da junta universal inerente ao processo de fabricação. Embora o modelo de cardan usado no projeto fosse aprovado pelo fabricante, a linha de transmissão de torque apresentou falhas no suporte do mancal do cardan. Antes de a falha ocorrer o veículo foi exaustivamente testado, no entanto as condições severas, bem particular das aplicações de coleta de resíduos, geraram efeitos diferentes dos testes levando a falha do suporte do cardan em campo. É conhecido que há um carregamento constante devido às massas fixadas ao suporte e também há carregamentos variáveis no tempo devido a dois fatores:

- Acelerações das massas fixadas ao suporte;
- Forças dinâmicas oriundas da dinâmica da junta universal.

Conforme [4] é conhecido também que o carregamento variável no tempo é superior ao carregamento estático do suporte do mancal. Segundo [5] isso determina a falha por fadiga e sugere análises de carga de mancal e seus efeitos sobre o suporte. A análise ocorreu conforme os seguintes passos:

(1°) – Cálculos analíticos das cargas dos mancais com base na fundamentação teórica.

(2°) – Um novo suporte do mancal, no local do suporte que sofreu a falha, foi instrumentado com extensômetros (Strain

Gauge) na configuração de um quarto de ponte. Para a identificação da tensão superficial no suporte durante a aplicação real do carregamento na operação de coleta de resíduos.

(3°) – Os resultados dos carregamentos nos mancais segundo o 1° passo foram considerados como condições de contornos para uma análise de elementos finitos da geometria do suporte que sofreu falha conforme [6], avaliando a aderência à teoria através do cálculo analítico versus o método numérico dos elementos finitos.

## II. CÁLCULOS ANALÍTICOS DAS CARGAS DOS MANCAIS.

Na Tabela 1 estão descritas e especificadas as principais características do veículo que foram envolvidas nas análises da linha de transmissão de cardan.

TABELA 1  
Principais características do veículo envolvida na análise.

Características	Informação
Torque máximo do motor	1050 Nm
Máxima rotação do motor	2400 rpm
Maior relação de marcha da transmissão	12,73:1
Menor relação de marcha da transmissão	1:1
Relação do diferencial do eixo traseiro	4,56:1
Especificação do pneu	275/80 R22,5
Coefficiente de atrito	1
Diâmetro estático do pneu	491 mm

A Fig. 1 representa graficamente a distribuição de carga dinâmica do veículo totalmente carregado.

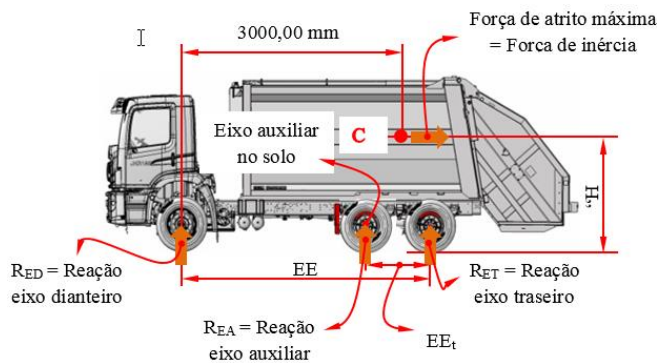


Fig. 1 - Representação gráfica da distribuição de carga dinâmica do veículo carregado. Adaptado de [7]

As Equações 1 e 2 permitem calcular as forças de atrito máxima ou de inércia do veículo em função do escorregamento do pneu. Nesta equação a quantidade de pontos trativos foi contabilizada.

$$T_{Cep} = \frac{F_{amax} T_e}{i_D \cdot \eta_D} \quad [Nm] \quad (1)$$

$$F_{amax} = \frac{\mu \cdot [(m \cdot CG) - R_{EA} \cdot (EE - EE_t)]}{EE - \mu \cdot H} \cdot g \quad [N] \quad (2)$$

Onde:

$F_{amax}$  = Força atrito máxima.

$\mu$  = Coeficiente de atrito

EE – Distância entre os eixos dianteiro e trativo traseiro.

m = Massa do veículo.

g = Aceleração da gravidade.

H = Altura do CG do veículo.

$R_{EA}$  = Reação do eixo auxiliar no solo.

$EE_t$  – Distância entre os eixos traseiros.

Ouve situações nas quais o veículo mesmo com o carregamento total opera com o eixo auxiliar suspenso, ou seja, na configuração 4x2, portanto a força de aceleração (13) máxima resultante e torque atuante no cardan na condição de carregamento máximo, PBT, é:

$$F_{amax} = 232443 Nm \quad T_c = \frac{232443 \cdot 0,491}{5,38} = 21213 Nm \quad (3)$$

O torque incidente no cardan em função do trem de força é calculado segundo a Equação (14) um considerando o rendimento da transmissão igual a 100%.

$$T_T = T_m \cdot i_n \Leftrightarrow T_T = 1050 \cdot 12,73 = 13366 Nm \quad (4)$$

O menor torque entre o de escorregamento e o proveniente do trem de força deverá ser aplicado. Considerando toda teoria de cardans na tabela 2 são apresentados os resultados de acelerações e forças de mancais.

TABELA 2  
Resultados analíticos da linha de cardan.

Resultado analítico		
Característica analisada	Carregado	
Aceleração torcional (rad/s <sup>2</sup> )	165,04	
Aceleração Inercial de tração (rad/s <sup>2</sup> )	451,53	
Aceleração Inercial da massa tracionada (rad/s <sup>2</sup> )	144,35	
Carga de mancal (N)	Estática	194,35
	Dinâmica	391,46

Na Fig. 2 são ilustradas as posições estáticas da carga através do vetor azul e o vetor vermelho representa a variação da carga dinâmica na mesma frequência de giro do cardan.

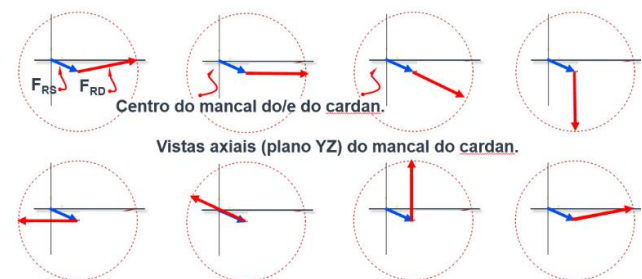


Fig. 2 – Diagrama de forças atuantes no mancal.

Onde:

$F_{RS}$  – Força resultante estática (todos vetores azuis).

$F_{RD}$  – Forças resultantes dinâmicas, oscila com a mesma frequência do cardan (todos vetores vermelhos).

### III. INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS EM CAMPO

Na Fig. 3 é ilustrado o suporte do mancal do cardan que sofreu a falha. A falha não foi imediata e nem mesmo em função de outro componente (interferência ou impacto), mas ocorreu de forma prematura que permite deduzir uma que o suporte falhou por fadiga. A primeira falha ocorreu com 764 horas ou 11.245 km percorridos do veículo. A segunda falha ocorreu com 2600 horas ou 35.714 km percorridos do veículo.



Fig. 3 – Suporte do mancal onde ocorreu a falha.

Para avaliar as tensões na região das suspeitas de nucleação de trincas foram instaladas quatro extensômetros na região da dobra do suporte no qual é fixado o mancal do cardan. Foram utilizados extensômetros uniaxiais de 3 mm com o objetivo de medir as tensões na direção perpendicular a trinca. As principais informações do material do suporte do mancal do cardan estão listadas a seguir:

- Material: LNE 38 conforme NBR 6656
- Tensão de escoamento: 373 MPa
- Tensão de ruptura: 460 MPa
- Módulo de elasticidade: 210 GPa
- Tensão limite de fadiga do material: 132,39 MPa (obtida através dos fatores de correção de forma, acabamento, superfície, etc.)

Na Fig. 4 são apresentados os locais de instalação dos extensômetros. As posições S1, S2, S3 e S4 representam as posições dos extensômetros vistos pela traseira do suporte do mancal do cardan de forma que a localização do extensômetro S4 é exatamente no local da falha e os demais extensômetros localizados a esquerda de S4 seguindo a localização de acordo com seus respectivos índices, ou seja, S3 logo a esquerda de S4, S2 a esquerda de S3 e S1 a esquerda de S2.

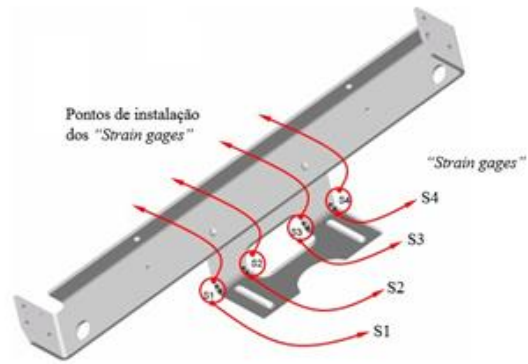


Fig. 4 – Pontos de instalação dos extensômetros (Staingages) no suporte do mancal do cardan.

Estas tensões específicas são equivalentes aos valores de tensão de Von Mises e Máxima principal e sua direção (tensões principais) são perpendiculares à direção de crescimento de trinca. Assim, a aplicação direta desses valores para previsão de nucleação da trinca de fadiga é válida. O veículo equipado com um suporte novo instrumentado percorreu durante um turno de trabalho na operação de coleta de resíduos na cidade de São Bernardo do Campo no estado de São Paulo, Brasil, o equivalente a 46,5 km. Na rota de operação da coleta de resíduos, durante a aquisição de dados, foram observados trechos com pavimentações precárias, grande quantidade de curvas e conseqüentemente constantes necessidades de redução e aumento de velocidade, conforme [8]. Considerando esses parâmetros a velocidade média mensurada foi de 8,5 km/h neste percurso específico abordado no estudo. O dispositivo utilizado para aquisição e processamento dos dados foi o MGCplus da HBM. A metodologia adotada foi à contagem do acúmulo de danos através da contagem dos ciclos e através da curva S-N do material, onde foi estimada a quantidade de ciclos até a falha por fadiga. A Fig. 5 ilustra a seqüência de aquisição e contagem dos dados para a estimativa de falha desse estudo.

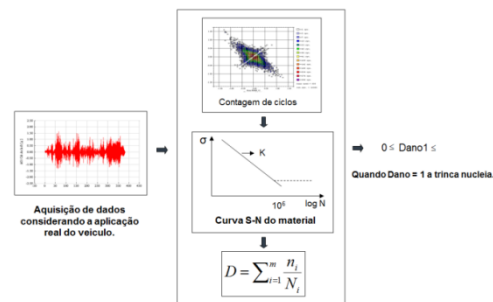


Fig. 5 – Seqüência da metodologia adotada para estimativa de falha por fadiga.

Os resultados da aquisição de dados e da análise conforme a metodologia descrita gera a Tabela 3 com as informações das tensões medidas.

TABELA 3  
Resultados analíticos da linha de cardan.

“Strain Gage” Uniaxial	Valor máximo de tensão (MPa)	Valor mínimo de tensão (MPa)
S1	135,33	-121,60
S2	79,43	-67,08
S3	111,80	-103,95
S4	214,77	-193,19

Não foram encontrados valores acima da tensão de escoamento do material, porém, no extensômetro S4 foi encontrada tensão acima da tensão limite de fadiga do material considerando o efeito da tensão média (equação de Goodman). Os resultados dos danos conhecidos através da contagem dos ciclos na rota específica da operação permitiram estimar a vida útil do suporte do mancal. Na Tabela 4 são apresentados os valores de quilometragem do veículo até que o suporte do mancal sofra falha. O resultado demonstra que aproximadamente 125 ciclos de 46,4 km considerados na aquisição de dados são suficientes para nuclear uma falha por fadiga considerando o extensômetro S4.

TABELA 4  
Estimativa vida útil do suporte pela contagem de danos.

“Strain Gage” uniaxial	Quilometragem função da nucleação da trinca (Goodman)	Quilometragem função da nucleação da trinca (Gerber)
S1	---	---
S2	---	---
S3	---	---
S4	5815 km	5960 km

#### IV. CÁLCULO NUMÉRICO

O MEF foi aplicado na análise do suporte do mancal do cardan identificando quais são as tensões incidentes nos pontos identificados pelos extensômetros. Na análise foi considerado o suporte do mancal do cardan isolado das longarinas do quadro de chassi, local no qual o suporte é fixado, e as massas dos cardans são representadas por cargas concentradas agindo no centro do mancal. Somada as cargas de massa estão as forças de cargas de mancal que agem no centro do mancal com intensidade e direção calculadas analiticamente. O software utilizado para a análise foi o NX Ideas 5.

Na modelagem da malha foram considerados os seguintes elementos:

- Suporte do mancal: Elementos de casca (quad/tria) espessura 6,35 mm.
- Rebites: Elementos de viga secção circular de 10 mm de diâmetro.
- Mancal: Elemento rígido.
- Fixação à longarina: Elementos rígidos.

O modelo gerou 7577 nós e 7183 elementos. Duas das condições de contornos definem:

- As fixações do suporte do mancal junto às longarinas (esquerda e direita) como restrição do sistema para todas as análises de carregamento.
- A massa concentrada considerada no modelo como a soma das metades das massas dos dois cardans, 35 kg, suportados pelo mancal.

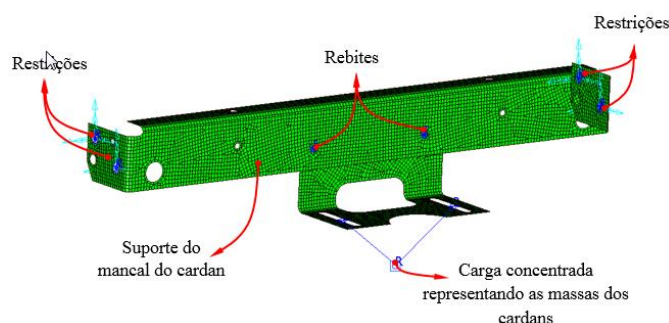


Fig. 6 - Representação dos elementos, restrições e carga concentrada na malha do suporte do mancal.

Para melhor análise e correlação de carregamento em função das forças calculadas analiticamente nos passos anteriores várias condições de carregamento foram avaliadas. Para melhor interpretação das direções das forças a Fig. 7 apresenta os eixos de referência no veículo.

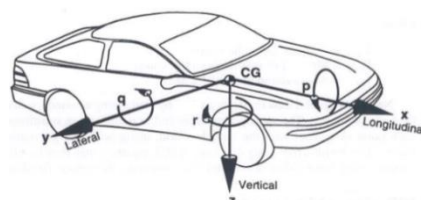


Fig. 7 Eixos de referência no veículo. Adaptado de[9]

As condições de carregamento consideradas nas análises são:

- Carregamento 1 – Aceleração vertical igual a 4g.
- Carregamento 2 – Aceleração lateral igual a 1 g.
- Carregamento 3 – Aceleração longitudinal igual a 3g.
- Carregamento 4 – Diagrama força máxima, estática mais a dinâmica, igual a 586 N à -23,51°.
- Carregamento 5 – Deslocamento trem de força na longitudinal igual a 810 N.
- Carregamento 6 – Aceleração vertical de 2 g mais diagrama força máxima (586 N à -23,51°).
- Carregamento 7 – Aceleração lateral de 0.5g mais diagrama força lateral de 561 N.
- Carregamento 8 – Deslocamento trem de força na longitudinal (810 N) mais diagrama força máxima (586 N à -23,51°).

Nos carregamentos 4, 6 e 7 são consideradas forças estáticas e dinâmicas obtidas através dos cálculos analíticos. A força estática sempre é direcionada para o mesmo ângulo radial calculada segundo o plano gerado nos cálculos analíticos enquanto que a força dinâmica se orienta de acordo com a condição definida. Para o carregamento 4 a



carga dinâmica está na mesma direção da carga estática, possibilitando maior carregamento analítico, no carregamento 6 a carga dinâmica está direcionada para a vertical gerando uma resultante específica e para o carregamento 7 a carga dinâmica está direcionada para a horizontal gerando outra resultante específica. As cargas foram direcionadas contribuindo com a falha na posição do extensômetro 4. A Fig. 8 ilustra graficamente as condições de carregamentos listados de 1 a 8.

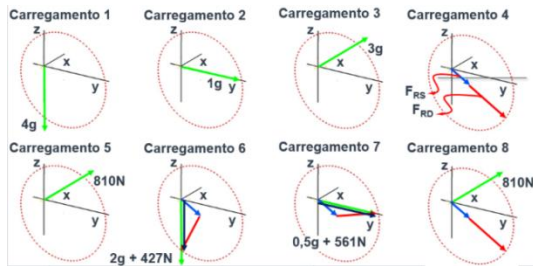


Fig. 8 - Representação gráfica dos carregamentos considerados na análise de elementos finitos.

Todos os carregamentos foram aplicados no centro do mancal do cardan. As tensões obtidas no modelo foram: Von Mises, máxima principal e mínima principal e na análise dos resultados são consideradas as tensões máximas e mínimas que correspondem as medições em campo. Na Tabela 5 são indicados todos os resultados de tensões de Von Mises, máxima e mínima principal para todos os carregamentos.

## V. ANÁLISE DE RESULTADOS

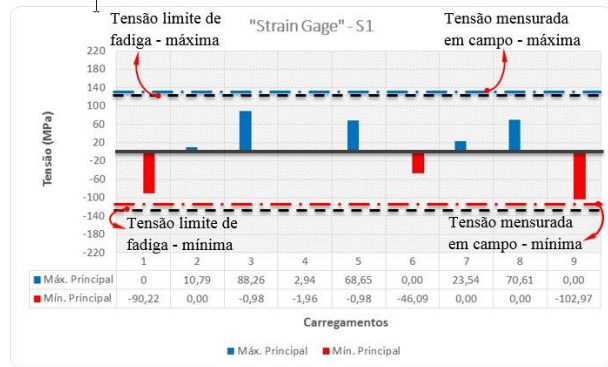
A referência de validação dos resultados obtidos é em função dos valores obtidos nas aquisições de dados em campo. Na Fig. 9 são comparados os valores obtidos através do método dos elementos finitos com as tensões obtidas na aquisição de dados e com as tensões limites de fadiga através de quatro gráficos.

TABELA 5

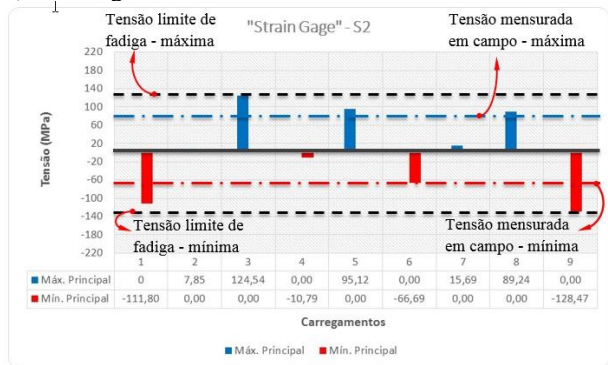
Carregamentos, tensões de Von Mises, máxima e mínima principal.

Carregamento (N)	Tensão (MPa)	Posição da tensão ("Strain Gage")			
		S1	S2	S3	S4
1 = 1372,93 N (direção -Z)	Máx. Principal	---	---	---	---
	Mín. Principal	-90,22	-111,80	-111,80	-90,22
	von Mises	88,26	108,85	108,85	88,26
2 = 343,23 N (direção Y)	Máx. Principal	10,79	7,85	---	---
	Mín. Principal	0,00	0,00	-7,85	-10,79
	von Mises	10,79	6,86	6,86	10,79
3 = 1029,70 N (direção X)	Máx. Principal	88,26	124,54	124,54	88,26
	Mín. Principal	-0,98	---	---	-0,98
	von Mises	88,26	121,60	120,62	88,26
4 = 586 N à -23,51 (plano Y,Z)	Máx. Principal	2,94	---	---	---
	Mín. Principal	-1,96	-10,79	-32,36	-34,32
	von Mises	3,92	9,81	31,38	32,36
5 = 810 N (direção X)	Máx. Principal	68,65	95,12	95,12	68,65
	Mín. Principal	-0,98	---	---	-0,98
	von Mises	67,67	93,16	92,18	67,67
6 = 686,47 N (direção -Z) + 586 N à -23,51 (plano Y, Z)	Máx. Principal	0,00	---	---	---
	Mín. Principal	-46,09	-66,69	-88,26	-78,45
	von Mises	45,11	64,72	85,32	76,49
7 = 732,62 N (direção Y)	Máx. Principal	23,54	15,69	---	---
	Mín. Principal	0,00	0,00	-15,69	-23,54
	von Mises	22,56	14,71	14,71	22,56
8 = 810 N (direção X) + 586 N à -23,51 (plano Y, Z)	Máx. Principal	70,61	89,24	66,69	37,27
	Mín. Principal	---	---	---	-2,94
	von Mises	69,63	86,30	64,72	39,23

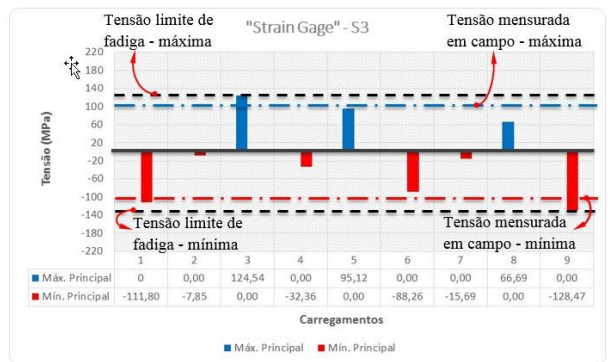
### a) Carregamentos no Extensômetro S1.



### b) Carregamentos no Extensômetro S2.



### c) Carregamentos no Extensômetro S3.



### d) Carregamentos no Extensômetro S4.

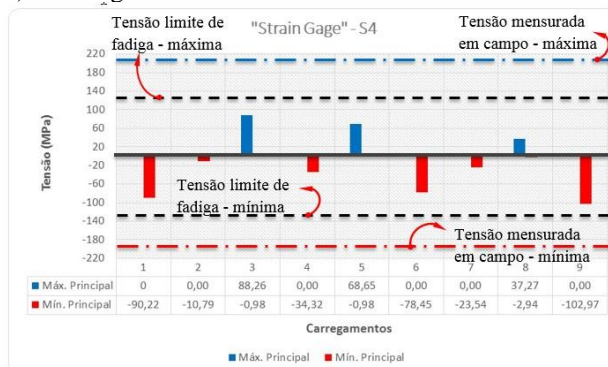


Fig. 9 - Gráficos representando os carregamentos de 1 a 9 no extensômetros - S1, S2, S3 e S4.

Avaliando os resultados de tensão para todo os tipos de carregamentos aplicados nas análises de elementos finitos na

posição de todos os extensômetroé possível avaliar os resultados:

- No extensômetro S1, não foram ultrapassados os valores de tensão limite de fadiga do material, nem os valores obtidos em campo e não representa o local da falha.
- No extensômetro S2, os carregamentos 1 e 9 geram tensões mínimas que representam respectivamente 84% e 97% do valor da tensão limite de fadiga do material e o carregamento 3 gera tensão máxima que representa 94% do valor limite de fadiga, já os valores de tensão máxima e mínima obtidos em campo foram bem inferiores representando 60% e 51%, tensão máxima e mínima, do valor da tensão limite de fadiga do material. O extensômetro S2 não representa o local da falha.
- No extensômetro S3, os carregamentos que geram as maiores tensões no extensômetro S3 são iguais ao do carregamento do extensômetro S2, já os valores de tensão máxima e mínima obtidos em campo foram diferentes que no extensômetro S2, representando 84% e 78,5%, tensão máxima e mínima respectivamente, do valor da tensão limite de fadiga do material. Os valores medidos em campo e os obtidos através do MEF estão mais próximos, no entanto o extensômetro S3 não representa o local da falha.
- No extensômetro S4, os carregamentos 1, 6 e 9 que geram tensões mínimas representam respectivamente 68%, 59% e 78% do valor da tensão limite de fadiga do material e o carregamento 3 gera tensão máxima que representa 67% do valor limite de fadiga, já os valores de tensão máxima e mínima obtidos em campo foram bem superiores representando 162% e 146%, tensão máxima e mínima, do valor da tensão limite de fadiga do material. O extensômetro S4 representa o local da falha. O carregamento 9 é a estimativa da aceleração vertical (Z) de 4 vezes a aceleração da gravidade mais a força máxima (586 N à -23,51°).

## VI. CONCLUSÕES

As análises com o método numérico com as diversas condições de contorno (carregamento) apresentadas apontam para valores de tensões inferiores aos obtidos na aquisição de dados durante operação do veículo de coleta de resíduos. Embora a amostragem seja pequena, pois foi citado apenas a análise de um veículo, mas com base nos resultados de tensões obtidos da aquisição de dados em campo indicam que neste veículo utilizado com os mesmos parâmetros: rota, carregamento e demais características de testes os valores de tensões são praticamente o dobro dos considerados como condições de contornos nas análises de elementos finitos e muito superiores quando comparados com os valores de carregamento obtidos via cálculo analítico.

O problema da falha do suporte do mancal do cardan foi solucionado incluindo uma placa com formato triangular ligando os dois lados do “L” do suporte e consequentemente alterando o momento de inércia do suporte. A Fig. 10 ilustra o suporte com o reforço.

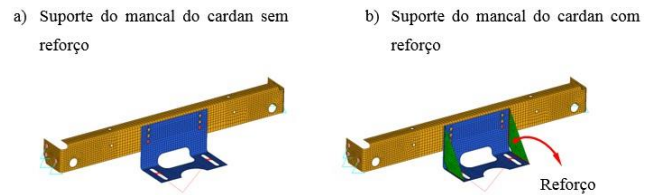


Fig. 10 - Suporte do mancal do cardan com reforço.

## AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES).

## REFERÊNCIAS

- [1] Mazzei, Arnaldo J. "Passage through Resonance in a Universal Joint Driveline System." *Journal of Vibration and Control*, vol. 17, no. 5, Apr. 2011, pp. 667–677, doi:10.1177/1077546309346233.
- [2] M. Browne and A. Palazzolo, "Super harmonic nonlinear lateral vibrations of a segmented driveline incorporating a tuned damper excited by non-constant velocity joints". *Journal of Sound and Vibration*, vol. 323, Jun. 2009, pp.334–351.
- [3] Bulut, Gökhan, and Z. Parlar. "Dynamic stability of a shaft system connected through a Hooke's joint." *Mechanism and Machine Theory*. Nov. 2011. 1;46(11), Art no.1689-95.
- [4] C. A. A. Silva, et al. "A Polynomial Equation Model for Fatigue Crack Propagation in an Aeronautical Steel Material." *Materials Science Forum*, vol. 1053, Trans Tech Publications, Ltd., 17 Feb. 2022, pp. 212–217. Crossref, doi:10.4028/p-7j8ye8.
- [5] E.P.G. Putini, and F.D.A. Silva. "Fatigue life estimation in a hydrogenerator rotor with cracks using the finite element method". *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 40 no. 9, pp.1-15. 2018. <https://doi.org/10.1007/s40430-018-1340-0>.
- [6] Liu, Jing, et al. "An analytical calculation method of the load distribution and stiffness of an angular contact ball bearing." *Mechanism and Machine Theory* 142. 2019, Art no. 103597.
- [7] A. C.Souza, "Análise da falha do suporte de mancal de um eixo cardan utilizado num veículo pesado". M. S. thesis – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, UNESP, Guaratinguetá, São Paulo, 2014.
- [8] Milutinovic, Miroslav, et al. "Measurement of torque on the cardan shaft embedded in the freight vehicle." *Acta Technica Corviniensis-Bulletin of Engineering*, vol 8. no. 3, Jul 2015.
- [9] Gillespie, Thomas D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Vol. 114. SAE Technical Paper, 1992.