

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ESTUDO DO COMPORTAMENTO MECÂNICO DE UM ACOPLAMENTO FLEXÍVEL
MEDIANTE DESALINHAMENTO ENTRE EIXOS

por

Artur Gomes Dadda

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

Porto Alegre, agosto de 2023

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

Dadda, Artur Gomes
ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE UM ACOPLAMENTO FLEXÍVEL
MEDIANTE DESALINHAMENTO ENTRE EIXOS / Artur Gomes
Dadda. -- 2023.
14 f.
Orientador: Rogério José Marczak.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2023.

1. Borracha Anisotrópico. 2. Método de Elementos
Finitos. 3. Acoplamento Flexível. I. Marczak, Rogério
José, orient. II. Título.

Artur Gomes Dadda

ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE UM ACOPLAMENTO FLEXÍVEL MEDIANTE
DESALINHAMENTO ENTRE EIXOS

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Ignacio Iturrioz
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Rogério José Marczak

Comissão de Avaliação:

Prof. Rogério José Marczak (Presidente)

Prof. Daniel Milbrath de Leon

Prof. Felipe Tempel Stumpf

Porto Alegre, agosto de 2023

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, que sempre fizeram (e fazem) seu melhor para me proporcionar o melhor ambiente possível para que eu possa desenvolver meus conhecimentos; aos meu irmão, que desde o início do curso me orientou e incentivou, me ajudando a conhecer as diversas áreas da engenharia mecânica, aos amigos criados no curso (e fora dele), que fizeram parte desta jornada; aos meus avós, tios e primos que me apoiaram durante o curso inteiro; e a minha namorada, que ao longo do curso e, principalmente, do desenvolvimento do presente trabalho me motivou, me incentivou e acreditou em mim em todos os momentos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao professor Rogério pela orientação no trabalho, possibilitando meu crescimento pessoal e profissional com o estudo em desenvolvimento. Agradeço também aos colegas Bruno Vieceli e Felipe Geiger pelo apoio e auxílio em todas as etapas do projeto.

Também agradeço aos professores do GMAp pela disponibilidade e prontidão em me auxiliar nos momentos de dificuldade.

Ao GMAp pela disponibilidade dos softwares utilizados na pesquisa.

Às empresas que fizeram parte do meu início profissional, Prometeon Tyre Group, Duo Engenharia e Samet Projetos, pelas oportunidades e pelos ensinamentos a mim disponibilizados.

Aos meus pais, novamente, que ao longo de toda a faculdade me apoiaram financeira e emocionalmente.

E à UFRGS, que me possibilitou ao longo destes anos ter aulas com professores experientes e capazes que me guiaram pelos caminhos que tracei.

APOIO FINANCEIRO

O autor agradece ao apoio dado pela empresa Antares pelo fornecimento de amostras para estudo.

EPÍGRAFE

Engenharia Mecânica: onde quebrar coisas é uma parte essencial do processo de aprendizado para consertá-las melhor.

ChatGPT

Dadda, Artur Gomes. **Estudo Do Comportamento Mecânico De Um Acoplamento Flexível Mediante Desalinhamento Entre Eixos**. 2023. 14. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2023.

RESUMO

O estudo de polímeros anisotrópicos é importantíssimo nos dias de hoje com sua inserção cada vez maior na indústria. Acoplamentos flexíveis, por exemplo, se beneficiam de sua versatilidade e possibilidade de uso mesmo com desalinhamentos presentes. O trabalho realiza a análise qualitativa dos campos de tensões de um acoplamento flexível comparando seu uso “normal” (eixos alinhados) com seu uso “extremo”, considerando a excentricidade sugerida pelo fabricante, através de uma análise pelo Método de Elementos Finitos (MEF) de um modelo constitutivo previamente calibrado. Espera-se encontrar pontos possíveis de melhoria na geometria do conjunto, e ao final do trabalho torna-se notório que a presença dos desalinhamentos aumenta significativamente as tensões no conjunto, podendo diminuir sua vida útil e aumentar a chance de falha.

PALAVRAS-CHAVE: polímeros anisotrópicos, Acoplamentos flexíveis, desalinhamentos, Método de Elementos Finitos (MEF).

Dadda, Artur Gomes. **A Study of the mechanical behavior of a Flexible Coupling with misalignment between shafts.** 2023. 14. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2023.

ABSTRACT

The study of anisotropic polymers is extremely important nowadays due to their increasing presence in the industry. Flexible couplings, for instance, benefit from their versatility and possibility of use even with misalignments. The work carries out the qualitative analysis of the stress fields of a flexible coupling comparing its “normal” use (aligned axis) to its “extreme” use, considering eccentricity provided by the manufacturer, through the Finite Element Method (FEM) from a previously calibrated constitutive model. It is hoped to find possible improvement points in the assembly geometry and by the end of the work it will become noticeable that the presence of misalignments significantly increases the stresses on the assembly, potentially lowering its lifespan and increasing its chance of failure.

KEYWORDS: anisotropic polymers, Flexible couplings, misalignments, Finite Element Method (FEM).

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Acoplamento Flexível AT50, da fabricante Antares. Fonte: https://www.antaresacoplamentos.com.br/produtos/acoplamento-flexivel-at/ acessado em 17/07/2023 – 21:34.....	1
Figura 2: Estratégias de abordagem do problema com a divisão do corpo do acoplamento. Fonte: RT-2022, Marczak et al.....	2
Figura 3: Esquema do Acoplamento com as dimensões indicadas. Vide Tabela 1 para dimensões. Fonte: Catálogo Antares.	4
Figura 4: Acoplamento com sistema de coordenadas para referência. Fonte: Abaqus.	5
Figura 5: <i>Constraints</i> utilizadas para garantir a transmissão de esforços no acoplamento – (1) MPC-Beam, (2) Tie e (3) Coupling. Fonte: Abaqus.	6
Figura 6: Malha de elementos finitos utilizada na simulação. Fonte: Abaqus.	8
Figura 7: Deformação excessiva nos elementos da borracha. Fonte: Abaqus.....	8
Figura 8: Comportamento do modelo mediante aplicação de força no ponto MPC mestre do cubo direito. Fonte: Abaqus.	9
Figura 9: Campo de tensões do acoplamento com a aplicação de torque (somente). Fonte: autor.	10
Figura 10: Acoplamento em teste de ruptura e Simulação de Torque. Fonte: Marczak et al (2022) e autor.	11
Figura 11: Exemplos de simulações que não sucederam. Fonte: Abaqus.	12
Figura 12: Campos de tensão com cortes em Z (à esquerda) e Y (à direita). Fonte: Abaqus. .	12

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Constantes do modelo de Holzapfel calibradas e constantes materiais utilizadas para as simulações no <i>software</i> de Elementos Finitos. Fonte: Abaqus.	3
Tabela 2: Dimensões e Propriedades Mecânicas do Acoplamento AT50. Fonte: Catálogo Antares.....	4
Tabela 3: Status das condições de contorno impostas para a simulação. Fonte: autor.	7
Tabela 4: Tamanho dos elementos de malha de cada componente da montagem. Fonte: Abaqus.....	7
Tabela 5: Valores utilizados nas iterações de tentativa de convergência do modelo. Fonte: autor.....	9
Tabela 6: Diferença de tensões nos modelos analisados. Fonte: autor.....	13

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA.....	i
AGRADECIMENTOS	ii
APOIO FINANCEIRO.....	iii
EPÍGRAFE	iv
RESUMO	i
ABSTRACT	ii
LISTA DE FIGURAS	iii
LISTA DE TABELAS	iv
NOMENCLATURA.....	Erro! Indicador não definido.
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. FUNDAMENTAÇÃO.....	2
3. METODOLOGIA.....	4
4. RESULTADOS	10
5. CONCLUSÕES.....	13
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15

1. INTRODUÇÃO

O estudo do comportamento mecânico de polímeros vem tendo uma importância maior com a evolução de dispositivos médicos – como órteses e próteses –, materiais de construção civil e, para o caso de estudo escolhido, dispositivos de transmissão de movimento. Acoplamentos para transmissão de movimento são utilizados em diversos sistemas, desde máquinas industriais a veículos automotivos. O uso de polímeros em acoplamentos, no entanto, é um pouco mais recente, tendo aumentado nos últimos 60 anos com o desenvolvimento de plásticos e seu uso na indústria em detrimento de vidros e metais. A borracha, por sua vez, vem tomando cada vez mais espaço no cenário da engenharia, e um dos seus usos é em acoplamentos flexíveis do tipo pneu.

É indubitável a importância do conhecimento acerca de compostos poliméricos na atualidade. Quando se fala de polímeros anisotrópicos, a necessidade de busca por conhecimento torna-se ainda mais importante devido a sua presença cada vez mais forte na indústria e o desconhecimento de muitas de suas propriedades. A fim de caracterizar o polímero utilizado no seu acoplamento flexível AT50 e entender seu modo de falha, a empresa Antares entrou em contato com a UFRGS para que fossem realizados ensaios para o desenvolvimento de um modelo de elementos finitos de seu composto e para o seu estudo posterior.

Nesse sentido, o presente trabalho visa o estudo de um acoplamento flexível com o elemento de transmissão composto por um pneu de borracha anisotrópica, reforçado por uma malha de tecido polimérico também anisotrópico. O dispositivo em questão pode ser conferido na Figura 1 é o acoplamento AT50 da fabricante Antares, composto por dois cubos de aço e um centro de transmissão – formado pelos flanges de fixação nos cubos e pela borracha.

A borracha em evidência foi estudada, testada e caracterizada pelo GMAp (Grupo de Mecânica Aplicada da Universidade Federal do Rio Grande do Sul). A modelagem foi feita em três etapas, que serão mais bem detalhadas no decorrer do trabalho, analisando-se qual delas representaria melhor o comportamento do acoplamento em comparação com os testes experimentais realizados. A característica da anisotropia dificulta a obtenção das equações constitutivas do material, tanto pela presença de equações mais complexas quanto pela escassez, nos *softwares* de simulação de elementos finitos, de modelos hiperelásticos anisotrópicos que viabilizem o estudo do material.



Figura 1: Acoplamento Flexível AT50, da fabricante Antares. Fonte:

<https://www.antaresacoplamentos.com.br/produtos/acoplamento-flexivel-at/> acessado em 17/07/2023 – 21:34.

O objetivo principal do estudo é entender o comportamento mecânico do acoplamento flexível, mediante diferentes esforços, considerando seu comportamento usual, conforme indicado pelo fabricante, e possíveis desalinhamentos – neste caso, excentricidade -, com o propósito de entender quais as diferenças notáveis no campo de tensões após a aplicação de excentricidade no eixo do acoplamento, para um mesmo torque aplicado no modelo.

Para responder a referida pergunta, utilizar-se-á da análise de elementos finitos, através do software Abaqus/CAE, para a simulação do comportamento do dispositivo, e o principal intuito é o foco no pós-processamento, com a interpretação dos resultados das simulações e o entendimento do efeito de cada parte do dispositivo no conjunto final, para que possam ser feitas sugestões de melhoria, visto que o estudo parte de um modelo previamente calibrado.

Para efeitos de simplificação e melhor qualidade da amostragem, o presente trabalho abordará apenas um dos espécimes fornecido pela empresa (Borracha Septem-Zana) e serão feitas considerações acerca das suas propriedades ao longo do trabalho.

2. FUNDAMENTAÇÃO

Com o estudo dos espécimes previamente realizado pelo GMAp, iniciou-se este projeto com a revisão dos métodos utilizados. Após os testes experimentais, foram sugeridas três disposições para a geometria do acoplamento, que podem ser vistas na *Figura 2* a seguir. A primeira contempla a borracha como uma manta única, a segunda é dividida entre borracha propriamente dita e malha de reforço e a terceira separada em borracha, malha de reforço e borracha. Estas distribuições foram utilizadas para que fosse possível chegar no modelo que caracterizasse melhor a peça, equiparando os resultados simulados aos experimentais.

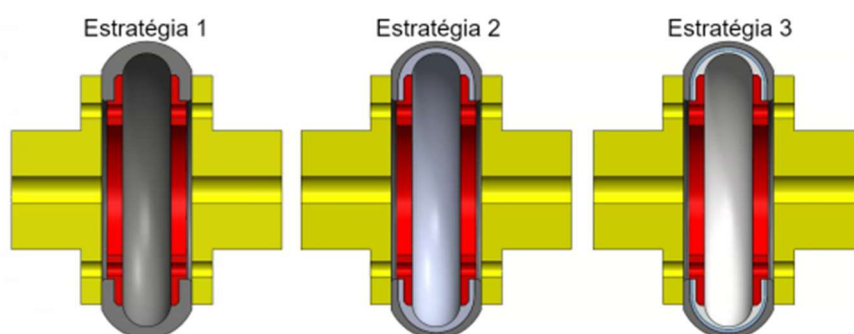


Figura 2: Estratégias de abordagem do problema com a divisão do corpo do acoplamento. Fonte: RT-2022, Marczak et al.

A constatação da necessidade da utilização de um modelo anisotrópico diminuiu significativamente as opções de modelos constitutivos em softwares comerciais. Além disso, para estes, torna-se mais complicada ainda a obtenção das constantes de calibração do modelo, que são essenciais para reproduzir fidedignamente nas simulações os resultados dos testes experimentais. Os principais modelos disponíveis para simulação de borrachas anisotrópicas, como cita Marczak et al (2022), são o de Fung e o de Holzapfel, de forma que o primeiro necessita de 11 constantes de calibração e o segundo, apenas cinco. Por isso, o modelo de Fung foi desconsiderado para as análises. O software escolhido para a simulação tem o potencial de energia de deformação U de Holzapfel definido pelas equações 2.1 e 2.2 abaixo:

$$U = C_{10}(I_1 - 3) + \frac{1}{D} \left(\frac{(J^{el})^2 - 1}{2} - \ln J^{el} \right) + \frac{k_1}{2k_2} \sum_{\alpha=1}^N \exp [k_2 (E\alpha)^2] - 1 \quad (2.1)$$

$$E_\alpha = k(I_1 - 3) + (1 - 3k)(I_{4(\alpha\alpha)} - 1) \quad (2.2)$$

onde C_{10} , D , k_1 , k_2 e k são parâmetros do material a serem calibrados, N é o número de famílias de fibras, I_1 é o primeiro invariante do tensor de deformação de Cauchy-Green a direita \mathbf{C} , J^{el} é a razão de volume elástico e $I_{4(\alpha\alpha)}$ são pseudo-invariantes de \mathbf{C} e \mathbf{A}_α , onde \mathbf{A}_α é uma matriz de vetores unitários com as direções das fibras.

Tabela 1: Constantes do modelo de Holzapfel calibradas e constantes materiais utilizadas para as simulações no *software* de Elementos Finitos. Fonte: Abaqus.

Material	Modelo	Parte	Constantes	Valores
Aço	Elástico Isotrópico	Cubos e Flanges	E [Gpa]	210
			ν	0,3
Borracha	Hiperelástico Anisotrópico Holzapfel	Manta de Borracha	C₁₀	0,35047909
			D	0,02000000
			k₁	0,05646623
			k₂	0,03251199
			k	0,00237442
Metal + Polímero	Elástico Constantes de Engenharia	Malha de Reforço	E1	127000
			E2	9100
			E3	9100
			Nu12	0,31
			Nu13	0,31
			Nu23	0,45
			G12	4500
			G13	4500
		G23	4000	

Com as constantes disponíveis e o dimensionamento do acoplamento feito (de acordo com as dimensões da Figura 3 e da Tabela 2 abaixo), pode-se partir para a análise de elementos finitos. Inicialmente, foram estudadas três estratégias de modelagem, conforme mencionado anteriormente, que foram postas à prova com as simulações. Conforme Marczak et al (2022), o modelo que melhor representou o comportamento real da borracha foi o utilizado na estratégia 2, com o pneu de borracha sendo dividido em duas seções, uma representando a malha de reforço e outra a borracha propriamente dita. As outras estratégias disponíveis apresentaram diferenças consideráveis quando comparadas com o teste experimental, e por isso não serão analisadas mais a fundo.

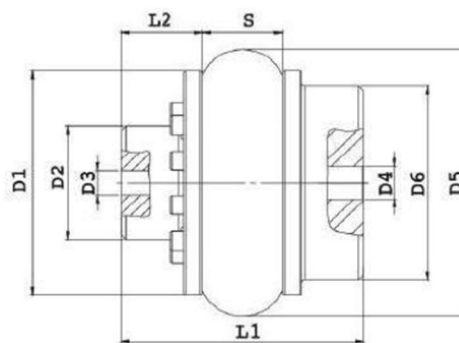


Figura 3: Esquema do Acoplamento com as dimensões indicadas. Vide Tabela 1 para dimensões. Fonte: Catálogo Antares.

Tabela 2: Dimensões e Propriedades Mecânicas do Acoplamento AT50. Fonte: Catálogo Antares.

Modelo	AT 50
Torque nominal – [N.m]: Convencional	340
Rotação Máxima [rpm]	3600
Massa com Cubo Normal [kg]	5.794
Tolerância de Alinhamento – [mm]: Axial	-1
Tolerância de Alinhamento – [mm]: Radial	0.5
Torque de Ajuste dos Parafusos – [kgf.m]: Instalação	1
Torque de Ajuste dos Parafusos – [kgf.m]: Após 24h	2
D1 [mm]	127
D2 [mm]	66
L1 [mm]	150
S [mm]	120
L2 [mm]	50
L3 [mm]	111.5
D5 [mm]	165
D6 [mm]	120
Quantidade de parafusos por cubo	10

Os materiais foram distribuídos com coeficientes conforme informados na *Tabela 1* acima, e foram inseridos na montagem para caracterizar completamente o acoplamento.

3. METODOLOGIA

O trabalho foi desenvolvido com o emprego do método de elementos finitos (MEF) para a análise do dispositivo estudado. Por tratar-se de polímeros anisotrópicos, entende-se que qualquer solução analítica seria impossibilitada, o que levou à utilização do *Software Abaqus/CAE (Complete Abaqus Environment)* para a análise do comportamento mecânico dos componentes. O modelo de elementos finitos utilizado inicialmente foi desenvolvido pelo GMAp e disponibilizado para a pesquisa, assim como as principais características do material e suas propriedades perante os ensaios de caracterização já realizados. Todos os parâmetros de entrada do problema foram revisados, no entanto, o pós-processamento das análises, como

citado anteriormente, será o principal foco do trabalho, de modo que as informações que forem retiradas deste serão importantes não só para o entendimento dos métodos de falha e dos limites do material, mas também de possíveis melhorias no dispositivo que favoreçam tanto aspectos mecânicos desejados como diferentes disposições geométricas.

Para a referida tese, foram consultadas diversas bibliografias, contemplando desde as normas para os testes experimentais de caracterização do material a modelos existentes em softwares comerciais que atendessem ao modelo constitutivo escolhido. Nesta etapa foi notável a carência de estudos na área definida, com pouquíssimos exemplos desenvolvidos. Destacam-se as observações de Cruz Gómez et al (2013) acerca dos esforços que surgem no contato entre borracha e metal, e a metodologia utilizada por Marczak et al (2006) para a caracterização de elastômeros por simulações numéricas. Ademais, foram fornecidos pela empresa dois espécimes de elastômeros (Borracha Master PCR e Borracha Septem-Zana), de composições diferentes, a serem caracterizados, apesar de análise final ter sido feita somente para um destes que é o material utilizado atualmente pela empresa nos seus componentes. Consultou-se também os catálogos da própria empresa para obter informações específicas dos acoplamentos, que foram muito úteis para seu dimensionamento no software CAD 3D SolidWorks utilizado.

Destaca-se que foi utilizado o software MCalibration para a obtenção das constantes necessárias. Foram inicialmente testados experimentalmente modelos a 24°C e 70°C, no entanto percebeu-se que o aumento de temperatura reduziu drasticamente a anisotropia do material, conforme expuseram Marczak et al (2022) e optou-se por seguir este trabalho utilizando apenas a calibração do modelo Septem-Zana a 24°C. Assim, as constantes obtidas pela calibração seguem na Tabela 1 abaixo.

Retomando sempre o objetivo principal do trabalho, espera-se comparar a campo de tensões atuante no pneu de borracha mediante a aplicação de um torque específico e, posteriormente, o campo de tensões com a aplicação deste mesmo torque, mas com um deslocamento unidirecional em um dos flanges, em qualquer direção normal ao eixo de giro do acoplamento. Na etapa inicial de análise, considerou-se extrapolar a solução como simétrica radialmente por não haver detalhes específicos nas peças do acoplamento, porém após a aplicação do torque, esta hipótese foi descartada. O sistema de coordenadas pode ser conferido na Figura 4.

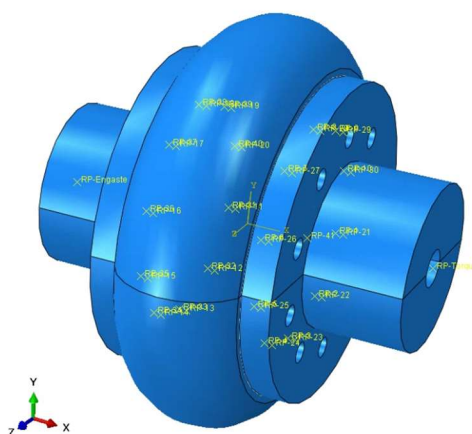


Figura 4: Acoplamento com sistema de coordenadas para referência. Fonte: Abaqus.

Com a definição dos materiais, passou-se para a etapa da aplicação das limitações das partes. Para isso, foram utilizados nos cubos as limitações de MPCs (*Multiple Point Constraints*) do tipo *beam* (viga), que fazem a ligação de um ponto de referência *master* com seus pontos *slave*, de modo a transmitir para estes todos os esforços e condições de contorno aplicados no ponto master. Em ambos os cubos, os pontos master foram definidos nas extremidades externas, visto que facilitaria a visualização da aplicação dos esforços.

Já para a definição dos contatos das borrachas, foram escolhidas *constraints* do tipo *tie*, ligando as superfícies tangentes de todas as borrachas entre si e da camada inferior com os flanges. Para os furos onde são utilizados parafusos, optou-se por *constraints* do tipo *coupling*, com restrições de deslocamento nos eixos Y e Z, garantindo apenas aproximação e afastamento que podem ser eventualmente causados por folgas nas peças, mas sem qualquer movimentação que os parafusos não permitiriam, ligando os cubos aos flanges, caracterizando posteriormente a transmissão de movimento requerida. Os três tipos de *constraints* utilizados podem ser conferidos na Figura 5 abaixo.

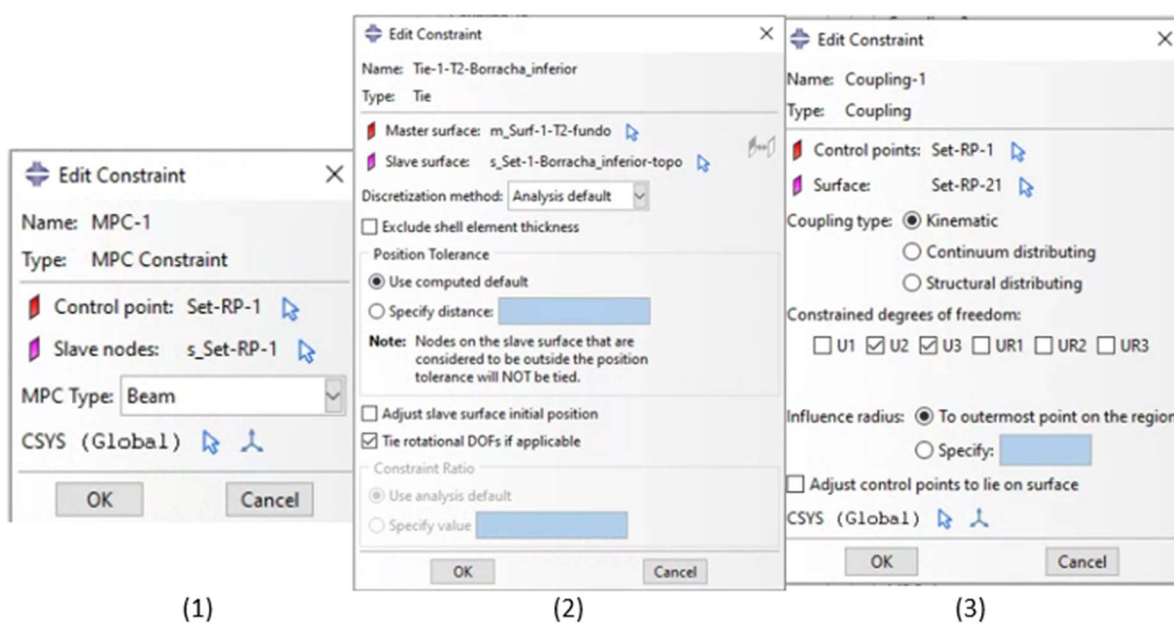


Figura 5: *Constraints* utilizadas para garantir a transmissão de esforços no acoplamento – (1) MPC-Beam, (2) Tie e (3) Coupling. Fonte: Abaqus.

Definidos os tipos de limitações considerados ideais, avançou-se para a etapa de “separação” da simulação, com a definição dos *Steps* e das condições de contorno e esforços aplicados em cada um. Para o acoplamento foram definidos inicialmente dois *Steps* de aplicação das condições, que seguem abaixo detalhados e podem ser conferidos na (o *step* “*Initial*” é utilizado para a construção da montagem com a inclusão de todas as partes). Para fins de simplificação, os cubos serão tratados como esquerdo – no qual há aplicação do engaste – e direito – no qual há aplicação dos esforços escolhidos. No entanto, para realizar a inserção da excentricidade no sistema, é necessário dividir em mais etapas (*Steps*) para que se possa reproduzir o ambiente real de uso. Na instalação do acoplamento, quando se tem excentricidade, esta entra em ação antes de qualquer torque ser aplicado, logo após a fixação dos cubos nos eixos. Portanto, foi criado mais um *Step* na simulação, sendo que o

deslocamento em Y é inserido no lugar do momento, e este é passado para uma etapa posterior.

Step-1: neste *step* foi realizado o engaste dos flanges da borracha e o deslocamento de ambos os cubos em 1 milímetro na direção dos flanges, de modo a simular o aperto dos parafusos na borracha (Este *step* fez com que a parte da borracha que toca os flanges ficasse pré-comprimida, de modo a aumentar as tensões atuantes após a aplicação do momento, o que pôde ser notado no comportamento da borracha após a aplicação deste passo);

Step-2: neste *step*, foi criado um engaste na extremidade esquerda do acoplamento, em um ponto master do cubo (transmitindo o engaste para o cubo todo), enquanto na outra extremidade, simultaneamente, foi aplicado um deslocamento de 5 mm ao longo do eixo Y. Além disso, foram desativados os deslocamentos de 1 milímetro dos cubos e foi mantida a condição inicial dos flanges, liberando assim a rotação do cubo onde foi aplicado o momento.

Step-3: neste *step* foi aplicado o torque unidirecional em torno do eixo X de 509 N.m., mantendo-se o engaste no cubo esquerdo e o deslocamento em Y.

Tabela 3: Status das condições de contorno impostas para a simulação. Fonte: autor.

Nome/Step	1	2	3
Engaste dos Flanges	Criado	Desativado	-
Deslocamento Cubo Esquerdo	Criado	Desativado	-
Deslocamento Cubo Direito	Criado	Desativado	-
Engaste Cubo Esquerdo	-	Criado	Propagado
Excentricidade Cubo Direito	-	Criado	Propagado
Momento X Cubo Direito	-	-	Criado

Para a malha de elementos finitos, foram definidos alguns tamanhos diferentes de elementos, que podem ser observados na Tabela 4 e na Figura 6. A diferença no tamanho dos elementos surge na necessidade de uma melhor representação do comportamento do campo de tensões na borracha e na malha de reforço, onde acontecem as falhas. Os tamanhos dos elementos foram definidos de acordo com um breve estudo de malha com o foco em manter nos flanges e na borracha uma malha mais refinada e nos cubos uma malha mais grossa.

Tabela 4: Tamanho dos elementos de malha de cada componente da montagem. Fonte: Abaqus.

Componente	Tamanho do elemento [mm]
Borrachas	1.4
Flanges	1.5
Cubos	2.1

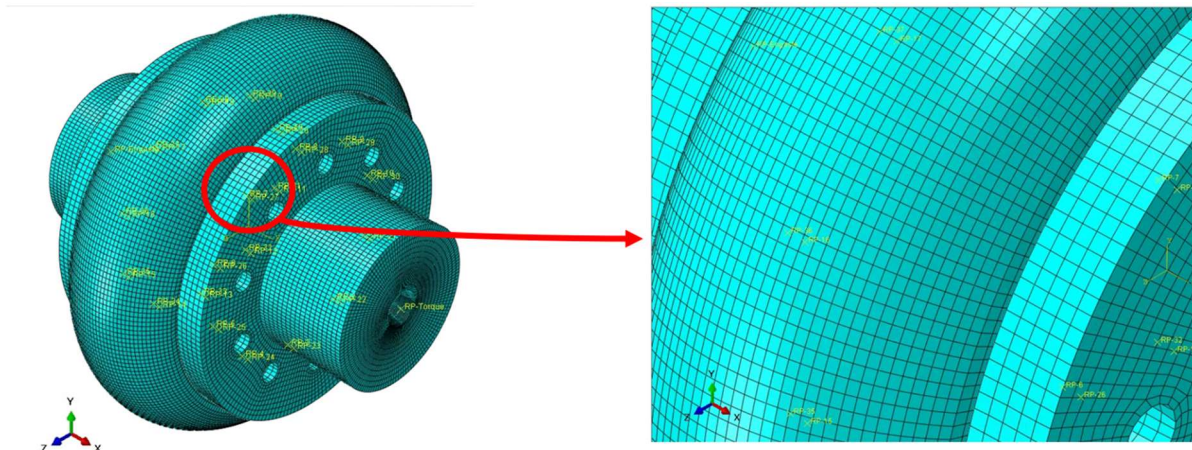


Figura 6: Malha de elementos finitos utilizada na simulação. Fonte: Abaqus.

Assim, após a confecção da malha de elementos hexaédricos, foi finalmente iniciada a simulação.

Com a obtenção de um modelo funcional, ou seja, que replique o comportamento real do acoplamento, passou-se para a etapa de experimentação, nos quais os parâmetros de entrada foram mudados, testando a sensibilidade do modelo. Nesta etapa, não se chegou num limite definido de aplicação de esforços, porém, com um aumento de 10 vezes no torque, percebeu-se no modelo uma distorção excessiva em diversos elementos, conforme pode ser observado abaixo na Figura 7. Após os testes de sensibilidade, partiu-se para a questão primordial deste trabalho, com a aplicação de excentricidade no eixo do cubo direito.

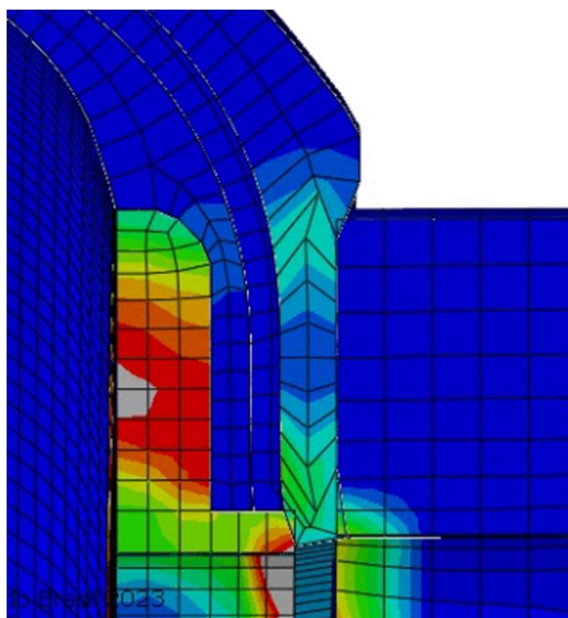


Figura 7: Deformação excessiva nos elementos da borracha. Fonte: Abaqus.

Para a inserção da excentricidade, foram analisadas também algumas opções:

- Opção 1: aplicação de tração superficial na superfície superior interna do furo principal do cubo direito;
- Opção 2: aplicação de pressão na superfície superior interna do furo principal do cubo direito;

- Opção 3: aplicação de força pontual no ponto MPC mestre do cubo direito.

Dentre as três opções analisadas, a que apresentou melhores resultados foi a opção 3, com a aplicação da força pontual de 1000 N na direção Y, conforme pode-se observar na Figura 8 abaixo.

Porém, conforme será mostrado nos resultados, os modelos acima referidos apresentaram defasagens em relação ao objetivo do trabalho, de forma a não manifestarem respostas satisfatórias, sendo necessária uma mudança na abordagem do problema. O principal empecilho da aplicação da força para causar a excentricidade foi a não aplicação posterior do momento escolhido, ocasionado por deformações excessivas em diversos elementos do modelo. Para resolução deste problema, optou-se por aplicar, em vez de uma força pontual e um momento, um deslocamento e uma rotação unitários no ponto mestre MPC do cubo direito.

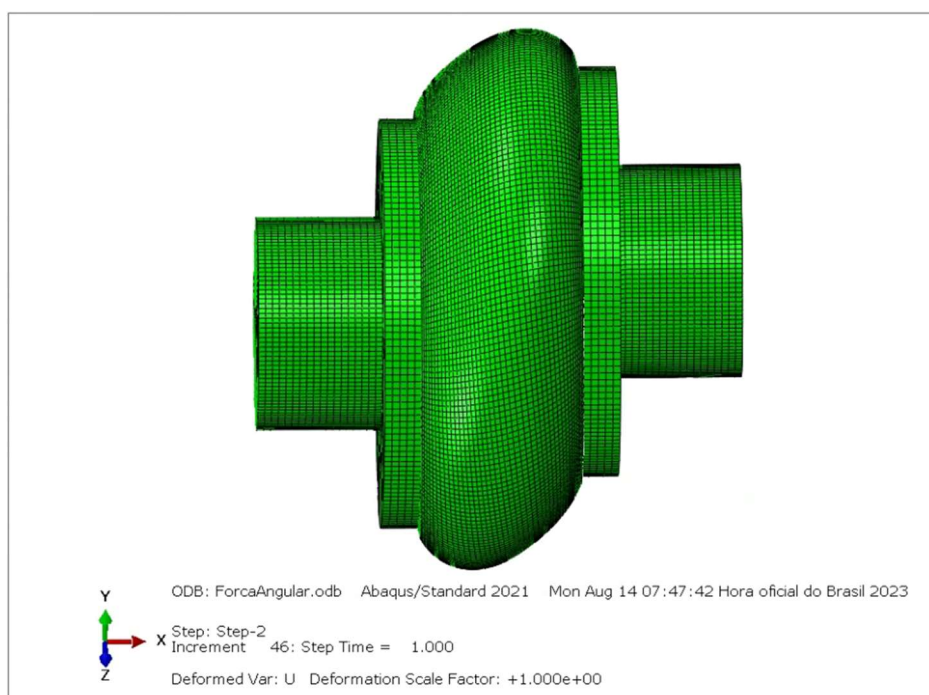


Figura 8: Comportamento do modelo mediante aplicação de força no ponto MPC mestre do cubo direito. Fonte: Abaqus.

Na Figura 8 pode-se observar uma deformação excessiva no modelo, causada pela utilização de uma força muito maior do que a necessária, apesar de o modelo responder bem. Optou-se por vetores unitários para analisar inicialmente a validade do modelo, podendo depois extrapolar esses valores até os limites do acoplamento. No entanto, como será visto nos resultados, essa abordagem também não apresentou resultados satisfatórios. Após diversos insucessos, foram feitas inúmeras combinações entre os *Steps* e a aplicação das condições de contorno do problema. A Tabela 5 controle dos valores utilizados para cada parâmetro das simulações, de forma a realizar entradas iterativas, facilitando a obtenção de modelos adequados.

Tabela 5: Valores utilizados nas iterações de tentativa de convergência do modelo. Fonte: autor.

Condição de Contorno	I1	I2	I3	I4
----------------------	----	----	----	----

DeslocamentoFlanges	0	0	0	0
DeslocamentoPrescrito1	1	0,75	0,5	0,5
DeslocamentoPrescrito2	-1	0,75	0,5	0,5
EngasteCubo	0	0	0	0
Excentricidade	5	4	2	1
Rotação	1	0,02	0,05	0,1
Convergiu?	Não	Não	Não	Não

Eventualmente chegou-se a uma simulação que convergiu, seguiu todos os *Steps* na ordem desejada e simulou de forma fidedigna o modelo do acoplamento flexível.

4. RESULTADOS

Com a obtenção de um modelo final que conseguiu replicar o comportamento visto experimentalmente, foi possível partir-se para a comparação entre modelos e, finalmente, para as conclusões. Para isso, abaixo serão discutidos os resultados obtidos nas simulações.

Passando pela primeira simulação, com as condições iniciais de torque aplicado no cubo direito e engaste aplicado no cubo esquerdo, chegou-se ao campo de tensões que pode ser observado na Figura 9.

Quando se aplica somente a rotação, é perceptível que a tensão máxima na borracha fica em torno de 19 Mpa, (o que é equivalente à aplicação de um torque de 509 N.m). No entanto, é necessário notar que o modelo apresenta algumas restrições na transmissão de tensões de uma superfície para a outra, principalmente entre borrachas.

Partindo para uma análise mais detalhada do perfil de deslocamento da borracha após a aplicação do momento, percebe-se uma tendência a repetir o comportamento experimental, com “ilhas” de tensão ao longo da banda de rodagem do acoplamento, conforme pode ser visto na comparação da Figura 9 abaixo.

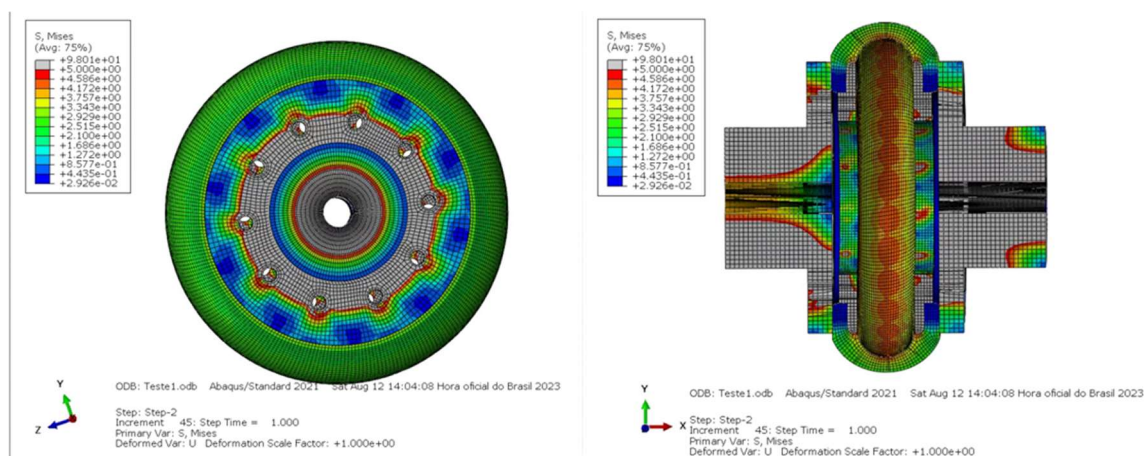


Figura 9: Campo de tensões do acoplamento com a aplicação de torque (somente). Fonte: autor.

Na Figura 9 À esquerda, percebe-se o desalinhamento nos furos, causado pelo torque aplicado, e à direita vê-se a seção com corte no plano Z. Percebe-se uma distribuição homogênea da tensão ao longo de todo o corpo da borracha, o que está de acordo com o esperado pela presença de torque, unicamente.

Além disso, em vários modelos encontrou-se a situação de deformação excessiva, que pode ser observada na Figura 7. Esta deformação é causada pelo aperto inicial dos parafusos, que comprime a borracha entre o cubo e a flange. Como não há espaço para um “escape” da borracha, o *software* acaba tratando a situação como deformação excessiva, e não permite a aplicação de outros esforços sem que este seja anteriormente resolvido. Assim, gera-se um problema de convergência no modelo, mas também uma oportunidade de melhoria a ser abordada no capítulo de conclusões. Foi tentado ainda, como solução mais prática, reduzir o aperto inicial, o que gerou resultados não muito diferentes dos já existentes, sem qualquer alteração que justificasse esta mudança.

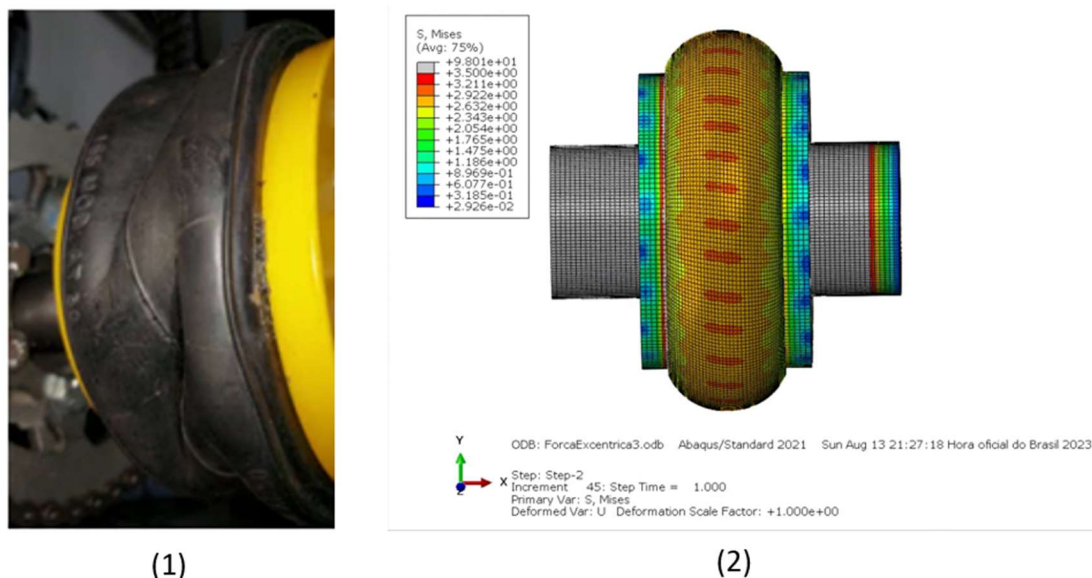


Figura 10: Acoplamento em teste de ruptura e simulação de torque. Fonte: Marczak et al (2022) e Abaqus.

Na Figura 10, em (1) pode-se notar a flambagem da borracha mediante aplicação do torque, enquanto em (2) é possível verificar que o estado de tensões para uma situação de aplicação de torque condiz com o comportamento experimental do material. A Figura 10 acima permite afirmar que o resultado inicial da simulação é satisfatório, pois replica o comportamento esperado, e o modelo pode ser considerado adequado para prosseguimento com os testes.

As condições de contorno, todavia, apresentaram problemas com o deslocamento, de modo que os modelos não convergiram para um resultado satisfatório. Uma das premissas anteriores era o alinhamento entre eixos (de ambos os cubos e da borracha), o que, com a excentricidade, torna-se inviável, pois é necessário que o eixo do cubo direito esteja desalinhado. Foram realizadas diversas tentativas com combinações específicas de aplicação das condições de contorno, que podem ser observadas na Figura 11 abaixo, mas sem sucesso.

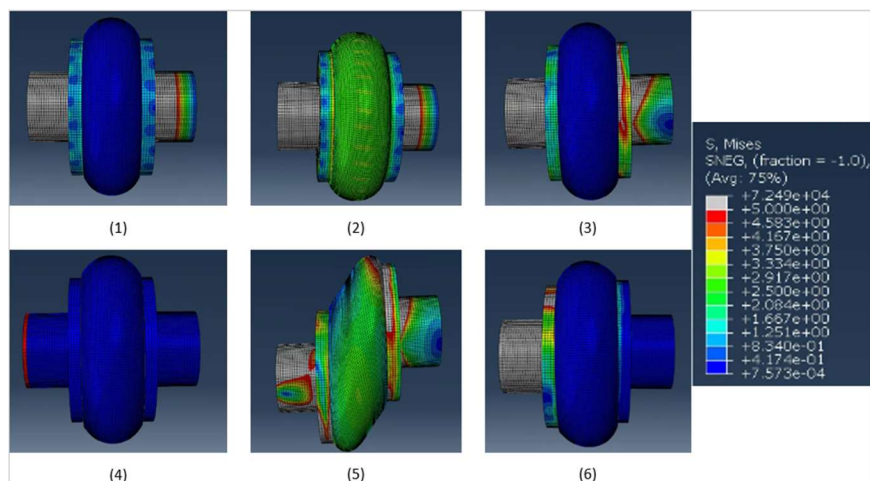


Figura 11: Exemplos de simulações que não sucederam. Fonte: Abaqus.

Em (1), (2), (3) e (4) o comportamento foi parecido para as peças (apenas o torque foi aplicado), porém a tensão no centro da borracha obtida para os mesmos deslocamentos foi maior, com uma mudança nos graus de liberdade das condições de contorno. Já em (5) e (6), mudando as condições de contorno iniciais de deslocamento, obteve-se resultados completamente diferentes: em (5) houve aplicação do deslocamento e não do torque, e em (6) do torque e não do deslocamento. A escala de tensão é a mesma para todas as imagens. Depois disso, partiu-se para uma abordagem diferente, inserindo, em vez de um deslocamento e um momento, um deslocamento e uma rotação, que por fim resultaram em um modelo aceitável do acoplamento, como pode ser visto na Figura 12. Neste modelo, pode-se observar que as regiões de maior tensão estão paralelas à direção da excentricidade no momento anterior à aplicação do torque, enquanto ao se aplicar o torque, uma das laterais tensionadas tem uma diminuição na tensão e a lateral oposta tem um aumento significativo, o que, por gerar um acúmulo de tensões, pode ocasionar uma diminuição da vida útil dos componentes.

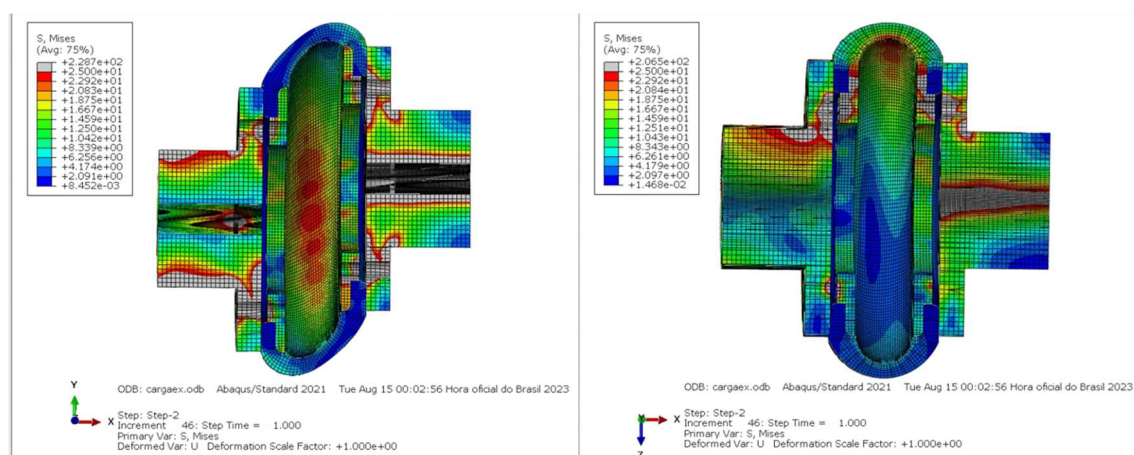


Figura 12: Campos de tensão com cortes em Z (à esquerda) e Y (à direita). Fonte: Abaqus.

Observando-se a Figura 12, à esquerda, percebe-se um aumento de tensão focado nas laterais, na direção de aplicação da excentricidade (neste caso, com o corte em Z). Comparando-se com o corte em Y, é notável um aumento maior da tensão após a aplicação do torque na lateral posterior do acoplamento (visto de frente, conforme Figura 12), enquanto a

lateral anterior, antes tensionada, apresenta uma diminuição relativa causada pelo torque, que comprime a referida parte do acoplamento.

Realizando uma comparação entre os modelos, pode-se perceber uma diferença importante entre as tensões atuantes, que pode ser acompanhada na Tabela 6: Diferença de tensões nos modelos analisados. Fonte: autor. abaixo, mas ressalta-se a importância das diferenças no campo de tensões: enquanto o primeiro pode ser considerado homogêneo, o último é totalmente diferente, com concentração de tensões em uma porção do acoplamento.

Tabela 6: Diferença de tensões nos modelos analisados. Fonte: autor.

Esforço Aplicado	Tensão Máxima (Mpa)
Torque	19
Excentricidade e Torque	25
Diferença (%)	31,58%

É interessante notar também que a tensão máxima no modelo é cerca de 32% superior quando comparada com o dispositivo alinhado submetido ao mesmo torque nominal. Conforme as especificações da empresa, a excentricidade máxima aceita é de 5 milímetros, o que é confirmado pela simulação.

5. CONCLUSÕES

Ao longo do projeto, que teve seu foco no espécime de borracha Septem-Zana, foram feitas considerações iniciais não abordadas no trabalho pois não fizeram parte do escopo inicial. A principal destas é a da percepção de perda de grande parte das características anisotrópicas do polímero perante seu aquecimento, e que por ser muito mais rígido à temperatura ambiente (24°C) do que ao ser aquecido (temperatura de trabalho de aproximadamente 70°C), tende a ter sua ruptura com uma vida útil menor ao ser testado a frio. Além disso, considerações de simplificação do modelo foram essenciais para que se pudesse simular com sucesso o comportamento do acoplamento. Recursos como chanfros e filetes, apesar de essenciais nas peças físicas, acabam por deixar a simulação muito mais pesada e difícil de convergir. Essas considerações feitas previamente pelo GMAp foram essenciais para a simplificação e o direcionamento do projeto, que ficou focado no espécime Septem-Zana à temperatura ambiente.

Voltando ao objetivo principal do trabalho, seria correto afirmar apenas que com a excentricidade o modelo é submetido a maiores tensões. É interessante prestar muita atenção aos locais onde há concentrações de tensões no modelo, de modo a entender melhor seu mecanismo de falha e seus limites de atuação. O aumento de aproximadamente 32% de tensão é impactante quando se trabalha com rotações altas, perto do limite do material, principalmente quando se percebe que a área de aumento de tensão está paralela à direção da excentricidade. Nesse sentido, é fundamental analisar os limites impostos pela própria empresa, visto que estes estão adequados aos cálculos.

Para continuidade do trabalho, é necessária uma análise mais a fundo do dispositivo, com mais testes e simulações. Além de analisar-se também outros tipos de desalinhamentos, é possível realizar mudanças na geometria do material que não afetariam seu desempenho, mas possivelmente aumentariam sua vida útil. É fundamental que sejam analisados os desalinhamentos angulares e do tipo “offset” (no qual há aproximação ou afastamento entre os eixos). Para tal, é sugerida uma abordagem diferente do problema, possivelmente com análise por submodelos, que apesar de ter uma preparação mais complicada, pode gerar resultados

bons. Para uma análise futura, sugere-se também que seja feito um modelo mais completo, sem as simplificações anteriormente comentadas, o que exigiria maior esforço computacional, mas traria, potencialmente, resultados mais confiáveis.

Por fim, para a questão das deformações excessivas da borracha na região de aperto dos parafusos, é sugerida a inserção de canais de vazão para que a borracha tenha espaço para se deformar, visto que é um material pouco compressível. Esta alteração não geraria grandes impactos, visto que o mecanismo de falha hoje é entre a borracha e os flanges, não diretamente no flange, que por ser de aço suporta tensões bem maiores do que as exercidas, além de diminuir o peso total do conjunto. Há que se testar e simular esta mudança antes de fazê-la, mas deve ser levada em conta.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABBASI, M., BARAKAT, M.S., VAHIDKHAH, K., AZADANI, A.N., “*Characterization of three-dimensional anisotropic heart valve tissue mechanical properties using inverse finite element analysis*”, 2016. Disponível em ScienceDirect.

ALI, I., KUMAR, D., MIR, I., QAZI, I.A., “*Dynamic Structural And Modal Analysis Of Tyre Coupling On Unstructured Mesh*”, 2017. Disponível em: Australian Journal Of Engineering And Technology Research.

CRUZ GÓMEZ, M.A., GALLARDO-HERNÁNDEZ E.A., VITE TORRES, M., PEÑA BAUTISTA, A., “*Rubber steel friction in contaminated contacts*”, Instituto Politécnico Nacional, México, 2013.

FISCHER, A., PAPINI, M., “*International Journal on the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear*”, 2016. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/journal/wear>>.

HOLZAPFEL, G.A., “*Nonlinear Solid Mechanics – A Continuum Approach for Engineering*”, John Wiley & Sons, 2001.

MARCZAK, R.J., GEIGER, F.P., BARROS, R.R., SILVA, D.P., “*RT/2022: Caracterização Constitutiva de Dois Compostos Elastoméricos para Uso em Acomplamentos Flexíveis*”, Universidade Federal do Rio Grande de Sul, 2022.

MARCZAK, R.J., GHELLER JR., J., HOSS, L., “*Caracterização de Elastômeros para Simulação Numérica*”, Senai, 2006.

“*Catálogo Antares*”, 2023. Disponível em: <https://d335luupugsy2.cloudfront.net/cms%2Ffiles%2F30313%2F1684945842Catlogo_Antares-Rev-36.5_mar23.pdf>.

PRAVEENKUMAR, R., “*Finite Element Analysis and Optimization of Tyre Coupling using ANSYS Workbench Software*”, Medwell Journal, 2019.