

## 1. PEÇA, MONTAGEM E CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

A peça, mostrada na figura 1, consiste na flange de roda traseira do veículo E12, desenvolvido em 2014 pela equipe extracurricular de Formula da Escola. A peça possui a função de suportar os esforços mecânicos transmitidos entre a roda e o cubo de roda.

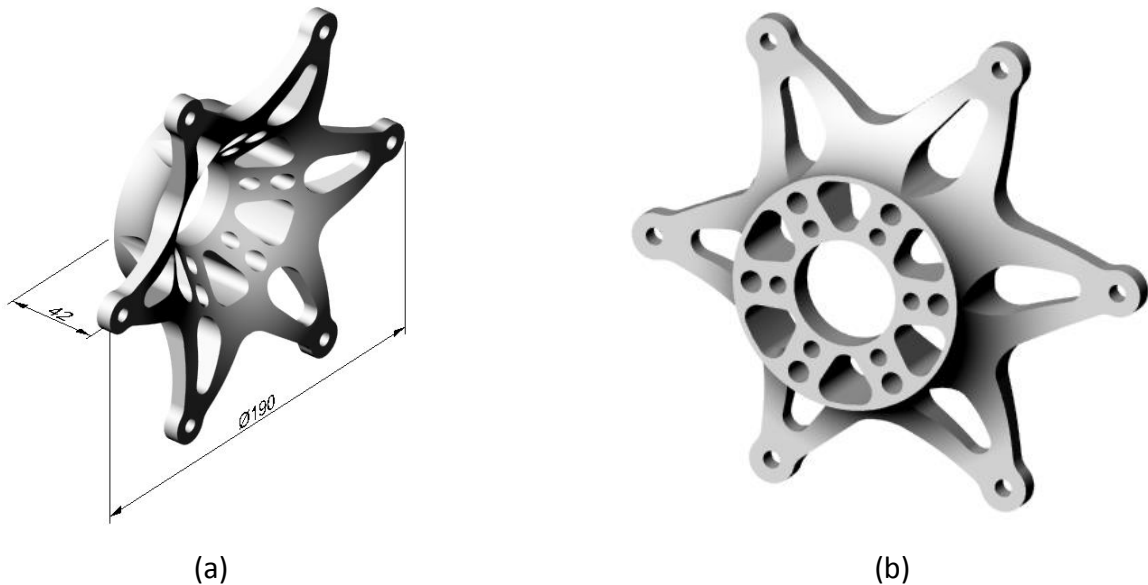


Figura 1 - Flange traseira com dimensões gerais: (a) face externa, (b) face oposta.

A montagem do conjunto da qual a peça faz parte pode ser observada na figura 2, em que (a) é uma vista isométrica da face externa, (b) é uma vista isométrica da face oposta e (c) é uma vista em corte com identificação das peças. O funcionamento do conjunto, no veículo, pode ser observado no vídeo. A flange é fixada à roda através de seis parafusos e porcas M6 apertados manualmente. A flange, guiada por pinos folgados, assenta na superfície do disco de freio e o conjunto ("sanduíche") é fixado por atrito ao cubo através do esforço axial de uma porca cônica M28x1,5mm apertada manualmente até um torque projetado de 500Nm. O cubo possui um estriado interno, no qual é acoplado o eixo de transmissão do torque, e é apoiado à manga através de 2 rolamentos cônicos, os quais permitem a rotação do conjunto da roda. O eixo de transmissão possui uma rosca em sua extremidade, na qual é acoplada a porca cônica. A manga é estacionária, fixada por 3 parafusos.

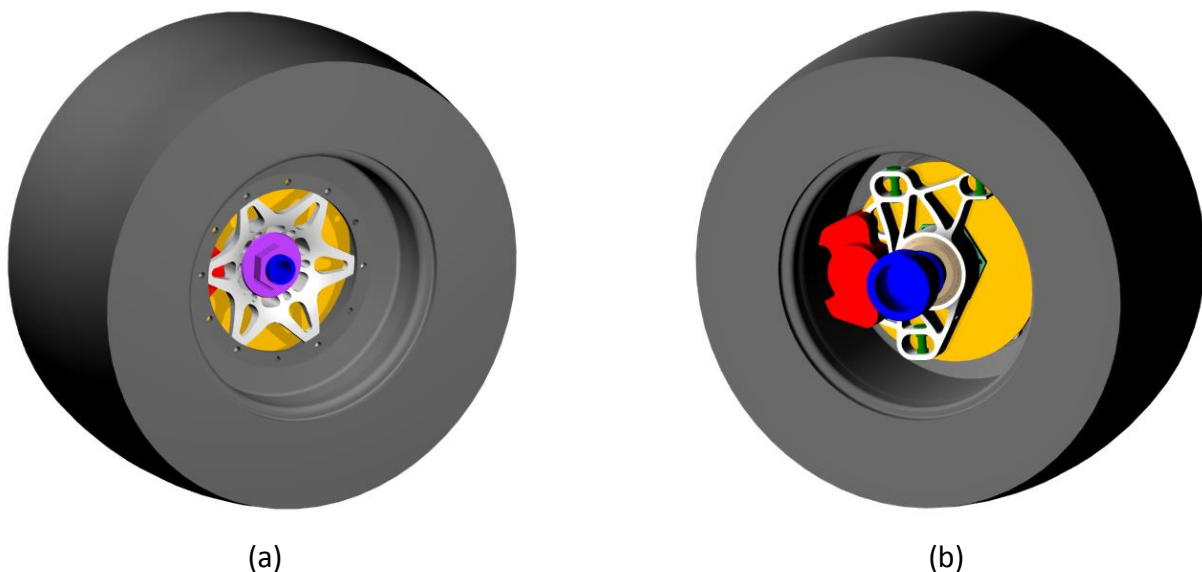
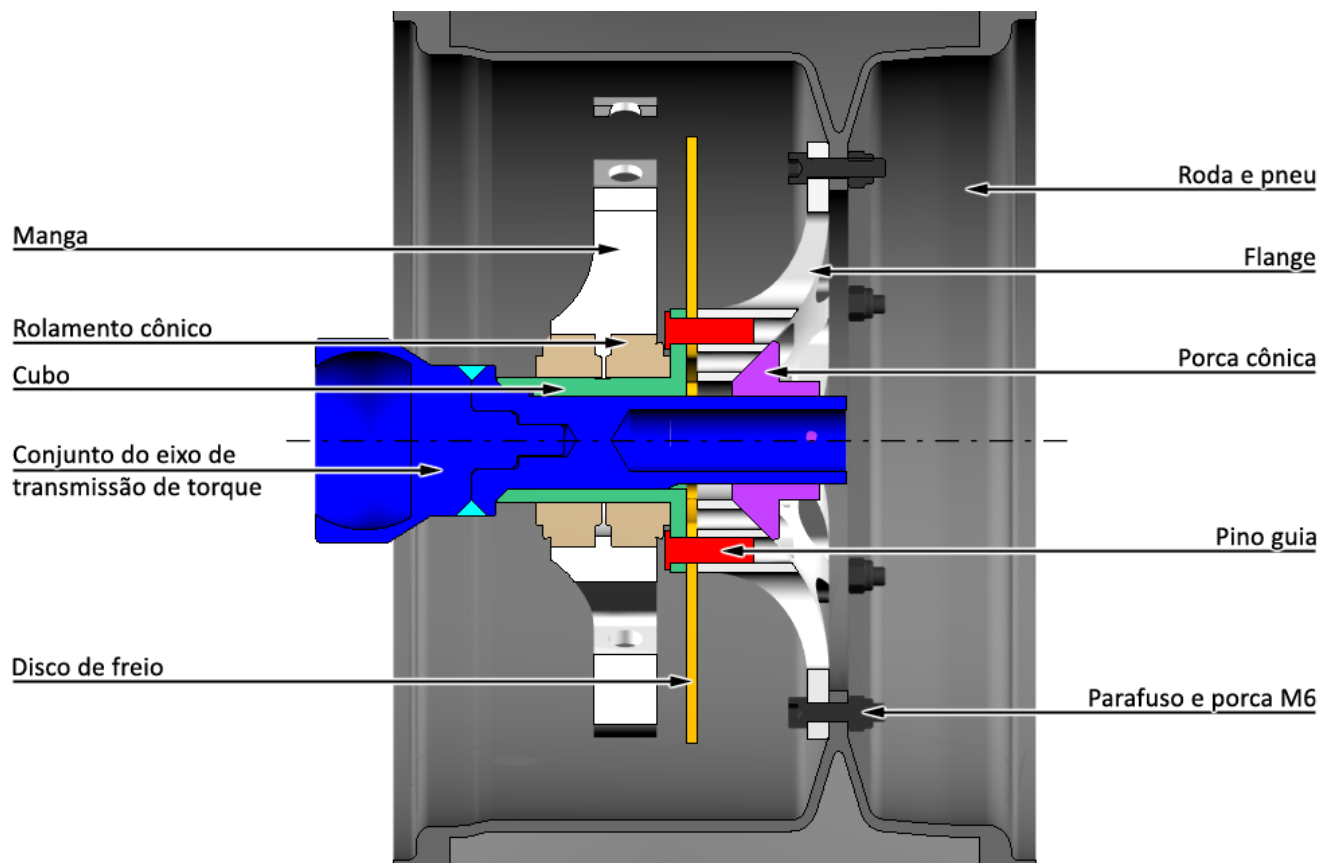


Figura 2 – Montagem do conjunto: (a) vista isométrica da face externa, (b) vista isométrica da face oposta.



(c)

Figura 2 – Continuação... Montagem do conjunto: (c) vista em corte.

Na figura 3, pode ser observado o carro com os conjuntos de roda montados e a peça que apresentou a falha em destaque (flange traseira da lateral direita). O veículo anda em pista com asfalto plano e limpo. Durante a translação do veículo ao longo da pista, podem ocorrer situações adversas como derrapagens e passagem sobre zebras, como é possível observar no vídeo. Nota-se, também, algum aquecimento na peça, devido ao calor gerado no disco de freio nos instantes de frenagem. Entre os testes, o conjunto roda-flange era circunstancialmente desmontado do carro. O lado da remontagem do conjunto no carro era aleatório, ou seja, a flange traseira que inicialmente estava do lado esquerdo poderia ser montada no lado direito e vice-versa. Os testes eram quase sempre realizados no mesmo sentido do circuito.



Figura 3 – Conjunto da roda montado no carro.

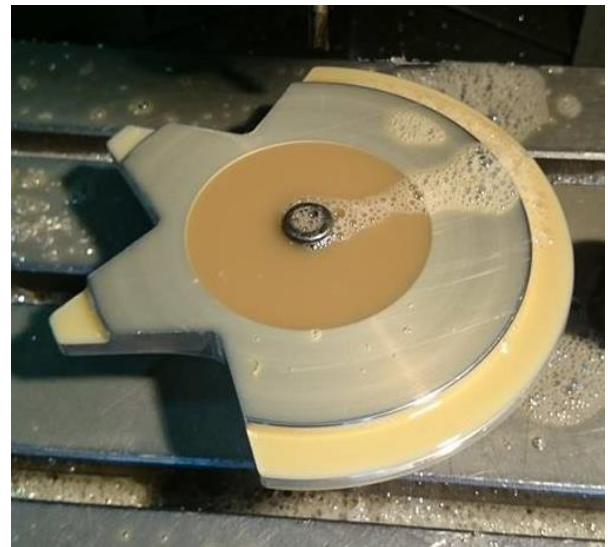
## 2. MATERIA-PRIMA E PROCESSAMENTO

A matéria prima utilizada na produção da flange foi uma “fatia” de um tarugo de 13” de diâmetro, de alumínio 7075-T6, doado pelo fabricante. Não foi entregue nenhum certificado de propriedades ou de rastreabilidade do material para a equipe. Não foram realizados ensaios nessa matéria-prima após o recebimento. A página do catálogo referente a matéria-prima se encontra no anexo, com a matéria-prima recebida em destaque.

Após serrar a “fatia” do tarugo, a matéria-prima foi submetida a um torneamento CNC de desbaste e acabamento, que resultou na geometria mostrada na figura 4 (a). Em seguida, foi realizado fresamento CNC de desbaste e acabamento, com a peça fixada em sua parte central para o fresamento da face externa e fixada pelas extremidades para o fresamento dos detalhes da parte central, como mostrado nas figuras 4 (b), (c) e (d). Durante todos os processos de usinagem foi utilizado fluido de corte. Após a usinagem, foi realizado o acabamento da peça com jateamento, lima e lixa. (Observação: a geometria da peça mostrada na figura 4 não é idêntica à geometria da peça do estudo de caso, entretanto a geometria é similar e foi utilizada a mesma técnica de manufatura para ambas as peças)



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 4 – Etapas de manufatura da peça: (a) Resultado do torneamento, (b) Início do fresamento, (c) Fresamento da extremidade e (d) Fresamento da parte central.

As propriedades mecânicas do material, utilizadas no projeto estrutural, foram obtidas de literatura e estão apresentadas na tabela 1.

Tabela 1 – Propriedades mecânicas do Al7075-T6.

$E^{(1)}$	71700 MPa
$\nu^{(1)}$	0,33
$\sigma_y^{(1)}$	503 MPa
$\sigma_f^{(2)}$	1466 MPa
$\nu^{(2)}$	-0,143

Fonte: <sup>1</sup>Matweb e <sup>2</sup>Dowling, 2007.



### 3. FALHA

A fratura ocorreu na flange traseira direita na região da pista destacada (final da 'rotatória') na figura 5. A falha ocorreu de forma abrupta durante o uso do veículo, após 1 mês de uso da peça (equivalente a 300 voltas no circuito).

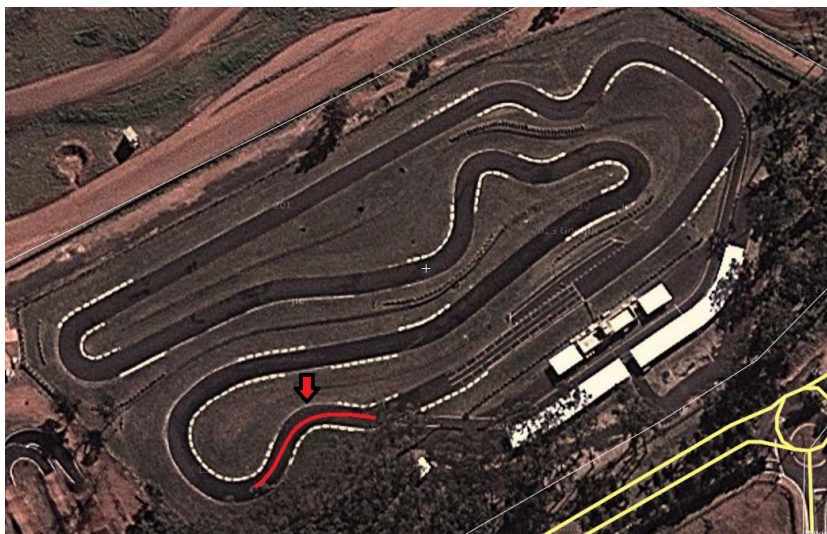


Figura 5 – Região da pista em que ocorreu a falha.

Na desmontagem dos fragmentos, foi possível constatar que a porca cônica estava devidamente apertada, porém alguns parafusos de fixação da flange na roda estavam com torque de aperto insatisfatório. O aspecto da peça após a fratura pode ser observado na figura 6, em que estão identificados os sítios de fratura. Na figura 7 são apresentados os fragmentos com uma escala de referência.



Figura 6 - Foto da flange fraturada com fragmentos.



Figura 7 – Foto dos fragmentos com escala em centímetros. O ponto isolado corresponde a letra 'A'.

Tabela 2 – Fotos das superfícies das fraturas.

Após a falha, foram realizados ensaios com revelador de trinca por líquido penetrante nas demais flanges. Foram constatadas trincas somente na flange traseira esquerda, como mostrado na figura 8.



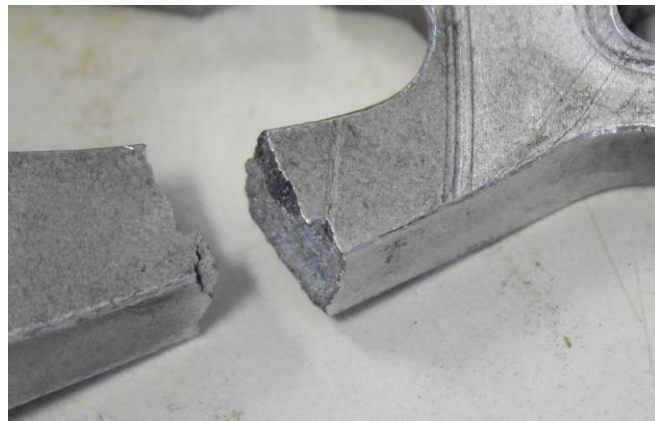
Figura 8 - Foto do revelador de trinca aplicado na flange esquerda.

A flange traseira esquerda também apresentou alguns parafusos com torque de aperto insatisfatório no momento da desmontagem. Não foi possível recordar o estado do torque de aperto dos parafusos de fixação das flanges dianteiras.

Notou-se um risco na face oposta da flange traseira esquerda e, aparentemente, a peça fraturada também apresentava um risco semelhante, como mostrado na figura 9 (a) e (b).



(a)



(b)

Figura 9 - “Risco” na face oposta. (a) Flange oposta. (b) Flange fraturada.

Estão disponíveis no laboratório, para análise e realização de ensaios:

- A parte central da flange fraturada e os seus seis fragmentos.
- A flange do lado oposto (flange traseira esquerda), não fraturada.
- Uma sobra da matéria-prima utilizada na produção da flange.

#### 4. ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

Nesta seção são apresentados os carregamentos impostos ao conjunto da roda e os estados de tensão correspondentes da flange. Os carregamentos são apresentados com foco na obtenção de resultados referentes à fadiga da peça. Devido à geometria complexa, a obtenção das tensões foi feita utilizando a técnica de elementos finitos.

##### A) Carregamentos

As acelerações longitudinais e laterais do veículo são os produtos das forças de aderência (laterais e longitudinais) localizados na interface do pneu e o solo. As forças de aderência longitudinal e lateral, mais a força normal ao plano da interface, são equilibradas por esforços internos nas peças do conjunto da roda. Desse modo, conhecendo-se os carregamentos na interface pneu-solo, é possível determinar o estado de tensões na flange.

A partir de uma simulação da dinâmica do veículo ao longo de uma volta no circuito apresentado na figura 10, foi encontrado o histórico de forças na roda traseira direita, apresentado na figura 11.

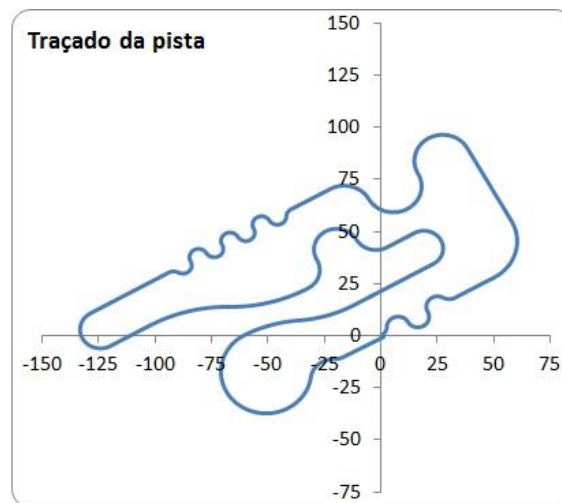


Figura 10 – Traçado do circuito da simulação dinâmica.

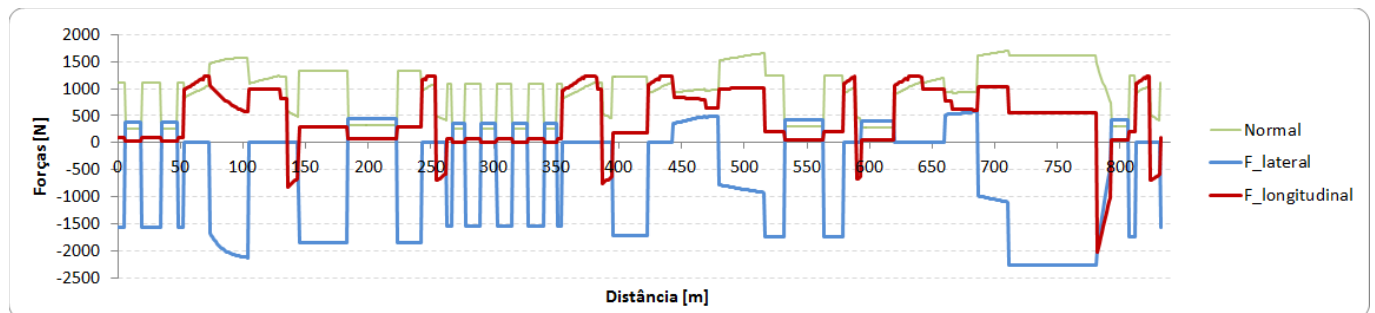


Figura 11 – Histórico das forças na interface pneu-solo da roda traseira direita para uma volta no circuito.

A partir do histórico, nota-se que o vetor força resultante na interface pneu-solo:

- (1) varia de direção e sentido;
- (2) varia de intensidade.

Recordando que a roda gira, podemos notar, ainda, que o ponto de aplicação do vetor:

- (3) varia com relação à um ponto fixo na flange.

Porém, observa-se também que:

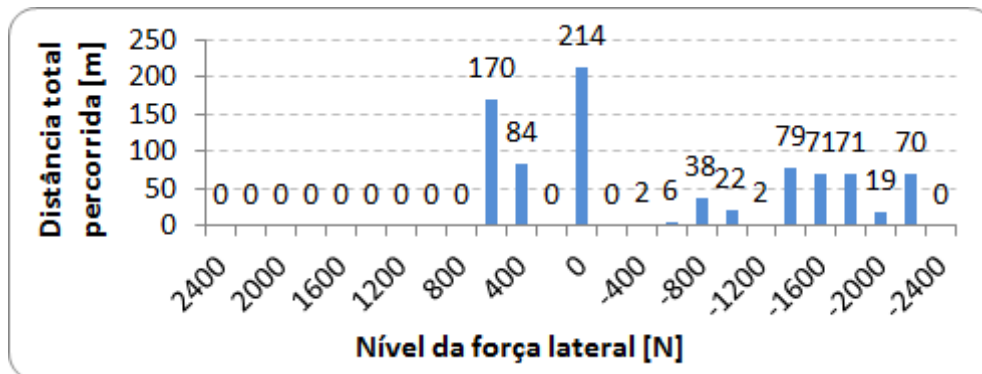
- (4) a magnitude das forças é máxima pouco antes da região em que ocorreu a falha da peça (no



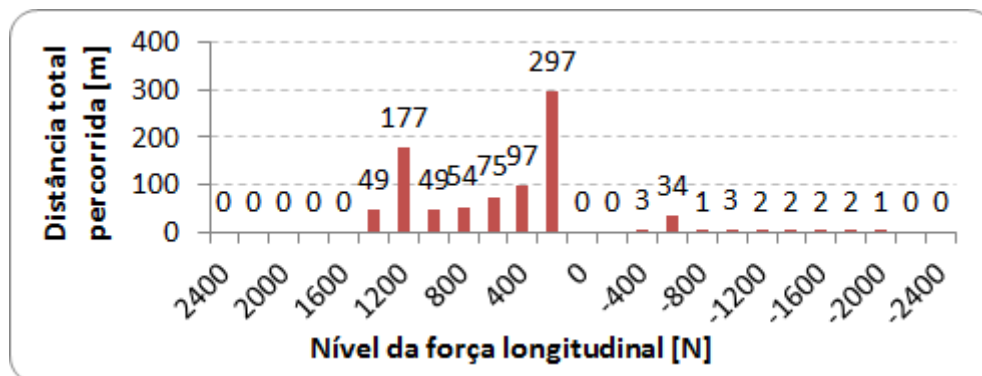
intervalo de distância entre 680 e 780 metros).

- (5) em geral, quando a força lateral é máxima (em módulo), a força longitudinal é aproximadamente nula, e vice-versa.

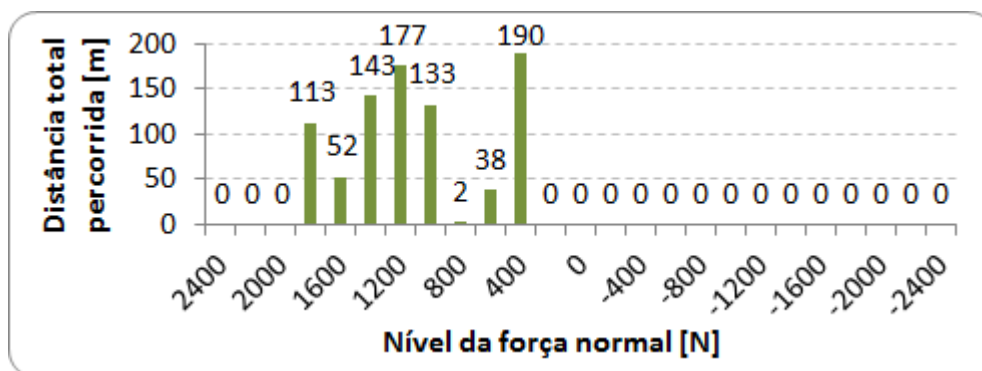
Assim, baseando-se na observação nº (5), considerou-se o histograma de cada força com relação à distância, mostrados na figura 12 (a), (b) e (c), para buscar as configurações das forças que provocam a fadiga peça.



(a)



(b)



(c)

Figura 12 – Histogramas das forças na roda traseira direita. (a) Força lateral; (b) força longitudinal e (c) Força normal.

Para fadiga, interessam os esforços de grande magnitude (em módulo) e alta frequência. Assim, a partir das observações nº (4) e (5), deduziram-se os casos significativos para fadiga, os quais são apresentados na tabela 3. A força normal de cada caso foi deduzida do gráfico da figura 11.

Tabela 3 – Casos de carregamento da roda para fadiga.

Caso	F_lat [N]	F_long [N]	Distância percorrida [m]	Normal [N]
1	2200	500	70	1800
1'	2200	0	70	1800
2	2000	0	19	1600
3	1800	0	71	1400
4	1600	0	71	1200
5	1400	0	79	1000
6	0	1200	177	1200

Nota-se que os casos da tabela 3 incluíram as observações (1) e (2). A observação (3) será abordada posteriormente no texto. Para determinação das tensões em cada caso, foi utilizado o método dos elementos finitos.

## B) Aplicação da técnica de elementos finitos.

Na simulação por elementos finitos foram utilizadas as geometrias adjacentes à flange para que nela não ocorressem tensões decorrentes do princípio de Saint-Venant relacionados a aplicação, na flange, das restrições de movimento. O conjunto geométrico utilizado na simulação é mostrado na figura 13. Algumas geometrias adjacentes foram simplificadas. Destaca-se que, na geometria do pneu, existem diversos retângulos, os quais correspondem às regiões de interface pneu-solo para cada ângulo do giro da roda. Nelas serão aplicadas as forças correspondentes ao ângulo de giro simulado. Dessa forma, contempla-se a observação (3). Porém, essa simulação do giro da roda será realizada somente para um dos casos. As simulações realizadas foram do tipo linear elástica, com as propriedades mecânicas do material da tabela 1.

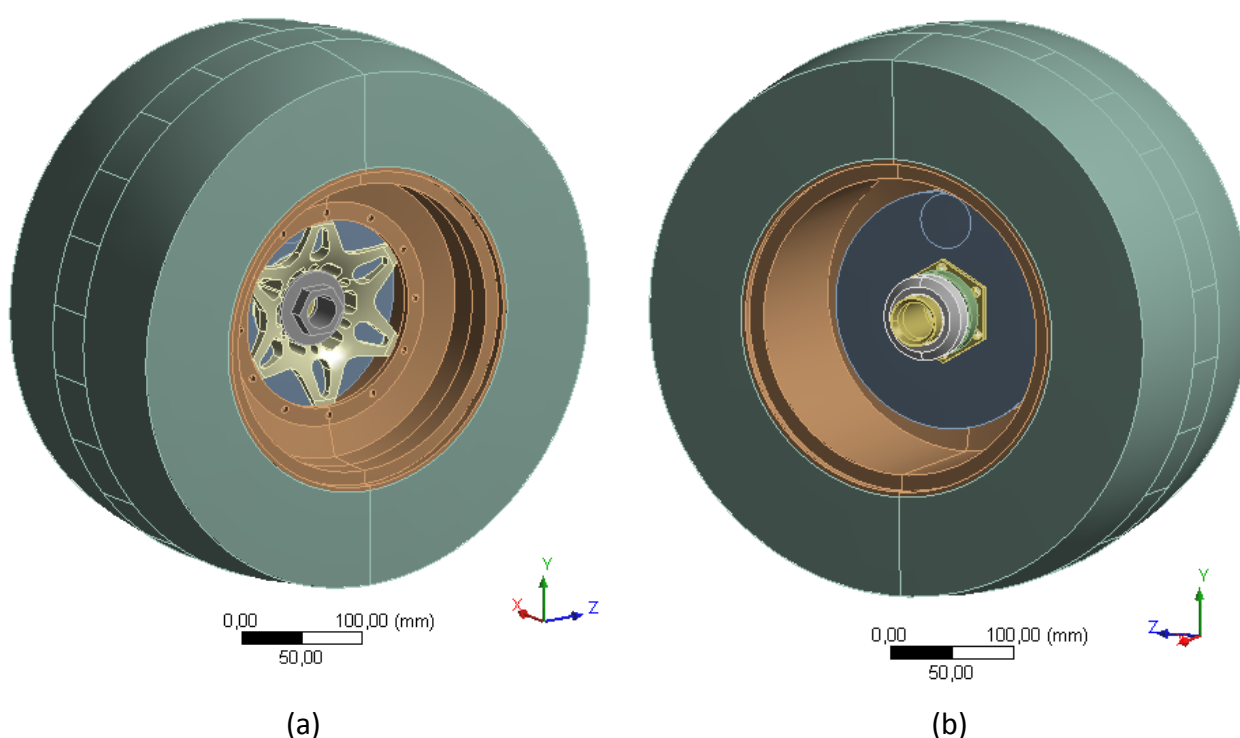


Figura 13 – Geometrias empregadas na simulação de tensões. (a) Face externa. (b) Face oposta.

Como condições de contorno, foram restritos todos os graus de liberdade dos rolamentos, exceto o de giro em torno do eixo x (o sistema de coordenadas utilizado pode ser visto na figura 13). O grau de liberdade de giro em torno do eixo x foi restrito na superfície do cubo correspondente ao estriado de transmissão do torque. Todos os contatos entre as peças foram considerados contatos colados. Foram aplicadas forças constantes, referentes à força axial promovida pela porca cônica e a pressão no pneu, em todos os casos simulados. Os esforços dos parafusos de fixação da flange à roda foram desprezados, sendo substituídos por um contato colado das superfícies de interface das peças. Essas superfícies de interface são superfícies circulares de diâmetro 12mm centradas nos furos dos parafusos. A qualidade dos elementos da malha foi assegurada utilizando uma métrica do próprio programa de simulação, já a qualidade do refinamento da malha foi garantida iterativamente com a redução das diferenças dos resultados de tensão nó a nó (pontualmente) e nó a nó nos elemento, a partir de resultados prévios de um dos casos. O detalhe da malha final, na região da fratura da peça, é mostrado na figura 14.

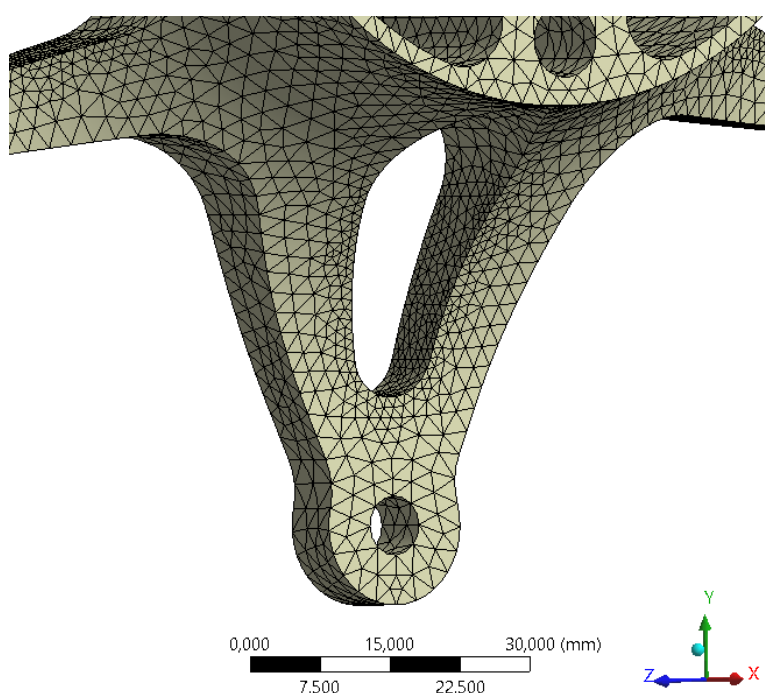


Figura 14 – Detalhe da malha da flange na região da fratura.

As simulações foram realizadas em etapas, utilizando a seguinte estratégia:

- I. Observar, de maneira geral, o campo de tensões na peça para um dos casos.
- II. Observar a magnitude das tensões nos casos 1, 1' e 6, para comparar a ordem de grandeza das tensões geradas por forças laterais e longitudinais.
- III. Caso as tensões decorrentes das forças longitudinais sejam significativamente inferiores às tensões decorrentes das forças laterais, desprezar o efeito da força longitudinal na fadiga da peça.
- IV. Realizar uma simulação do giro da roda, através da 'órbita' do ponto de aplicação da força nos retângulos de interface localizados ao longo do perímetro do pneu, e observar os estados de tensão em um único ponto da flange.
- V. Realizar simulações dos casos restantes para um único ângulo de giro.

### C) Resultados

Para o item I da estratégia, foi utilizado o caso 1' e a tensão analisada foi a tensão de von-Mises. Os resultados encontram-se na figura 15 (a) para a face externa e na figura 15 (b) para a face oposta.

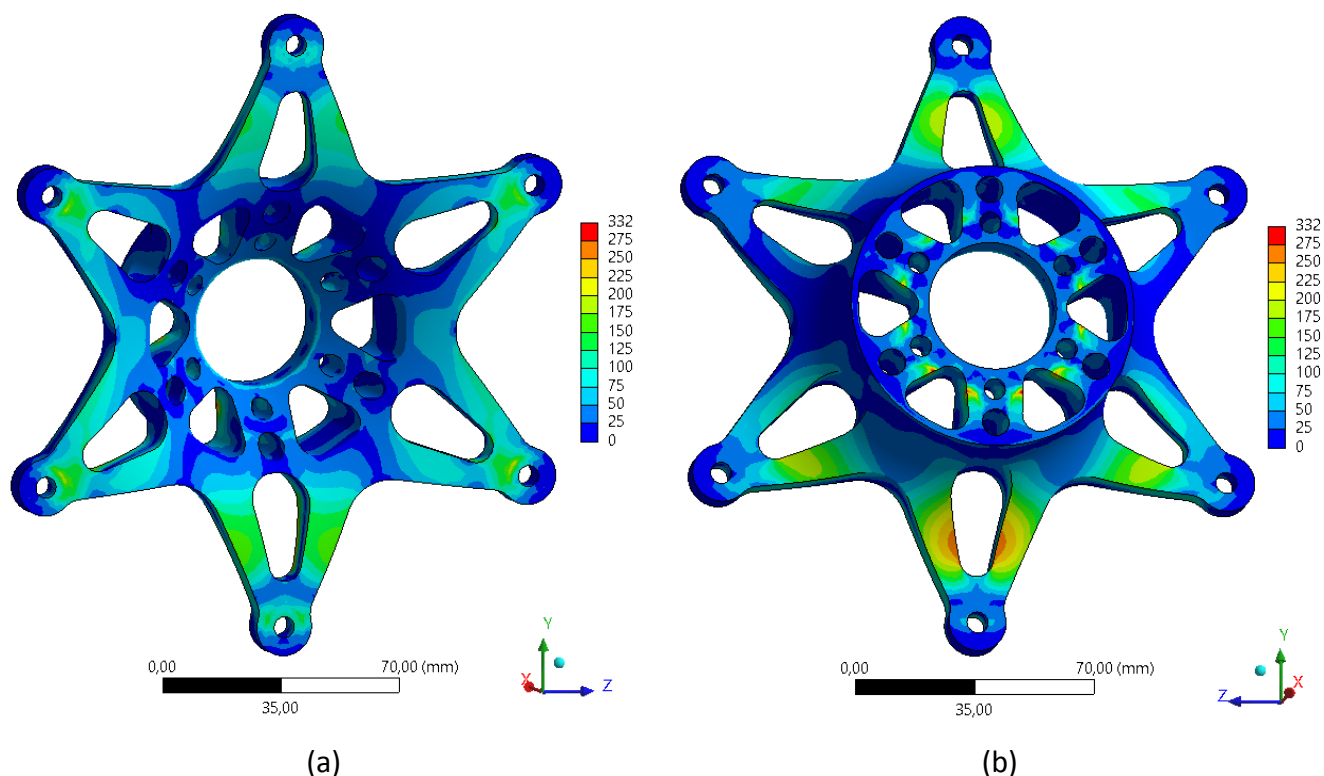


Figura 15 – Gradiente de tensões de Von-Mises do caso 1'. (a) Vista da face externa. (b) Vista da face oposta.

Observa-se que existem tensões elevadas na região da ocorrência da falha, tanto na face externa quanto na face oposta. Também se observam tensões elevadas nas regiões de contato da porca cônica com a flange, da flange com o disco de freio e da flange com a roda, entretanto a tensão nessas regiões não representam plenamente as tensões da situação real, pois são resultantes de uma condição idealizada dos contatos entre as peças. De modo geral, a maior concentração de tensão encontrada na flange ocorre na região da fratura, na face oposta. A concentração de tensão se encontra a, aproximadamente, 22mm do centro do furo do parafuso de fixação.

No âmbito do item II, o resultado das tensões de von-Mises do caso 6 são mostrados na figura 16. Nota-se que a magnitude das tensões é consideravelmente inferior que a magnitude das tensões do caso 1'. O resultado das tensões de von-Mises do caso 1 é mostrado na figura 17. Nota-se que a magnitude das tensões não difere significativamente da magnitude das tensões do caso 1'. Logo, na condição do item III, os esforços longitudinais podem ser desprezados com relação ao cálculo da vida em fadiga da peça.



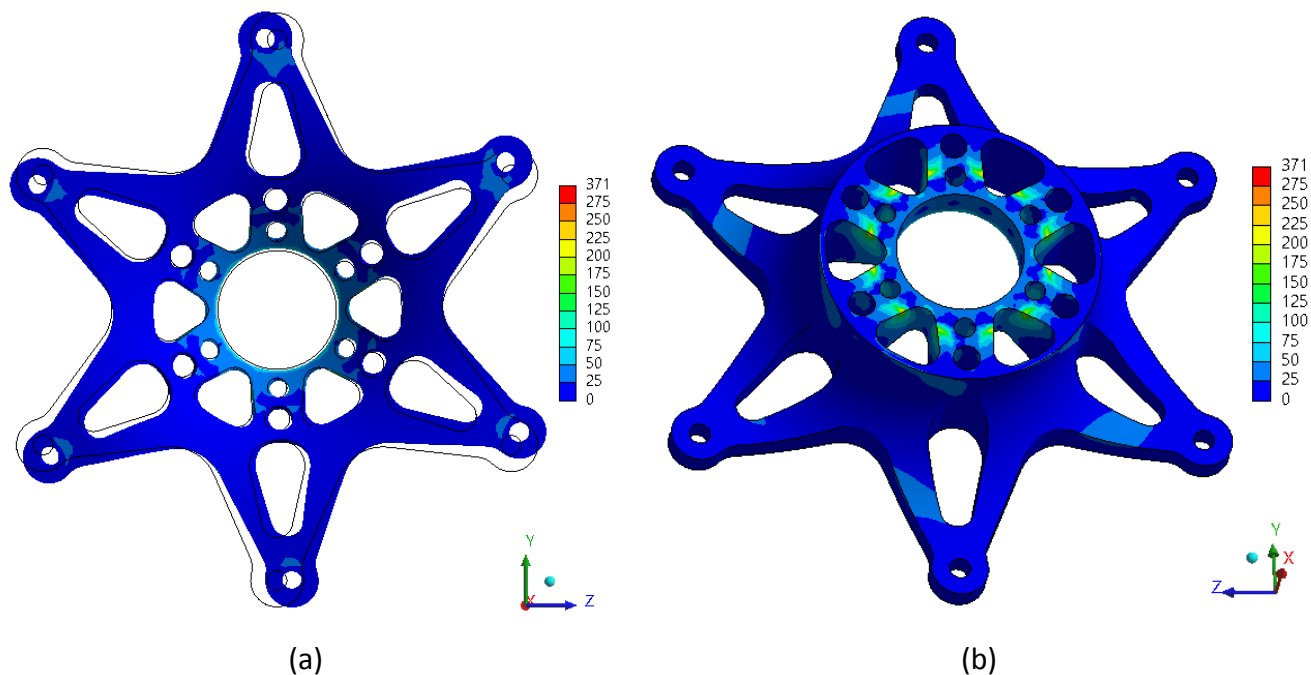


Figura 16 – Gradiente de tensões de Von-Mises do caso 6. (a) Vista da face externa. (b) Vista da face oposta.

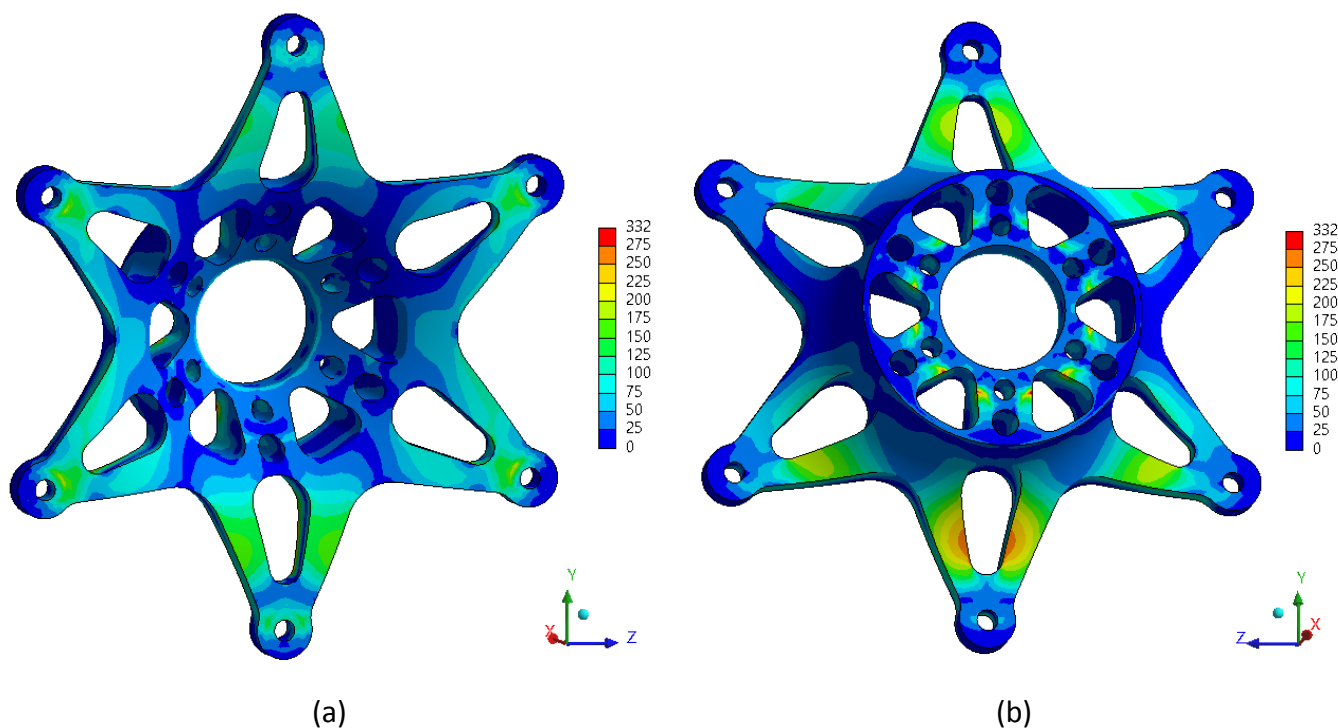


Figura 17 – Gradiente de tensões de von-Mises do caso 1. (a) Vista da face externa. (b) Vista da face oposta.

Com relação ao item IV (giro da roda), considerou-se o caso 1' para a realização da simulação do giro. A órbita do ponto de aplicação das forças foi realizada em incrementos de  $15^\circ$  em torno do perímetro do pneu com a força normal sempre apontando para o centro da roda. O comportamento mecânico da flange com relação à órbita da força pode ser observado no vídeo 2. Nota-se uma flexão alternada nos raios da flange. Para o ponto 'fixo', mostrado na figura 18, tem-se, na tabela 4 e no gráfico da figura 19, os resultados de tensão máxima, média e mínima principal para cada ângulo de giro da roda. Os resultados de tensão principal também podem ser vistos no vídeo 3.

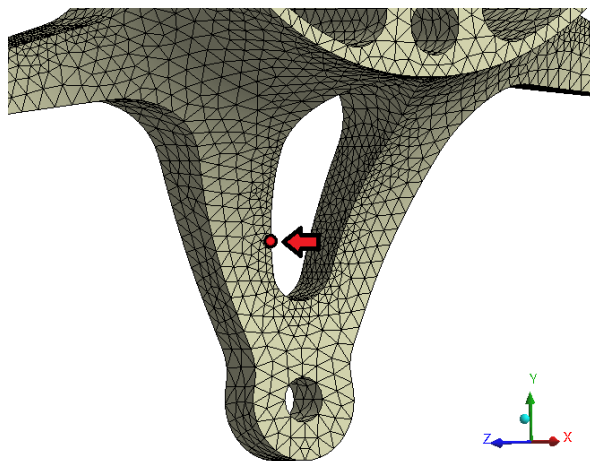


Figura 18 – Ponto de análise das tensões para a órbita da força do pneu.

Tabela 4 – Resultados da tensão em um ponto 'fixo' com relação ao ângulo de giro da roda.

$\Theta$ [°]	Flat [N]	Ny [N]	Nz [N]	$\sigma_{\text{máx, princ}}$ [MPa]	$\sigma_{\text{méd, princ}}$ [MPa]	$\sigma_{\text{mín, princ}}$ [MPa]
0	2200	1800	0	0	-0,4	-266
15	2200	1739	-466	0	-0,4	-272
30	2200	1559	-900	0	-0,4	-261
45	2200	1273	-1273	0	-0,3	-235
60	2200	900	-1559	0	-0,3	-195
75	2200	466	-1739	0	-0,4	-141
90	2200	0	-1800	0	0	-84,9
105	2200	-466	-1739	0	0	-22,7
120	2200	-900	-1559	39,3	0	0
135	2200	-1273	-1273	96,1	0,2	0
150	2200	-1559	-900	141	0,2	0
165	2200	-1739	-466	176	0,3	0
180	2200	-1800	0	202	0,3	0
195	2200	-1739	466	207	0,3	0
210	2200	-1559	900	197	0,2	0
225	2200	-1273	1273	170	0,2	0
240	2200	-900	1559	130	0,4	0
255	2200	-466	1739	79,1	0	0
270	2200	0	1800	20,6	0	0
285	2200	466	1739	0	0	-41,7
300	2200	900	1559	0	-0,2	-104
315	2200	1273	1273	0	-0,2	-160
330	2200	1559	900	0	-0,3	-208
345	2200	1739	466	0	-0,3	-244

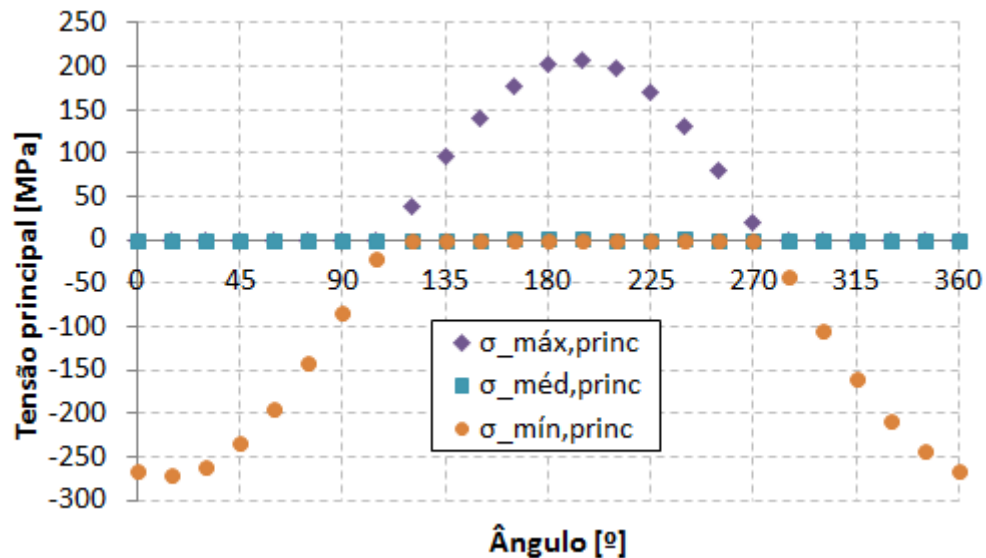


Figura 19 – Gráfico de tensão principal vs ângulo para um ponto 'fixo' na flange.

Desse resultado, é possível notar que:

- $\sigma_{\text{méd,princ}}$  se mantém sempre nulo;
- $\sigma_{\text{mín,princ}}$  é nulo, quando  $\sigma_{\text{máx,princ}}$  não é, e vice-versa;

No vídeo 3 é mostrada, para a região da fratura, a variação de direção das tensões principais com relação à 'órbita' das forças do pneu. Nota-se que as tensões principais atuam, de modo geral, em uma única direção com sentido alternado. Assim, conclui-se que o estado de tensões no ponto observado (local da fratura) corresponde a um caso de tração-compressão uniaxial. Logo, as tensões mostradas no gráfico da figura 19 atuam em uma única direção e, como mostrado no gráfico da figura 20, a variação da tensão nessa direção pode ser modelada como uma função cosseno de média -32,5MPa, amplitude 240MPa e fase 167°. Com isso, é finalizada a etapa IV de simulação.

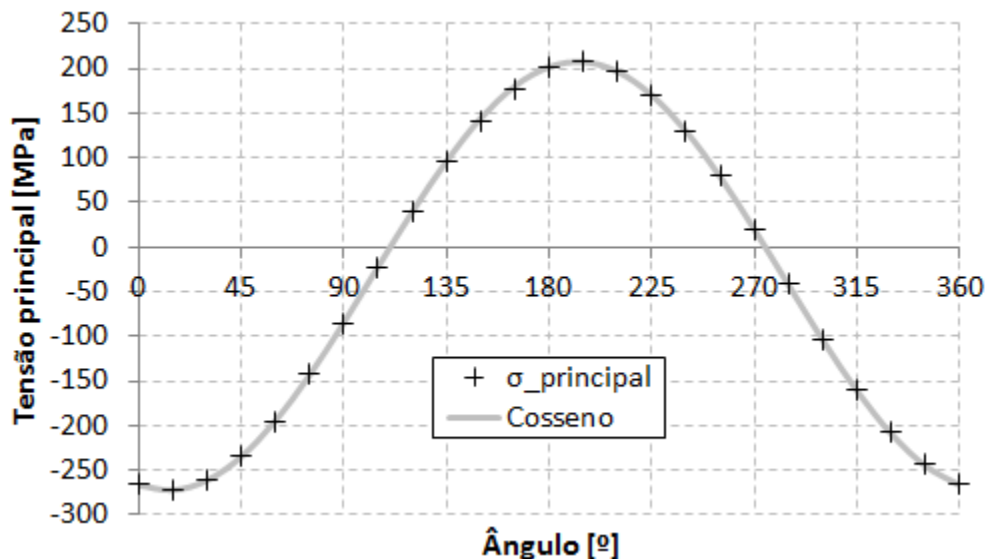


Figura 20 – Comparação entre a tensão principal no ponto 'fixo' e a função cosseno.

Uma vez conhecido o comportamento do estado de tensão na região da fratura para um dos casos de força lateral e sabendo que a simulação realizada é do tipo linear elástica, para obter o perfil de variação da tensão principal no ponto 'fixo' para os casos 2, 3, 4 e 5, basta conhecer a tensão no ponto para um único ângulo de giro da roda. Desse modo, foram realizadas as simulações dos casos 2, 3, 4 e 5 para o ângulo 0°. Os resultados de amplitude e tensão média resultantes de cada caso se encontram na tabela 5.

Tabela 5 – Médias e amplitudes de tensão de fadiga.

<b>Caso</b>	<b><math>\sigma_{\text{médio}}</math> [MPa]</b>	<b>Amplitude de tensão [MPa]</b>
<b>1'</b>	-35,5	240
<b>2</b>	-29,4	217
<b>3</b>	-26,4	195
<b>4</b>	-23,4	173
<b>5</b>	-20,3	150

Com os ciclos de tensão mapeados para cada caso de força, foi realizado o cálculo da vida em fadiga utilizando o critério de SWT, conforme a equação 1, utilizando as propriedades do material da tabela 1. Conhecido o número de ciclos em cada caso de força, através da divisão da distância percorrida pelo perímetro do pneu (139mm), e aplicada a regra de Palmgren-Miner para acumulo do dano de fadiga, foi possível determinar o dano de fadiga a cada volta do circuito. Então, calculou-se a vida total do componente como o inverso do dano acumulado por volta. Assim, a vida estimada da flange traseira direita é de 1300 voltas, ou seja, cerca de 4 vezes maior que o número de voltas até a ocorrência da falha em pista. Os resultados de fadiga estão apresentados na tabela 6.

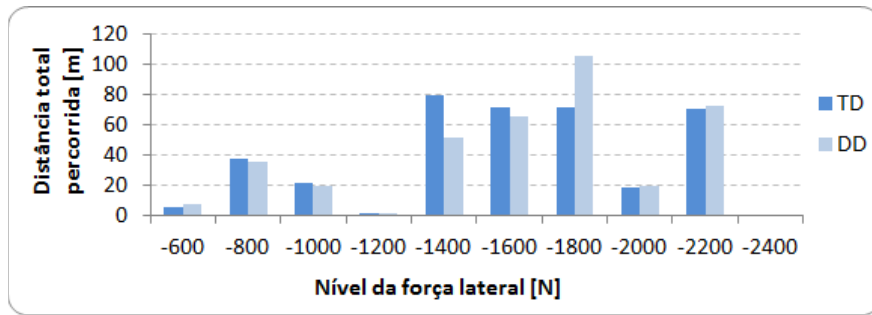
$$N_f = \frac{1}{2} \left( \frac{\sqrt{\sigma_{\text{máx}} \sigma_a}}{\sigma'_f} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (1)$$

Tabela 6 – Vida em fadiga do componente segundo SWT.

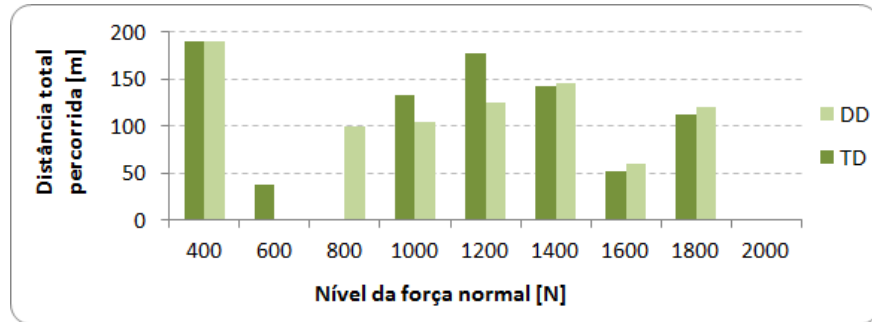
<b>Caso</b>	<b><math>\sigma_{\text{médio}}</math> [MPa]</b>	<b>Amplitude de tensão [MPa]</b>	<b>Vida em fadiga [ciclos]</b>	<b>Nº ciclos por volta [ciclos/volta]</b>	<b>Dano parcial [1/volta]</b>
<b>1'</b>	-35,5	240	$1,00 \times 10^5$	50	$5,00 \times 10^{-4}$
<b>2</b>	-29,4	217	$2,00 \times 10^5$	14	$6,81 \times 10^{-5}$
<b>3</b>	-26,4	195	$4,51 \times 10^5$	51	$1,18 \times 10^{-4}$
<b>4</b>	-23,4	173	$9,99 \times 10^5$	51	$5,10 \times 10^{-5}$
<b>5</b>	-20,3	150	$2,66 \times 10^6$	57	$2,13 \times 10^{-5}$
Dano acumulado por volta (Palmgren-Miner)					$7,588 \times 10^{-4}$
<b>Vida da peça [voltas]</b>					<b>1318</b>
<b>Vida da peça [meses]</b>					<b>4,4</b>

Observando os histogramas das forças laterais e normais nas rodas dianteira direita (abreviado DD) e traseira direita (abreviado TD), apresentados nas figuras 21 (a) e (b), respectivamente, nota-se que as forças são próximas em frequência e magnitude. Logo, era de se esperar que a vida da flange dianteira direita fosse próxima à vida da peça fraturada, entretanto, a ausência de trincas na flange dianteira direita, indicada no ensaio revelador de trinca por líquido penetrante realizado após a falha, mostrou que a flange dianteira direita não estava próxima do fim de sua vida útil.





(a)



(b)

Figura 21 – Histograma de forças da roda traseira direita e dianteira direita. (a) Força lateral. (b) Força normal.