



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GUSTAVO VINÍCIUS OLIVEIRA DOS SANTOS
GUILHERME BRANDÃO DE OLIVEIRA
LUCAS NASCIMENTO DE ARAUJO

Molas da suspensão e freios a disco de um Chevrolet Equinox LT

São Cristóvão - SE

Outubro de 2023



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GUSTAVO VINÍCIUS OLIVEIRA DOS SANTOS
GUILHERME BRANDÃO DE OLIVEIRA
LUCAS NASCIMENTO DE ARAUJO

Molas da suspensão e freios a disco de um Chevrolet Equinox LT

Este artigo é redigido no intuito de documentar o projeto de molas da suspensão e freios a disco de um Chevrolet Equinox LT, como forma de avaliação para a disciplina Elementos de Máquinas I, ministrada pelo Prof. Dr. André Luiz de Moraes Costa.

São Cristóvão - SE

Outubro de 2023

SUMÁRIO

1.	Introdução.....	7
2.	Análise do Carro	7
	2.1. Carro vazio.....	8
	2.1. Carro carregado.....	11
3.	Freios.....	14
	3.1 Pastilhas de Freios.....	14
	3.2 Discos de Freios.....	17
4.	Molas.....	19
	4.1. Molas dianteiras.....	19
	4.2. Molas traseiras.....	29
5.	Conclusão.....	32
6.	Referências.....	33
7.	Apêndice.....	34

TABELAS

Tabela 1 -Detalhes do Chevrolet Equinox.....	7
Tabela 2 - Dados do carro.....	10
Tabela 3 - Dados do carro carregado.....	12
Tabela 4 - Altura CG do carro carregado.....	12
Tabela 5 - Cargas de frenagem do carro carregado.....	13
Tabela 6 - Propriedades de materiais comuns de forração para embreagens/freios.....	14
Tabela 7 - Diâmetros de fio preferenciais.....	20
Tabela 8 - Coeficientes e expoentes para determinação da resistência à tração.....	23
Tabela 9 - Limite de torção em relação ao limite de tração.....	23

FIGURAS

Figura 1 - Representação do carro com algumas variáveis.....	8
Figura 2 -Altura do CG e sua distância entre os eixos.....	9
Figura 3 -Diagrama de forças durante a frenagem.....	9
Figura 4 - Representação do carro com algumas variáveis.....	11
Figura 5 - Distância do centro de massa dos passageiros e bagagem para o eixo traseiro.....	11
Figura 6 - Altura do centro de massa dos passageiros e bagagem em relação ao solo.....	12
Figura 7 - Posição do centro de gravidade com carro carregado.....	13
Figura 8 - Representação esquemática das pastilhas acopladas nos discos de freios...	16
Figura 9 - Pastilha dianteira.....	17
Figura 10 - Pastilha traseira.....	17
Figura 11 - Disco de Freios ventilados Equinox 2.0.....	18
Figura 12 -Disco de Freio dianteiro Equinox 2.0.....	18
Figura 13 - Disco de Freio traseiro Equinox 2.0.....	19
Figura 14 - Curvas de condições críticas de flambagem (Molas dianteiras).....	28
Figura 15 - Curvas de condições críticas de flambagem (Molas traseiras).....	31

1. Introdução

Em um sistema como um carro, existem milhares de componentes que o torna funcional. As molas de um carro possuem grande importância, tendo como principal função absorver as energias geradas pelas oscilações verticais, as quais são oriundas de desníveis ou obstáculos presentes na pista. Já os freios, permitem que o carro desacelere de forma segura, garantindo a segurança dos passageiros. O presente relatório consistiu em dimensionar o conjunto de molas helicoidais e freios a disco de um Chevrolet Equinox (SUV). Foram abordados neste relatório fatores necessários para o desenvolvimento dos componentes, tais como: Cálculo de cargas atuantes, seleção de materiais e determinação dos coeficientes de segurança.

Para o desenvolvimento do projeto, foi utilizado o software SolidWorks para a modelagem, como também, foi utilizado o Microsoft Excel para as anotações dos dados necessários junto com programação Python para os cálculos necessários. Visando garantir maior confiabilidade ao projeto, fez-se consultas bibliográficas e de catálogos de fabricantes reconhecidos, assim como, a atuação conjunta da equipe para uma melhor tomada de decisões.

2. Análise do carro

Para início do projeto foram levantadas informações importantes sobre o carro em questão. A partir desses dados, pode-se realizar os cálculos de cargas para dois casos: veículo vazio e veículo carregado.

DIMENSÕES

Comprimento Total (mm)	4.652
Altura máxima com Rack de Teto (mm)	LT: 1697

Distância entre eixos (mm)	2725
INFORMAÇÕES COMPLEMENTARES	
Peso em ordem de marcha (Kg)	LT: 1.640
Peso bruto total (Kg)	LT: 2.100
Carga útil, com 5 passageiros mais bagagem (Kg)	LT: 460

Tabela 1 - Detalhes do Chevrolet Equinox

2.1. Carro vazio

Para esse primeiro caso foi considerada uma distribuição de carga entre eixos para o veículo (vazio) de 55:45, ou seja, 55% na dianteira e 45% na traseira. Nesse caso o peso total seria 1640 kg, que é o peso em ordem de marcha. Sendo W a carga total e L o entre eixos, tem-se o seguinte:

$$W_f = W \cdot 0,55 = 902 \text{ kg}$$

$$W_r = W \cdot 0,45 = 738 \text{ kg}$$

Onde: W = peso total = 1640 kg;
 W_f = carga no eixo dianteiro;
 W_r = carga no eixo traseiro;

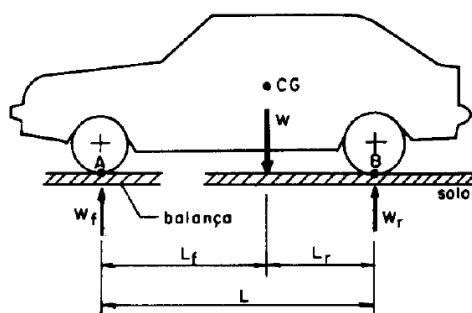


Figura 1 - Representação do carro com algumas variáveis

Seguindo de base a figura anterior, ao resolver o somatório de momentos em torno do eixo dianteiro e traseiro, respectivamente, encontra-se o seguinte:

$$L_f = \frac{W_r \cdot L}{W} = 1226,25 \text{ mm}$$

$$L_r = \frac{W_f \cdot L}{W} = 1498,75 \text{ mm}$$

Onde: L = distância entre eixos = 2725 mm;
L_f = distância entre CG e eixo dianteiro;
L_r = distância entre CG e eixo traseiro;

O Equinox LT possui uma altura máxima de 1697 mm, através desse valor pode ser estimada a altura do centro de gravidade. Como carros do tipo SUV possuem CG alto, a altura (H) deduzida para o carro em questão foi cerca de 900 mm, levando em consideração a possível altura do centro de massa do motor.

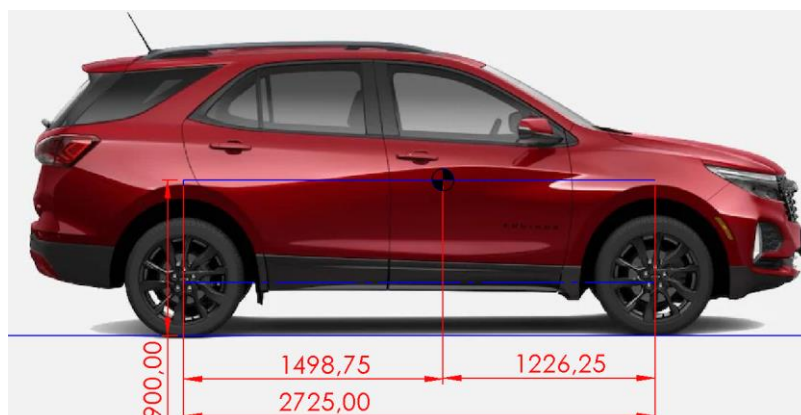


Figura 2 - Altura do CG e sua distância entre os eixos

Segundo Derek (Referência I), como todos os 4 pneus são freados, a força de frenagem (B_f) pode ser considerada simplesmente como o peso do carro (N) multiplicado pelo coeficiente de atrito (μ) entre pneu e solo. De acordo com Raphael (Referência II), um pneu novo (sem desgaste) possui um coeficiente de atrito estático de aproximadamente 0,85 com a estrada (seca e pavimentada com concreto ou asfalto). Sendo 70 kg o peso do piloto, o carro vai ter uma carga total de 1715 kg.

$$B_f = W \cdot \mu = 1715 \text{ kg} \cdot 9,81 \cdot 0,85 = 14,258 \text{ kN}$$

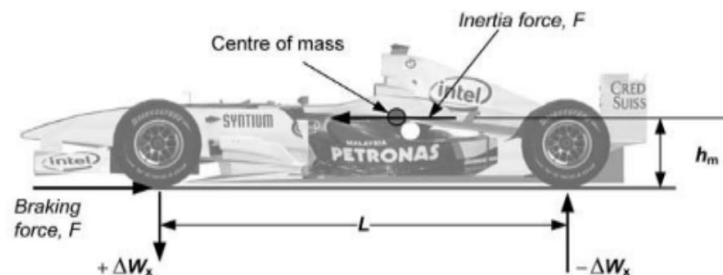


Figura 3 - Diagrama de forças durante a frenagem.

Fonte: Race Car Design

Durante a frenagem ocorre a transferência de carga (ΔW_x) do eixo traseiro para o eixo dianteiro, encontra-se a transferência longitudinal de carga a partir do seguinte cálculo:

$$\Delta W_x = \frac{B_f \cdot H}{L} = 4709,34 \text{ N}$$

Onde: H = altura do CG do carro = 900 mm;
 Bf = força de frenagem = 14.258,8 N;
 L = distância entre eixos = 2725 mm;

Com isso, o valor das cargas distribuídas fica:

$$W_{fl} \text{ e } W_{fr} = \frac{W_f + \Delta W_x}{2} = 6778,98 \text{ N}$$

Onde: Wfl = carga no pneu dianteiro esquerdo;
 Wfr = carga no pneu dianteiro direito;
 Wf = 8848,62 N;

$$W_{rl} \text{ e } W_{rr} = \frac{W_r - \Delta W_x}{2} = 1265,22 \text{ N}$$

Onde: Wrl = carga no pneu traseiro esquerdo;
 Wrr = carga no pneu traseiro direito;
 Wr = 7239,78 N;

Portanto para esse primeiro caso, obteve-se os seguintes dados:

Tabela 2 - Dados do carro

Dados do carro	
L Dist entre eixos (mm)	2725,00
W carga total (kg)	1640,00
W carga total (N)	16088,40
Wf carga dianteira (N)	8848,62

Wr carga traseira (N)	7239,78
Lf dist CG p/ diant. (mm)	1226,25
Lr dist CG p/ tras. (mm)	1498,75
H altura CG (mm)	900,00
	14258,8
Bf força de frenagem (N)	4
ΔW_x transf de carga (N)	4709,34
Wfl, Wfr carga pneu dianteiro (N)	6778,98
Wrl, Wrr carga pneu traseiro (N)	1265,22

2.2. Carro carregado

No segundo caso, vai ser analisado considerando o veículo carregado, foi utilizado como base a figura seguinte para realização dos cálculos:

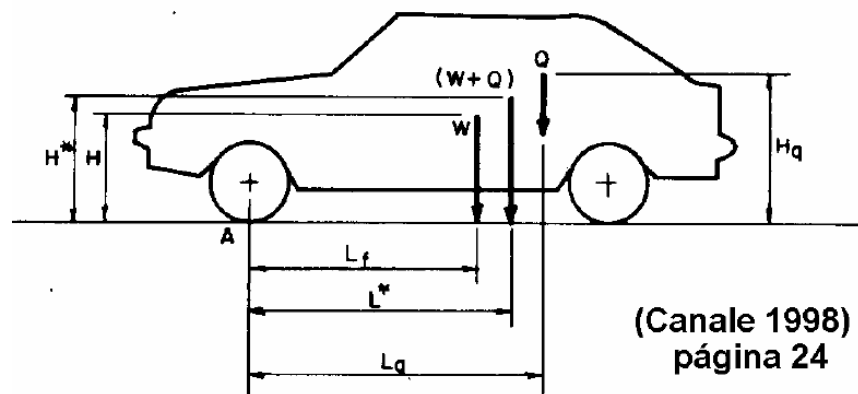


Figura 4 - Representação do carro com algumas variáveis

O peso bruto total (Pt) do carro com passageiros e bagagem é 2100 kg, sendo 1640 kg o peso do veículo e 460 kg o peso do conjunto passageiros e bagagem. É necessário calcular a nova distribuição de carga, para isso, é utilizada as cargas que o veículo transporta e suas posições relativas. Definindo as posições relativas conforme a figura seguinte, definindo o peso de cada passageiro em cerca de 70 kg e bagagem de 110 kg, calcula-se o somatório de momentos em torno do eixo traseiro para encontrar a nova posição do CG:

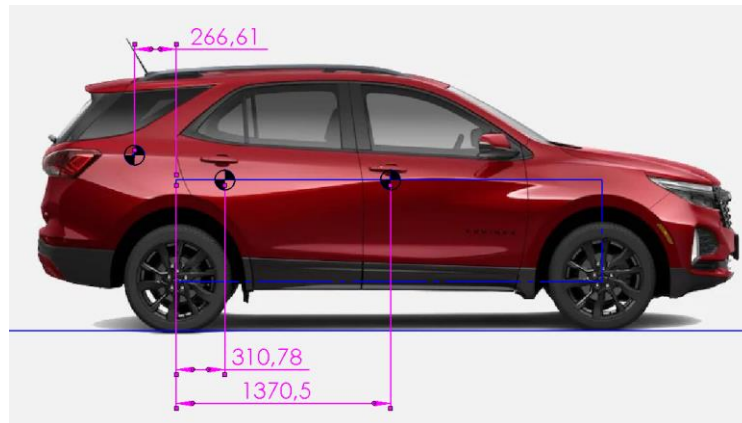


Figura 5 - Distância do centro de massa dos passageiros e bagagem para o eixo traseiro

$$\Sigma \text{Mom} = (W + \Sigma Q) \cdot L_r^* - W \cdot L_r + \Sigma Q \cdot L_q = 0$$

$$\rightarrow (W + \Sigma Q) \cdot L_r^* - W \cdot L_r + (Q_b \cdot L_b - Q_{p2} \cdot L_{p2} - Q_{p1} \cdot L_{p1}) = 0$$

$$\rightarrow Lr^* = \frac{W \cdot Lr - Qb \cdot Lb + Qp2 \cdot Lp2 + Qp1 \cdot Lp1}{W + Qb + Qp2 + Qp1}$$

Sendo:

Tabela 3 - Dados do carro carregado

Dados carro carregado	
Lp1 Pass. frente p/ eixo tras. (mm)	1370,5
Lp2 Pass. trás p/ eixo tras. (mm)	310,78
Lb Bagagem p/ eixo tras. (mm)	266,61
Qp1 carga passageiros frente (N)	1373,4
Qp2 carga passageiros de trás (N)	2060,1
Qb bagagem (N)	1079,1
Lr* dist CG p/ eixo traseiro (mm)	1278,93
Lf* dist CG p/ eixo dianteiro (mm)	1446,07

Para o cálculo da nova altura do CG é aplicado o mesmo raciocínio.



Figura 6 - Altura do centro de massa dos passageiros e bagagem em relação ao solo

$$H^* = \frac{W \cdot H + Qb \cdot Hb + (Qp2 + Qp1) \cdot Hp}{W + Qb + Qp2 + Qp1}$$

Sendo:

Tabela 4 - Altura CG do carro carregado

Altura CG carro carregado	
Hb altura bagagem (mm)	1119,49
Hp altura passageiros (mm)	969,16
H* altura CG (mm)	923,02

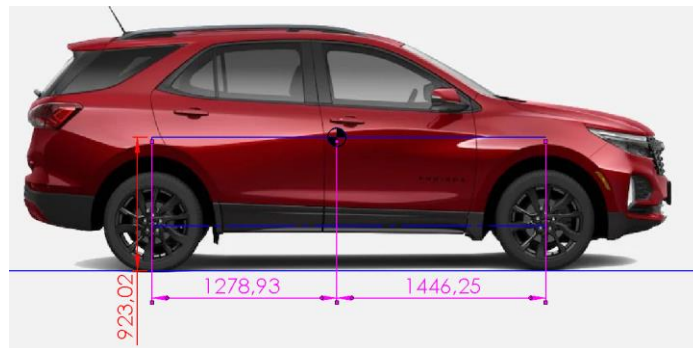


Figura 7 - Posição do centro de gravidade com carro carregado

As cargas nos eixos ficam:

$$Wf^* = \frac{W \cdot Lr^*}{L} = 9668,72 \text{ N}$$

$$Wr^* = \frac{W \cdot Lf^*}{L} = 10932,28 \text{ N}$$

Nesse caso, o veículo ficou com uma distribuição cerca de 47:53, ou seja, 47% na dianteira e 53% na traseira. Refazendo os cálculos de força de frenagem e transferência de carga, com as condições de carro carregado é obtido o seguinte:

Tabela 5 - Cargas de frenagem do carro carregado.

Wr* carga traseira (N)	10932,28
Wf* carga dianteira (N)	9668,72
Bf* força frenagem (N)	17510,85
ΔW_x * transf de carga (N)	5931,35
Wfl*, Wfr* carga pneu dianteiro (N)	7800,04
Wrl*, Wrr* carga pneu traseiro (N)	2500,46

3. Freios

3.1. Pastilhas de Freios

O dimensionamento dos freios foi realizado de acordo com o tipo de pneu adequado ao modelo de carro escolhido anteriormente. Dessa forma, fez - se o dimensionamento das pastilhas de freios adequadas para rodas aro 18 polegadas.

Para o projeto em questão, optamos por selecionar metal sinterizado para a forração das nossas pastilhas, visto que fornecem maior resistência às temperaturas e à compressão que outros tipos de materiais. A partir do material escolhido, selecionamos os parâmetros necessários para o dimensionamento das pastilhas de acordo com a tabela abaixo, retirada do livro do Norton:

Tabela 17-1 Propriedades de materiais comuns de forração para embreagens/freios						
Material de atrito contra aço ou CI	Coeficiente de atrito dinâmico		Pressão máxima		Temperatura máxima	
	Seco	Em óleo	psi	kPa	°F	°C
Moldado	0,25–0,45	0,06–0,09	150–300	1030–2070	400–500	204–260
Tecido	0,25–0,45	0,08–0,10	50–100	345–690	400–500	204–260
Metal sinterizado	0,15–0,45	0,05–0,08	150–300	1030–2070	450–1250	232–677
Ferro fundido ou aço endurecido	0,15–0,25	0,03–0,06	100–250	690–720	500	260

Tabela 6 - Propriedades de materiais comuns de forração para embreagens/freios. Fonte: Norton.

Parâmetros escolhidos:

Coeficiente de atrito dinâmico (Seco, sem lubrificação): $\mu = 0,45$

Pressão máxima (kPa): $P = 2000 \text{ kPa}$

Com os parâmetros estabelecidos, acrescido das cargas de frenagem para as rodas dianteiras e traseiras previamente calculados e contidos na **Tabela 5**, realizamos o dimensionamento das pastilhas com auxílio do algoritmo a seguir:

#Dados de entrada

D_roda = 0.4572 #Diâmetro de uma roda aro 18 (m)
 Peso_carga = 2100 #Peso do SUV considerando passageiro e bagagens (kg)
 coef_atrito = 0.85 #Coeficiente de atrito adotado (adimensional)
 razao_raios = 0.577 #razão entre raios
 n_past = 2 #Número de pastilhas
 w_angular = 670 #Velocidade do pneu (RPM)
 ang_pastilha = 1.5708 #90 graus convertido para radianos

#Carga distribuída no eixo traseiro(N)
 W_trase = 10932.28

#Frenagem nas rodas
 F_diant = 7800 #Para cada roda dianteira
 F_trase = (10932.28 * coef_atrito) / 2 #Para cada roda traseira
 print(f'Frenagem na roda dianteira: {F_diant:.1f} N')
 print(f'Frenagem na roda traseira: {F_trase:.1f} N')

#Dados da tabela a ser considerado
 #Material adotado: Metal sinterizado
 coef_dinamico = 0.45 #Coeficiente de atrito dinâmico
 p_max = 2000000 #Pressão máxima (Pa)

#Torque de frenagem (N.m)
 Tfren_diant = (D_roda / 2) * F_diant
 Tfren_trase = (D_roda / 2) * F_trase
 print(f'\nTorque de frenagem na roda dianteira: {Tfren_diant:.2f} N')

```

print(f'Torque de frenagem na roda traseira: {Tfren_trase:.2f} N')

#Raio externo (mm)
r_outerdiant = (((2 * Tfren_diant) / (ang_pastilha * coef_dinamico * p_max * razao_raios * (1 -
razao_raios**2) * n_past) )**(1/3)) * 1000
r_outertrase = (((2 * Tfren_trase) / (ang_pastilha * coef_dinamico * p_max * razao_raios * (1 -
razao_raios**2) * n_past) )**(1/3)) * 1000
print(f'\nRaio externo da pastilha dianteira: {r_outerdiant:.1f} mm')
print(f'Raio externo da pastilha traseira: {r_outertrase:.1f} mm')

#Raio interno (mm)
r_indiant = razao_raios * r_outerdiant
r_intrase = razao_raios * r_outertrase
print(f'\nRaio interno da pastilha dianteira: {r_indiant:.1f} mm')
print(f'Raio interno da pastilha traseira: {r_intrase:.1f} mm')

#Força de Acionamento das pastilhas (N)
F_adiant = (ang_pastilha * r_indiant * p_max * (r_outerdiant - r_indiant)) / 1000000
F_atrase = (ang_pastilha * r_intrase * p_max * (r_outertrase - r_intrase)) / 1000000
print(f'\nForça de acionamento da pastilha dianteira: {F_adiant:.1f} N')
print(f'Força de acionamento da pastilha traseira: {F_atrase:.1f} N')

#Torque de Frenagem Desgaste Uniforme (N)
#Considerando os parâmetros da tabela e os raios das pastilhas obtidos anteriormente
T_dudiant = (n_past * coef_dinamico * F_adiant * ((r_outerdiant + r_indiant) / 2)) / 1000
T_dutrase = (n_past * coef_dinamico * F_atrase * ((r_outertrase + r_intrase) / 2)) / 1000
print(f'\nTorque de frenagem na roda dianteira modificada: {T_dudiant:.2f} N')
print(f'Torque de frenagem na roda traseira modificada: {T_dutrase:.2f} N')

```

Dados de saída

```

Frenagem na roda dianteira: 7800.0 N
Frenagem na roda traseira: 4646.2 N

Torque de frenagem na roda dianteira: 1783.08 N
Torque de frenagem na roda traseira: 1062.13 N

Raio externo da pastilha dianteira: 148.5 mm
Raio externo da pastilha traseira: 125.0 mm

Raio interno da pastilha dianteira: 85.7 mm
Raio interno da pastilha traseira: 72.1 mm

Força de acionamento da pastilha dianteira: 16916.4 N
Força de acionamento da pastilha traseira: 11976.0 N

```

Torque de frenagem na roda dianteira modificada: 1783.08 N
Torque de frenagem na roda traseira modificada: 1062.13 N

Dimensões das pastilhas:

Pastilha dianteira: Raio externo (R_o) = 148,5 mm / Raio interno (R_i) = 85,7 mm

Pastilha traseira: Raio externo (R_o) = 125,00 mm / Raio interno (R_i) = 72,1 mm

Angulação das pastilhas: 90°

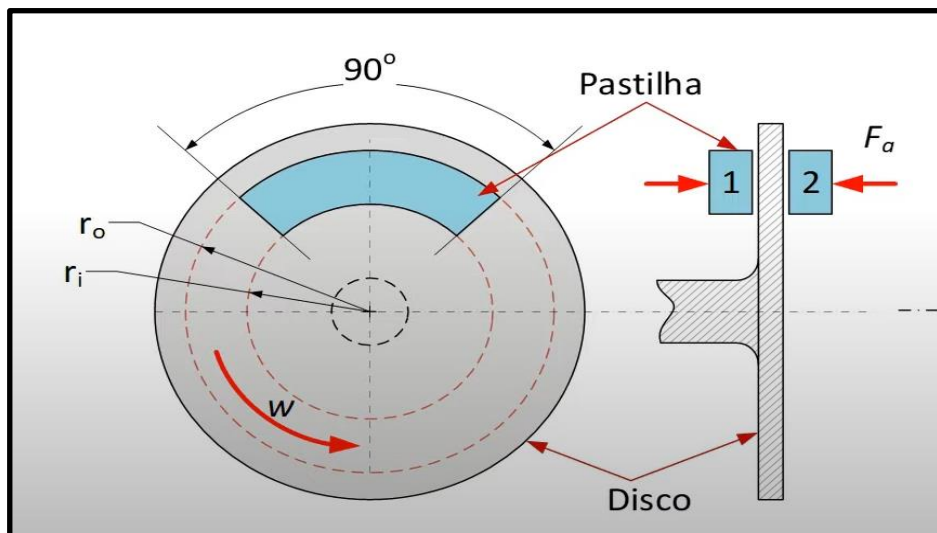


Figura 8 - Representação esquemática das pastilhas acopladas nos discos de freios.

Por fim, fez - se a modelagem das pastilhas com base nos raios obtidos, mostrados a seguir:

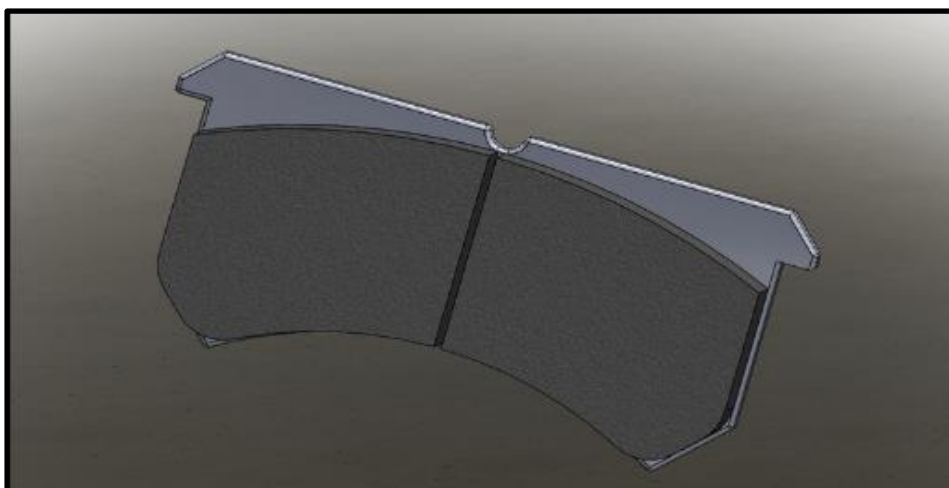


Figura 9 - Pastilha dianteira. Fonte - Autores.

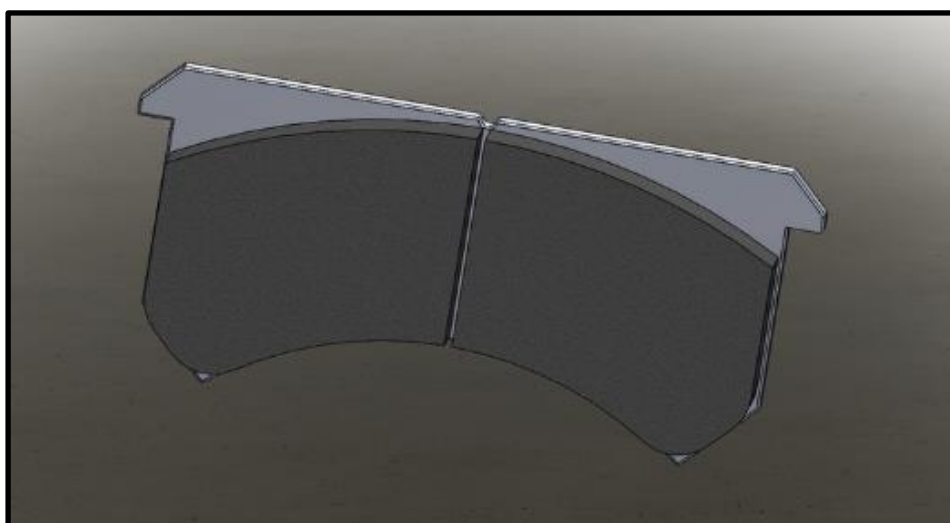


Figura 10 - Pastilha traseira. Fonte - Autores.

3.2. Discos de freios

Os discos de freios foram selecionados levando em consideração o modelo do carro e as dimensões obtidas anteriormente das pastilhas de freios. Dessa forma, foram encontrados discos de freios ventilados e feitos de aço da marca Hipper Freios adequados para o Chevrolet Equinox 2.0 mostrados a seguir:



Figura 11 - Disco de Freios ventilados Equinox 2.0. Fonte: Hipper Freios.

Dimensões dos discos de freios:

Disco dianteiro: Raio externo - 150,00 mm / Raio interno - 70 mm

Disco traseiro: Raio externo - 144,00 mm / Raio interno - 70 mm

Visto que os raios externos dos discos são maiores que os raios externos das pastilhas e os raios internos são menores que os raios internos das mesmas, logo, as pastilhas são compatíveis com os discos em questão.

Selecionado os discos, fez - se a modelagem final dos discos com as pastilhas acopladas através da pinça de freio, conforme as imagens a seguir:

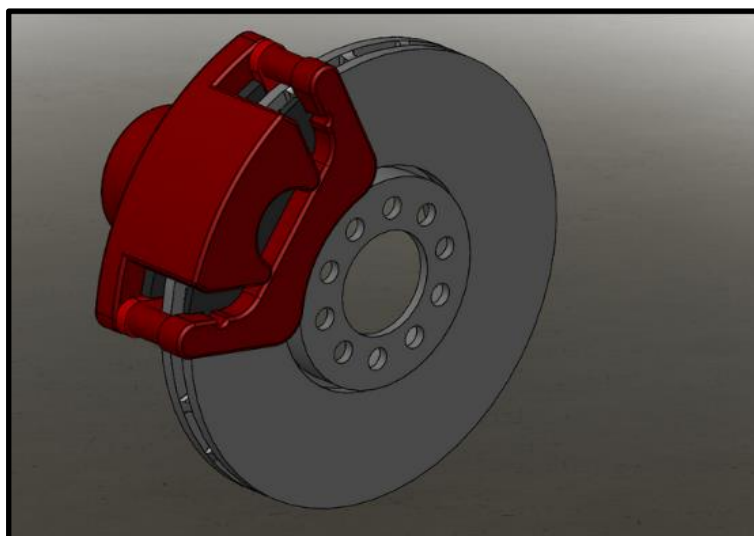


Figura 12 - Disco de Freio dianteiro Equinox 2.0. Fonte: Autores.

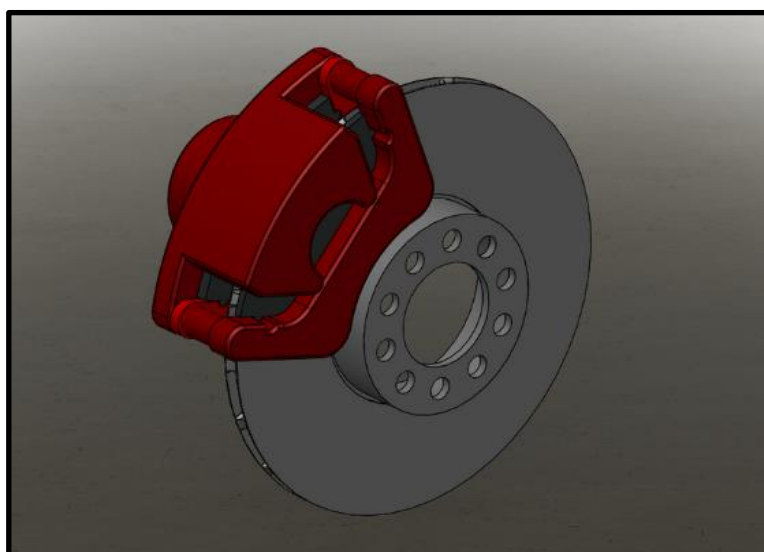


Figura 13 - Disco de Freio traseiro Equinox 2.0. Fonte: Autores.

4. Molas

4.1. Molas Dianteiras

Iniciando com a inserção de dados e definição de alguns parâmetros fundamentais para o dimensionamento, a força máxima aplicada em uma das molas dianteiras é de 994,62

lbf, que corresponde à carga útil sob um dos pneus dianteiros com o carro em ordem de marcha. Já a força mínima nessa mola é 238,4 lbf, o que corresponde à aplicação da carga útil em um dos pneus dianteiros.

Além disso, definiu-se o índice de mola C com 5, pois se adequa à recomendação de (NORTON, 2013), que sugere $4 \leq C \leq 12$. O diâmetro do fio selecionado foi de 0,5 polegadas, diâmetro este que é descrito como preferencial de acordo com o mesmo autor, como segue abaixo.

Diâmetros preferenciais de fio	
US (in)	SI (mm)
0,004	0,10
0,005	0,12
0,006	0,16
0,008	0,20
0,010	0,25
0,012	0,30
0,014	0,35
0,016	0,40
0,018	0,45
0,020	0,50
0,022	0,55
0,024	0,60
0,026	0,65
0,028	0,70
0,030	0,80
0,035	0,90
0,038	1,00
0,042	1,10
0,045	
0,048	1,20
0,051	
0,055	1,40
0,059	
0,063	1,60
0,067	
0,072	1,80
0,076	
0,081	2,00
0,085	2,20
0,092	
0,098	2,50
0,105	
0,112	2,80
0,125	3,00
0,135	3,50
0,148	
0,162	4,00
0,177	4,50
0,192	5,00
0,207	5,50
0,225	6,00
0,250	6,50
0,281	7,00
0,312	8,00
0,343	9,00
0,362	
0,375	
0,406	10,0
0,437	11,0
0,469	12,0
0,500	13,0
0,531	14,0
0,562	15,0
0,625	16,0

Tabela 7 - Diâmetros de fio preferenciais. Fonte: Norton

Ainda, a deflexão de trabalho selecionada para a mola foi de 1,77 polegadas, assim como considerou-se uma frequência de trabalho de 1000 ciclos por minuto como sendo razoável.

A seguir, todos esses parâmetros são inseridos no algoritmo de dimensionamento de molas, elaborado utilizando a linguagem de programação de código aberto Python.

```
import numpy as np

F_max = 994.62 # Força máxima (lbf)
F_min = 238.4 # Força mínima (lbf)

d = 0.5 # Diâmetro do fio (in)
C = 5 # Índice de Mola (Usar entre 4 e 12)

y = 1.77 # Deflexão de trabalho (in) y = 25.4 mm

freq = 1000. # Frequência de trabalho (ciclos/min)
```

Isto feito, são necessários alguns cálculos preliminares a fim de se obter algumas informações a respeito do carregamento e da geometria da mola. O diâmetro das espiras da mola pode ser calculado pelo produto entre o índice de mola e o diâmetro do fio, assim:

$$D = Cd$$

As forças média e alternada são calculadas pelas equações a seguir:

$$F_{med} = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad F_{alt} = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$$

```
D = C*d # Diâmetro de espira (Equação 14.5)
print(f"Diâmetro de espira: {D:.3f} in ou {in2mm(D):.3f} mm")
print(f"Diâmetro do fio: {d:.3f} in ou {in2mm(d):.3f} mm")

F_alt = (F_max - F_min)/2. # Força alternada (lbf)
F_med = (F_max + F_min)/2. # Força média (lbf)
print(f"\nForça alternada: {F_alt:.2f} lbf ou {lbf2N(F_alt):.2f} N")
```



```
print(f"Força média: {F_med:.2f} lbf ou {lbf2N(F_med):.2f} N")
```

Diâmetro do fio: 0.500 in ou 12.700 mm

Força alternada: 378.11 lbf ou 1681.92 N

Força média: 616.51 lbf ou 2742.37 N

Para o cálculo das tensões de cisalhamento inicial, média e alternada, é necessário antes o cálculo de dois fatores: o fator de cisalhamento direto K_s e o fator de Wahl K_w , dados pelas equações abaixo:

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C}$$

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C}$$

Calculados esses fatores, pode-se obter as tensões de cisalhamento inicial, média e alternada, mencionadas acima, através das equações que seguem:

$$\tau_{ini} = K_s \frac{8F_{min}D}{\pi d^3}$$

$$\tau_{med} = K_s \frac{8F_{med}D}{\pi d^3}$$

$$\tau_{alt} = K_w \frac{8F_{alt}D}{\pi d^3}$$

```
Ks = 1. + 0.5/C # Fator de cisalhamento direto
```

```
print(f"Ks = {Ks}")
```

```
Kw = (4.*C - 1.)/(4*C - 4.) + 0.615/C # Fator de Wahl
```

```
print(f"Kw = {Kw}")
```

```
Tau_ini = Ks*8.*F_min*D/(np.pi*d**3.) # Tensão de cisalhamento inicial (psi)
```

```
Tau_med = Ks*8.*F_med*D/(np.pi*d**3.) # Tensão de cisalhamento média (psi)
```

```
Tau_alt = Kw*8.*F_alt*D/(np.pi*d**3.) # Tensão de cisalhamento alternada (psi)
```

```
print(f"\nTensão de cisalhamento inicial: {Tau_ini:.2f} psi ou {psi2MPa(Tau_ini):.2f} MPa")
```

```
print(f"Tensão de cisalhamento média: {Tau_med:.2f} psi ou {psi2MPa(Tau_med):.2f} MPa")
```

```
print(f"Tensão de cisalhamento alternada: {Tau_alt:.2f} psi ou {psi2MPa(Tau_alt):.2f} MPa\n")
```

$K_s = 1.1$

$$Kw = 1.3105$$

Tensão de cisalhamento inicial: 13355.77 psi ou 92.08 MPa

Tensão de cisalhamento média: 34538.46 psi ou 238.13 MPa

Tensão de cisalhamento alternada: 25236.28 psi ou 174.00 MPa

A determinação dos limites de resistência à tração, cisalhamento e torção foi feita através da consulta à tabela 8, a fim de se obter os coeficientes A e b da equação que fornece o limite de resistência à tração.

$$S_{trac} = Ad^b$$

Para o material escolhido para as molas (ASTM A232 Cromo-v), a tabela 8 fornece um coeficiente A = 173128 psi e um expoente b = -0,1453, como destacado abaixo.

N° ASTM	Material	Intervalo		Expoente b	Coeficiente A		Fator de correlação
		mm	in		MPa	psi	
A227	Repuxado a frio	0,5-16	0,020-0,625	-0,182 2	1753,3	141040	0,998
A228	Fio musical	0,3-6	0,010-0,250	-0,162 5	2153,5	184649	0,9997
A229	Revenido em óleo	0,5-16	0,020-0,625	-0,183 3	1831,2	146780	0,999
A232	Cromo-v	0,5-12	0,020-0,500	-0,145 3	1909,9	173128	0,998
A401	Cromo-s	0,8-11	0,031-0,437	-0,093 4	2059,2	220779	0,991

Tabela 8 - Coeficientes e expoentes para determinação da resistência à tração. Fonte: Norton

O limite de resistência ao cisalhamento, segundo (NORTON, 2013), após testes abrangentes, pode ser considerado como 67% do limite de resistência à tração.

$$S_{cis} = 0,67S_{trac}$$

Já o limite de resistência à torção pode ser obtido a partir da tabela 9, assumindo o ajuste depois da remoção de deformação permanente, e considerando a metade do intervalo onde estão situados os valores, ou seja, 70% do limite de resistência à tração. Dessa forma:

$$S_{torc} = 0,7S_{trac}$$

Material	Percentagem máxima do limite da resistência de tração	
	Antes da remoção de deformação permanente: Ajuste (use Equação 14.9b)	Depois da remoção de deformação permanente: Ajuste (use Equação 14.8b)
Aço-carbono repuxado a frio (por exemplo, A227, A228)	45%	60-70%
Aço-carbono endurecido e revenido e aço de baixa liga (por exemplo, A229, A230, A232, A401)	50	65-75
Aço inoxidável austenítico (por exemplo, A313)	35	55-65
Ligas não ferrosas (por exemplo, B134, B159, B197)	35	55-65

Tabela 9 - Limite de torção em relação ao limite de tração. Fonte: Norton

Postos os dados no algoritmo, chega-se aos resultados que se seguem:

```

A = 173128. # Para A232 Cromo-v (psi)
b = -0.1453 # Para A232 Cromo-v

Res_tracao = A*d**b # Resistência à tração (psi)
print(f"Resistência à tração: {Res_tracao:.2f} psi ou {psi2MPa(Res_tracao):.2f} MPa")

Res_cis = 0.67*Res_tracao # Resistência ao cisalhamento (psi)
print(f"Resistência ao cisalhamento: {Res_cis:.2f} psi ou {psi2MPa(Res_cis):.2f} MPa")

# Resistência à torção (psi) [Aço endurecido e revenido e aço de baixa liga (A232)]
# Depois da remoção de deformação permanente
Res_torca = 0.7*Res_tracao # Resistência à torção (psi)
print(f"Resistência à torção: {Res_torca:.2f} psi ou {psi2MPa(Res_torca):.2f} MPa")

```

Resistência à tração: 191472.75 psi ou 1320.16 MPa

Resistência ao cisalhamento: 128286.74 psi ou 884.51 MPa

Resistência à torção: 134030.92 psi ou 924.11 MPa

Para molas jateadas, tem-se um limite de duração S_{dur} é de 67500 psi segundo (NORTON, 2013). Essa informação é necessária para se calcular o limite de resistência à fadiga de torção S_{fdg} , dada por:

$$S_{fdg} = 0,5 \frac{S_{dur} S_{cis}}{S_{cis} - 0,5 S_{dur}}$$

```
lim_dur = 67500. # Limite de duração (molas jateadas) (psi)
```

```
# Resistência à fadiga de torção (psi) - Equação 14.18b
```

```
Res_fad_torcao = 0.5*(lim_dur*Res_cis)/(Res_cis - 0.5*lim_dur)
print(f"Resistência à fadiga de torção: {Res_fad_torcao:.2f} psi ou {psi2MPa(Res_fad_torcao):.2f} MPa\n")
```

Resistência à fadiga de torção: 45798.89 psi ou 315.77 MPa

O coeficiente de segurança, para este caso, é dado por:

$$N_{fs} = \frac{S_{fdg}(S_{cis} - \tau_{ini})}{S_{fdg}(\tau_{med} - \tau_{ini}) + S_{cis}\tau_{alt}}$$

```
# Coeficiente de segurança para falha por fadiga torcional
cs1 = Res_fad_torcao*(Res_cis - Tau_ini)/(Res_fad_torcao*(Tau_med - Tau_ini) + Res_cis*Tau_alt)
print(f"Coeficiente de segurança: {cs1:.2f}\n")
```

Coeficiente de segurança: 1.25

O coeficiente de segurança encontrado é aceitável, dados os requisitos e a aplicação deste projeto.

Agora, para encontrar a constante da mola definida, deve-se primeiro calculá-la de forma convencional através da equação:

$$k = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$$

Ao obter esse valor, o utilizamos para encontrar o número de espiras ativas N_a , onde temos que arredondá-lo para o múltiplo de $\frac{1}{4}$ mais próximo para que se adeque às tolerâncias de fabricação. Em seguida, retornamos para obter o novo valor de k . Neste caso, foi constatado que o número de espiras ativas da mola é $N_a = 13,10$. Portanto, esse valor teve que ser arredondado para 13 espiras (pois é o múltiplo de $\frac{1}{4}$ mais próximo), e com ele foi calculado novo valor de k .

$$N_a = \frac{d^4 G}{8D^3 k}$$

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$$

De posse do módulo de cisalhamento G no material selecionado, onde $G = 77,2$ GPa ou cerca de $1,12 \cdot 10^7$ psi, o cálculo de N_a e k é mostrado logo abaixo.

```

G = 11.197e6 # Módulo de cisalhamento do material (psi)

k = (F_max - F_min)/y # Constante da mola (lbf/in)

# Número de espiras ativas
N_espiras_ativ = d**4.*G/(8.*D**3.*k)
# Número de espiras ativas fabricável
N_espiras_ativ = float(input(f"Arredondar {N_espiras_ativ:.2f} para o múltiplo de 1/4 mais próximo: "))

k = d**4.*G/(8.*D**3.*N_espiras_ativ) # Nova constante k da mola (lbf/in)

print(f"Número de espiras ativas = {N_espiras_ativ:.2f}")
print(f"\nConstante k da mola = {k:.2f} lbf/in ou {lbf2N(k)/(in2mm(1.)*1e-3):.2f} N/m")

```

Arredondar 13.10 para o múltiplo de 1/4 mais próximo: 13

Número de espiras ativas = 13.00

Constante k da mola = 430.65 lbf/in ou 75419.02 N/m

O número total de espiras N_t , pressupondo que a mola tenha extremidades esquadrejadas e esmerilhadas é obtido segundo (NORTON, 2013) por:

$$N_t = N_A + 2$$

Além disso, o comprimento fechado da mola L_{fch} pode ser determinado por:

$$L_{fch} = dN_t$$

```

# Número total de espiras (extremidade esquadrejadas e esmerilhada)
N_espiras_total = N_espiras_ativ + 2.
print(f"Número total de espiras: {N_espiras_total:.2f}")

L_fechado = d*N_espiras_total # Comprimento fechado
print(f"\nComprimento fechado: {L_fechado:.3f} in ou {in2mm(L_fechado):.3f} mm")

```

Número total de espiras: 15.00

Comprimento fechado: 7.500 in ou 190.500 mm

A deflexão inicial y_{ini} , deflexão de interferência y_{interf} (pressupondo uma tolerância de contato de 15% da deflexão de trabalho), e o comprimento livre da mola L_{liv} , são determinadas através das equações que se seguem:

$$y_{ini} = \frac{F_{min}}{k}$$

$$y_{interf} = 0,15y$$

$$L_{liv} = L_{fch} + y_{ini} + y_{interf} + y$$

```
#Deflexão inicial e de interferência; Comprimento livre
y_inicial = F_min/k # Deflexão inicial (in)
print(f"Deflexão inicial: {y_inicial:.3f} in ou {in2mm(y_inicial):.3f} mm")

y_interf = 0.15*y # Deflexão de interferência (in), considerando tolerância de contato de 15%
print(f"Deflexão de interferência: {y_interf:.3f} in ou {in2mm(y_interf):.3f} mm")

L_livre = L_fechado + y + y_inicial + y_interf # Comprimento livre (in)
print(f"\nComprimento livre: {L_livre:.3f} in ou {in2mm(L_livre):.3f} mm")
```

Deflexão inicial: 0.554 in ou 14.061 mm

Deflexão de interferência: 0.266 in ou 6.744 mm

Comprimento livre: 10.089 in ou 256.263 mm

A deflexão y_{fch} que corresponde ao comprimento fechado é:

$$y_{fch} = L_{fch} + L_{liv}$$

```
y_fechado = L_livre - L_fechado # Deflexão correspondente ao comprimento fechado (in)
print(f"Deflexão correspondente ao comprimento fechado: {y_fechado:.3f} in ou {in2mm(y_fechado):.3f} mm")
```

Deflexão correspondente ao comprimento fechado: 2.589 in ou 65.76 mm

A força relativa a essa deflexão de comprimento fechado F_{fch} , a tensão cisalhante τ_{fch} causada devido a essa força, e o coeficiente de segurança são:

$$F_{fch} = k y_{fch}$$

$$\tau_{fch} = K_s \frac{8F_{fch}D}{\pi d^3}$$

```
F_fechado = k*y_fechado # Força relativa à deflexão fechada (lbf)
print(f"Força relativa à deflexão de comprimento fechado: {F_fechado:.2f} lbf ou {lbf2N(F_fechado):.2f} N")

# Tensão correspondente à força de comprimento fechado (psi)
Tau_fechado = Ks*(8.*F_fechado*D)/(np.pi*d**3.)
print(f"\nTensão correspondente à força de comprimento fechado: {Tau_fechado:.2f} psi ou
{psi2MPa(Tau_fechado):.2f} MPa")
```

Força relativa à deflexão de comprimento fechado: 1115.00 lbf ou 4959.75 N

Tensão correspondente à força de comprimento fechado: 62464.90 psi ou 430.68 MPa

O coeficiente de segurança é calculado por:

$$N_{fch} = \frac{S_{torc}}{\tau_{fch}}$$

```
cs2 = Res_torcao/Tau_fechado # Coeficiente de segurança comprimento fechado
print(f"\nCoeficiente de segurança {cs2:.2f}\n")
```

Coeficiente de segurança 2.15

Agora, faz-se necessária a verificação contra flambagem. Para isso, duas razões precisam ser consideradas. A razão entre o comprimento livre e o diâmetro de espira $\frac{L_{liv}}{D}$ e a razão entre a deflexão máxima e o comprimento livre $\frac{y_{max}}{L_{liv}} = \frac{y_{ini} + y}{L_{liv}}$ são calculadas logo abaixo

```
#Verificação de flambagem (verificar estabilidade na Figura 14-14)
Lf_D = L_livre/D
print(f"Razão Lf sobre D: {Lf_D:.3f}")

ymax_Lf = (y_inicial + y)/L_livre
print(f"Razão y_max sobre Lf: {ymax_Lf:.3f}\n")
```

Razão Lf sobre D: 4.036

Razão y_max sobre Lf: 0.230

Essas razões são utilizadas para verificar a situação de estabilidade no gráfico seguinte, onde verifica-se, pela marcação no gráfico, que a mola está numa situação de estabilidade.

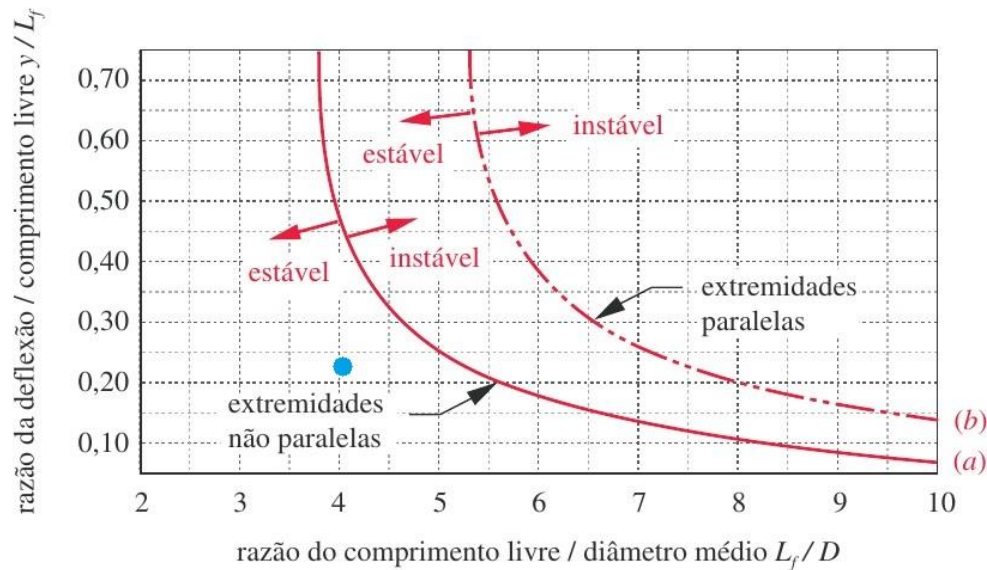


Figura 14 - Curvas de condições críticas de flambagem (Molas dianteiras). Fonte: Norton

Ademais, a massa das espiras ativas é de aproximadamente 2,5 kg, como calculado abaixo, considerando-se uma densidade $\gamma = 7861 \text{ kg/m}^3$ (cerca de $0,278 \text{ lbf/in}^3$) para o material selecionado.

$$W = \frac{\pi^2 d^2 D N_a \gamma}{4}$$

#Peso das espiras ativas da mola

gama = 0.27818 # = 7.861 kg/m³ Densidade do material da mola (lbf/in³)

Peso das espiras ativas da mola - Equação 14.12b

W_espiras_ativ = (np.pi*d)**2.*D*N_espiras_ativ*gama/4.

print(f"Peso das espiras ativas da mola: {W_espiras_ativ:.2f} lbf ou {lbf2N(W_espiras_ativ):.2f} N")

Peso das espiras ativas da mola: 5.58 lbf ou 24.81 N

Com essa informação, pôde-se calcular a frequência natural de vibração f_n dessa mola e a razão entre as frequências natural e de trabalho.

$$f_n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{kg}{W}}$$

freq_nat = np.sqrt(k*386.09/W_espiras_ativ)/2. # Frequência natural da mola (Hz)


```
print(f"Frequência natural da mola: {freq_nat:.1f} Hz ou {freq_nat*60:.1f} ciclos/min")

raz_freq = freq_nat*60./freq # Razão entre frequências natural e de trabalho
print(f"\nRazão entre frequências natural e de trabalho: {raz_freq:.1f}")
```

Frequência natural da mola: 86.3 Hz ou 5180.1 ciclos/min

Razão entre frequências natural e de trabalho: 5.2

4.2. Molas Traseiras

Utilizando o mesmo algoritmo, foram calculados os parâmetros para as molas traseiras. As informações estão compiladas na tabela que segue:

DADOS INICIAIS	
Força máxima aplicada à mola F_{max}	813,78 lbf ou 3619,87 N
Força mínima aplicada à mola F_{min}	268,83 lbf ou 1195,82 N
Diâmetro do fio d	0,5 in ou 12,7 mm
Índice de Mola C	6
Deflexão de trabalho y	1,5 in ou 38,1 mm
Frequência de trabalho f	1000 ciclos/min
Diâmetro de espira D	3 in ou 76,2 mm
ESFORÇOS	
Força média F_{med}	541,3 lbf ou 2407,84 N
Forças alternada F_{alt}	272,48 lbf ou 1212,03 N
Fator de cisalhamento direto K_s	1,08333
Fator de Wahl K_w	1,2525
Tensão de cisalhamento inicial τ_{ini}	17798,82 psi ou 122,72 MPa
Tensão de cisalhamento média τ_{med}	35838,97 psi ou 247,10 MPa
Tensão de cisalhamento alternada τ_{alt}	20857,19 psi ou 143,81 MPa
Resistência à tração S_{trac}	191472,75 psi ou 1320,16 MPa

Resistência ao cisalhamento S_{cis}	128286,74 psi ou 884,51 MPa
Resistência à torção S_{torc}	134030,92 psi ou 924,11 MPa
Resistência à fadiga de torção S_{fdg}	45798,89 psi ou 315,77 MPa
Coeficiente de segurança 1	1,44
DEFLEXÕES	
Número de espiras ativas N_a	9
Constante da mola k	359,99 lbf/in ou 63043,16 N/m
Número total de espiras N_t	11
Comprimento fechado L_{fch}	5,500 in ou 139,700 mm
Deflexão inicial y_{ini}	0,747 in ou 18,968 mm
Deflexão de interferência y_{interf}	0,225 in ou 5,715 mm
Comprimento livre L_{liv}	7,972 in ou 202,483 mm
Deflexão correspondente ao comprimento fechado y_{fch}	2,472 in ou 62,783 mm
Força correspondente à ao comprimento fechado F_{fch}	889,81 lbf ou 3958,05 N
Tensão cisalhante relativa à força τ_{fch}	58912,66 psi ou 406,19 MPa
Coeficiente de segurança 2	2,28
FLAMBAGEM	
Razão $\frac{L_{liv}}{D}$	2,657
Razão $\frac{y_{max}}{L_{liv}}$	0,282

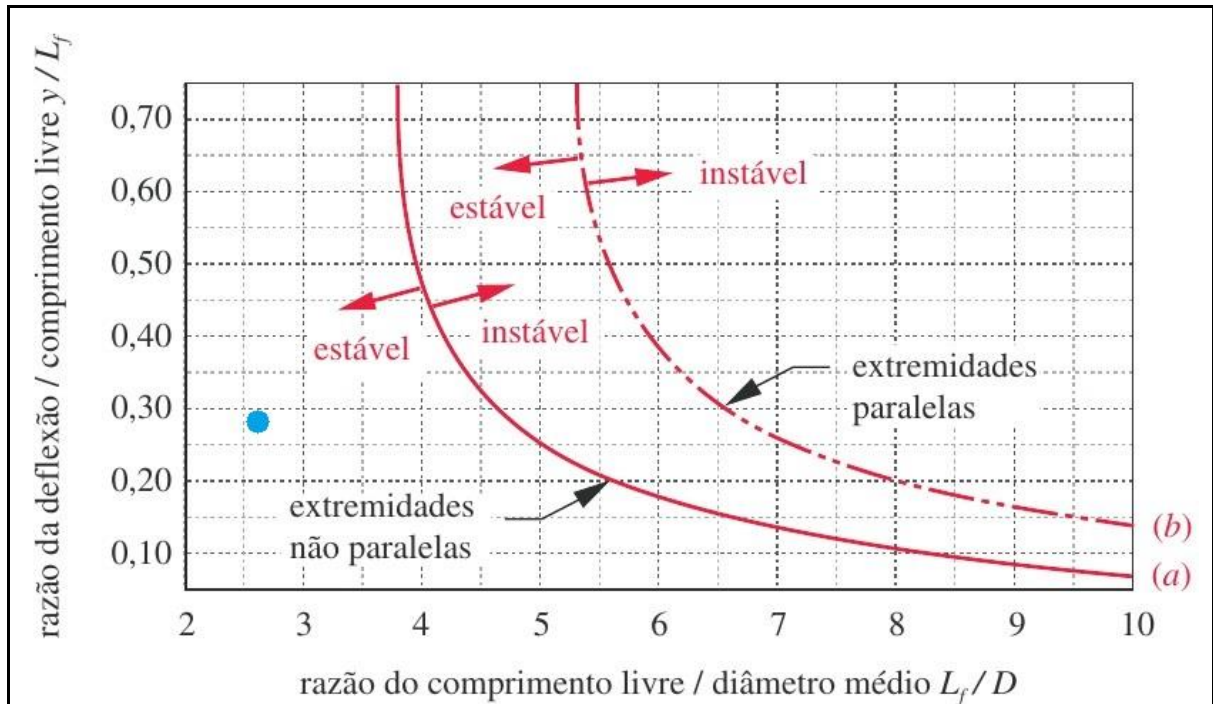


Figura 15 - Curvas de condições críticas de flambagem (Molas traseiras). Fonte: Norton

RESSONÂNCIA	
Peso das espiras ativas	4,63 lbf ou 20,61 N (2,1 kg)
Frequência natural da mola	86,6 Hz ou 5196,1 ciclos/min
Razão entre as frequências natural e de trabalho	5,2

5. Conclusão

Em suma, o projeto pode ser concluído, onde foi avaliado e dimensionado com o auxílio de softwares com memória de cálculo, artigos relacionados ao tema e livros bastante conhecidos. O presente projeto foi desenvolvido com o intuito de ser durável e seguro, ao considerar os casos mais extremos foi garantida a segurança dos consumidores.

Embora tenha sido escolhido um carro específico para esse projeto, as molas e freios projetados também podem ser utilizados em carros com portes parecidos, necessitando apenas de uma análise prévia para o carro em questão. Apesar de ter sido considerado todas

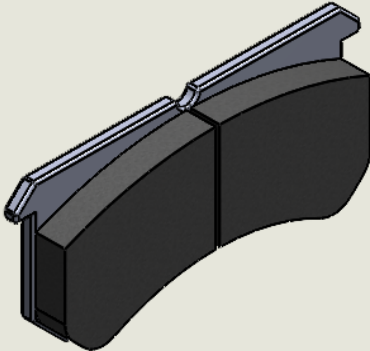
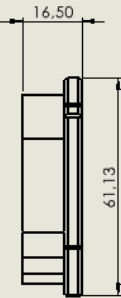
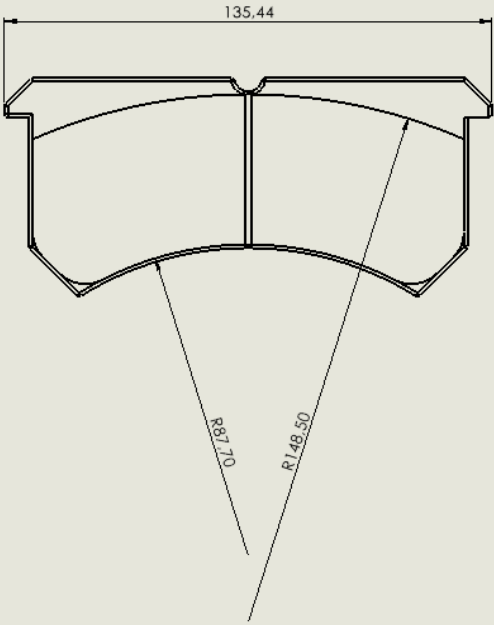
as aplicações de cargas, as dimensões finais das molas não puderam ser comparadas com as realmente utilizadas pelo modelo de carro escolhido, por conta da falta de informações na internet. Somente as espiras puderam ser comparadas, constatando uma pequena diferença. Nos discos de freios e pastilhas, o resultado das dimensões foram próximos dos utilizados no carro, provando que as considerações feitas foram corretas.

6. REFERÊNCIAS

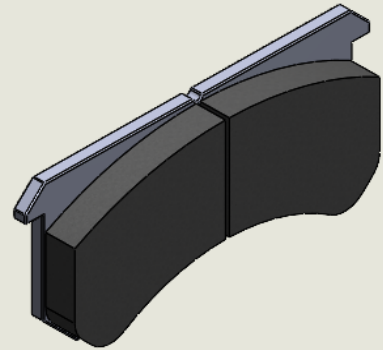
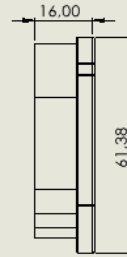
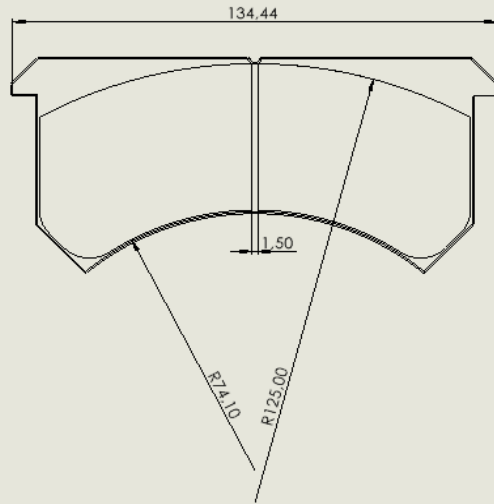
- I. **SEWARD**, DEREK. Race Car Design. Estados Unidos: Palgrave MacMillan; 2014ª edição (27 fevereiro 2015).
- II. **BRUM**, RAPHAEL; **LANG**, FERNANDO. Física dos pneumáticos. Porto Alegre-RS: Universidade Federal do Rio Grande do Sul.


- III. **MILLIKEN**, WILLIAM; MILLIKEN, DOUGLAS; Race Car Vehicle Dynamics. Estados Unidos: SAE International (1 dezembro 1994).
- IV. **CANALE**, A. C.; RUFINO, R. T. (1993). Study of the dynamic weight on the axle and wheels of automobile using the static equilibrium or center of gravity range of the vehicle. In: INTERNATIONAL MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBIT, 2., São Paulo, Brasil, SAE. / SAE technical paper series 931648 E ou P/.
- V. **CANALE**, A. C.; RUFINO, R. T. (1992). A study of the braking performance of road vehicles using the "static equilibrium" or "centre of gravity range" technique. In: INTERNATIONAL MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBIT, 1., São Paulo, Brasil, SAE. /SAE technical paper series 921438 E ou P/.
- VI. **NORTON**, R.L. Projetos de Máquinas, uma abordagem integrada. São aulo: BOOKMAN EDITORA LTDA. 2013.
- VII. **BUDYNAS**, R.G; NISBETT, J.K. Elementos de máquinas de Shigley. São Paulo. BOOKMAN EDITORA LTDA. 2016.
- VIII. **HIPPER FREIOS**. Catálogo de produtos da Hipper Freios, Sangão: HIPPER FREIOS. 107 p.
- IX. **O VAREJÃO**. O VAREJÃO, 2023. O VAREJÃO AUTO PEÇAS. Disponível em: <https://www.ovarejao.com.br/>. Acesso em: 11 out. 2023.

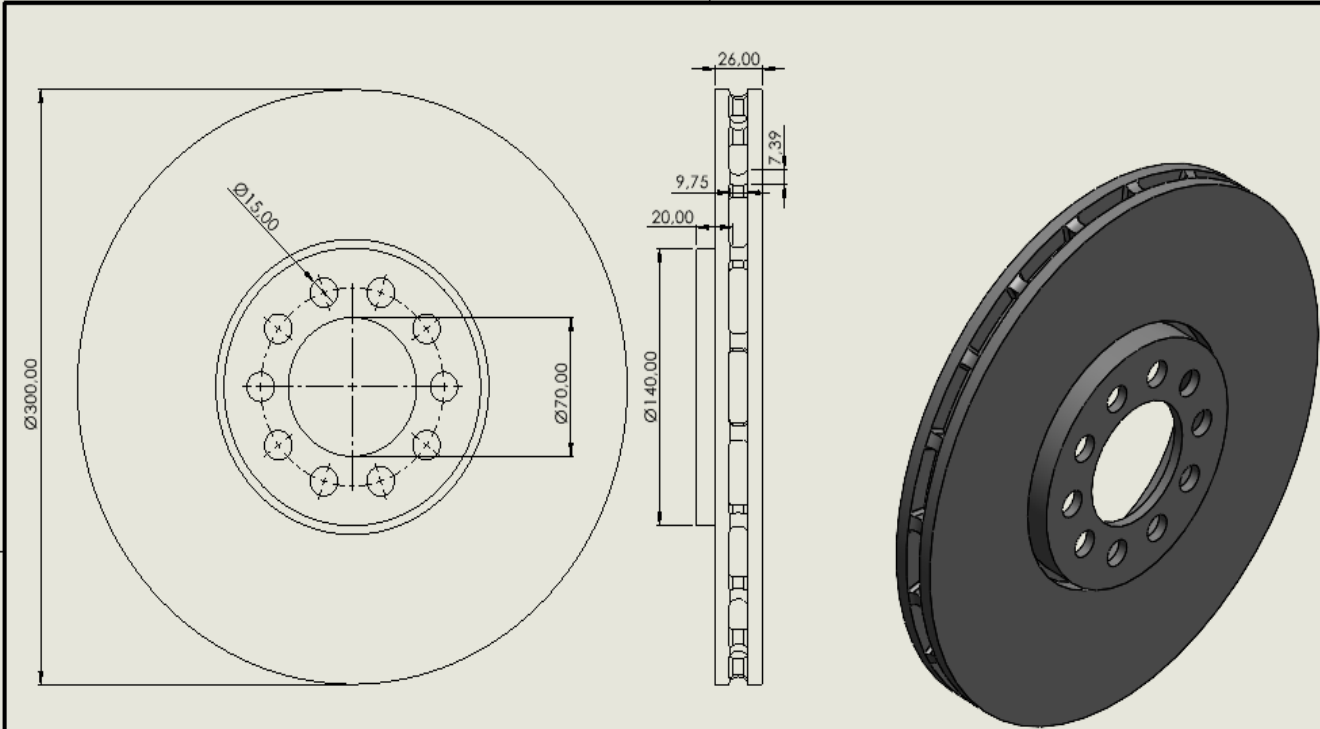
7. Apêndice




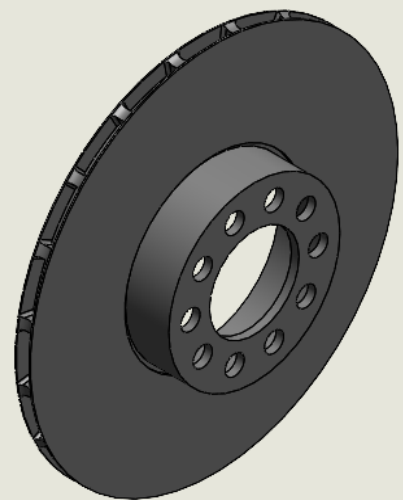
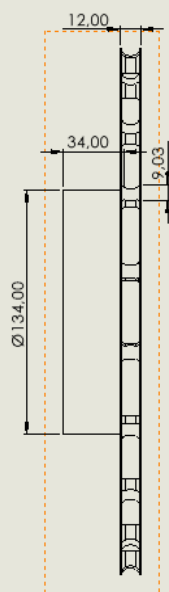
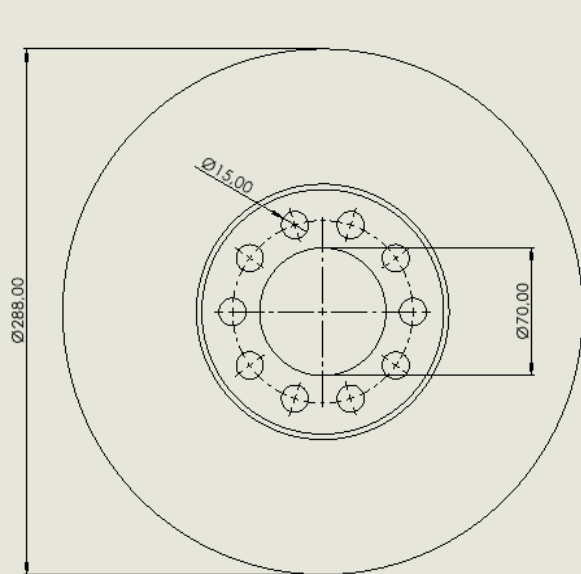
 <div>UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE</div>	ELEMENTOS DE MÁQUINAS - PROJETO 3		
PASTILHA DIANTEIRA			
Aluno: Guilherme Brandão			
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE		Data: 16/10/2023	




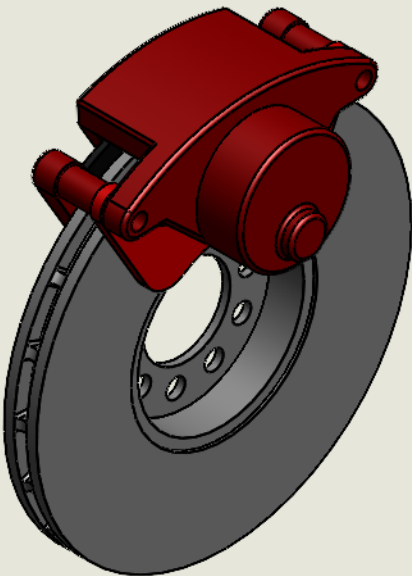
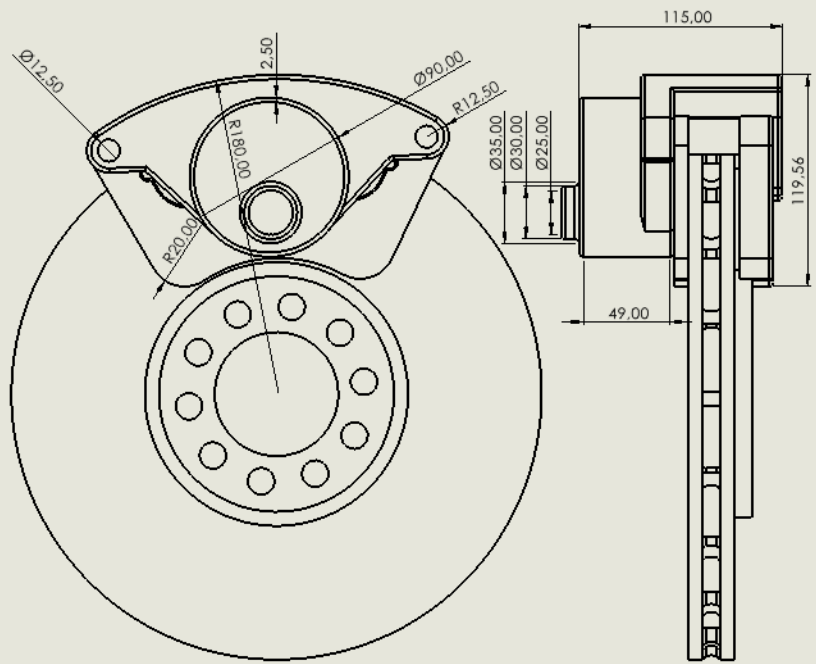
 <div>UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE</div>	ELEMENTOS DE MÁQUINAS - PROJETO 3		
PASTILHA TRASEIRA			
Aluno: Guilherme Brandão			
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE	Data: 16/10/2023		



 UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE	ELEMENTOS DE MÁQUINAS - PROJETO 3	
	DISCO DE FREIO DIANTEIRO	
Aluno: Guilherme Brandão		1:1
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE	Data: 16/10/2023	



 UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE		ELEMENTOS DE MÁQUINAS - PROJETO 3	
DISCO DE FREIO TRASEIRO			
Aluno: Guilherme Brandão			1:1
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE		Data: 16/10/2023	



UNIVERSIDADE
FEDERAL DE
SERGIPE

ELEMENTOS DE MÁQUINAS - PROJETO 3

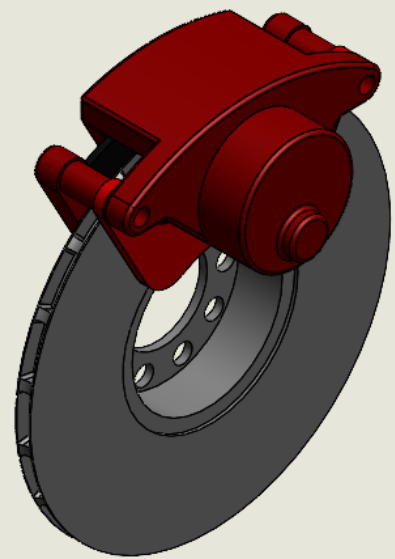
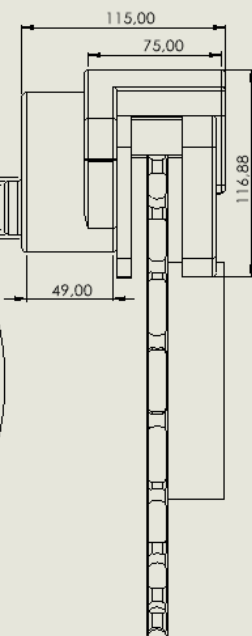
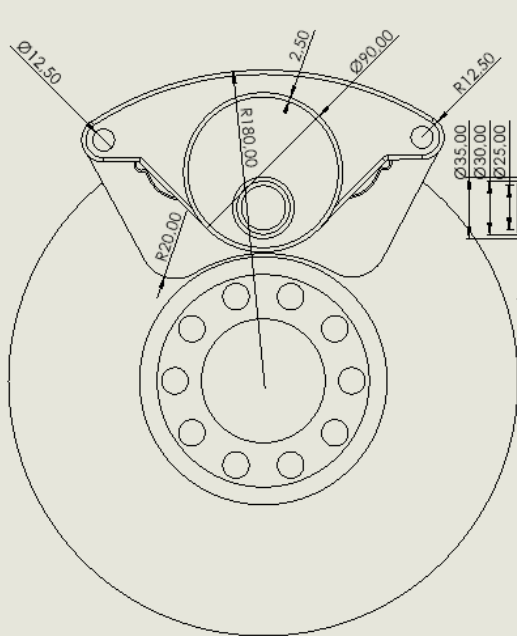
CONJUNTO DISCO DE FREIO DIANTEIRO E PINÇA DE FREIO

Aluno: Guilherme Brandão

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE

Data: 16/10/2023

1:1



UNIVERSIDADE
FEDERAL DE
SERGIPE

ELEMENTOS DE MÁQUINAS - PROJETO 3

CONJUNTO DISCO DE FREIO TRASEIRO E PINÇA DE FREIO

Aluno: Guilherme Brandão

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE

Data: 16/10/2023

1:1

