



**Universidade de Brasília – UnB
Faculdade UnB Gama – FGA
Engenharia Automotiva**

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE BANCADA DE
ENSAIOS PARA ESTUDO DE SISTEMAS DE FREIO
DE BICICLETAS (II)**

**Autor: Carlos Filipe de Queiroz Araujo
Orientador: Dr. Edison Gustavo Cueva Galárraga**

**Brasília, DF
2016**



CARLOS FILIPE DE QUEIROZ ARAUJO

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE BANCADA DE ENSAIOS PARA ESTUDO DE
SISTEMAS DE FREIO DE BICICLETAS (II)**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Dr. Edison Gustavo Cueva Galárraga

**Brasília, DF
2016**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Araujo, Carlos Filipe de Queiroz.

Projeto e construção de bancada de ensaios para estudo de sistemas de freio de bicicletas / Carlos Filipe de Queiroz Araujo. Brasília: UnB, 2016. 101 p. : il.;

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2016. Orientação: Edison
Gustavo Cueva Galárraga.

1. Dinamômetro de inércia. 2. Frenagem. 3. Bancada de testes I.
Edison Gustavo Cueva. II. Projeto e Construção de Bancada de
Ensaio para Estudo de Sistemas de Freio de Bicicletas.

CDU Classificação



**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE BANCADA DE ENSAIOS PARA ESTUDO DE
SISTEMAS DE FREIO DE BICICLETAS**

Carlos Filipe de Queiroz Araujo

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em __/__/2016, apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr. Edison Gustavo Cueva Galárraga, UnB/ FGA
Orientador

Prof. Dr. Rhander Viana, UnB/ FGA
Membro Convidado

MSc. Danilo dos Santos Oliveira, UnB/FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2016

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a minha mãe, Corina, por possibilitar que eu chegasse até aqui, por todo o amor e paciência que sempre teve. Por sempre me incentivar a ir mais longe e por acreditar que eu seria capaz. Além de toda a ajuda e incentivo na realização deste trabalho, ajuda que foi essencial para que o trabalho pudesse ser finalizado com sucesso.

Aos meus irmãos e meu pai, que sempre foram parceiros dos projetos mais simples aos mais mirabolantes que tive de fazer durante a graduação, e amigos essenciais nas horas livres, sempre dispostos a me ajudar no que possível.

Agradeço a minha namorada, Letícia, pela compreensão e suporte nos momentos mais difíceis. Por me proporcionar momentos maravilhosos que me ajudaram a esquecer os problemas quando estava muito estressado.

Também quero agradecer a todos os meus amigos que sempre me ajudaram quando precisei desde o início da graduação dentro e fora do ambiente acadêmico, a todas as noites de estudo conjunto e as boas risadas para aliviar o estresse do dia a dia, principalmente meu grande amigo Patrick.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Edison Gustavo Cueva Galárraga, por me aceitar como orientando e por auxiliar na execução deste trabalho e pela paciência mesmo quando o tempo não parecia ser suficiente.

Sábio é aquele que conhece os limites da própria ignorância. Sócrates

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Sistema de freio a tambor e seus componentes (23)	6
Figura 2 – Pastilhas de freio na parte superior e sapatas de freio na parte inferior (24)	7
Figura 3 – Esquemático simplificado do sistema hidráulico de acionamento dos freios (25)	7
Figura 4 – Tipos de disco de freio para bicicletas (22)	9
Figura 5 – Sistema hidráulico de freio para bicicleta, contendo manopla, pinça e tubos (26)	10
Figura 6 – Sistema mecânico de freio a disco de bicicletas (27)	11
Figura 7 – Pastilhas de freio para bicicletas (15)	11
Figura 8 – Dinamômetro de inércia (7)	13
Figura 9 – Esquemático de uma máquina Chase (33)	14
Figura 10 – Modelo comercial de uma máquina Chase (33)	14
Figura 11 – Esquemático máquina FAST (33)	15
Figura 12 – Exemplo comercial de uma máquina FAST (33)	16
Figura 13 – Sistema Krauss (33)	17
Figura 14 – Força de atrito e braço de alavanca em um disco de freio de bicicleta ...	21
Figura 15 – Diagrama de blocos do processo de desenvolvimento da bancada	22
Figura 16 – Bucha de fixação (32)	26
Figura 17 – Deformações amplificadas provenientes do carregamento no eixo de transmissão	29
Figura 18 – Análise de fadiga proveniente dos carregamentos no eixo de transmissão	30
Figura 19 – Relação de polias (9)	31
Figura 20 – Gráfico de relação potência x rotação para escolha do tipo de correia (36)	32
Figura 21 – Mancal e demais componentes, snc 509 laca (28)	34
Figura 22 – Tipos de perfil de vigas disponíveis no mercado (23)	35
Figura 23 – Base da bancada feita no <i>software</i> Catia V5R19	35
Figura 24 – Deformações amplificadas provenientes dos carregamentos na base da bancada	36
Figura 25 – Análise de fadiga proveniente dos carregamentos na base da bancada	36
Figura 26 – Máquina de corte a laser cortando um disco de freio para bicicleta (21)	37
Figura 27 – Pinças de freio de bicicleta. O modelo superior usa acionamento mecânico e o inferior acionamento hidráulico (29)	38

Figura 28 – Inversor de frequência CFW 08 WEG (30)	39
Figura 29 – Flange de fixação do disco de freio ao eixo (Autor)	40
Figura 30 – Flange com furo passante e esquemático da flange instalada (Autor).....	41
Figura 31 – Suporte pinça de freio (Autor)	41
Figura 32 – Suporte da pinça de freio desacoplado do sistema (Autor).....	42
Figura 33 – Esquema de transmissão de força pinça célula de carga (Autor)	42
Figura 34– Manopla fixada (Autor)	43
Figura 35 – Suporte das cargas (Autor)	44
Figura 36 – Pistão do sistema pneumático (Autor).....	44
Figura 37 - Pistão acionado e recolhido (Autor)	45
Figura 38 – Termopar tipo K e pistola térmica (Autor).....	46
Figura 39 – Sensor de velocidade de bicicletas (Autor)	46
Figura 40 – Célula de carga utilizada (Autor)	47
Figura 41 – Anemômetro (Autor).....	50
Figura 42 – Soprador montado na bancada (Autor)	50
Figura 43 – Microestrutura do disco de freio. Aço inox martensítico, aumentada 200X (Autor)	52
Figura 44 – Superfície polida da pastilha aumento 100x (Autor).....	52
Figura 45 – Superfície da pastilha de freio. MEV/EDS (Autor)	53
Figura 46 - Gráfico força de atrito ensaio 1 (Autor)	54
Figura 47 – Gráfico de temperatura (Autor)	54
Figura 48 - Gráfico força de atrito ensaios 1 e 2 (Autor)	57
Figura 49 – Temperatura ensaio 2 com 40N de carga (Autor)	58
Figura 50 – Disco aumento 100x (Autor).....	61
Figura 51 – Forças de atrito ensaio 1 (Autor).....	61
Figura 52 – Forças de atrito ensaio 2 (Autor)	62
Figura 53 – Desgaste discos de freio (Autor)	63
Figura 54 – Desgaste Pastilha 1 (Autor)	64
Figura 55 – Desgaste Pastilha 2 (Autor)	64
Figura 56 – Rugosidade disco (Autor).....	65
Figura 57 – Rugosidade Pastilha 1 (Autor)	65
Figura 58 – Rugosidade Pastilha 2 (Autor)	65
Figura 59 – Força de atrito ensaio 1(Autor)	66
Figura 60 – Força de atrito ensaio 2 (Autor).....	66
Figura 61 – Desgaste dos discos (Autor)	68

Figura 62 – Desgaste Pastilha 1 (Autor)	68
Figura 63 – Desgaste Pastilha 2 (Autor)	68
Figura 64 – Rugosidade disco (Autor).....	69
Figura 65 – Rugosidade Pastilha 1 (Autor)	69
Figura 66 – Rugosidade Pastilha 2 (Autor)	70
Figura 67 – Disco aumento 100x (Autor).....	70
Figura 68 – Força de atrito ensaios de parada total (Autor)	71
Figura 69 – Força de atrito 15 minutos iniciais (Autor).....	72
Figura 70 – Força de atrito 15 minutos finais (Autor)	73
Figura 71 – Temperaturas nos ensaios de parada (Autor).....	73
Figura 72 – Desgaste disco de freio (Autor).....	74
Figura 73 – Desgaste Pastilha 1 (Autor)	75
Figura 74 – Desgaste Pastilha 2 (Autor)	75
Figura 75 – Desgaste Disco (Autor)	76
Figura 76 – Desgaste Pastilha 1 (Autor)	76
Figura 77 – Desgaste Pastilha 2 (Autor)	77
Figura 78 – Rugosidades do disco (Autor)	78
Figura 79 – Rugosidades pastilha 1 (Autor)	78
Figura 80 – Rugosidades pastilha 2 (Autor)	78
Figura 81 – Rugosidades do disco (Autor)	79
Figura 82 – Rugosidades da pastilha 1 (Autor)	79
Figura 83 – Rugosidades da pastilha 2 (Autor)	80
Figura 84 – Superfície do disco com partículas aderidas à superfície 100x (Autor)....	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características das máquinas de ensaios por fricção de sistemas de freio (Nies, 2008)	18
Tabela 2 – Propriedades Aço SAE 1020 (11)	29
Tabela 3 – Massas iniciais Ensaio de Parada Total – 80N	56
Tabela 4 – Perda de massa ensaio 1 Parada Total – 80N	56
Tabela 5 – Rugosidades iniciais Ensaio de Parada Total – 80N	57
Tabela 6 – Rugosidades finais Ensaio de Parada Total – 80N	57
Tabela 7 – Massas iniciais Ensaio de Frenagem Cíclica – 40N	59
Tabela 8 – Perda de massa ensaio 1 e 2 Parada Total – 40N	59
Tabela 9 – Rugosidades Iniciais Ensaio de Parada Total – 40N	60
Tabela 10 – Rugosidades finais Ensaio de Parada Total – 40N	60
Tabela 11 – Massas iniciais Ensaio de Frenagem Cíclica – 80N	63
Tabela 12 – Massas iniciais Ensaio de Frenagem Cíclica – 40N	68

RESUMO

Na análise de sistemas de freio, é muito importante simular a inércia que o corpo possui quando em movimento, pois esse fator altera completamente a forma como os freios irão se comportar durante a frenagem. Um dinamômetro de inércia simula a inércia que o sistema a ser estudado possui quando em movimento através de um disco de inércia. A bancada aqui dimensionada terá limitações quanto à quantidade de inércia capaz de simular, o intuito aqui é simular um sistema com massa de até 120 kg a uma velocidade máxima de 65 km/h. Foram feitos dois tipos de ensaio, de parada total e de drenagens cíclicas. Em cada ensaio, foram usados dois valores de carga de frenagem, 80N e 40N. A fim de saber quais eram os materiais que seriam usados nos ensaios, foi feito um estudo sobre a composição química de cada um deles e sobre suas respectivas microestruturas. Os ensaios de parada total sofreram grandes variações da força de atrito inicial e final, tanto nos ensaios com 80N quanto nos com 40N de carga de frenagem. Isso ocorreu devido à deposição de material das pastilhas na superfície do disco de freio. Os valores de perda de massa durante esses ensaios foram medidos e tiveram comportamento bastante linear. A variação da temperatura máxima foi extremamente parecida nos ensaios de 80N e 40N. A rugosidade da superfície variou de forma linear, porém o disco de freio foi alisado e as pastilhas sofreram aumento da rugosidade superficial. Quando realizados os ensaios de frenagem cíclica, a força de atrito se comportou de forma bastante homogênea, tendo o mesmo comportamento em todos os ensaios, com diferenças apenas entre os ensaios com cargas de frenagem distintas. O desgaste dos discos e das pastilhas também foi contínuo e sem grandes variações inesperadas. A rugosidade superficial nesses ensaios sofreu aumento em todos os componentes, e a variação deste fator foi muito similar em todos os ensaios, fator que justifica a forma como a força de atrito se comportou. O aspecto superficial dos discos de freio após cada tipo de ensaio foi bastante distinto, nos ensaios de parada total a superfície mostrava grandes marcas de frenagem, bastante evidentes e cheias de material aderido. Nos ensaios de frenagem cíclica, as marcas de frenagem eram menos evidentes, porém a quantidade de material na superfície também era bem elevada e perceptível.

Palavras-chave: Dinamômetro de inércia, Frenagem, Bancada de testes.

ABSTRACT

In brake system analysis is very important to consider the inertia the moving body has, because this factor can modify completely the way the brake system will behave during braking. An inertial dynamometer simulates the inertia of the moving body upon study by spinning an inertial disc. The bench here designed will have some restrictions on the quantity of inertia it will be able to produce. The intention is to simulate a system with maximum weight of 120 kg and a maximum speed of 65 km/h. Two types of analysis were done, complete stop and cycling braking. In each analysis, two values of brake load, 80N and 40N. Looking forward to know what kind of material were used, a research about their chemical composition and microstructure took place. In the total stop analysis the friction force suffered an huge change from the initial to the final value, in the analysis with 80N of load such as in the analysis with 40N of load. It happened because of the material deposition in the disc brake surface. The weight loss during the analysis were measured and it's behaviour were linear. The maximum temperature variation were extremely similar with loads of 80N and 40N. The superficial rough varies linearly, but the brake discs were smoothed and the brake pads rough were increased. When the cyclic braking analysis took place, the behaviour of the friction force was very homogeneous, showing the same behaviour in all the analysis, with differences only when the load was changed. The weight losses were continuous and without big unexpected changes. The superficial rough in this analysis was increased in all the components, the behaviour of this factor was very similar through all the analysis, it justifies the friction force behaviour. The superficial aspect on the disc brakes after each type of analysis were very different, in the total stop analysis the surface showed huge braking marks, very easy to see and full of adhered material. In the cycling brake analysis, the braking marks weren't so easy to see, but the amount of adhered material was very high and noticeable.

Keywords: Inertial dynamometer, Braking, Testing Bench.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	3
1.1	OBJETIVOS	3
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	4
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	SISTEMAS DE FREIO	4
2.1.1	Freios a disco	7
2.1.1.1	Tipos de disco de freio para bicicleta	7
2.1.1.2	Tipos de pinça de freio para bicicleta	8
2.1.1.3	Tipos de pastilha de freio para bicicleta	10
2.2	SISTEMA PARA ENSAIO DE FRENAGEM	11
2.2.1	Dinamômetro de inércia	11
2.2.2	Chase	12
2.2.3	FAST (Friction Assessment and Screening Test)	13
2.2.4	Krauss	15
2.3	CONSIDERAÇÕES FÍSICAS	17
2.3.1	Energia cinética	17
2.3.2	Inércia de rotação	17
2.3.3	Momento de inércia	18
2.3.4	Disco de inércia	19
2.3.5	Frenagem (dissipação de energia cinética em forma de calor)	19
3	CONSTRUÇÃO DA BANCADA DE ENSAIOS	20
3.1	DESCRIÇÃO DA BANCADA A SER PROJETADA	21
3.2	TORQUE RESISTIVO	22
3.3	DISCOS DE INÉRCIA	24
3.4	MOTOR	25
3.5	SISTEMA DE TRANSMISSÃO	26
3.5.1	Eixo	27
3.5.2	Polias	28
3.5.3	Correias	30
3.6	MANCAIS	32
3.7	BASE DA BANCADA	33
3.8	SISTEMA DE FREIO	35
3.8.1	Discos	35
3.8.2	Pastilhas	36
3.8.3	Acionamento	36
3.8.4	Sistema Pneumático	37
3.9	INVERSOR DE FREQUÊNCIA	38
3.10	MONTAGEM/ADAPTAÇÕES DA BANCADA	38
3.10.1	Fixação do disco de freio	39
3.10.2	Suporte da pinça de freio	40
3.10.3	Suporte para a manopla	41
3.10.4	Suporte para os pesos	42
3.10.5	Sistema de atuação pneumática	43
3.10.6	Sensores	44
3.10.6.1	Sensor de Temperatura	44
3.10.6.2	Sensor de Velocidade	45

3.10.6.3	Sensor de força de atrito – Célula de carga	46
4	VALIDAÇÃO DA BANCADA COM ENSAIOS DE FRENAGEM.....	46
4.1	MATERIAIS E MÉTODOS	47
4.1.1	Materiais.....	47
4.1.1.1	Disco – caracterização.....	47
4.1.1.2	Pastilha – Caracterização	47
4.2	METODOLOGIA USADA NOS ENSAIOS DE FRENAGEM	48
4.2.1	Preparação dos componentes do freio	48
4.2.2	Ensaio de parada total.....	48
4.2.3-	Ensaio de frenagem cíclica	50
4.3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	50
4.3.1	Materiais.....	50
4.3.1.1	Disco de freio.....	50
4.3.1.2	Pastilha de freio	51
4.3.2	Ensaio de frenagem.....	52
4.3.2.1	Ensaio de Parada Total – 80N.....	52
4.3.2.2	Ensaio de Parada Total - 40N.....	56
4.3.2.3	Ensaio de Frenagem Cíclica – 80.....	60
4.3.2.4	Ensaio de Frenagem Cíclica – 40N.....	65
5	COMENTÁRIOS FINAIS.....	70
5.1	ENSAIOS DE FRENAGEM	70
5.1.1	Força de atrito	70
5.1.1.1	Parada total	70
5.1.1.2	Frenagem cíclica.....	71
5.1.2	Temperatura.....	72
5.1.3	Perda de massa.....	73
5.1.3.1	Parada total	73
5.1.3.2	Frenagem cíclica.....	75
5.1.4	Rugosidade	76
5.1.4.1	Parada total	76
5.1.4.2	Frenagem cíclica.....	78
5.2	ANÁLISE DAS SUPERFÍCIES	79
6	CONCLUSÃO	80
7	TRABALHOS FUTUROS	83
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	84

1 INTRODUÇÃO

Sistemas em movimento demandam controle sobre a sua velocidade, tanto para mantê-la constante, diminuí-la ou cessá-la. Para fazer este controle, foram inventados os sistemas de freio, que através de diversos arranjos físicos permitem que esse controle ocorra de forma eficaz e confiável. Logo o princípio por trás de um sistema de freio é a diminuição da velocidade de um sistema, podendo isso ser feito por meio da inserção de atrito entre a superfície do sistema em movimento e a superfície do sistema parado, fazendo com que a resistência ao deslizamento entre as duas superfícies diminua essa velocidade. Isso faz com que os sistemas de freio convertam energia cinética em energia térmica (18).

Freios a disco foram patenteados por Frederick Lanchester em 1902 e desde então são usados cada vez mais em todos os tipos de aplicação. Devido a sua geometria, ele possui melhores características de frenagem em relação às geometrias anteriores. Um sistema de freio a disco é formado por um disco de freio, rotor, que está ligado ao mecanismo que transmite a rotação, uma pinça que mantém as pastilhas fixas e é responsável por pressioná-las contra o disco para gerar atrito, pastilhas de freio, que são a parte do sistema que entra em contato com o disco girando e gera atrito para controlar a velocidade e o sistema hidráulico, mecânico ou pneumático, que gera a força necessária para que as pastilhas pressionem o disco.

Esses sistemas podem oferecer maior controle na força de frenagem com menor esforço físico e maior controle na quantidade de força que será aplicada durante a frenagem

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo principal a montagem de uma bancada que possibilite o estudo de discos de freio de bicicletas, através de ensaios. Isso será possibilitado por meio da montagem de um dinamômetro inercial pequeno, que simulará situações reais de frenagem em uma bicicleta em que o disco deve dissipar uma grande quantidade de energia cinética sem falhar.

Para isso, serão dimensionados os componentes necessários para a sua construção e funcionamento satisfatório. Uma análise sobre a problemática física por

trás de uma frenagem em bicicletas deverá ser feita para que os componentes posteriormente dimensionados possam suprir as necessidades em recriar esse tipo de situação. O sistema responsável pela simulação da inércia será um disco de inércia com dimensões capazes de gerar a quantidade de inércia previamente calculada que será equivalente à inércia de um ciclista em alta velocidade.

Na primeira parte do trabalho, será feito todo o dimensionamento dos componentes da bancada. Na segunda parte, será realizada a construção e ajustes do sistema, para então dar início aos testes de validação.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em 6 capítulos dispostos da seguinte maneira: no capítulo 1, está disposta a introdução, na qual são introduzidas informações básicas para situar o leitor sobre o conteúdo desenvolvido; no capítulo 2, é apresentada a revisão bibliográfica, que tem a finalidade de oferecer toda a base de conhecimento necessária para desenvolver e compreender o trabalho, mostrando o funcionamento dos dispositivos que serão usados e as formulações físicas necessárias para seu posterior dimensionamento; já o terceiro capítulo contém a parte de materiais e métodos, parte na qual foi descrito todo o dimensionamento dos componentes da bancada a ser fabricada, além de uma breve explicação de seu funcionamento quando necessário, também estão dispostas as contas feitas para chegar às dimensões críticas que definem os elementos a serem usados; no capítulo 4, encontra-se a conclusão, que mostra todas as considerações finais acerca do tema do trabalho e o que de fato é importante após a realização deste. Finalizando este trabalho, são apresentados os capítulos 5 e 6. O capítulo 5 contém as ideias de trabalhos futuros, para que os leitores, caso queiram, saibam o que deve ser feito para prosseguir o trabalho. No capítulo 6, encontra-se a bibliografia usada para a elaboração deste trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 SISTEMAS DE FREIO

Devido à necessidade de controlar a velocidade de sistemas acelerados, criou-se o freio, sistema que tem como função a diminuição da velocidade de um

dado corpo. Normalmente a forma de controlar a velocidade se dá através do atrito entre duas superfícies fazendo com que o componente acelerado perca velocidade até que a velocidade desejada seja alcançada. Pode-se também usar os freios para evitar que um corpo inicie movimento, fazendo com que este fique parado (18).

Inicialmente os sistemas de freio eram alavancas que quando acionadas entravam em contato com o solo ou as rodas, com o passar do tempo surgiram os sistemas de freio de cintas, que eram mais sofisticados e necessitavam de mais componentes para um bom funcionamento (18). Com a evolução dos veículos e aumento da velocidade em que os veículos operavam, surgiu a necessidade de sistemas mais robustos e confiáveis para realizar a frenagem (18). Assim surgiram os freios a tambor. A figura 1 mostra um exemplo desse sistema, esse tipo de dispositivo é menos suscetível a contaminações externas devido a sua forma, em que as sapatas ficam protegidas no interior do tambor de freio (18). Freios a tambor tinham inicialmente sistemas de acionamento manuais. Somente após um período, foram inseridos sistemas hidráulicos para o seu acionamento. Para melhorar ainda mais a dinâmica da frenagem, foi desenvolvido o sistema de freio a disco, no qual as pastilhas são pressionadas contra o disco fazendo com que a velocidade diminua (18). Esse componente permitiu a melhor capacidade de frenagem em velocidades mais elevadas devido a melhor qualidade na capacidade de dissipação de calor (17), (18).

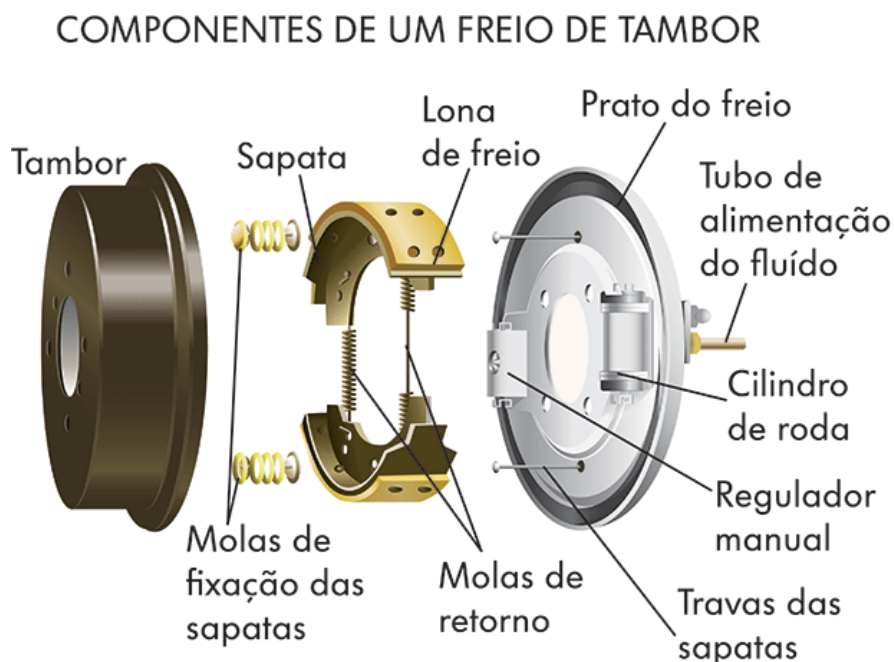


Figura 1 – Sistema de freio a tambor e seus componentes (23).

Os componentes básicos de um sistema de freio atual são:

Rotor: O rotor nada mais é que a parte do sistema que está em movimento e deve ser frenada. Em veículos, está conectada ao trem de força e às rodas e são os discos ou tambor de freio (17).

Material de fricção: Essa parte do sistema é responsável pelo atrito que será aplicado no rotor, pode ser feito de diversos materiais para otimizar o atrito a ser gerado (17). A figura 2 mostra exemplos de pastilhas e pinça de freio de uma bicicleta convencional.



Figura 2 – Pastilhas de freio na parte superior e sapatas de freio na parte inferior (27).

Sistema de acionamento: A forma de acionamento dos sistemas de freio mais modernos são feitas hidráulica ou pneumaticamente, para que o esforço necessário para a frenagem seja menor e aconteça de forma mais controlada (17). Um esquemático simplificado desse tipo de sistema está disposto na figura 3 para facilitar a compreensão.

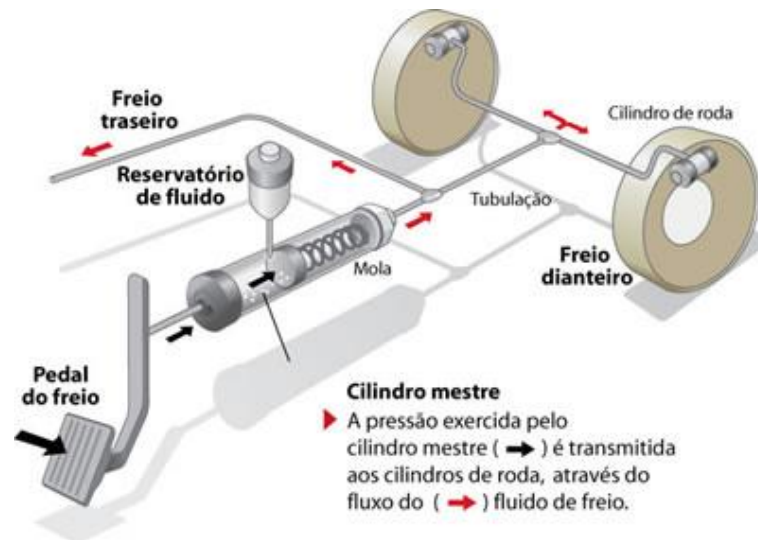


Figura 3 – Esquemático simplificado do sistema hidráulico de acionamento dos freios (25).

2.1.1 Freios a disco

Sistemas de freio a disco são muito eficientes e existem diversas geometrias voltadas para otimizar seu uso em várias aplicações diferentes (17). O funcionamento desse sistema consiste na inserção de força no sistema hidráulico ou pneumático para que o ar ou fluido empurrem o pistão alojado nas pinças de freio que irão pressionar as pastilhas contra as paredes do disco gerando o atrito necessário para controlar a velocidade (17).

Para o uso em bicicletas, existem dois tipos de acionamento dos freios a disco, nos quais a diferença consiste basicamente na forma de propagação da força de frenagem, sendo que a forma de acionamento pode ser hidráulica ou mecânica (14).

2.1.1.1 Tipos de disco de freio para bicicleta

O diâmetro de discos de freio para bicicletas normalmente variam entre 140 – 200 mm, sendo que o tamanho usado depende da força de frenagem desejada (14). Por se tratar de bicicletas, o peso é importante, fazendo com que os discos sejam bastante aliviados para diminuir peso e custos (14). Na figura 4, pode-se ver diversos tipos de discos de freio para bicicletas e suas variadas geometrias.

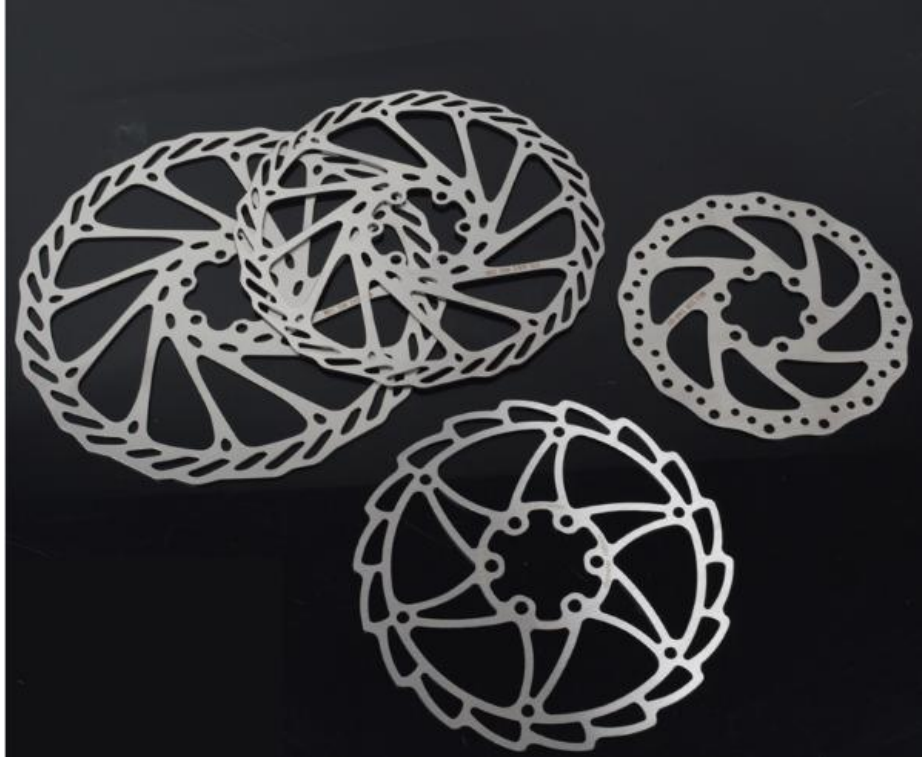


Figura 4 – Tipos de disco de freio para bicicletas (22).

2.1.1.2 Tipos de pinça de freio para bicicleta

Existem dois tipos de pinça de freio para bicicletas, uma para sistemas hidráulicos e outra para os mecânicos. A função de ambas é alojar e posicionar as pastilhas no local adequado para que, quando a força for exercida sobre elas, o contato ocorra de forma correta para otimizar a frenagem.

Em sistemas hidráulicos, o funcionamento é similar ao das pinças usadas em automóveis, só que em menor escala. Quando a manopla do freio é acionada, o fluido hidráulico se comprime e propaga a força até o pistão, localizado na pinça, que empurrará as pastilhas contra o disco, assim a frenagem ocorre devido ao atrito entre as duas superfícies. A figura 5 mostra um exemplo do tipo de pinça e manopla usadas nesse sistema.



Figura 5 – Sistema hidráulico de freio para bicicleta, contendo manopla, pinça e tubos (26).

Nos sistemas em que o acionamento ocorre de forma mecânica, existem cabos que conectam a manopla a uma haste que empurra as pastilhas através de um embolo contra o disco. Seu funcionamento é similar aos freios convencionais de bicicleta (V-brakes), a diferença está somente na forma como a frenagem ocorre, já que o rotor é um disco e não o aro da roda. A figura 6 exemplifica os componentes de um sistema de freio mecânico de bicicleta, com a ausência somente da manopla.

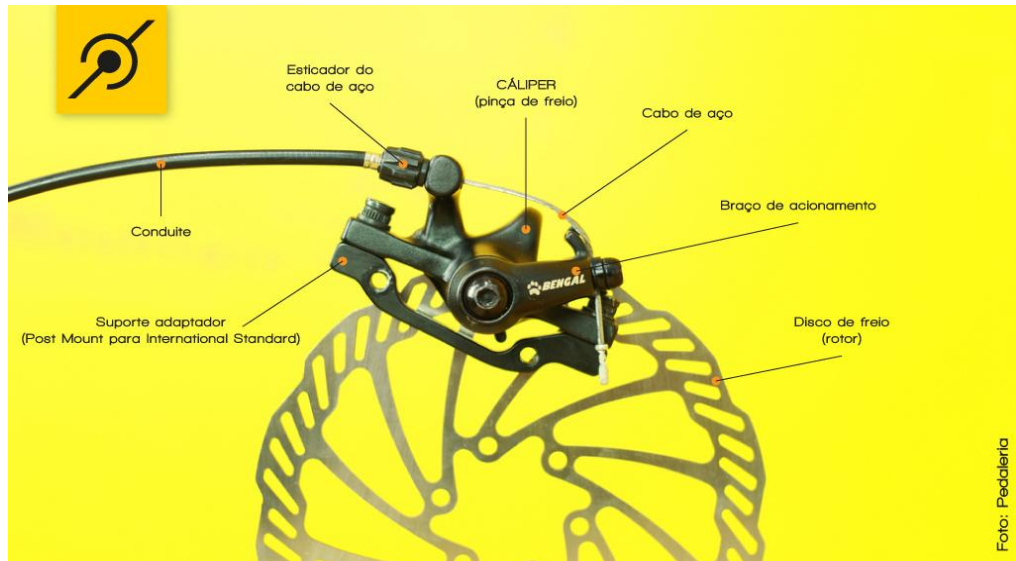


Figura 6 – Sistema mecânico de freio a disco de bicicletas (27).

2.1.1.3 Tipos de pastilha de freio para bicicleta

Os componentes responsáveis pela fricção no sistema de freios a disco são as pastilhas, para a aplicação em bicicletas, os dois tipos mais conhecidos e usados são pastilhas sinterizadas ou orgânicas. A figura 7 mostra os dois tipos de pastilhas aqui citadas.



Figura 7 – Pastilhas de freio para bicicletas. (15)

As pastilhas sinterizadas são compostas por pó metálico, que é submetido a altas pressões e temperaturas para chegar ao formato e resistência desejados.

Essas pastilhas possuem boa durabilidade e resistência a altas temperaturas, além de atuarem bem em meios com excesso de umidade (15).

Pastilhas orgânicas são feitas de resinas sintéticas e grafite ou aramida. Essas pastilhas possuem menor durabilidade em relação às sinterizadas, porém são menos agressivas aos rotores devido ao menor atrito gerado por elas (15).

2.2 SISTEMA PARA ENSAIO DE FRENAGEM

Para fins de pesquisa, desenvolvimento e controle de qualidade, existem máquinas que são capazes de simular de diversas formas o comportamento de um sistema de freio quando em uso. Esses sistemas possuem características distintas e por isso cada um deles tem melhor desempenho em situações específicas. Os sistemas mais conhecidos e utilizados são os dinamômetros de inércia, Fast (Friction Assessment and Screening Test), Chase e Krauss (33). Esses sistemas serão explicados de forma breve a seguir para melhor compreensão e em seguida eles serão comparados em relação às suas características principais.

2.2.1 Dinamômetro de inércia

Uma forma de simular a reação dos freios usados em um sistema em movimento é por meio de um dinamômetro de inércia, pois este simula a inércia que o sistema teria quando em movimento através da utilização de discos de inércia, os quais são dimensionados de acordo com o sistema a ser simulado para gerar a inércia desejada e então se aproximar ao máximo de uma situação real.

Um dinamômetro de inércia é formado por discos de inércia, um sistema de freio, um sistema de transmissão de rotação, um motor e sensores para a captação de dados. O motor tem como finalidade gerar rotação para o sistema trabalhar. Assim, o sistema de transmissão propaga essa rotação para os discos de inércia, que por sua vez irão manter o sistema girando mesmo após o desligamento do motor e garantirão que a inércia contida neles atenda ao valor desejado para o ensaio. O disco de freio fica acoplado ao eixo em que os discos de inércia estão presos e os sensores estarão dispostos no sistema, de acordo com a necessidade do estudo em andamento. A Figura 8 mostra um dinamômetro de inércia e seus componentes.

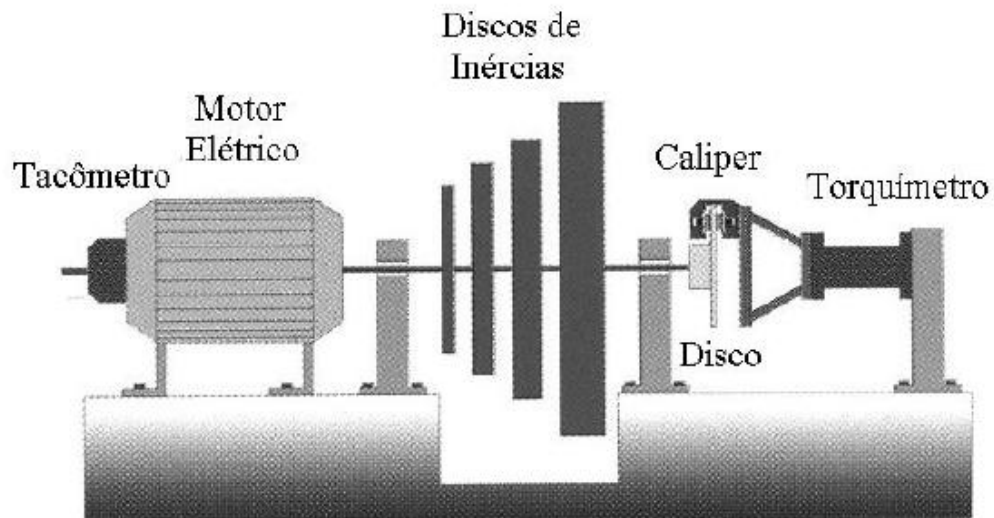


Figura 8 – Dinamômetro de inércia (4).

2.2.2 Chase

Para a obtenção de dados relativos ao comportamento de materiais de fricção em situações distintas, pode-se usar a máquina Chase. Essa máquina realiza a fricção entre um tambor de freio e um corpo de prova com área de 1 pol^2 , com o intuito de obter informações sobre o comportamento dos materiais em várias velocidades e/ou temperaturas, além de poder ser utilizada a entrada para conduzir testes com valores de força normal constantes ou variáveis (33). Um motor faz com que o tambor gire e enquanto isso uma carga presa ao corpo de prova o puxa contra a superfície do tambor fazendo com que haja atrito entre as superfícies. Esse tipo de máquina tem boa aplicação para a avaliação das características de materiais, ensaios de aprovação e desenvolvimento de novos produtos devido aos possíveis dados que serão obtidos (33). As figuras a seguir mostram um esquemático da montagem de uma máquina Chase (fig.9) e uma foto de uma máquina real (fig. 10).

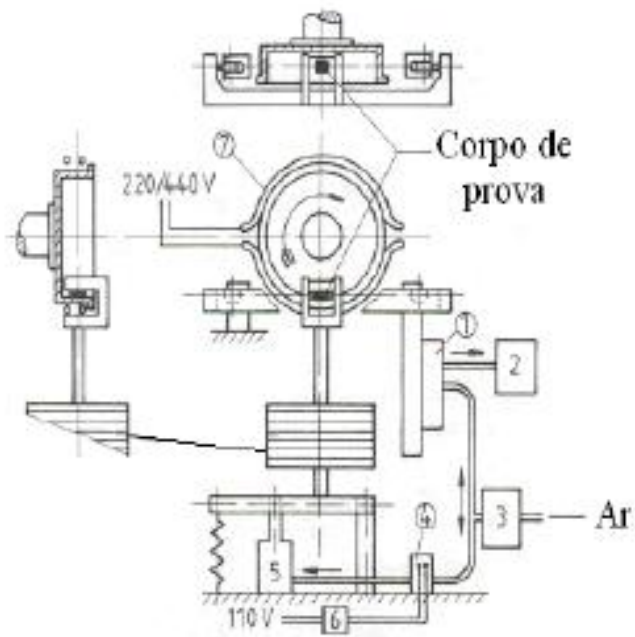


Figura 9 – Esquemático de uma máquina Chase (33).



Figura 10 – Modelo comercial de uma máquina Chase (33).

2.2.3 FAST (Friction Assessment and Screening Test)

A máquina FAST usa um corpo de prova de aproximadamente 161.3 mm^2 , que será pressionado contra um disco rotativo para analisar o comportamento do material de fricção quando submetido a diferentes forças (33). Essa máquina tem como objetivo a simulação de uma frenagem real, em que a força de fricção é constante, ou seja, a carga sobre o corpo de prova deve variar, mas também pode

ser usada em condições em que a carga exercida sobre o corpo de prova é constante. Esse sistema utiliza um motor que faz o disco girar para que em seguida o corpo de prova possa ser pressionado contra a superfície do disco através de um braço com uma extremidade fixa e outra ligada a uma haste de tensão, que irá controlar a intensidade da pressão entre as superfícies (33). A figura 11 ilustra um esquemático de uma máquina FAST e facilita o entendimento do seu funcionamento. Na figura 12, está ilustrada uma máquina FAST encontrada no mercado.

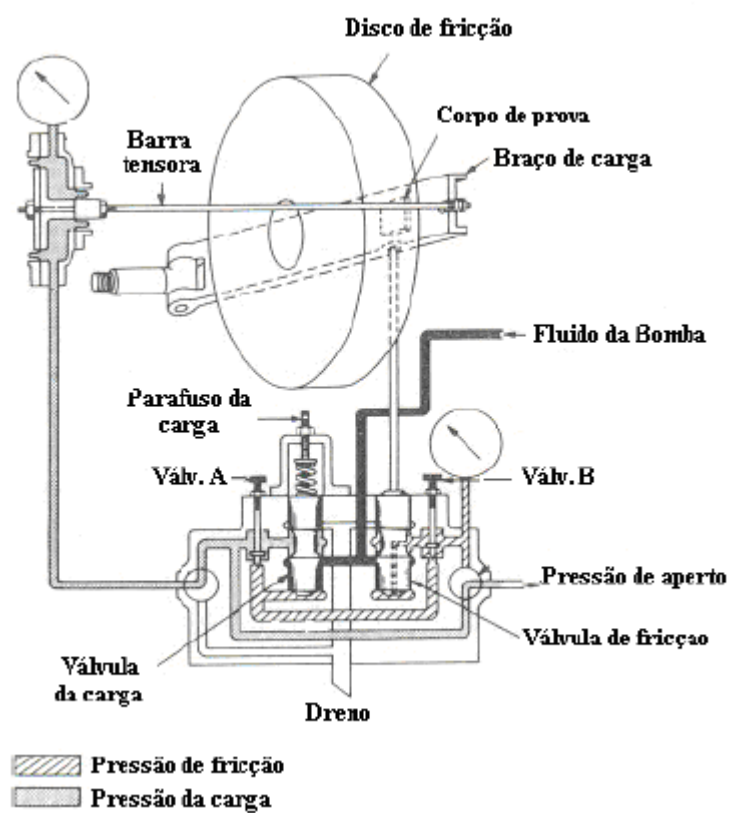


Figura 11 – Esquemático máquina FAST (33).



Figura 12 – Exemplo comercial de uma máquina FAST (33).

2.2.4 Krauss

As máquinas do tipo Krauss são bastante similares aos dinamômetros de inércia quanto à sua montagem, exceto pela inexistência de discos de inércia. Nelas podem ser feitos ensaios em discos de freios ou tambores de freios, isso torna a máquina mais versátil e seus testes abrangem maior quantidade de situações reais (33). Essas máquinas possuem um sistema de ar comprimido utilizado para simular a convecção que ocorre nos freios dos veículos quando em movimento. Os ensaios nessas máquinas podem ter a força de atrito entre as pastilhas e os discos de freio ou sapatas e tambores de freio constantes ou variáveis (33), como nos outros ensaios supra citados. Nelas existe um motor que gera a rotação que será transmitida ao rotor (disco ou tambor de freio), um sistema de freio a disco ou a tambor, um insuflador de ar e os sensores necessários para a captação dos dados. A figura 13 mostra um esquemático desse sistema para melhor compreensão de sua forma.

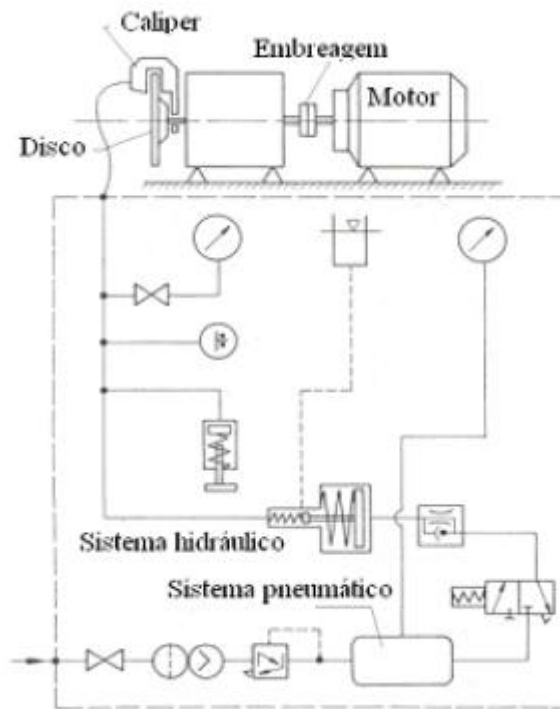


Figura 13 – Sistema Krauss (33).

Sabendo as características de cada um dos sistemas, a forma como eles operam e os tipos de dados que se pode obter através dos ensaios feitos em cada um deles, foi feita, por Zimmer e Teves, 1982, uma análise dessas características para a montagem de uma tabela para fins de comparação. A tabela 1 é uma reprodução adaptada por Nies, 2008, da tabela feita por esses autores.

Tabela 1 – Características das máquinas de ensaios por fricção de sistemas de freio (Nies, 2008).

		CARACTERÍSTICAS				
		Material de atrito	Disco	Tempo dos testes (incluindo preparação)	Vantagens	Desvantagens
TIPO DE MÁQUINA	Dinamômetro	Original	Original	10 h	Resultados significativos	Alto custo; Tempo longo dos testes;
	Chase	Parcial (25,4 x 25,4mm)	Fabricado	7,5 h	Baixo custo	Resultados não correlacionáveis aos veículos;
	FAST	Parcial (12,7 x 12,7mm)	Fabricado	7,5 h	Baixo custo	
	Krauss	Original	Original	3 h	Baixo custo	-

2.3 CONSIDERAÇÕES FÍSICAS

Alguns conceitos físicos são necessários para descrever e entender o funcionamento do dispositivo que será projetado neste trabalho. Neste tópico esses conceitos serão discutidos e equacionados para posteriormente servirem como base no dimensionamento dos componentes da bancada de análise de sistemas de freio.

2.3.1 Energia cinética

De acordo com as leis da física, um corpo em movimento possui energia cinética proporcional ao seu peso e velocidade. A Equação 1 mostra essa relação.

$$E_c = \frac{m.V^2}{2} \quad (1)$$

Onde:

E_c – Energia cinética [J]

m – Massa [Kg]

V – Velocidade [m/s]

Com isso pode-se notar que a energia cinética sempre será positiva, pois a massa de um corpo sempre possui valor positivo e a velocidade associada a ele estará elevada ao quadrado na equação, logo o valor da velocidade sempre será positivo. Então se comparados um carro e uma moto com a mesma velocidade, pode-se dizer que a energia cinética do carro será maior que a da moto, uma vez que a sua massa é maior. Além disso, podemos também salientar que não há energia cinética em um corpo em repouso, uma vez que a velocidade nula iria zerar a equação e com isso a energia cinética seria zero.

2.3.2 Inércia de rotação

Quando um corpo está girando em torno de um eixo ele possui inércia de rotação, entretanto é necessário levar em consideração a forma do corpo que está girando, uma vez que a energia cinética de rotação está relacionada ao momento de inércia e à velocidade angular desse corpo, a equação 2 mostra essa relação.

$$K_r = \frac{I \cdot \omega^2}{2} \quad (2)$$

Onde:

K_r – Inércia de rotação [J]

I – Momento de inércia [Kg.m²]

ω – Velocidade angular [rad/s]

No caso da energia cinética de rotação, a velocidade usada para o seu cálculo é a angular e a massa é substituída pelo momento de inércia, que será explicado posteriormente. Assim, o corpo necessita estar em um regime de movimento circular para possuir esse tipo de energia.

2.3.3 Momento de inércia

O momento de inércia de um corpo é definido pela dificuldade em vencer a inércia do corpo para a realização de um movimento circular em torno de um eixo fixo, ou seja, a dificuldade de impor uma velocidade angular a ele. Para obter o momento de inércia de um elemento, é necessário efetuar o somatório do momento de inércia de cada partícula que o compõe, para assim obter o momento de inércia total do elemento. A equação 3 mostra a disposição dos dados nesse somatório.

$$I = \sum m_i r_p^2 \quad (3)$$

Onde:

I – Momento de inércia [Kg.m²]

m_i – Massa da partícula [Kg]

r_p – Distância entre a partícula e o eixo de rotação [m]

No caso de um elemento rígido e contínuo, existem muitas partículas, por isso o somatório deve ser convertido em uma integral para facilitar os cálculos, essa integral é mostrada na equação 4 a seguir.

$$I = \int r^2 dm \quad (4)$$

Onde:

r – Distância entre o centro de massa do elemento e o eixo de rotação [m]

dm – Elemento de massa

I – Momento de inércia [Kg.m²]

2.3.4 Disco de inércia

De acordo com os conceitos citados acima, podemos mostrar de forma mais simples o conceito de um disco de inércia. Quando um disco está girando em torno de um eixo fixo, ele pode ser considerado um disco de inércia. Esses discos de inércia podem ser usados para simular a energia cinética de um corpo em movimento através da sua energia cinética de rotação. Esse conceito será utilizado posteriormente no dimensionamento de componentes deste trabalho. A Equação 5 mostra como se calcula o momento de inércia de um disco. Esse dado será utilizado para o cálculo da energia cinética de rotação do disco quando substituído na Eq. 2.

$$I = \frac{m.r^2}{2} \quad (5)$$

Onde:

I – Momento de inércia [Kg.m²]

r – Raio do disco [m]

m – Massa do disco [Kg]

2.3.5 Frenagem (dissipação de energia cinética em forma de calor)

A frenagem de um corpo em movimento se dá através do atrito, em que duas superfícies entram em contato e o atrito entre elas faz com que a velocidade do movimento diminua. A força de atrito proveniente desse contato se dá conforme a Equação 6.

$$f_a = \mu N \quad (6)$$

Onde:

F_a – Força de atrito [N]

μ – Coeficiente de atrito

N – Força normal [N]

Quando a velocidade de um corpo diminui, a sua energia cinética também o faz, a Equação 1 mostra isso de forma clara. Porém é sabido que essa energia não some, na verdade ela é transformada. No caso da frenagem, a energia cinética é convertida em energia térmica, por isso sistemas de freio esquentam.

Em casos em que a frenagem é feita sobre um sistema girante, há uma força proveniente do produto entre a f_a e o braço de alavanca formado entre ela e o centro de rotação, conhecido como torque resistivo. A figura 14 mostra um esquemático para facilitar a compreensão desse fenômeno.



Figura 14 – Força de atrito e braço de alavanca em um disco de freio de bicicleta (Autor).

3 CONSTRUÇÃO DA BANCADA DE ENSAIOS

Este capítulo irá abordar o dimensionamento de cada elemento necessário para que a bancada de análise de sistemas de freio possa ser construída. Para que

o raciocínio do projeto possa ser assimilado pelo leitor, a ordem de disposição desses elementos segue a ordem em que foram dimensionados.

Inicialmente foi idealizado o que seria feito, em seguida três parâmetros foram dimensionados: o sistema de freio, o torque resistivo que esse teria e as dimensões do disco de inércia. O sistema pneumático foi dimensionado de acordo com o sistema de freios. Através dos parâmetros do torque resistivo e do disco de inércia, o motor e o inversor de frequência que seriam utilizados puderam ser dimensionados. Assim foi idealizado o sistema de transmissão e escolhido um sistema que utiliza polias e correias. Com o sistema de transmissão e o disco de inércia dimensionados, o eixo que suporta esses elementos também foi dimensionado. Depois disso, foi escolhido um mancal para acoplar tal eixo. Tendo sido determinados os valores de massa de cada componente, pode, então, ser dimensionada a base da bancada em que tudo foi montado, como se pode observar no diagrama de blocos da figura 15.

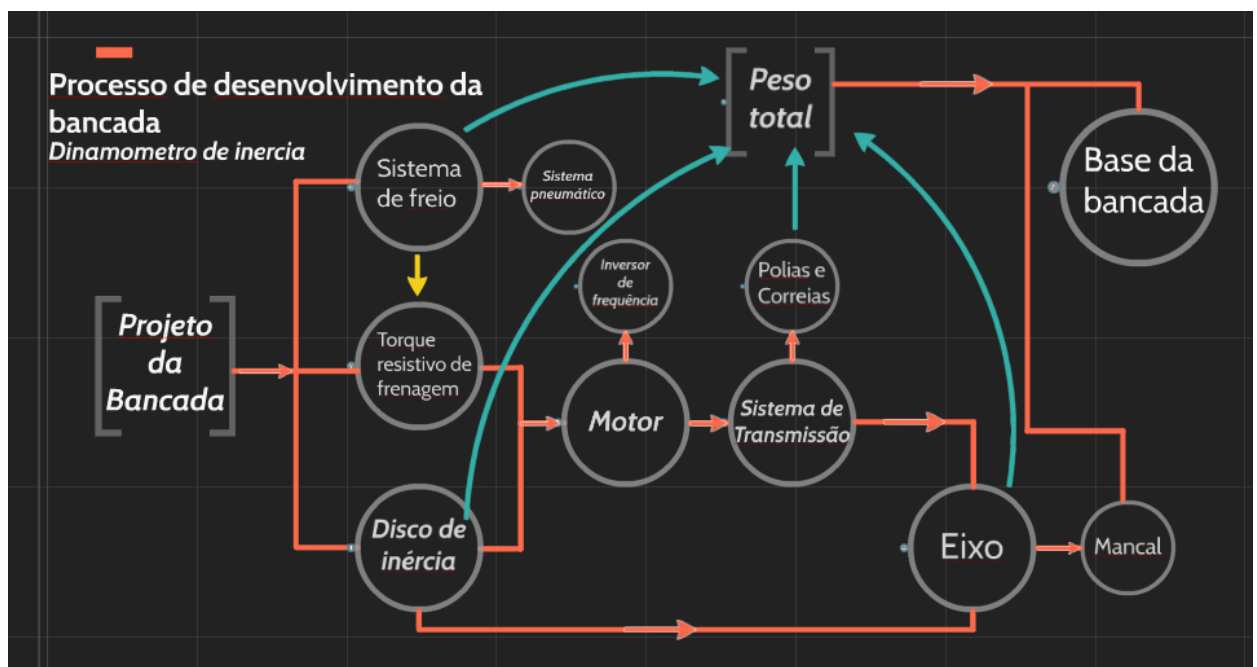


Figura 15 – Diagrama de blocos do processo de desenvolvimento da bancada (Autor).

3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA A SER PROJETADA

Este trabalho consiste no dimensionamento e fabricação de uma bancada que será utilizada para ensaios em discos de freio de bicicleta. Das opções de bancadas

conhecidas a mais atraente é o Dinamômetro de inércia, o qual foi explicado de forma breve anteriormente. Aqui ele será explicado de forma mais completa a fim de viabilizar o entendimento de seu funcionamento e de suas formas de utilização.

Um corpo em movimento possui energia cinética proporcional ao seu peso e velocidade, de acordo com o tópico 1.3.1. Com isso, através da utilização de um sistema que simule essa energia de alguma forma, pode-se então simular a frenagem desse corpo e assim estudar o comportamento do sistema de freio quando submetido a tais circunstâncias.

Um dinamômetro de inércia possui discos de inércia que serão responsáveis por simular a energia cinética de um determinado corpo em movimento. Esses discos quando estão girando possuem inércia de rotação, descrita no tópico 2.3.2, a qual deverá atingir um valor que simule de forma satisfatória o movimento de um dado corpo em movimento. Para isso, é necessária uma fonte de rotação (motor) para levar os discos até a velocidade na qual o ensaio irá ocorrer. Uma vez atingida a velocidade requerida, o motor é desligado e o sistema de freio acionado. A força de frenagem irá cessar ou diminuir a velocidade do sistema inercial de acordo com a situação a ser simulada.

A partir daí, a análise a ser feita depende da aplicação e do estudo em andamento. Aqui será considerada apenas a construção da bancada para futuras análises em que a massa total é de 120Kg, porque, assim, tem-se um ciclista com sobrepeso e uma bicicleta considerada pesada. Dessa forma, será uma situação crítica em relação a esse parâmetro. A velocidade máxima atingida é de 65Km/h, pois, quando se trata de *mountain bikes*, essa é considerada elevada e pouco provável de ser ultrapassada em casos normais.

3.2 TORQUE RESISTIVO

Para a determinação do torque resistivo que o sistema de freio irá gerar quando acionado em força total, é necessário definir alguns parâmetros, os quais foram obtidos em artigos e *sites* especializados em bicicletas para melhor aproximação dos resultados (1, 2, 14 e 15).

O tamanho do disco de freio que será usado é de 160mm de diâmetro, pois é o tamanho mais comum no mercado. Isso leva a um raio efetivo de

aproximadamente 80mm. Já a área de contato das pastilhas de freio é de aproximadamente 420mm² (2). A pressão necessária para levar o sistema ao travamento da roda é de aproximadamente 7 Mpa (1).

Sabendo que para encontrar a força de atrito entre dois sistemas precisa-se da força normal e do coeficiente de atrito, vide Equação 6, pode-se então encontrá-la usando os dados citados acima. A equação 7 mostra como encontrar o valor da força normal aplicada sobre as pastilhas de freio, uma vez que já é sabida a pressão exercida e a área da pastilha.

$$F_n = P \cdot A \quad (7)$$

Onde:

F_n – Força normal [N]

P – Pressão [Pa]

A – Área [m²]

O valor da força normal encontrado para os valores citados anteriormente é de 1034,25 N. Considerando o coeficiente de atrito igual a 0,5 (2) e substituindo os valores na Equação 6, obtemos o valor da força de atrito, que será de 517 N. A Equação 8 mostra como encontrar o torque resistivo através da força de atrito e do raio efetivo do disco de freio.

$$T_r = f_a \cdot r_e \quad (8)$$

Onde:

T_r – Torque resistivo [N.m]

f_a – Força de atrito [N]

r_e – Raio efetivo do disco de freio [m]

Finalmente o valor do torque resistivo que será gerado em uma frenagem brusca com a parada total da roda encontrado é de aproximadamente 42 N.m.

3.3 DISCOS DE INÉRCIA

Como citado anteriormente a bancada deve simular um sistema bicicleta/conductor de 120Kg a uma velocidade máxima de 65Km/h. Daí podemos iniciar o dimensionamento do disco de inércia responsável pela simulação desse sistema.

A energia cinética desse sistema pode ser encontrada através da Equação 1, já que se possui a massa do sistema e sua velocidade. O valor encontrado após os cálculos é de aproximadamente 20 KJ, porém será considerada a energia dissipada pelo disco de freio traseiro, que dissipa 30% da energia total (38). Logo o valor a ser considerado é de 6 KJ.

Tendo em vista o fato de que o custo de fabricação de um disco de inércia é muito elevado, será utilizado um disco já disponível na universidade. Esse disco possui 275mm de raio externo, 55mm de raio interno, 75mm de espessura e 125Kg. Com esses dados pode-se então determinar a velocidade na qual o disco deve girar para atingir a energia cinética de rotação desejada.

Substituindo I (momento de inércia do disco) e E_c (energia cinética do sistema) na Equação 2, chega-se à Equação 9, que será usada para a determinação da velocidade em que o disco deve estar para simular uma dada situação de acordo com os dados inseridos.

$$\omega = \sqrt{\frac{2.E_c}{I}} \quad (9)$$

A velocidade de rotação que o disco de inércia deverá atingir para simular o sistema previamente descrito é de aproximadamente 50 rad/s, que é equivalente a cerca de 470 RPM. A conversão de rad/s para RPM está disposta na equação 10.

$$\omega \cdot \frac{60}{2.\pi} = V \quad (10)$$

Onde:

ω – Velocidade angular em rad/s

V – Velocidade de rotação em RPM

Para a fixação do disco de inércia no eixo de transmissão, será utilizada uma bucha de fixação. O modelo escolhido é uma DSL com medidas de 45x68 mm, fabricada pela Imetex Engenharia e Produção, pois essa atende as necessidades de transmissão de torque, podendo transmitir até 720N.m, sendo que o torque resistivo máximo não ultrapassa 42N.m. A figura 16 apresenta uma imagem ilustrativa desse elemento.



Figura 16 – Bucha de fixação (32).

3.4 MOTOR

Para que todo o sistema funcione, é necessária uma fonte de movimento, no caso um motor. Para a aplicação aqui abordada, a melhor escolha é um motor compacto e versátil como um motor elétrico. Levando em consideração a rotação desejada, a carga a ser movimentada e o torque resistivo máximo que será aplicado, pode-se escolher entre os produtos disponíveis no mercado um motor que se adéque as esses fatores.

Sabendo que a rotação necessária no eixo de transmissão de rotação é de aproximadamente 900 RPM e que o torque resistivo que será gerado pelo sistema de freio é de 42 N.m, pode-se então escolher um motor que se adéque a essas necessidades através da equação 11, que está disposta a seguir.

$$P_{ot} = \omega \cdot T_r \quad (11)$$

Onde:

P_{ot} – Potência do motor [cv]

W – Velocidade angular [rad/s]

T_r – Torque resistivo [N.m]

Com isso, sabe-se que a potência mínima necessária para que o sistema funcione corretamente é de aproximadamente 2,3cv. No mercado, os motores que possuem essa potência normalmente têm velocidade de rotação de 1750 RPM. Para saber se o motor suporta a carga inercial gerada pelo disco de inércia e demais componentes do dinamômetro e se é capaz de movimentá-lo sem sofrer danos, é necessário realizar o cálculo do tempo de partida. No sistema aqui desenvolvido, o valor encontrado é de 2,5s, de acordo com a equação 12. As fórmulas necessárias para efetuar tal cálculo estão disponíveis no catálogo do fabricante (34), e as informações específicas de cada motor, que são necessárias para esses cálculos, estão em outro catálogo (35), como o valor da constante C_a e o valor máximo que t_a pode ter, que no caso do motor escolhido é de 6s.

$$t_a = \frac{2.\pi.rps.J_t}{C_a} \quad \text{Equação 12}$$

Onde:

T_a – Tempo de arranque [s]

Rps – Rotações por segundo do motor

J_t – Momento de inércia total [Kg.m²]

C_a – Conjugado médio de aceleração

O motor escolhido é um motor WEG monofásico, 4 polos, de baixa rotação, 3 cv e velocidade de operação de 1.750 RPM.

3.5 SISTEMA DE TRANSMISSÃO

Para que o movimento chegue do motor ao disco de freio, é necessário um sistema que transmita a rotação gerada no motor. No caso em questão existirá também um disco de inércia para ser movimentado, o qual estará entre o disco de freio e o motor, então esse fator também deve ser levado em consideração para o dimensionamento do sistema de transmissão, que deve ser feito de forma cautelosa,

para que não ocorram problemas futuros. Como esse sistema possui diversos componentes, é importante que os esforços que o sistema irá gerar não excedam a capacidade de carga de cada um deles individualmente, pois uma falha pontual pode levar a uma falha total.

3.5.1 Eixo

O elemento principal de transmissão usado será um eixo, no qual estarão acoplados o disco de freio, o disco de inércia e a fonte de rotação. Isso mostra que esse eixo estará submetido à torção, flexão e cisalhamento, logo deve se ter uma maior atenção em seu dimensionamento.

O eixo que será usado terá diâmetro de 45mm para que o encaixe do disco de inércia possa ser feito de forma simples através da bucha de fixação citada anteriormente. Seu comprimento foi definido em 750mm, pois, assim, o disco de inércia, mancais, polia e disco de freio podem ser instalados sem ficarem muito próximos, o que poderia levar a acidentes ou mal funcionamento. O eixo será feito de aço carbono SAE 1020, devido à sua boa resistência mecânica e à facilidade de compra de eixos deste material. Suas propriedades estão dispostas na tabela 2 a seguir.

Tabela 2 – Propriedades Aço SAE 1020 (11).

Modulo de Elasticidade, E (GPa)	Limite de Escoamento, σ_e (Mpa)
205	390

Por meio do *software* de simulação *Ansys*, foi feita a análise estática e de fadiga do eixo para saber se ele suportaria os carregamentos, provenientes do peso do disco de inércia e torque de frenagem e partida, a ele inseridos. A figura 17 mostra a deformação que o eixo sofrerá, e, de acordo com os dados obtidos na simulação estática, pode-se dizer que o eixo suportará os carregamentos sem falhar. Já a análise de fadiga também mostra que o eixo suportará aos esforços sem falhar de forma precoce devido à vida em fadiga, além de possuir um coeficiente de segurança mínimo de 8,95. Na figura 18, podemos ver em vermelho a quantidade de ciclos previstos para a vida do sistema, vida infinita, e em azul os coeficientes de

segurança máximo, 15, e mínimo, 8.95, do eixo, assim, pode-se seguir com o eixo sem necessidade de mudanças.

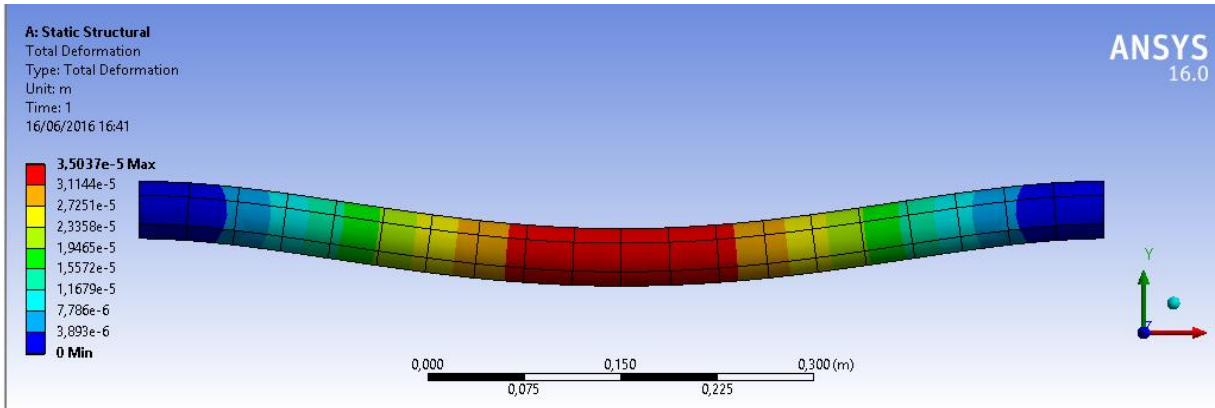


Figura 17 – Deformações amplificadas provenientes do carregamento no eixo de transmissão, análise estática (Autor).

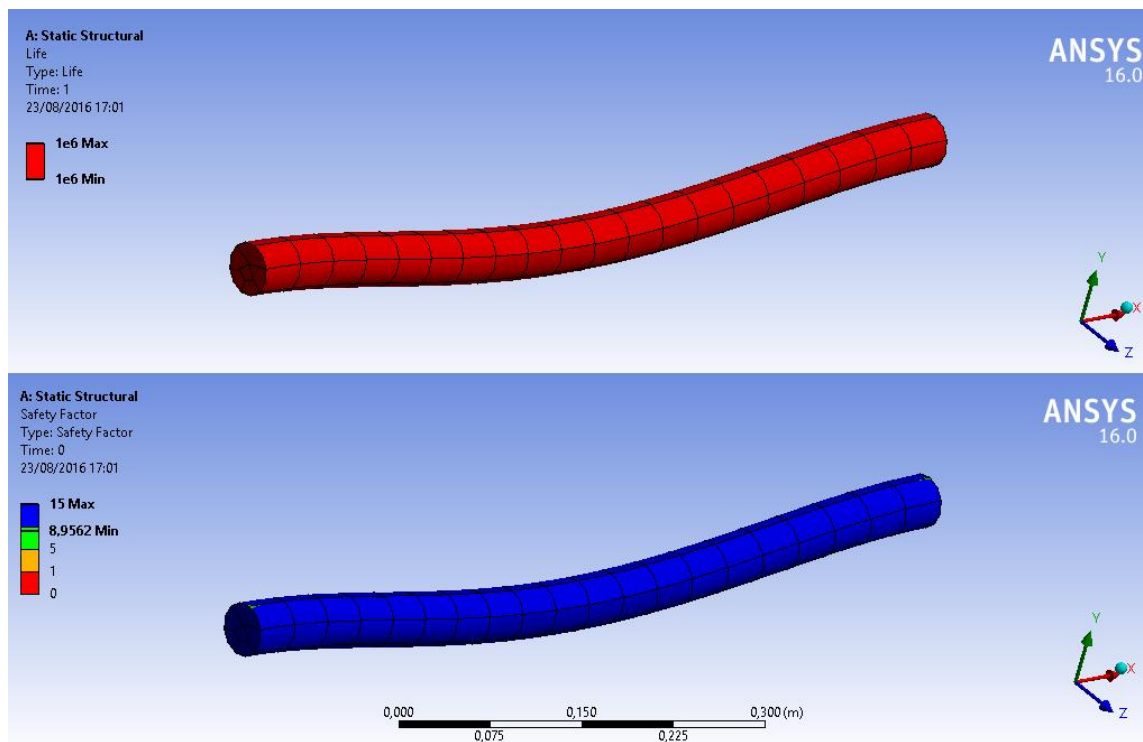


Figura 18 – Análise de fadiga proveniente dos carregamentos no eixo de transmissão (Autor).

3.5.2 Polias

Para transmitir a rotação do eixo do motor ao eixo no qual o disco de freio estará acoplado, serão usadas polias, que têm como função variar a rotação que é

transmitida, já que o motor irá girar a 1750 RPM e é preciso que o eixo gire a 900 RPM.

Para efetuar tal redução, são usadas relações diferentes entre os diâmetros das polias. Com uma polia de menor diâmetro acoplada ao motor e outra de maior diâmetro acoplada ao eixo em que o disco de freio está acoplado, tem-se uma diminuição na velocidade que chega até o segundo eixo. Na figura 19 é mostrada de forma mais clara essa propriedade.

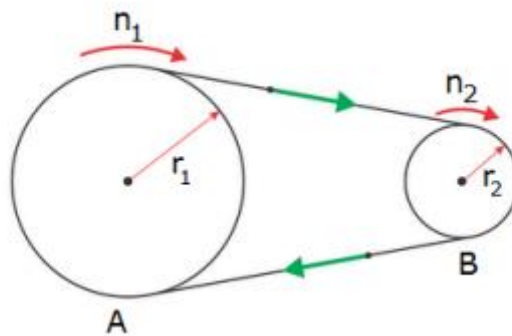


Figura 19 – Relação de polias. (9)

Sabendo a velocidade do motor, a velocidade desejada no eixo de transmissão e definindo o diâmetro da polia acoplada ao motor, a formulação mostrada na equação 13 pode ser aplicada e daí pode-se definir o diâmetro da polia a ser acoplada ao eixo.

$$\Phi_1 \cdot n_1 = \Phi_2 \cdot n_2 \quad \text{Equação (13)}$$

Onde:

Φ_1 – Diâmetro da polia maior [m]

Φ_2 – Diâmetro da polia menor [m]

N_1 – Velocidade em RPM da polia maior

N_2 – Velocidade em RPM da polia menor

Essas polias terão canais em V, pois esse tipo de canal possui muito pouco deslizamento, permite boa proximidade entre os eixos, a partida é feita sob menor tensão previa em relação as polias planas, diminui a carga sobre os mancais e elimina ruídos e choques (8). Para definir o tamanho da polia motora, deve-se saber

o tipo de correia a ser utilizada. Aqui será em V e do tipo A, de acordo com o tópico 3.6.3. Sabe-se que o diâmetro para polias motoras que usam correias do tipo A deve estar entre 76 e 127 mm (36). Analisando as polias disponíveis no mercado, tem-se que o valor ideal para o diâmetro dessa é de 100mm, valor dentro da margem ideal. Com isso aplica-se a formulação disposta na equação 13 e tem-se que o diâmetro da polia movida é de 195mm.

3.5.3 Correias

Para que a transmissão de rotação entre as polias dimensionadas anteriormente funcione de forma eficaz, deve-se ter alguma forma de conexão entre elas (8). Essa conexão será feita através de correias, uma vez que essa é uma forma muito conhecida e de fácil acesso no mercado.

O tipo de correia utilizada será em V, devido a boa transmissão de potência, baixo índice de escorregamento e praticidade de instalação e manutenção (não perde alinhamento) (36). Essas correias são divididas em várias categorias, de acordo com os requisitos, a menor e mais barata é a do tipo A e tem características que atendem as necessidades de transmissão de potência. Verificando o gráfico da figura 20, pode-se confirmar que a correia do tipo A atende as necessidades.

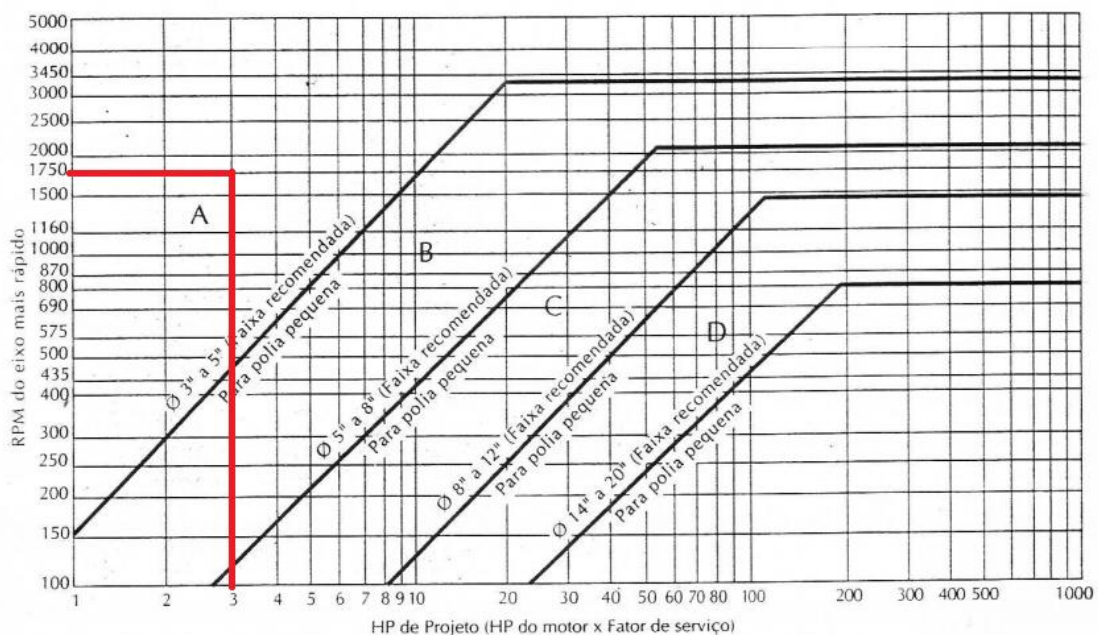


Figura 20 – Gráfico de relação potência x rotação para escolha do tipo de correia (36).

Sabe se que a distância entre os centros das polias deve seguir a equação 14 se a relação de transmissão for menor que três e deve ser igual ao diâmetro da polia maior em casos onde essa relação é maior ou igual a três (36). Então para esse projeto essa distância deve ser de 250 mm. Com esses valores, usa se a Equação 15 para determinar o comprimento da correia, que será de 975 mm.

$$C = \frac{D+d}{2} + d \quad \text{Equação 14}$$

$$L = 2.C + \left[\frac{\pi}{2} \cdot (D + d) \right] + \left[\frac{(D-d)^2}{4.C} \right] \quad \text{Equação 15}$$

Onde:

C – Distância entre eixos [m]

D – Diâmetro da polia maior [m]

d – Diâmetro da polia menor [m]

L – Comprimento da correia [m]

De acordo com dados tabelados, a potência máxima que cada correia pode suportar no caso aqui em estudo é de 2,91cv. Cada tipo de aplicação necessita da adição de fatores de serviço à potência do sistema. No caso em estudo, a potência é proveniente do motor de 3cv e, após acrescentar os fatores de serviço, que são derivados do uso moderado (1,2), ambiente úmido (0,1) e empoeirado (0,1) através da equação 16, o valor considerado é de 4,2cv, uma vez que o valor total do fator de serviço adicionado é de 1,4 (36). Logo será necessária a adição de uma correia ao sistema de transmissão, fazendo com que a polia tenha 2 canais.

$$P_p = P_{mot} \cdot F_s \quad \text{Equação 16}$$

Onde:

P_p – Potência projetada [cv]

P_{mot} – Potência do motor [cv]

F_s – Fator de serviço

3.6 MANCAIS

Quando eixos girantes possuem o comprimento grande a ponto da flexão sofrida por eles atrapalhar seu funcionamento correto, é necessário o uso de mancais. Esses elementos têm como finalidade principal a fixação de eixos girantes permitindo que eles girem livremente e se mantenham fixos na posição em que devem ficar, ou seja, têm função de fixação dos elementos girantes sem o impedimento da rotação (8). Existem situações em que os mancais também ajudam a atenuar vibrações provenientes do funcionamento do sistema como um todo.

Mancais podem ser dimensionados para resistir a cargas simples ou compostas, dependendo do tipo de aplicação na qual será empregado (8). Na bancada feita neste trabalho, os mancais utilizados deverão suportar as cargas radiais de 1,4kN, provenientes do peso dos componentes fixados ao eixo nele instalado e do peso do próprio eixo. Outro ponto importante é a escolha de um mancal com rolamentos que se encaixem corretamente ao eixo, por isso o mancal utilizado será o snc509, pois ele atende às necessidades quanto à resistência aos esforços gerados durante o funcionamento do sistema, por ter as dimensões que atendem aos requisitos físicos do eixo que será suportado por ele e por ser bipartido, o que facilita muito a instalação do eixo. O rolamento a ser instalado também deve suportar esses esforços e, por isso, deve ser composto por rolos cilíndricos (11). A figura 21 mostra um mancal similar ao que será utilizado.

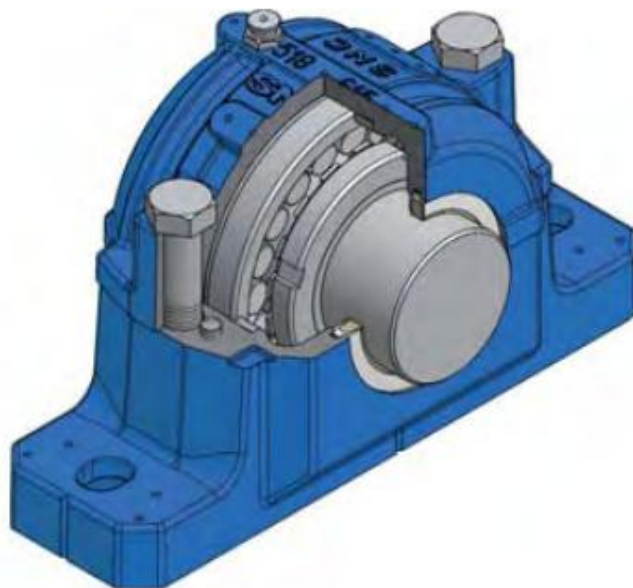


Figura 21 – Mancal e demais componentes, snc 509 laca (28).

3.7 BASE DA BANCADA

Para suportar todos os elementos do sistema e prendê-los ao chão, deve se dimensionar uma base que suporte o peso desses elementos, mantendo-os estáveis e, além disso, não permitindo que ocorra variação no posicionamento dos elementos para evitar problemas.

Para a construção da base da bancada, será utilizado algum tipo de viga que tenha resistência mecânica suficiente, seja de fácil acesso no mercado, tenha baixo custo e facilite o processo de solda. Existem diversos tipos de perfil de vigas. A figura 22 mostra alguns exemplos.



Figura 22 – Tipos de perfil de vigas disponíveis no mercado (37).

Analisando os tipos de perfil disponíveis, viu-se que os perfis quadrados e vazados atendem a todos os requisitos citados anteriormente. Dessa forma, foram feitas as análises estática e de fadiga no *software Ansys*, para saber se a base resistiria aos esforços a que estará submetida. Essas vigas de perfil quadrado vazado serão de 100 x 100mm e terão espessura de parede de 6mm. A disposição dessa base pode ser vista na figura 23 para melhor compreensão do leitor.

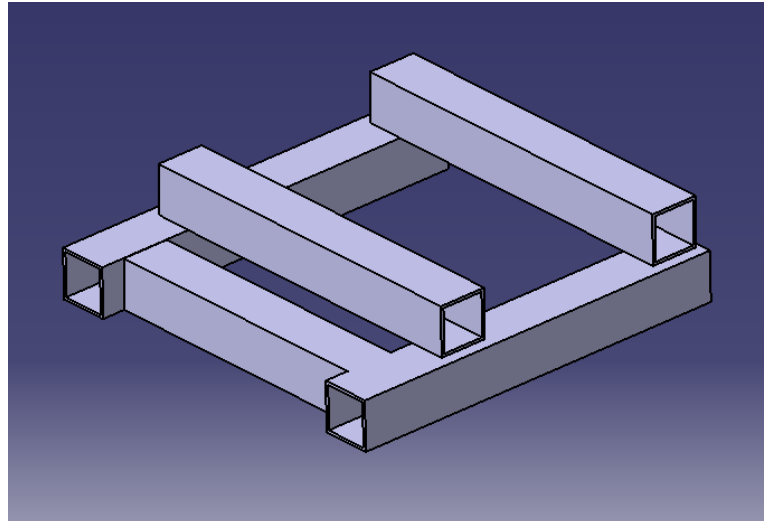


Figura 23 – Base da bancada feita no *software* Catia V5R19 (Autor).

Na figura 24, pode-se ver o resultado da análise estática feita referente à deformação na base, sendo que a deformação máxima é de aproximadamente $4,4\mu\text{m}$, isso mostra que a bancada irá resistir às solicitações nela inseridas. A análise de fadiga mostrou que a base suportará os esforços de forma satisfatória sem falhar por fadiga, tendo um coeficiente de segurança mínimo de 13,8. Na figura 25, pode-se ver em vermelho a quantidade de ciclos previstos para a vida do sistema e em azul os coeficientes de segurança máximos e mínimos da base, e, por isso, não há necessidade de mudanças no perfil escolhido ou de adaptações na disposição das vigas.

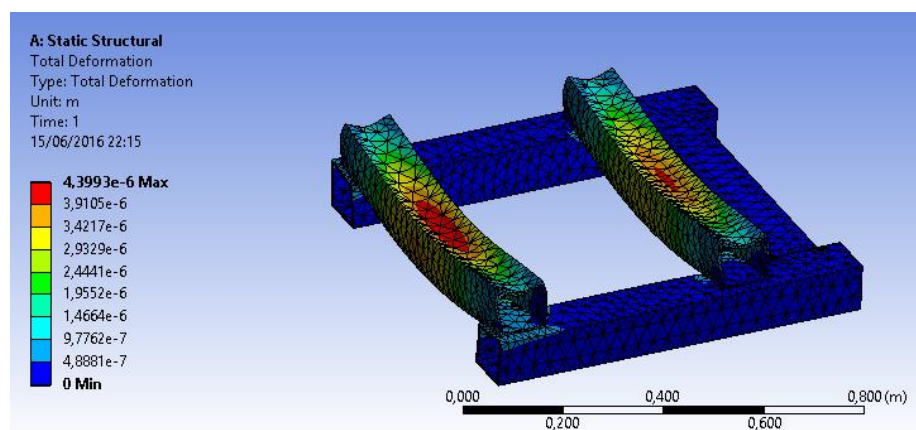


Figura 24 – Deformações amplificadas provenientes dos carregamentos na base da bancada, análise estática (Autor).

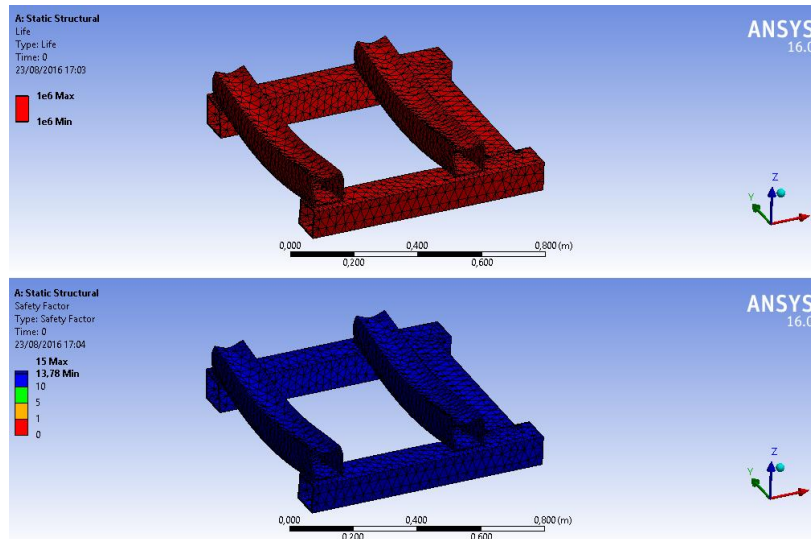


Figura 25 – Análise de fadiga proveniente dos carregamentos na base da bancada (Autor).

3.8 SISTEMA DE FREIO

Para fins acadêmicos a bancada aqui projetada será capaz de realizar ensaios em sistemas de freio a disco de bicicletas. Os discos que serão usados nas análises serão de 160mm de diâmetro e a velocidade máxima a ser considerada é de uma bicicleta a 65km/h com peso máximo bicicleta/conductor de 120Kg.

3.8.1 Discos

O modelo de disco de freio a ser usado na bancada será de 160mm de diâmetro, pois é o de menor custo e o mais fácil de ser encontrado no mercado. Esses discos são feitos em sua maioria de aço inoxidável, são cortados a laser para atingir o formato desejado e possuem geometrias diversas. Na figura 26 é mostrada uma imagem de um disco sendo cortado.



Figura 26 – Máquina de corte a laser cortando um disco de freio para bicicleta (21).

3.8.2 Pastilhas

Pastilhas de freio para sistemas de freio a disco de bicicletas são divididas em dois tipos principais, orgânicas e sinterizadas. Cada tipo tem sua melhor aplicação em uma determinada situação e fica a critério do ciclista escolher a de melhor custo-benefício para si. Na bancada poderão ser usados ambos os tipos, já que as pinças de freio comportam os dois tipos de pastilhas sem necessidade de adaptações. A figura 7 mostra exemplos de pastilhas que poderão ser utilizadas.

3.8.3 Acionamento

A forma de acionamento dos freios a disco é feita hidráulica ou mecanicamente e, para melhor aproximação de resultados reais, será possível a utilização de ambos os tipos de acionamento, mediante instalação antes do ensaio. A forma como as pinças são fixadas à bicicleta é similar nos dois sistemas, então será usada a mesma base para acoplar as peças na bancada. A figura 27 mostra os dois tipos de pinças e o modelo de cada um dos tipos utilizados será escolhido de acordo com o custo e disponibilidade no momento em que for necessário comprá-las.



Figura 27 – Pinças de freio de bicicleta. O modelo superior usa acionamento mecânico e o inferior acionamento hidráulico (29).

3.8.4 Sistema Pneumático

Durante os ensaios a serem realizados, será necessário saber a quantidade de pressão que é feita na manete de acionamento dos freios, por isso será implementado um sistema de atuação pneumática, para que essa pressão possa ser controlada com precisão e o valor de pressão aplicado seja conhecido sempre.

A força que um ciclista aplica às manetes durante uma frenagem brusca varia entre 100 – 150 N (2), então o dispositivo de acionamento deve ser capaz de exercer força de magnitude similar, para manter a coerência quanto a uma situação real.

Para que o atuador pneumático seja capaz de atender às necessidades, deve-se dimensioná-lo para ser capaz de exercer o dobro da carga real necessária (31), ou seja 300 N. Sabendo-se que a pressão do compressor disponível está entre 4 e 12 bar, pode-se encontrar o diâmetro do cilindro a ser usado, que será de 25mm.

3.9 INVERSOR DE FREQUÊNCIA

Para melhor controle e segurança do equipamento, será utilizado um inversor de frequência que irá controlar desde a partida do motor até seu desligamento, fazendo-se possível regular a velocidade de rotação do motor para melhor precisão nos ensaios, tanto quanto possibilitar uma partida mais suave evitando forçar o motor, o que poderia acarretar danos no equipamento.

Tal elemento tem custo elevado e, por esse motivo, será usado um inversor de frequência já disponível na universidade, o modelo disponível é o CFW-08 da marca WEG. Por meio do catálogo do produto, foi verificada a compatibilidade deste com o motor escolhido e a constatação de que todos os requisitos para que esse inversor de frequência possa operar o motor sejam atingidos (38). A figura 28 mostra uma imagem de um inversor de frequência similar ao que será utilizado.



Figura 28 – Inversor de frequência CFW 08 WEG (30).

3.10 MONTAGEM/ADAPTAÇÕES DA BANCADA

Para possibilitar a execução dos ensaios foi necessário realizar diversas mudanças e adaptações para a montagem dos elementos de sensoriamento, sistema completo de freio a disco de bicicleta e componentes mecânicos necessários, como por exemplo, o sistema pneumático.

3.10.1 Fixação do disco de freio

Para fixar o disco de freio ao eixo principal da bancada, foi desenvolvida uma flange que possibilita o fácil acesso a esse elemento, facilita a sua retirada e mantém este elemento fixo sem riscos de falha. A flange pode ser vista na figura 29, na qual as cotas estão todas em milímetros.

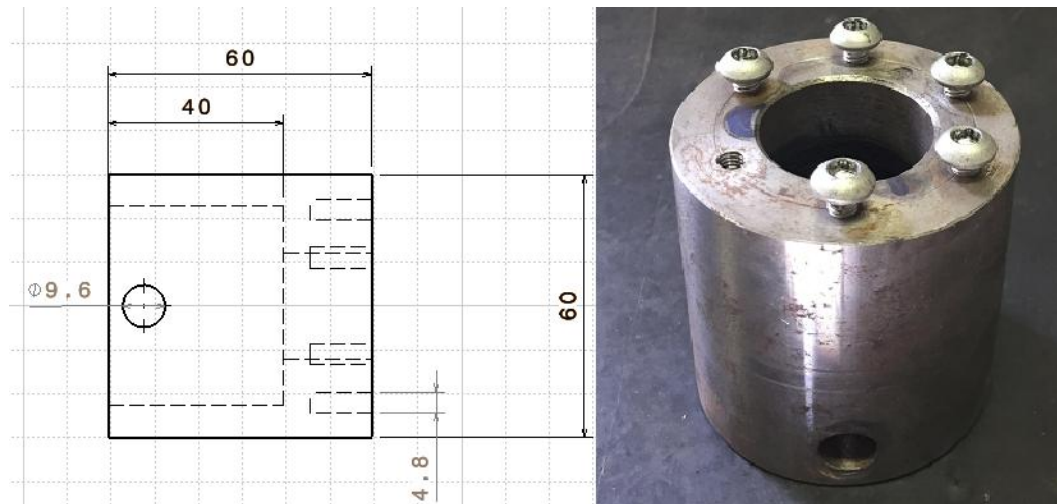


Figura 29 – Flange de fixação do disco de freio ao eixo (Autor).

O tipo de disco de freio escolhido tem a sua fixação feita através de seis parafusos, esses podem ser removidos facilmente e são os mesmos utilizados quando fixados em bicicletas.

A flange é presa ao eixo principal através de um parafuso transversal que passa por um furo existente no eixo, assim não há como a flange girar em falso em relação ao eixo. Pode ser visto na figura 30 o furo passante na flange e um esquemático do encaixe da flange no eixo.



Figura 30 – Flange com furo passante e esquemático da flange instalada (Autor).

3.10.2 Suporte da pinça de freio

Para fixar a pinça de freio, foi necessário desenvolver um sistema que pudesse transmitir o torque gerado durante as frenagens para a célula de carga, além de manter a pinça fixa em uma posição em relação ao disco de freio. Isso mantém constante a área de contato entre as pastilhas de freio e o disco, duas hastes mantêm as pinças conectadas a esse sistema, estas estão apontadas por setas vermelhas na figura 31. O seu formato, quando sem nada acoplado, é igual ao mostrado na figura 32.

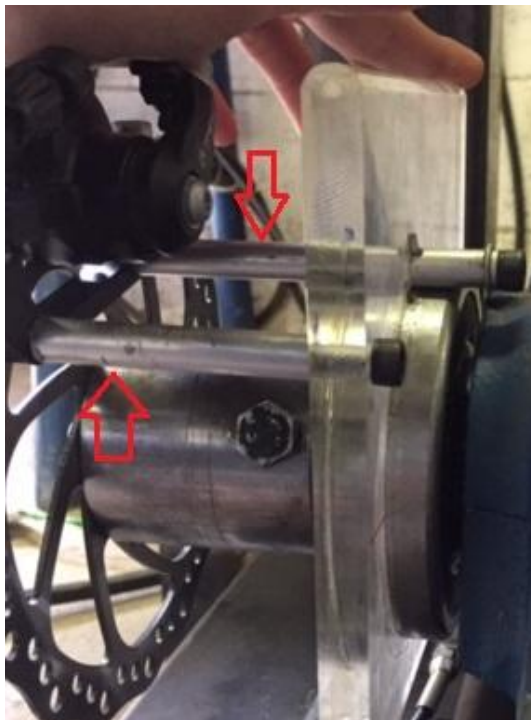


Figura 31 – Suporte pinça de freio (Autor).

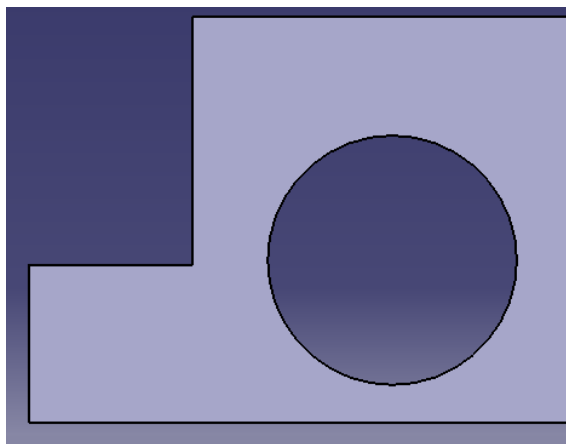


Figura 32 – Suporte da pinça de freio desacoplado do sistema (Autor).

O elemento desenvolvido para tal tarefa foi feito de acrílico e foram colocados apoios de aço, para que seu peso não interfira no valor da força que está sobre a célula de carga. Além disso, esse elemento deveria poder girar livremente, mas sem se movimentar na direção longitudinal do eixo, pois isso mudaria a posição da pinça de freio em relação ao disco. Para solucionar esse problema, o elemento de fixação da pinça e transmissão de torque para a célula de carga foi fixado sobre um rolamento, o que permite o giro sem interferir na interação pastilhas-disco. Na figura 33, pode se ver o princípio de funcionamento da transmissão de forças da pinça para a célula de carga. Em azul está a seta que representa o movimento do disco e em vermelho as direções que as forças de frenagem irão seguir.

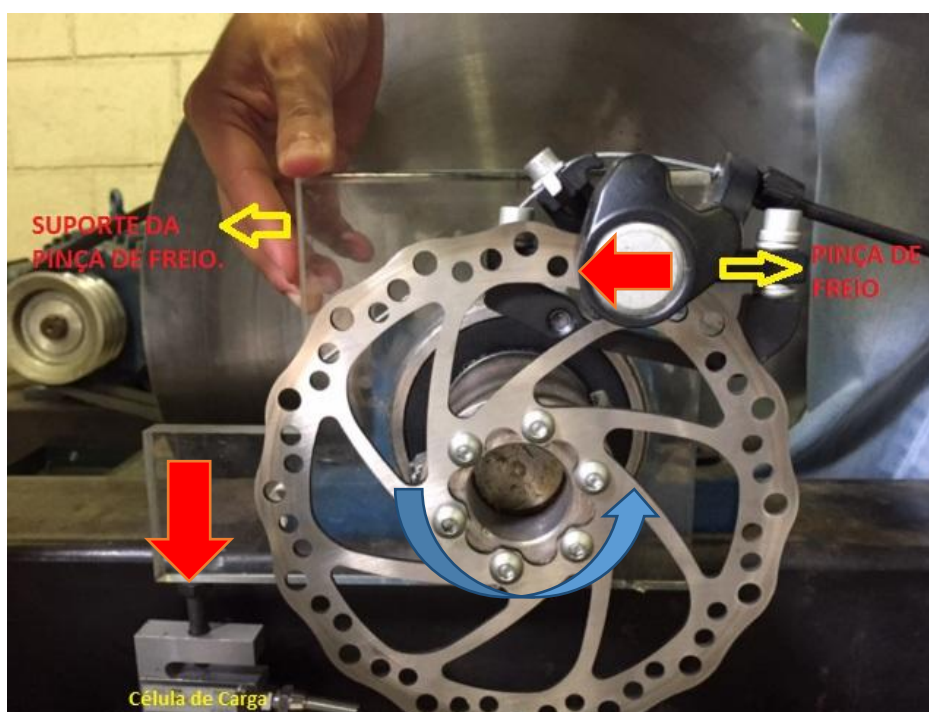


Figura 33 – Esquema de transmissão de força pinça célula de carga (Autor).

3.10.3 Suporte para a manopla

A manopla de freio foi fixada de forma que fosse possível colocar sobre ela uma força constante. Além disso, também era necessário manter o curso da manopla livre, para ser atuado sem interferências. Para isso, foi necessário soldar um tubo na estrutura no qual a manopla pudesse ser presa. Pode-se ver esse conjunto de elementos na figura 34.

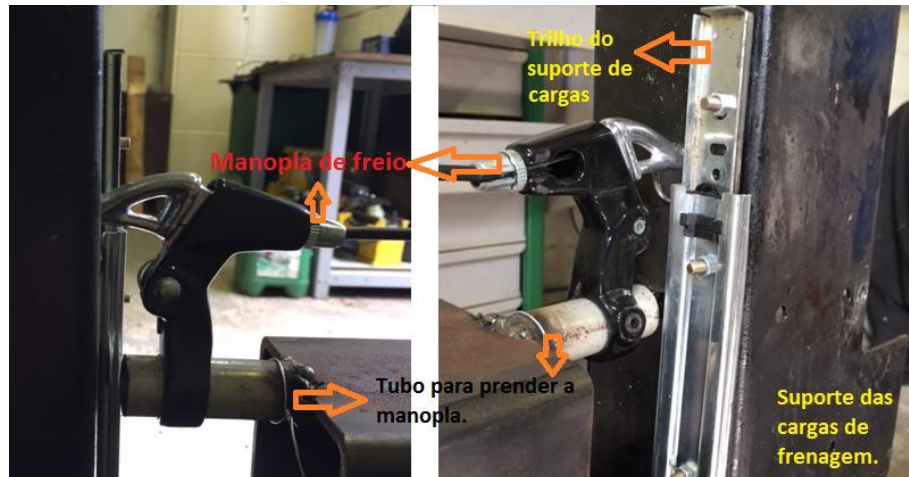


Figura 34 – Manopla fixada (Autor).

3.10.4 Suporte para os pesos

As cargas utilizadas para realizar as frenagens foram posicionadas de forma que fosse fácil realizar a troca das cargas e que transmitisse tal carga de forma efetiva para a manopla. O suporte das cargas tem peso de 2,6 Kg e diversas massas podem ser colocadas em seu interior para atingir alguma carga desejada. Um trilho foi adicionado ao conjunto para limitar a movimentação do suporte apenas na direção vertical, e assim evitar que as cargas se movimentassem em direções indesejadas ou ficassem balançando. Pode-se ver na figura 35 a disposição desses elementos em conjunto.

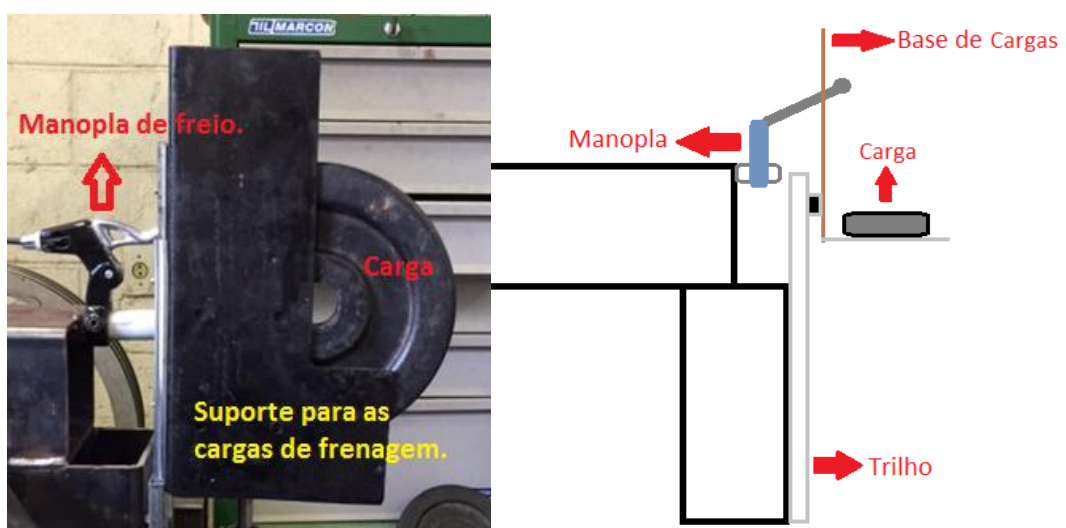


Figura 35 – Suporte das cargas (Autor).

3.10.5 Sistema de atuação pneumática

Foi desenvolvido um sistema pneumático capaz de movimentar o suporte de cargas, através de um pistão pneumático. Esse sistema faz com que a carga responsável pela frenagem possa ser aplicada ou não na manopla de freio. Na figura 36, pode-se ver a forma como o pistão fica preso à estrutura e entra em contato com o suporte das cargas.



Figura 36 – Pistão do sistema pneumático (Autor).

Quando o pistão pneumático está atuando, o sistema fica ausente de carga nas manoplas, ou seja, sem frenagem alguma. Quando em posição recolhida, o pistão não exerce força alguma no suporte, deixando-o livre para atuar na manopla de freio. Na figura 37 é mostrado o sistema em ambas as posições.

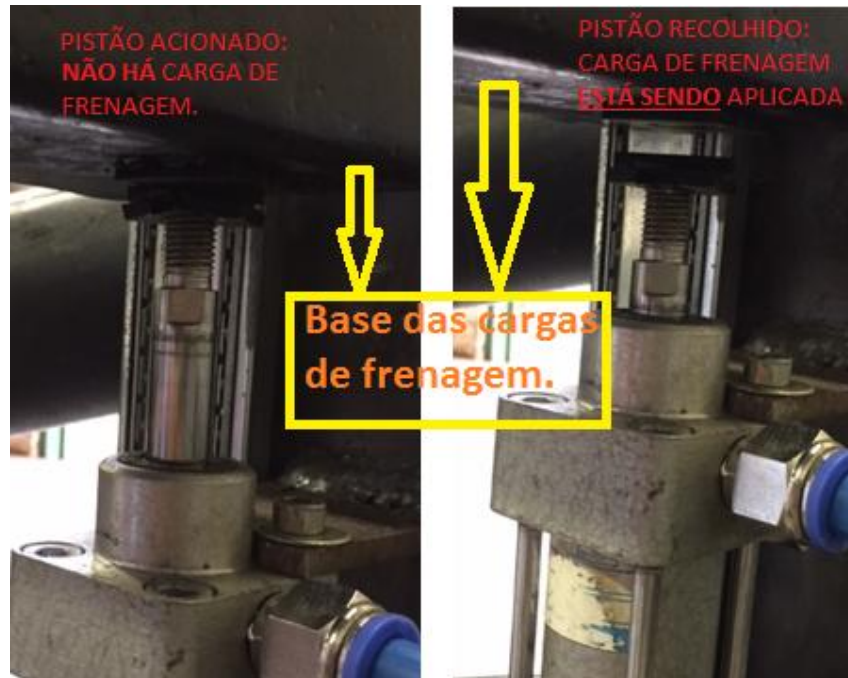


Figura 37 - Pistão acionado e recolhido (Autor).

3.10.6 Sensores

Foram instalados diversos sensores para captar os dados durante os ensaios. Esses sensores permitiram medir e captar a temperatura, velocidade e força de atrito.

3.10.6.1 Sensor de Temperatura

Para determinar a temperatura na pinça de freio durante as frenagens, foi instalado um termopar, do tipo K, preso no interior da pinça de freio. A medição foi feita com o auxílio de uma pistola térmica que possui entradas para esse tipo de sensor, assim os valores eram mostrados na tela e depois anotados. Como é mostrado na figura 38.

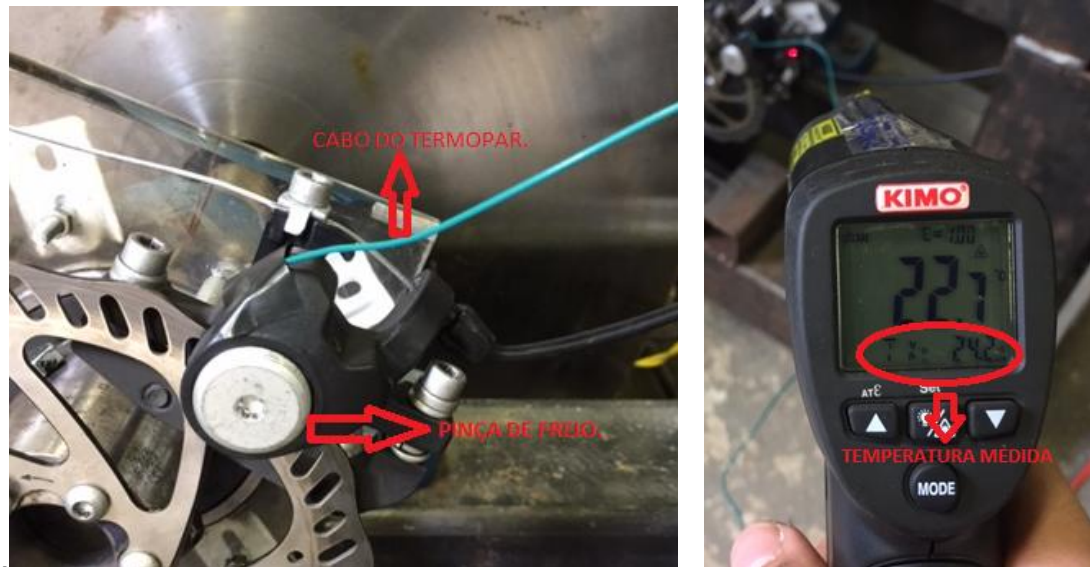


Figura 38 – Termopar tipo K e pistola térmica (Autor).

3.10.6.2 Sensor de Velocidade

Para aferir a velocidade em tempo real, foi utilizado um sensor de velocidade usado em bicicletas, assim é possível saber com maior precisão o comportamento do sistema durante as frenagens, uma vez que o inversor de frequência foi calibrado para manter o sistema a uma velocidade constante de 470RPM. Um sensor similar ao utilizado é mostrado na figura 39.



Figura 39 – Sensor de velocidade de bicicletas (Autor).

3.10.6.3 Sensor de força de atrito – Célula de carga

Para medir a força de atrito durante as frenagens (força de frenagem), foi acoplada uma célula de carga com capacidade de 100Kgf na estrutura da bancada, como foi mostrado na Figura 33. A célula de carga envia o sinal para um *hardware* capaz de tratá-lo e mostra através do programa Labview os valores da força de atrito em tempo real. O programa permite também salvar os dados para análises posteriores. A célula de carga utilizada pode ser vista na figura 40.



Figura 40 – Célula de carga utilizada (Autor).

4 VALIDAÇÃO DA BANCADA COM ENSAIOS DE FRENAGEM

Para verificar o correto funcionamento da bancada projetada e construída, foram desenvolvidos dois tipos de ensaios de frenagem com o intuito de analisar dois tipos diferentes de situações nas quais o uso dos freios se torna crítico e suscetível a falhas.

Os ensaios realizados foram de parada total e de frenagem cíclica, cujos detalhes são apresentados a seguir:

4.1 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1.1 Materiais

Nos ensaios de frenagem foram utilizados discos e pastilhas de freio que, normalmente, equipam bicicletas convencionais do tipo *Mountain Bike*.

Para que o material usado fosse conhecido e com isso pudessem ser feitas de forma mais precisa as análises necessárias após os ensaios, foi feita a caracterização do material do disco de freio. Os processos feitos foram a medição da micro dureza Vickers, em um Microhardness Tester FM-700 da Future-Tech no laboratório de materiais da FGA, microscopia ótica de varredura e a análise química por EDS, feitas no MEV do instituto de Biologia da Universidade de Brasília, e a metalografia do material, feita utilizando o microscópio ótico Pantec, também localizado no laboratório de materiais da FGA.

4.1.1.1 Disco – caracterização

Os discos de freio foram caracterizados por meio de análises metalográficas e ensaios mecânicos de dureza.

Para realizar a metalografia do material do disco, foi feito o polimento superficial de uma amostra e depois atacada eletroquimicamente para revelar a microestrutura presente no material. O polimento foi precedido de um processo de lixamento (lixas: 220, 400, 600 e 1200). Após o polimento a amostra foi atacada com uma solução de ácido oxálico 10% por 15 segundos e 10volts.

A superfície da amostra polida (antes do ataque) foi usada para realizar medidas de dureza. Esse ensaio foi feito utilizando-se um indentador do tipo Vickers e uma carga de 200gf. Foram realizados quatro indentações na amostra para obter o valor médio entre elas.

4.1.1.2 Pastilha – Caracterização

As pastilhas de freio foram caracterizadas por meio de análises metalográficas e análises químicas via MEV/EDS.

Para realizar a metalografia da pastilha de freio, a superfície foi polida e depois analisada através do microscópio ótico.

A composição química da pastilha foi obtida em amostras metalizadas com ouro e depois observadas em Microscópio Eletrônico de Varredura, usando a técnica EDS (energy dispersive spectrum).

4.2 METODOLOGIA USADA NOS ENSAIOS DE FRENAGEM

4.2.1 Preparação dos componentes do freio

Antes de iniciar cada ensaio, os discos e as pastilhas de freio foram lixados manualmente com uma lixa 400, para garantir a homogeneidade das superfícies iniciais. Depois foi feita a medição da massa, com uma balança analítica de precisão de 0,0001g, e da rugosidade superficial, com um rugosímetro Mitutoyo SJ-210.

4.2.2 Ensaio de parada total

O primeiro ensaio realizado foi o de parada total, no qual o sistema é acelerado até alcançar uma velocidade de rotação pré-determinada de 470RPM, pois assim pode-se simular a energia dissipada pelo freio traseiro de um sistema ciclista/bicicleta de 120 Kg a 65Km/h, como foi explicado no capítulo 3.4.

Esta velocidade foi mantida igual para todos os ensaios.

Uma vez que o sistema atinge 65 km/h, o motor é desligado e então o sistema de frenagem é acionado, aplicando-se uma carga constante até que o sistema pare totalmente.

Por motivos de comparação, os ensaios foram realizados utilizando-se duas cargas: 80N e 40N. As cargas foram baseadas em um estudo feito por Clemens Oertel (2010), nesse estudo foi medido que a força máxima que uma pessoa é capaz de aplicar na manopla durante a frenagem está entre 100N a 150N. Entretanto, na bancada construída, o trilho de suporte para a base das cargas resiste sem fletir cargas de até 80N.

Com as cargas de 80N, foram feitos dois ensaios completos de 100 ciclos de frenagem, já nos ensaios com 40N foram feitos apenas 50 ciclos. Realizou-se dois ensaios com cada carga para que se pudesse comparar os resultados encontrados em cada um deles.

Durante os ensaios, foram coletados em tempo real os valores de força de atrito oriundos do contato disco - pastilha e a temperatura na pastilha de freio. E no final de cada ensaio foram medidas a massa e a rugosidade superficial da cada elemento.

Para evitar o superaquecimento e simular o resfriamento feito pelo vento em uma situação real, foi utilizado um jato de ar direcionado ao sistema de freio. Na figura 42 pode ser vista a ponta do soprador e como ela estava montada. Esse jato tinha uma velocidade de 65Km/h (18m/s), dado medido com um anemômetro, como o mostrado na figura 41.



Figura 41 – Anemômetro (Autor).



Figura 42 – Soprador montado na bancada (Autor).

4.2.3- Ensaio de frenagem cíclica

O segundo ensaio realizado foi o de frenagem cíclica, no qual o sistema é acelerado até a velocidade de 470RPM. Depois, com o motor ainda acionado, foram feitos diversos ciclos de frenagem. Cada ciclo é composto de um período em que a força de frenagem é aplicada por 5 segundos (mantendo a velocidade de rotação constante) e um período de 15 segundos sem carga de frenagem em que o motor gira livremente.

Esses ciclos foram repetidos até atingir 15 minutos de ensaio ou 45 ciclos de frenagem. Atingidos os 15 minutos de ensaio, o sistema era parado para realizar a medição da massa e da rugosidade superficial dos componentes de freio. Em seguida os ensaios eram retomados por mais 15 minutos e assim por diante, até atingir um total de 60 minutos de ensaio.

Nesses ensaios também foram utilizadas as cargas de 80N e 40N. Com cada uma das cargas, foram realizados dois ensaios de 1 hora cada, assim pode-se comparar o comportamento do sistema em cada um deles.

4.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.3.1 Materiais

4.3.1.1 Disco de freio

Por meio da metalografia foi constatado que se tratava de um aço inoxidável, pois, quando foi realizado o ataque químico com Nital 3%, nada aconteceu, a superfície se mostrou inerte a tal ácido. Entretanto, quando a amostra foi atacada eletroquimicamente com Ácido Oxálico a microestrutura revelada foi a de um aço inoxidável do tipo martensítico, como é mostrado na figura 43.

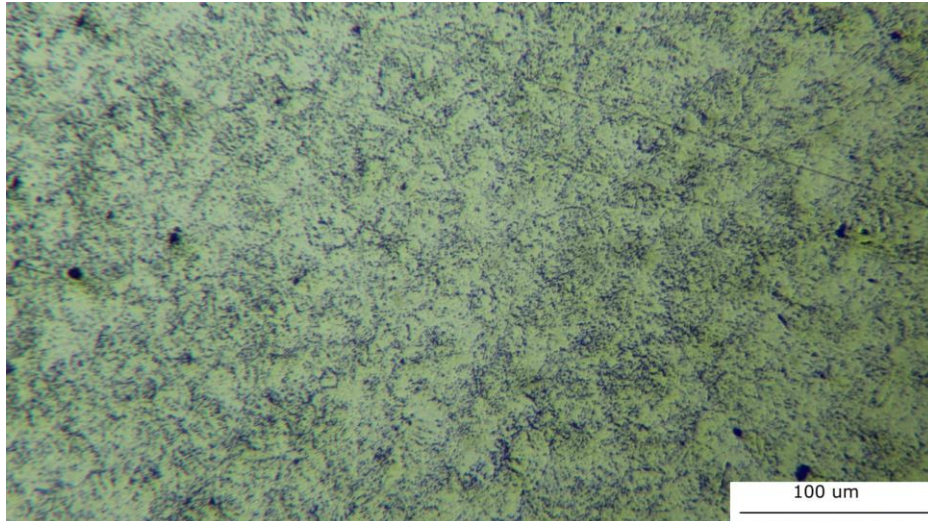


Figura 43 – Microestrutura do disco de freio. Aço inox martensítico, aumentada 200X (Autor).

A dureza Vickers medida neste material foi de 373 ± 5 HV_{0,2}. O valor da dureza medida é coerente com os valores de dureza esperados para uma aço inox martensítico (39).

4.3.1.2 Pastilha de freio

As análises metalográficas realizadas nas pastilhas de freio revelaram uma estrutura bem heterogênea composta de partículas metálicas (brilhantes), grafita (fosco e homogêneo) e um fundo granulado de silício (areia) e outros ingredientes, como é mostrado na figura 44.



Figura 44 – Superfície polida da pastilha aumento 100x (Autor).

Observações realizadas via MEV comprovaram os resultados encontrados na metalografia; e por meio de análise EDS verificou-se que a presença de Ferro, Carbono, Oxigênio, Alumínio e Silício como principais componentes da amostra. A matriz da liga utilizada é de areia e a presença de Silício comprova isso. Além de Ferro e Alumínio como componentes metálicos, que são visíveis a olho nu na superfície das pastilhas. A presença de carbono está ligada à grafita mencionada anteriormente. Na figura 45 pode se ver uma imagem obtida via MEV e os resultados da EDS feita sobre a mesma figura (5).

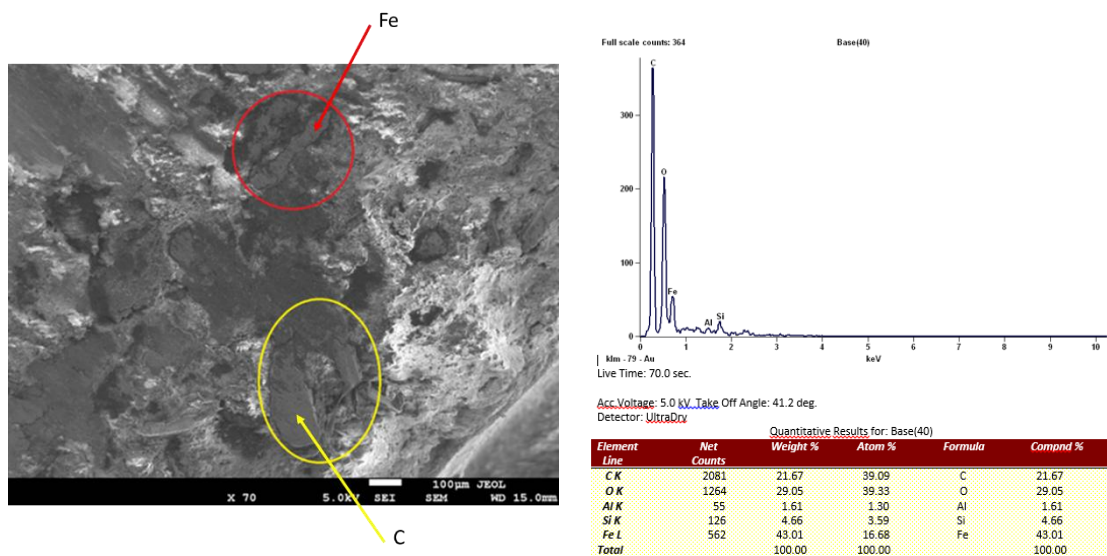


Figura 45 – Superfície da pastilha de freio. MEV/EDS (Autor).

4.3.2 Ensaios de frenagem

4.3.2.1 Ensaio de Parada Total – 80N

Força de atrito

No gráfico mostrado na figura 46, são apresentados os valores da força de atrito máxima em função dos ciclos de frenagem. A imagem só mostra o resultado do primeiro ensaio realizado, pois os valores encontrados no segundo ensaio não correspondiam a um ensaio aceitável, devido a algum erro experimental que não foi notado durante os ensaios, por isso esses valores foram desconsiderados.

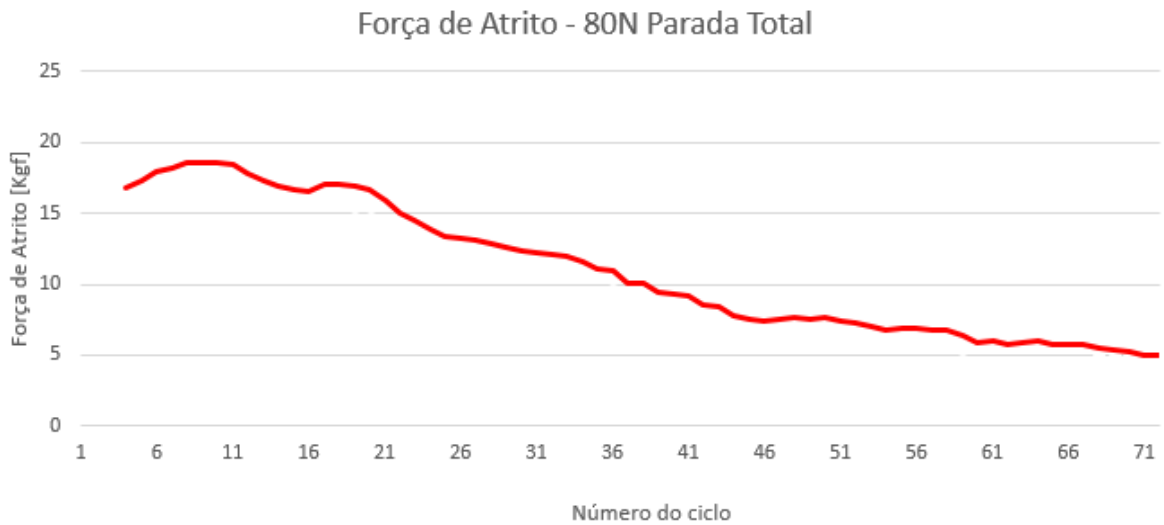


Figura 46 - Gráfico força de atrito ensaio 1 (Autor).

Analisando a curva, pode-se notar que inicialmente o valor da força de atrito é mais elevado e vai diminuindo com o tempo. Os valores caem até cerca de 5Kgf, como mostrado na figura acima e, depois disso, a força de atrito passa a ter o mesmo valor que o ruído apresentado no sistema, o que inviabiliza a análise da curva completa até 100 ciclos.

Temperatura

Durante os ensaios, os valores da temperatura finais foram anotados para serem analisados posteriormente. A curva resultante dessas medições é apresentada na figura 47.

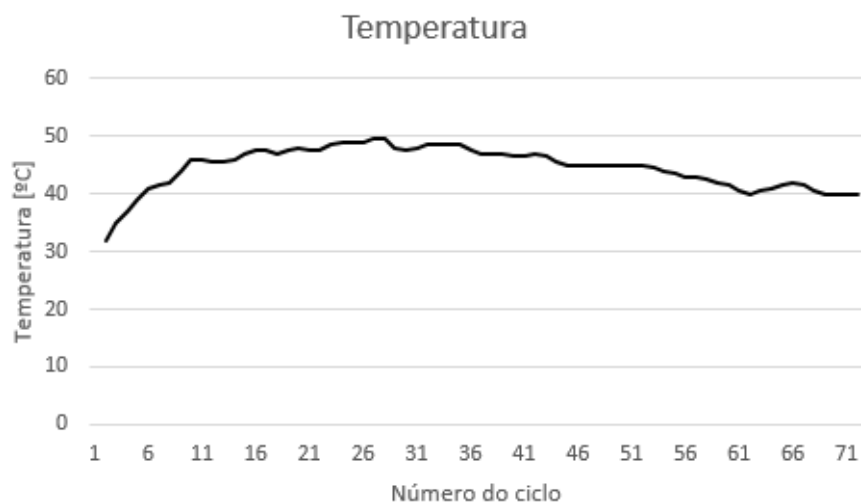


Figura 47 – Gráfico de temperatura (Autor).

O comportamento da temperatura se assemelha ao da força de atrito, pois quanto maior o atrito no sistema, maior será a temperatura. Então ao cair o valor da força de atrito com o decorrer do ensaio, a temperatura também caía proporcionalmente. A curva mostra exatamente esse comportamento.

Perda de massa

As massas iniciais de cada componente do sistema de freio antes do ensaio estão dispostos na tabela 3 a seguir.

Tabela 3 – Massas iniciais Ensaio de Parada Total – 80N.

	<i>Ensaio 1</i> <i>Massa inicial (g)</i>
<i>Disco</i>	125,7242
<i>Pastilha 1</i>	7,3275
<i>Pastilha 2</i>	7,3291

-Após o ensaio

Na tabela 4, pode-se verificar os valores da perda de massa de cada componente. Todos os componentes perderam massa.

Tabela 4 – Perda de massa ensaio 1 Parada Total – 80N.

	<i>Ensaio 1</i> <i>Perda de massa (g)</i>
<i>Disco</i>	0,2749
<i>Pastilha 1</i>	0,0361
<i>Pastilha 2</i>	0,04884

Os valores de perda de massa encontrados podem gerar grandes dúvidas em relação a durabilidade do sistema. Analisando a perda de massa do disco de freio e comparando-a à perda de massa das pastilhas, pode-se ter a impressão errônea de que o disco de freio se desgastou mais rápido que as pastilhas, porém, quando leva-se em conta a massa total de cada componente, é constatado que o disco perde

proporcionalmente menos massa que as pastilhas em relação a sua massa inicial. Esses valores foram de 0,22%, 0,49% e de 0,67% de massa perdida no disco, pastilha 1 e pastilha 2, respectivamente.

Rugosidade

As rugosidades medidas antes de iniciado o ensaio estão dispostas na tabela 5 a seguir.

Tabela 5 – Rugosidades iniciais Ensaio de Parada Total – 80N.

	<i>Ensaio 1</i> <i>Ra inicial (μm)</i>
<i>Disco</i>	0,762
<i>Pastilha 1</i>	4,241
<i>Pastilha 2</i>	2,781

Devido à forma como as pastilhas são feitas, não há como manter um padrão superficial constante, uma vez que existem diversos componentes em sua estrutura que podem variar esse parâmetro de forma inconsistente.

- Após o ensaio

Na tabela 6, podem-se ver os valores das rugosidades finais de cada ensaio. O disco após perder o lixamento inicial é alisado pelas pastilhas de freio.

Tabela 6 – Rugosidades finais Ensaio de Parada Total – 80N.

	<i>Ensaio 1</i> <i>Rugosidade final (μm)</i>
<i>Disco</i>	0,561 μm
<i>Pastilha 1</i>	7,117 μm
<i>Pastilha 2</i>	4,313 μm

4.3.2.2 Ensaio de Parada Total - 40N

Força de atrito

O gráfico mostrado na figura 48 apresenta os valores da força de atrito em função do tempo encontrados em cada um dos ensaios com carga de 40N. O gráfico em amarelo representa o primeiro ensaio realizado e o gráfico em vermelho representa o segundo. Nesse caso, pode-se notar a similaridade entre os resultados encontrados, não houve diminuição repentina na força de atrito nem mesmo a queda dessa força até um patamar em que os valores fossem muito baixos para serem medidos sem a interferência do ruído inerente ao sistema.

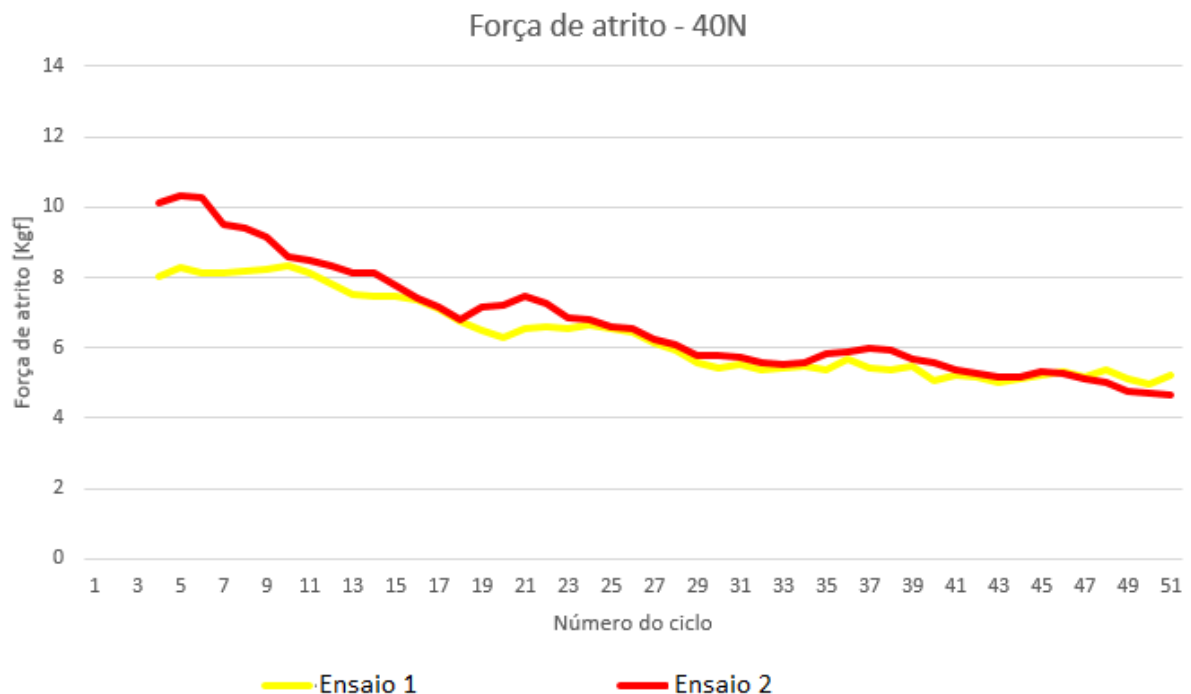


Figura 48 - Gráfico força de atrito ensaios 1 e 2 (Autor).

Temperatura

Devido a algum problema no equipamento, os valores de temperatura encontrados no primeiro ensaio com 40N de carga não condizem com a realidade, por isso não puderam ser utilizados aqui como base de análise. Os valores encontrados no segundo ensaio foram realistas e a curva formada por eles está disposta na figura 49.

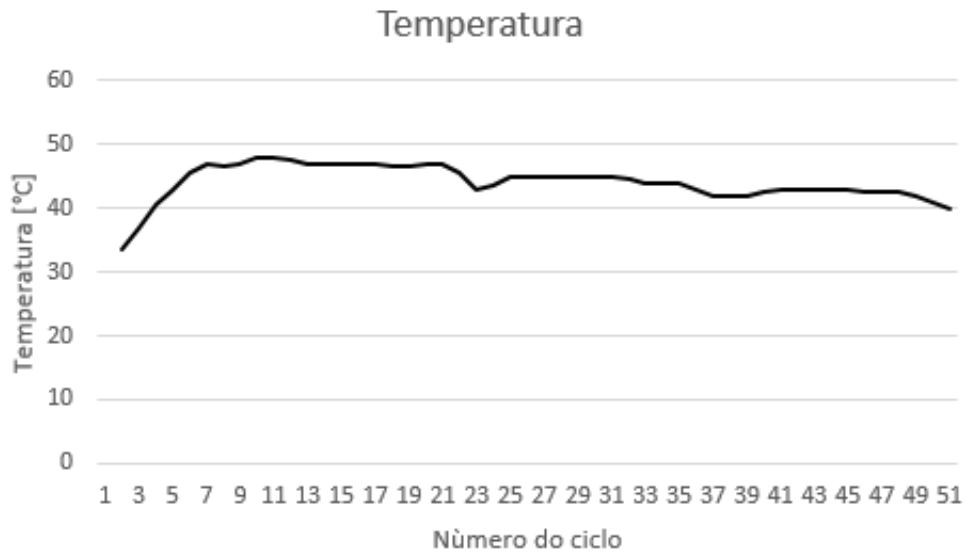


Figura 49 – Temperatura ensaio 2 com 40N de carga (Autor).

Os valores encontrados seguem o comportamento da força de atrito, ou seja, atingem um valor máximo e depois vão caindo com o tempo. A queda de temperatura não é tão brusca quanto a de atrito, porém ocorre da mesma maneira e é causada pela diminuição na força de atrito entre as superfícies do disco e das pastilhas.

Perda de massa

Os pesos iniciais de cada componente do sistema de freio antes do ensaios estão dispostos na tabela 7 a seguir.

Tabela 7 – Massas iniciais Ensaio de Parada Total – 40N.

	<i>Massa inicial (g)</i>	
	Ensaio 1	Ensaio 2
<i>Disco</i>	125,0814	124,9254
<i>Pastilha 1</i>	7,1868	7,1494
<i>Pastilha 2</i>	7,2040	7,1680

- Após o ensaio

A variação de massa foi próxima. Houve uma pequena diferença, pois as condições gerais de ensaios não eram exatamente iguais, logo não há como os valores serem os mesmos. Os processos realizados durante os ensaios eram manuais em sua maioria e o lixamento inicial também era feito manualmente. Esses fatores contribuíram para que ocorressem essas pequenas variações nos resultados. A tabela 8 mostra os valores de perda de massa em cada ensaio.

Tabela 8 – Perda de massa ensaio 1 e 2 Parada Total – 40N.

	<i>Perda de massa</i> (g)	
	Ensaio 1	Ensaio 2
<i>Disco</i>	0,1095	0,1336
<i>Pastilha 1</i>	0,0175	0,0216
<i>Pastilha 2</i>	0,0169	0,0189

Os valores de perda de massa nos ensaios com 40N de carga de frenagem se comportam de forma semelhante aos do ensaio com 80N. Podendo gerar a mesma dúvida citada anteriormente quanto à durabilidade do sistema. O mesmo fator que justifica essa diferença nos ensaios com 80N de carga também os justifica aqui sabendo que o disco de freio perdeu 0,08% e 0,10% de sua massa total nos ensaios 1 e 2, respectivamente, assim como a pastilha 1 perdeu 0,24% e 0,30% de sua massa nos ensaios 1 e 2, respectivamente, e a pastilha 2 perdeu 0,23% e 0,26% de sua massa no ensaio 1 e 2, respectivamente.

Rugosidade

As rugosidades medidas antes de iniciados os ensaios estão dispostas na tabela 9 a seguir.

Tabela 9 – Rugosidades Iniciais Ensaio de Parada Total – 40N.

	<i>Ra inicial</i> (μm)	
	Ensaio 1	Ensaio 2
<i>Disco</i>	0,469	0,507
<i>Pastilha 1</i>	4,048	6,130
<i>Pastilha 2</i>	2,271	5,262

- Após o ensaio

Os valores de rugosidade encontrados foram bastante distintos entre si, porém as pastilhas tiveram o mesmo comportamento obtendo aumento da rugosidade. Já os discos tiveram comportamento distinto, um deles sofreu aumento da rugosidade enquanto o outro diminuiu a rugosidade de sua superfície. Na tabela 10, pode-se ver os valores das rugosidades finais de cada ensaio.

Tabela 10 – Rugosidades finais Ensaio de Parada Total – 40N.

	<i>Ra final</i> (μm)	
	Ensaio 1	Ensaio 2
<i>Disco</i>	0,531	0,353
<i>Pastilha 1</i>	5,423	6,850
<i>Pastilha 2</i>	4,521	6,391

Superfície

Foram tiradas algumas fotos das superfícies após os ensaios de parada total, como mostrado na figura 50. Nas fotografias são observados sulcos que indicariam a ocorrência de mecanismos abrasivos de remoção de material. Além disso, notou-se também sinais evidentes de deposição de material da pastilha na superfície do disco, isso pode explicar o comportamento da força de atrito observado durante os ensaios.

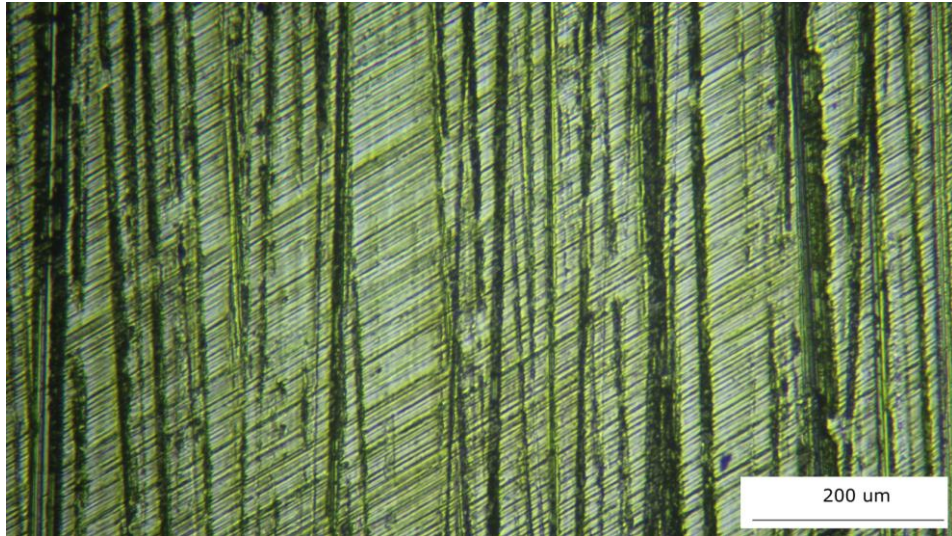


Figura 50 – Disco aumento 100x (Autor).

4.3.2.3 Ensaio de Frenagem Cíclica – 80

Força de atrito

A força de atrito se comportou de forma extremamente similar em ambos os ensaios, do início ao fim. Inicialmente o valor da força de atrito era mais elevado e com o tempo tendia à estabilidade em torno de 15 Kgf, até mesmo nos intervalos, que tinham início sem lixamento das superfícies, o comportamento era como o descrito. Podem ser vistos nas figuras 51 e 52 os gráficos de força de atrito nos primeiros e últimos 15 minutos de ensaio em cada um dos ensaios realizados.

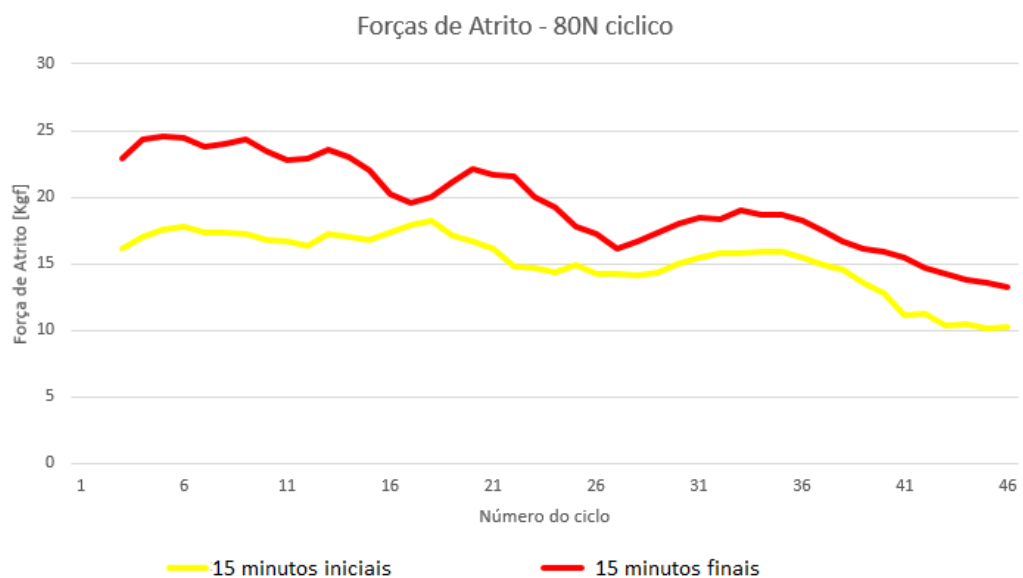


Figura 51 – Forças de atrito ensaio 1 (Autor).

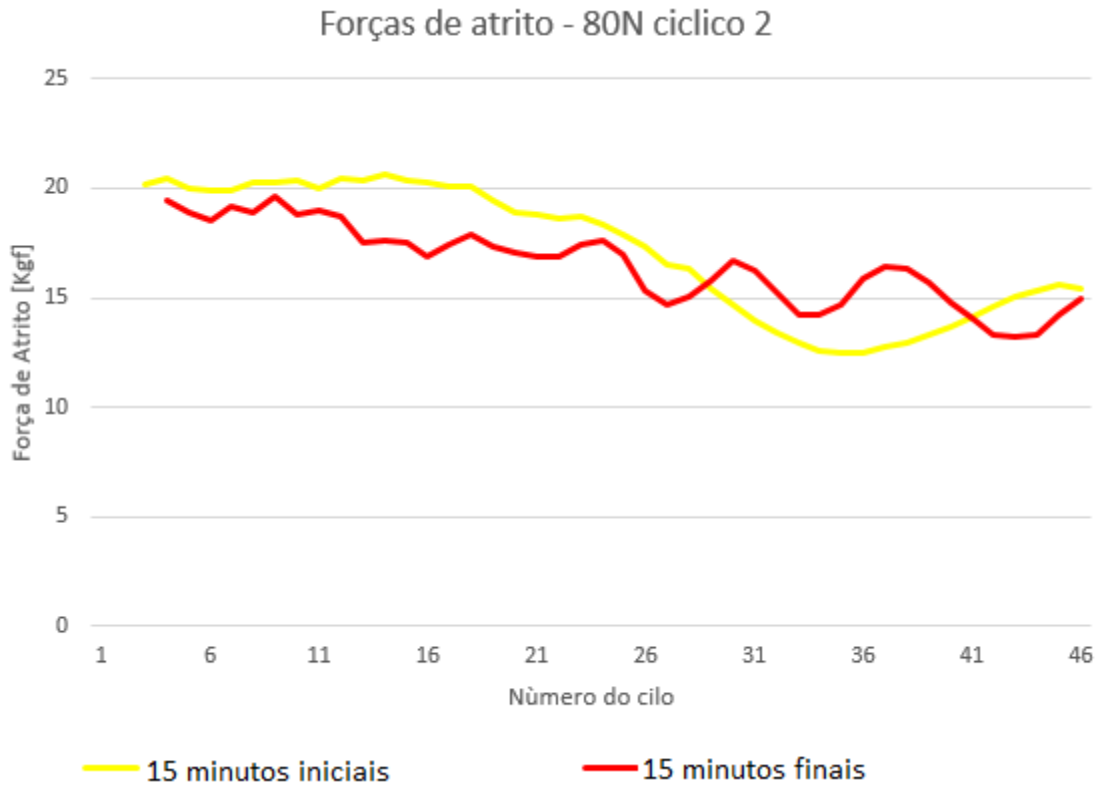


Figura 52 – Forças de atrito ensaio 2 (Autor).

Após analisar os gráficos, fica evidente a tendência do sistema de se estabilizar em torno de 15Kgf de força de atrito, pois esse comportamento se repetiu em todos os ensaios.

Perda de massa

Os pesos iniciais de cada componente do sistema de freio antes dos ensaios estão dispostos na tabela 11 a seguir.

Tabela 11 – Massas iniciais Ensaio de Frenagem Cíclica – 80N

	<i>Massa inicial (g)</i>	
	Ensaio 1	Ensaio 2
<i>Disco</i>	125,8268	125,4447
<i>Pastilha 1</i>	7,5441	7,4241
<i>Pastilha 2</i>	7,5404	7,4350

- Após o ensaio

O comportamento da curva que descreve a perda de massa no primeiro e segundo ensaio foram levemente diferentes entre si, mas quando se compara a forma das curvas de cada um dos elementos no mesmo ensaio, pode-se notar uma grande similaridade na forma como a curva se movimenta. Os valores de variação de massa foram próximos quando comparados ao mesmo elemento em outro ensaio. A perda de massa foi relativamente linear e não houve grandes variações em relação ao período em que o ensaio estava ocorrendo, como ocorre em carros durante o período de *running in*.

Na figura 53, são apresentados os gráficos de perda de massa do disco de freio em ambos os ensaios, o valor de material perdido é próximo e não há grandes mudanças na taxa de desgaste entre esses elementos.

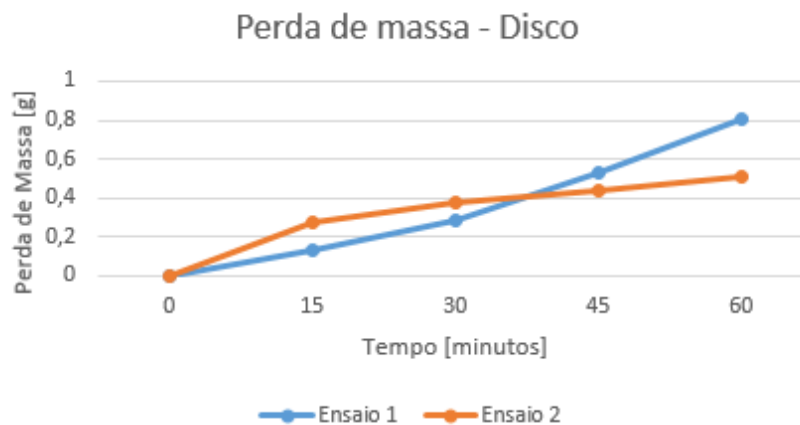


Figura 53 – Desgaste discos de freio (Autor).

Nas imagens 54 e 55 pode-se observar o desgaste da pastilha 1 e 2 em cada ensaio. A variação de massa foi similar, porém o comportamento da curva em cada ensaio foi um pouco diferente, já que não há como reproduzir a mesma superfície exata em ensaios diferentes, mas é notória a similaridade no desgaste entre as pastilhas do mesmo ensaio.

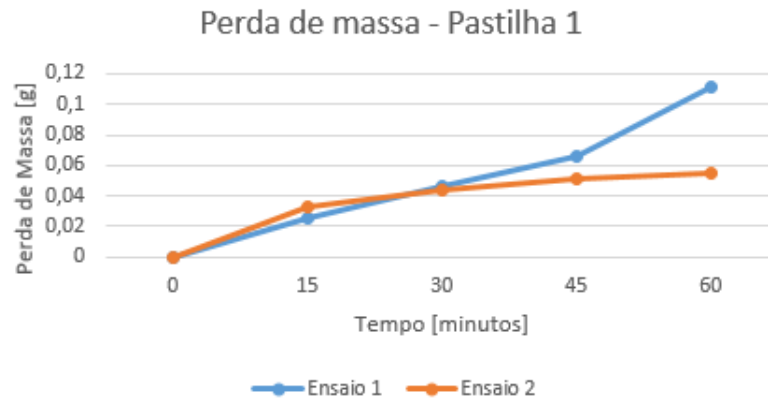


Figura 54 – Desgaste Pastilha 1 (Autor).

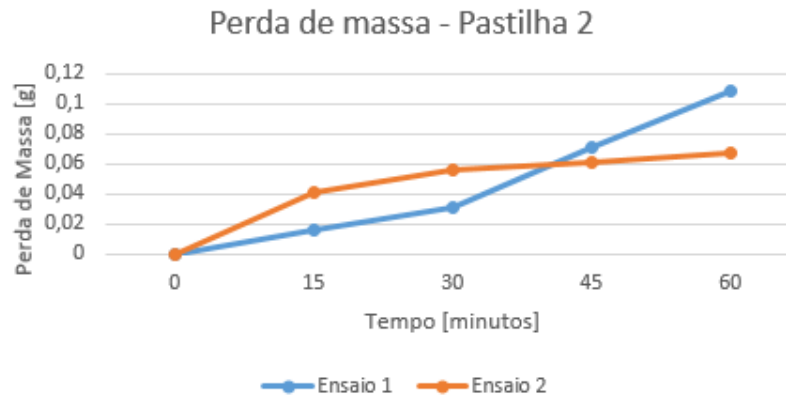


Figura 55 – Desgaste Pastilha 2 (Autor).

A porcentagem de massa perdida em cada um dos ensaios foi de 0,64% e 0,40% no disco nos ensaios 1 e 2, respectivamente, assim como foi de 1,46% e 0,74% na pastilha 1 nos ensaios 1 e 2, respectivamente, e de 1,43% e 0,91% na pastilha 2 nos ensaios 1 e 2, respectivamente.

Rugosidade

Ao analisar os gráficos de rugosidade, pode-se notar que há uma relação entre esse fator e a forma como a curva de desgaste se comporta. Quando a rugosidade aumenta, a taxa de desgaste naquele intervalo sofre um aumento e quando a rugosidade cai ou se estabiliza acontece o mesmo com a taxa de desgaste. Isso ocorre devido à forma como as superfícies interagem entre si, já que quanto maior a rugosidade maior será o atrito entre elas e com isso maior será o desgaste. São mostradas nas imagens 57, 58 e 59 abaixo as variações da rugosidade durante os ensaios.

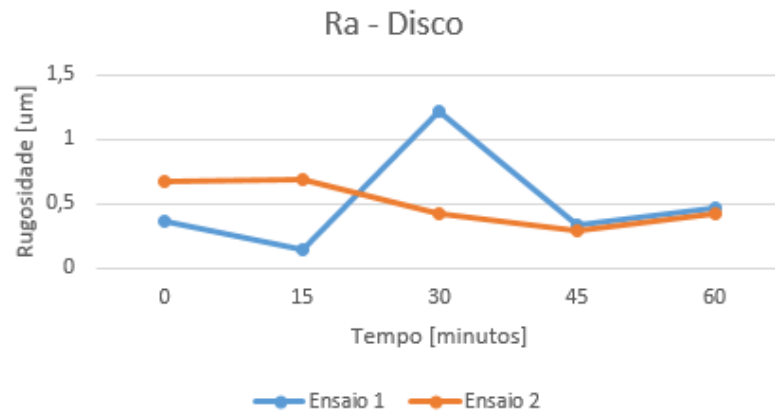


Figura 56 – Rugosidade disco (Autor).

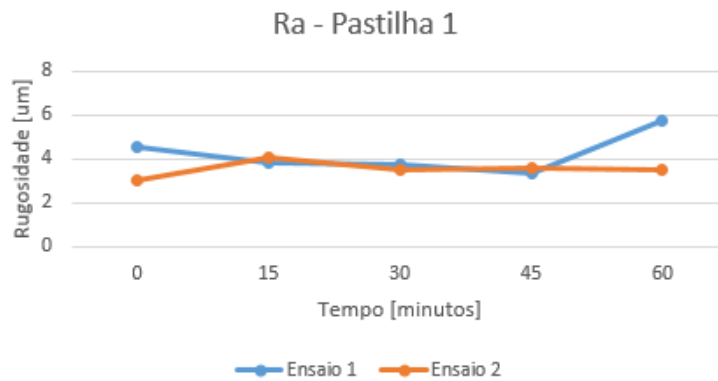


Figura 57 – Rugosidade Pastilha 1 (Autor).

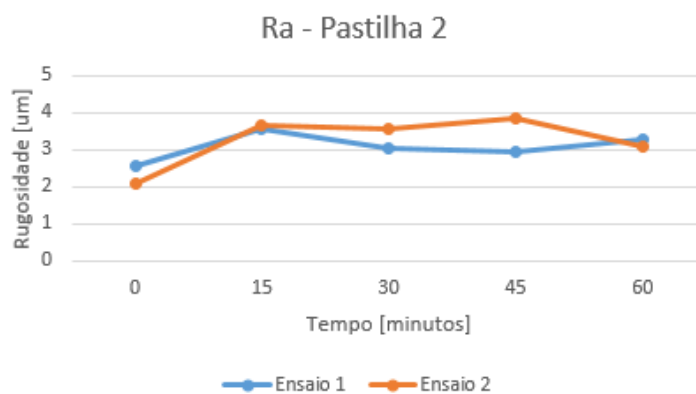


Figura 58 – Rugosidade Pastilha 2 (Autor).

Os valores de rugosidade em cada componente não variou de forma regular entre os ensaios, também não houve semelhança da variação entre componentes distintos. Isso mostra que o comportamento estável das forças de atrito não interferem no resultado final da rugosidade superficial dos componentes.

4.3.2.4 Ensaio de Frenagem Cíclica – 40N

Força de atrito

As forças de atrito obtidas nos ensaios não se comportaram de forma tão regular quanto no ensaio com 80N de carga. Os valores variaram entre 10-14 Kgf, em alguns pontos o valor ultrapassou essa faixa de valores, porém por poucas vezes isso ocorreu. Quando comparados, os valores no primeiro e no segundo ensaio mantiveram-se bem próximos dos resultados, ou seja, o sistema se comportou da mesma forma em ambos os ensaios. Estão disponíveis nas imagens 60 e 61 os gráficos de força de atrito nos primeiros e últimos 15 minutos de ensaio em cada um dos ensaios realizados.

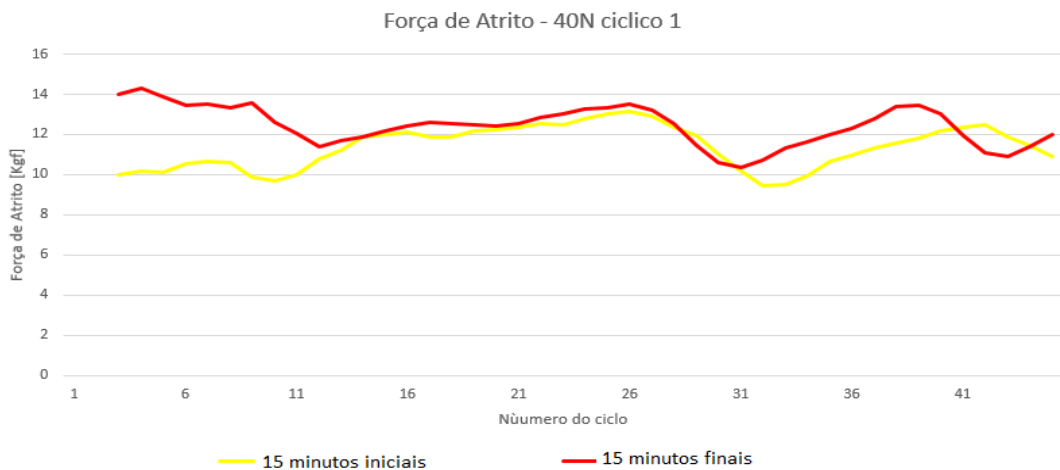


Figura 59 – Força de atrito ensaio 1 (Autor).

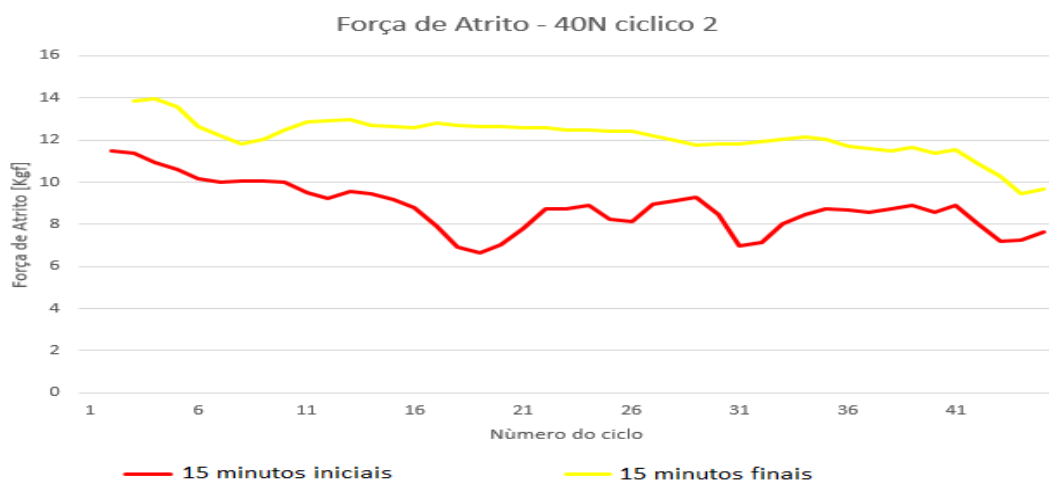


Figura 60 – Força de atrito ensaio 2 (Autor).

Nota se também que os valores da força de atrito, encontrados no início de cada período de ensaio (15 minutos iniciais ou finais), são diferentes. Os valores da força de atrito quando o ensaio se inicia com a superfície lixada é sempre menor do que o valor encontrado nos ensaios que têm início com as superfícies já usadas. Isso se deve ao desgaste superficial que aumenta o atrito entre as superfícies.

Perda de massa

Os pesos iniciais de cada componente do sistema de freio antes dos ensaios estão dispostos na tabela 12 a seguir.

Tabela 12 – Massas iniciais Ensaio de Frenagem Cíclica – 40N.

	<i>Massa inicial (g)</i>	
	Ensaio 1	Ensaio 2
<i>Disco</i>	124,8866	124,3730
<i>Pastilha 1</i>	7,1065	7,2945
<i>Pastilha 2</i>	7,1235	7,5619

- Após o ensaio

Quando analisado o desgaste medido, assim como nos ensaios com 80N de carga, pode-se notar a similaridade entre as curvas de desgaste dos componentes de freio no mesmo ensaio. Porém, nos ensaios com 40N de carga, houve também similaridade no comportamento das curvas entre os ensaios, ou seja, a forma como o desgaste ocorreu no disco e nas pastilhas foram bastante similares durante os dois ensaios. Os valores de perda de massa do disco quando comparados entre si foram muito próximos, assim como os das pastilhas. Nesses ensaios também não houve mudança abrupta na taxa de desgaste, como ocorre em carros durante o período de *running in*, o que pode ser explicado pela linearidade dos gráficos. Na figura 61 são apresentados os gráficos de desgaste dos discos durante os ensaios.

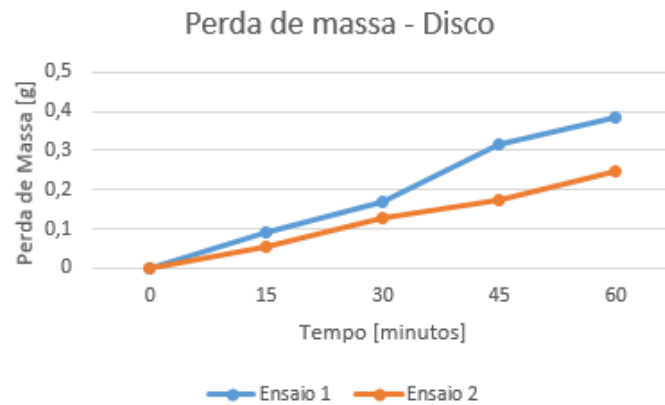


Figura 61 – Desgaste dos discos (Autor).

Nas figuras 62 e 63, estão os gráficos de desgaste das pastilhas de freio em ambos os ensaios. Nesse caso os resultados similares comprovam que o preparo inicial e os procedimentos feitos durante os ensaios foram sempre o mais padronizados possível, dentro do que se era cabível fazer para tal.

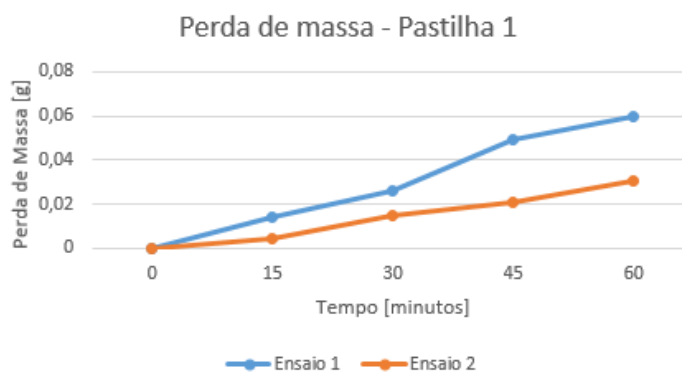


Figura 62 – Desgaste Pastilha 1 (Autor).

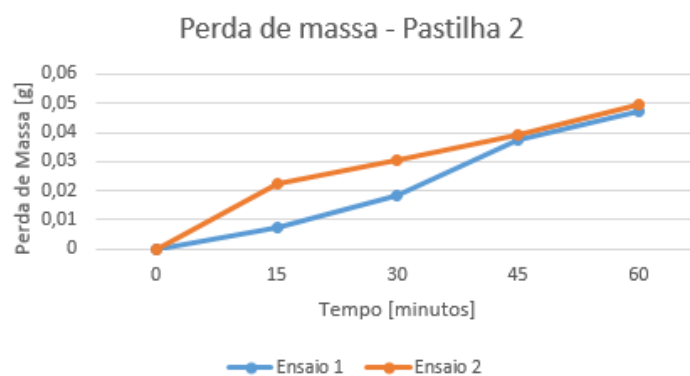


Figura 63 – Desgaste Pastilha 2 (Autor).

A porcentagem de massa perdida em cada um dos ensaios foi de 0,31% e 0,20% no disco nos ensaios 1 e 2, respectivamente, assim como foi de 0,84% e 0,42% na pastilha 1 nos ensaios 1 e 2, respectivamente, e de 0,67% e 0,65% na pastilha 2 nos ensaios 1 e 2, respectivamente.

Rugosidade

Quando analisados os gráficos de rugosidade, ficou pouco visível a relação entre a rugosidade e a taxa de desgaste. Mas ainda assim é possível notar em alguns pontos esse comportamento. Como o ponto de aferição da rugosidade era aleatório, os valores acabaram sendo bastante distintos, este fator pode ter interferido na precisão dos resultados. São apresentados nas figuras 64, 65 e 66 os gráficos de valores de rugosidade obtidos durante os ensaios.

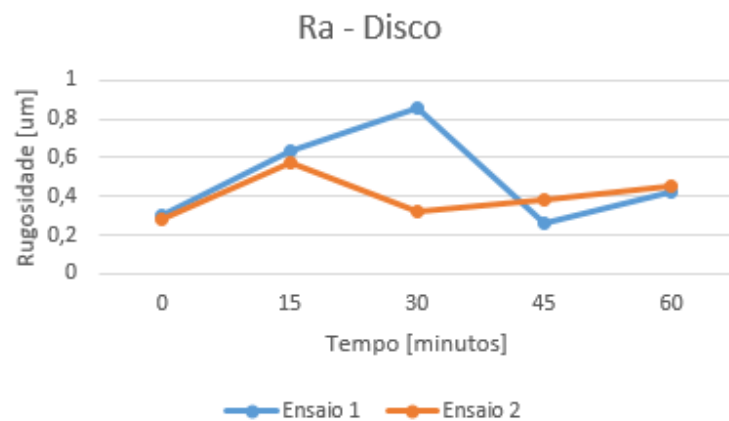


Figura 64 – Rugosidade disco (Autor).

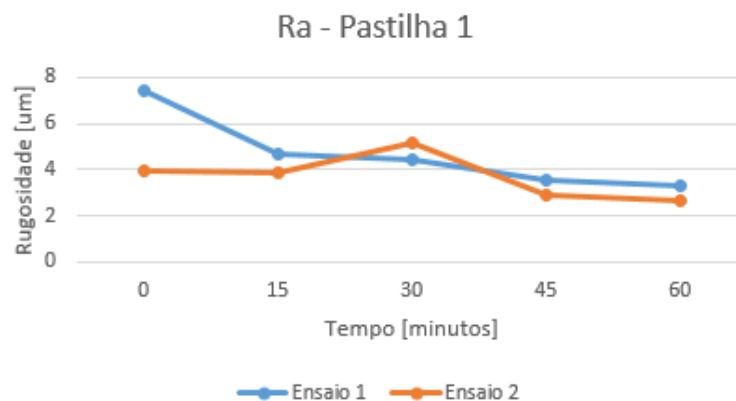


Figura 65 – Rugosidade Pastilha 1 (Autor).

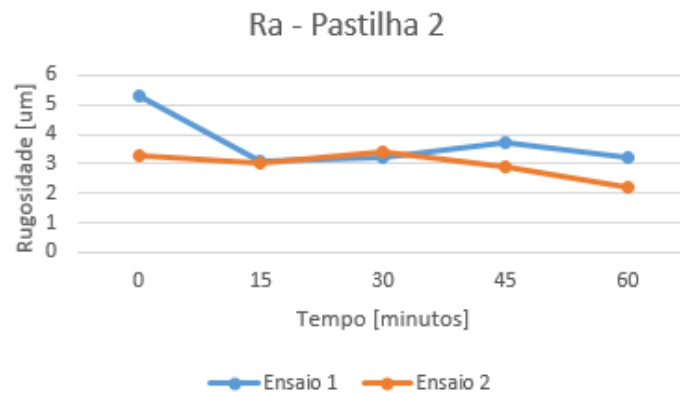


Figura 66 – Rugosidade Pastilha 2 (Autor).

O comportamento relativamente constante na mudança da rugosidade superficial dos elementos justifica tanto o comportamento estável da força de atrito quanto os valores encontrados na taxa de desgaste. Assim como esses outros parâmetros, a rugosidade também foi alterada de forma parecida nos componentes de ensaios diferentes.

Superfície

Foram tiradas algumas fotos das superfícies após os ensaios para analisar a deposição de material da pastilha na superfície do disco e, assim, poder explicar melhor o comportamento da força de atrito durante o ensaio. Na figura 67 pode se observar como a superfície fica após os ensaios.

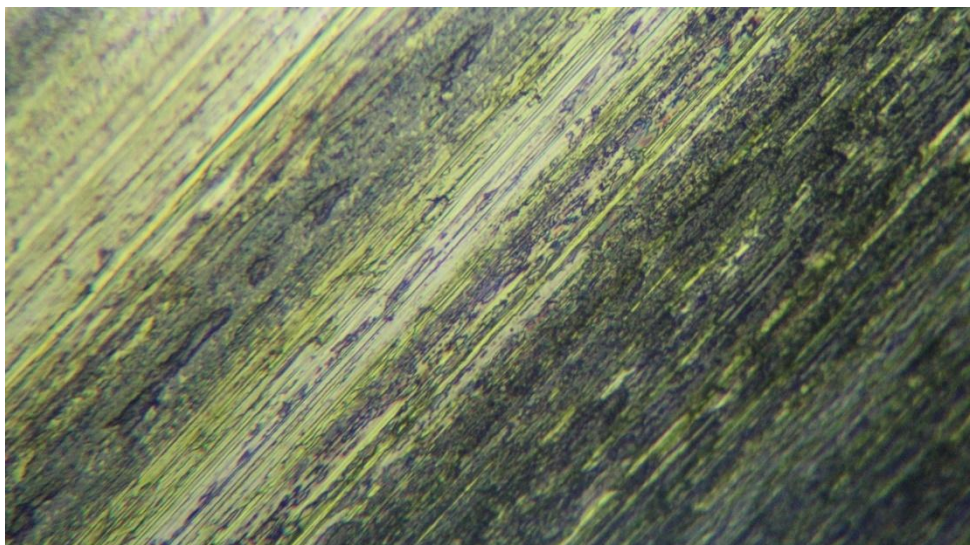


Figura 67 – Disco aumento 100x (Autor).

Analisando as imagens, fica clara a presença de material da pastilha aderido à superfície do disco, além de também ficarem evidentes as marcas deixadas pelo processo de frenagem, não tão severas quanto nos ensaios de parada total. O material aderido ficou espalhado por toda a superfície, mostrando que houve muita transferência de material entre as superfícies.

5 COMENTÁRIOS FINAIS

5.1 ENSAIOS DE FRENAGEM

5.1.1 Força de atrito

5.1.1.1 Parada total

Nos ensaios de parada total, a força de atrito sofreu grandes variações entre os resultados iniciais e os resultados finais. Isto pode ser explicado em função da transferência de material das pastilhas para os discos. Esse material aderido provocaria a diminuição da eficiência nas frenagens. Os valores captados, nos ciclos finais dos ensaios, tiveram de ser desconsiderados, pois eram baixos a ponto de ficar dentro da faixa de ruído, inviabilizando o uso confiável desses dados. Na figura 68, é mostrada uma comparação entre as forças de atrito em ensaios com cargas distintas.

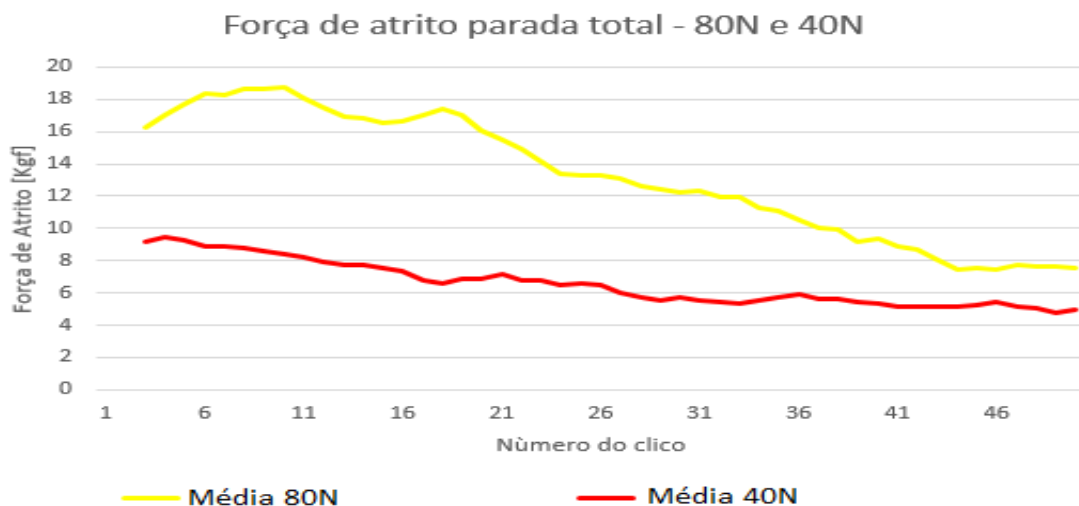


Figura 68 – Força de atrito ensaios de parada total(Autor).

Pode ser visto no gráfico que, nos ensaios em que a carga é maior, a força de atrito também é mais elevada, porém sofre uma queda mais acentuada quando comparada com as forças iniciais e finais. Já nos ensaios com menor carga, a queda na força de atrito foi menor, uma vez que os valores iniciais não foram muito altos quando comparados aos valores finais. Entretanto a perda na eficiência de frenagem decorrente da adesão de material na superfície do disco ocorre nos dois ensaios, somente variando a velocidade com que a força de atrito caiu.

5.1.1.2 Frenagem cíclica

Durante os ensaios de frenagem cíclica, a força de atrito encontrada mostrou um comportamento bastante regular, sendo que em todos os ensaios com carga igual o comportamento se manteve o mesmo. Ao se comparar os ensaios com carga de frenagem distinta, pode-se notar que quando a força é reduzida a força de atrito tende a ser estável do início ao fim, com pequenas variações, todavia quando a carga de frenagem é elevada, nota-se que a força de atrito se inicia em um patamar mais elevado e tende a se estabilizar um pouco abaixo desse, no qual se mantém com poucas variações. As figuras 69 e 70 a seguir mostram uma comparação entre as forças de atrito nos primeiros e últimos 15 minutos de ensaio, porém com cargas diferentes.

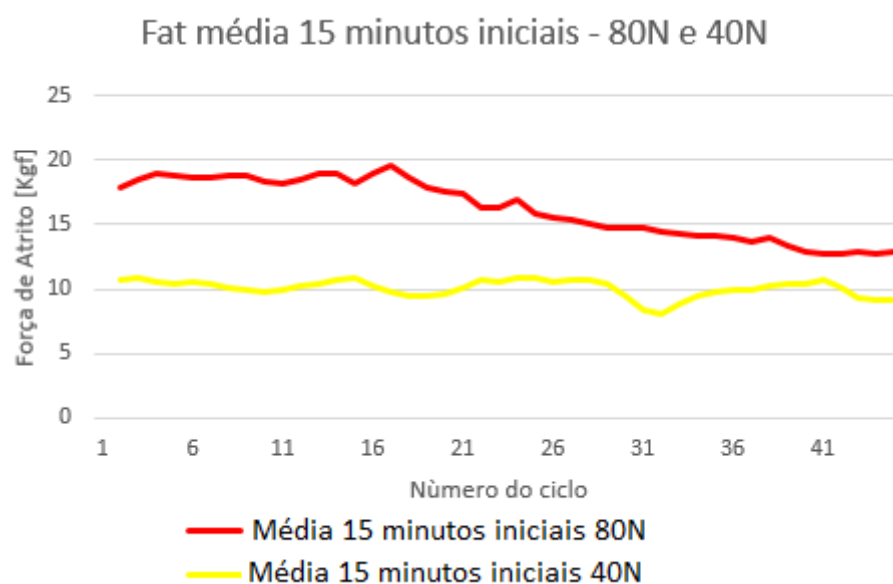


Figura 69 – Força de atrito 15 minutos iniciais(Autor).

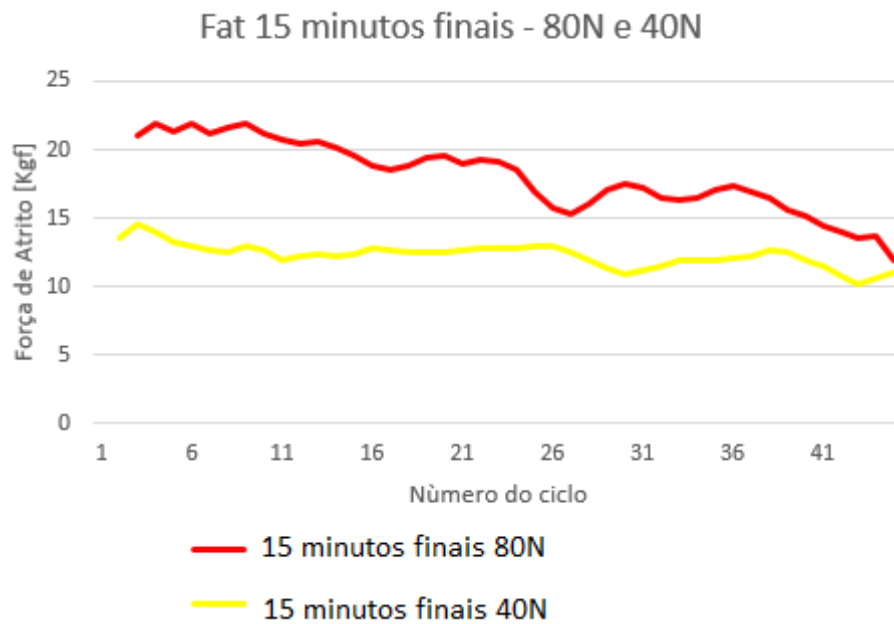


Figura 70 – Força de atrito 15 minutos finais (Autor).

O comportamento da força de atrito nos ensaios de frenagem cíclica se mostrou estável e de forma geral foi bastante similar durante todas as etapas, não havendo grandes variações em momento algum. O sistema se comportou muito bem sob esse tipo de condição de uso e não apresentou tendências a falhar.

5.1.2 Temperatura

As temperaturas captadas em cada ensaio foram usadas para a formação de uma curva referente à temperatura máxima durante a frenagem, essas curvas foram colocadas juntas para que pudessem ser comparadas e são mostradas na figura 71.

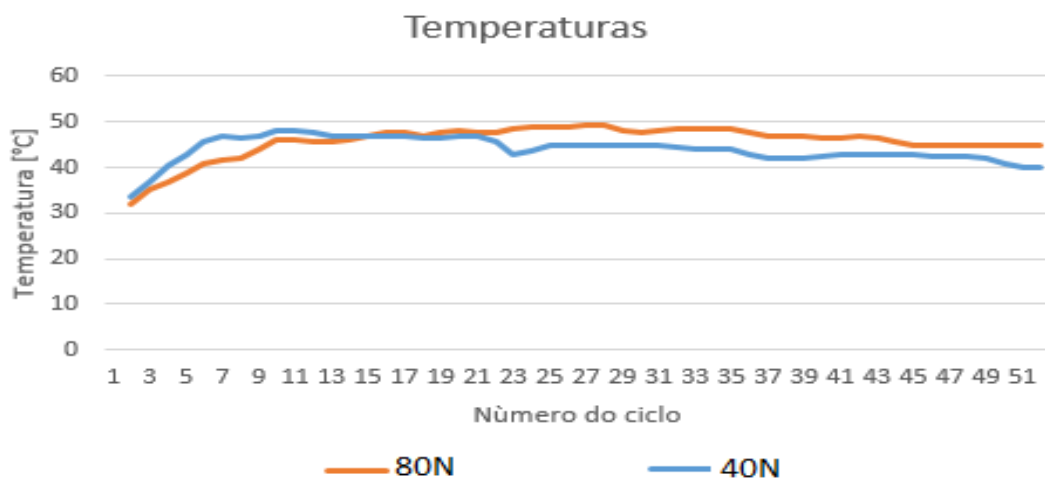


Figura 71 – Temperaturas nos ensaios de parada total (Autor).

As curvas obtidas são muito semelhantes, a temperatura média nos dois ensaios é muito parecida e mostraram não sofrer muita interferência do valor de carga de frenagem, pois no ensaio com 40N de carga o valor foi extremamente parecido com os valores do ensaio com 80N de carga. Entretanto um fator que foi determinante na variação de temperatura das pastilhas de freio foi a força de atrito, pois a temperatura variava proporcionalmente à variação dessa força, o que mostra que o atrito entre as superfícies é um fator determinante na temperatura em que o sistema irá operar.

5.1.3 Perda de massa

5.1.3.1 Parada total

Ficou claro que nos ensaios com maior carga de frenagem o desgaste dos componentes é maior. Devido à maior pressão de contato entre as superfícies, há maior interação entre as asperezas e isso aumenta a taxa de desgaste. Os gráficos dispostos nas figuras 72, 73 e 74 mostram uma comparação do desgaste de cada elemento em ensaios com cargas distintas.

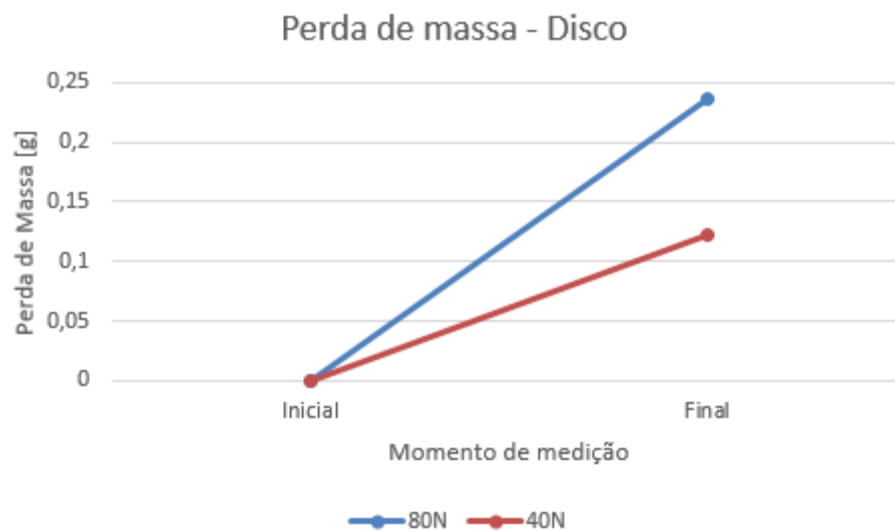


Figura 72 – Desgaste disco de freio (Autor).

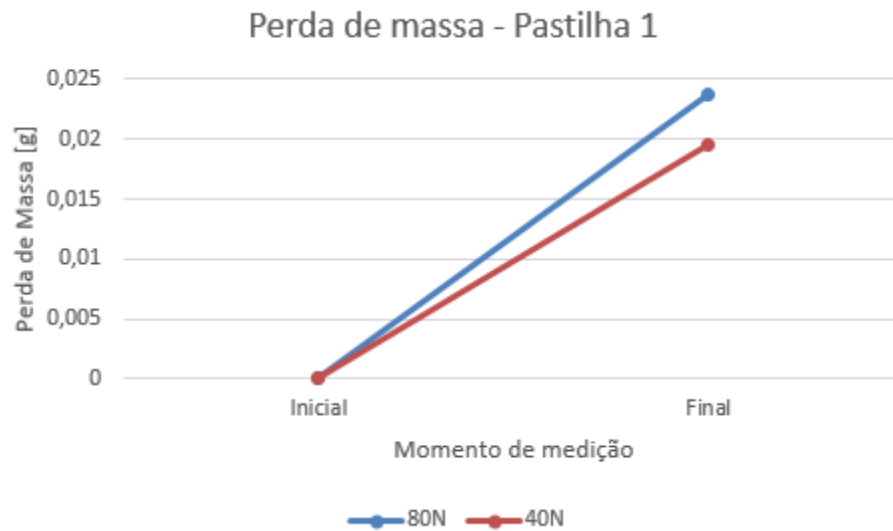


Figura 73 – Desgaste Pastilha 1 (Autor).

Nota-se da figura 73 que a pastilha 1 (pastilha movida pelo êmbolo de atuação) se desgasta de forma similar à pastilha 2, independentemente do valor da carga de frenagem. Já a pastilha 2 (pastilha fixa do sistema), de acordo com a figura 74, sofre interferência na quantidade de desgaste de acordo com a carga de frenagem, então há alguma diferença na forma como o desgaste ocorre em decorrência da função e posicionamento de cada componente do sistema de freio.

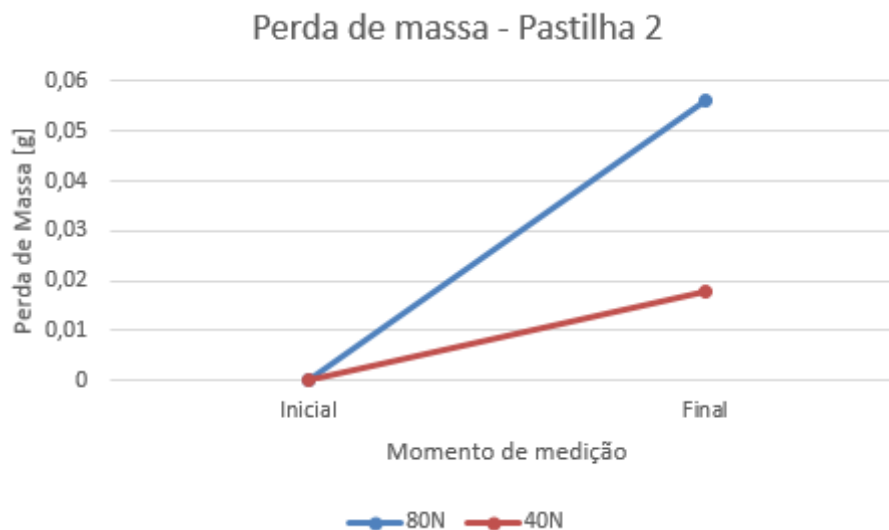


Imagem 75 – Desgaste Pastilha 2 (Autor).

O desgaste dos elementos de freio foi bem linear e não houve picos de desgaste. Em momento algum, ocorreram variações bruscas na forma como o desgaste ocorre de acordo com a carga de freio aplicada, esse tipo de

comportamento era buscado, para que fossem feitos estudos mais aprofundados sobre essas variações.

5.1.3.2 Frenagem cíclica

Durante os ensaios de frenagem cíclica, o desgaste ocorreu de forma muito similar em todos os componentes, independentemente da carga de frenagem. Os ensaios com maior carga sofreram maior desgaste, porém a forma com que o desgaste ocorreu seguiu um padrão em todos os elementos. As figuras 75, 76 e 77 mostram comparações entre as taxas de desgaste nos mesmos elementos em ensaios com cargas distintas.

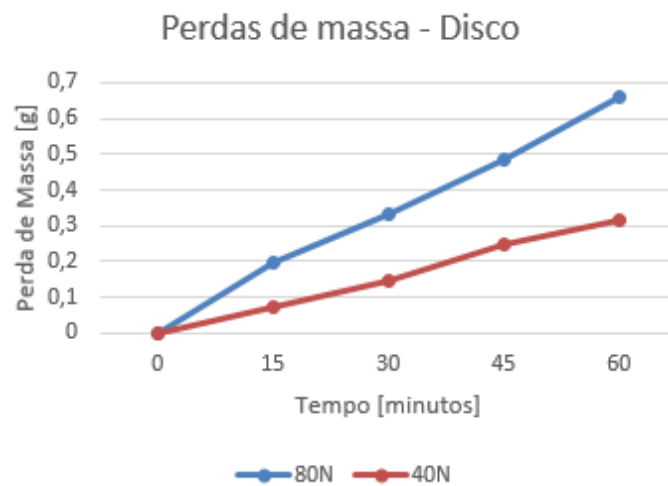


Figura 75 – Desgaste Disco (Autor).

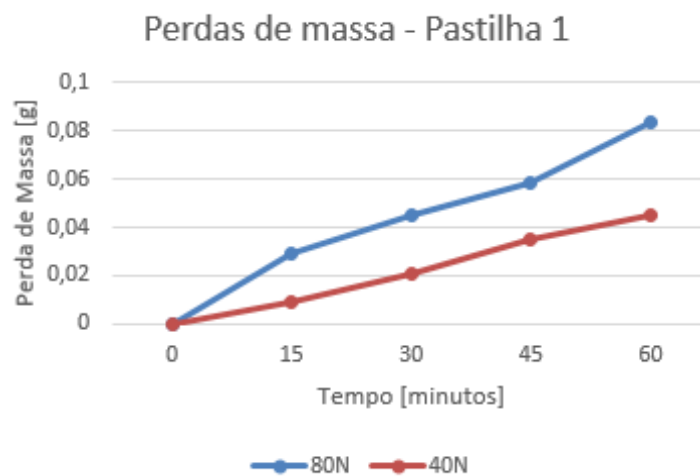


Figura 76 – Desgaste Pastilha 1 (Autor).

O desgaste nas pastilhas de freio não sofreu alterações de acordo com a posição no sistema, deferentemente dos ensaios de parada total, uma vez que, devido à forma como os ensaios são feitos, o sistema se resfria com melhor eficiência mantendo seu funcionamento mais preciso.

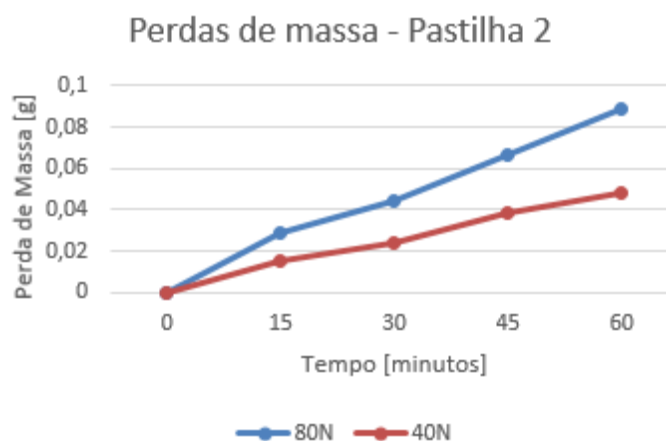


Figura 77 – Desgaste Pastilha 2 (Autor).

Quando analisado o comportamento dos elementos de freio usados em um mesmo ensaio, pode-se notar a grande similaridade no comportamento que a curva de desgaste apresenta. Isso mostra que os componentes se desgastaram de forma uniforme entre si. Pode-se também notar semelhanças entre os ensaios, os componentes sempre sofreram desgaste de forma linear e não houve grandes diferenças entre si.

5.1.4 Rugosidade

5.1.4.1 Parada total

Nos ensaios de parada total, a forma como a rugosidade se comportou foi diferente de acordo com o tipo de elemento de freio. As pastilhas sofreram aumento na rugosidade enquanto os discos sofreram diminuição na rugosidade. As figuras 78, 79 e 80 mostram uma comparação na variação da rugosidade entre os mesmos elementos em ensaios diferentes.

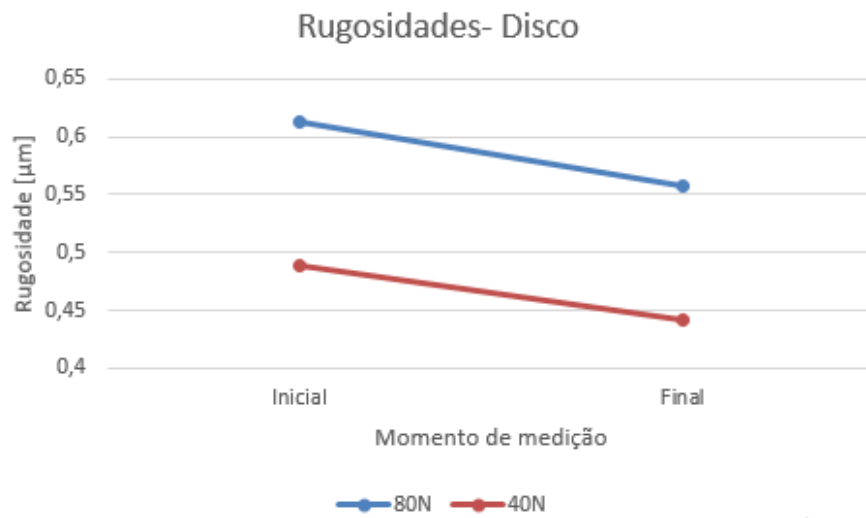


Figura 78 – Rugosidades do disco (Autor).

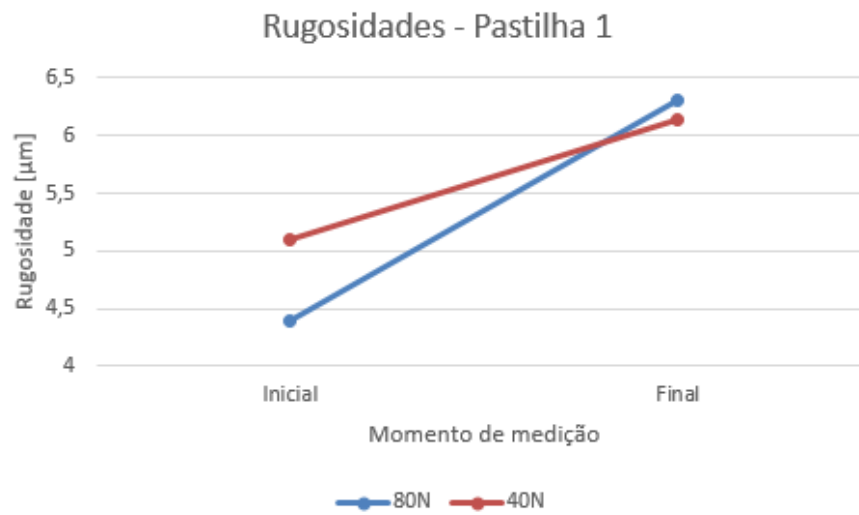


Figura 79 – Rugosidades pastilha 1 (Autor).

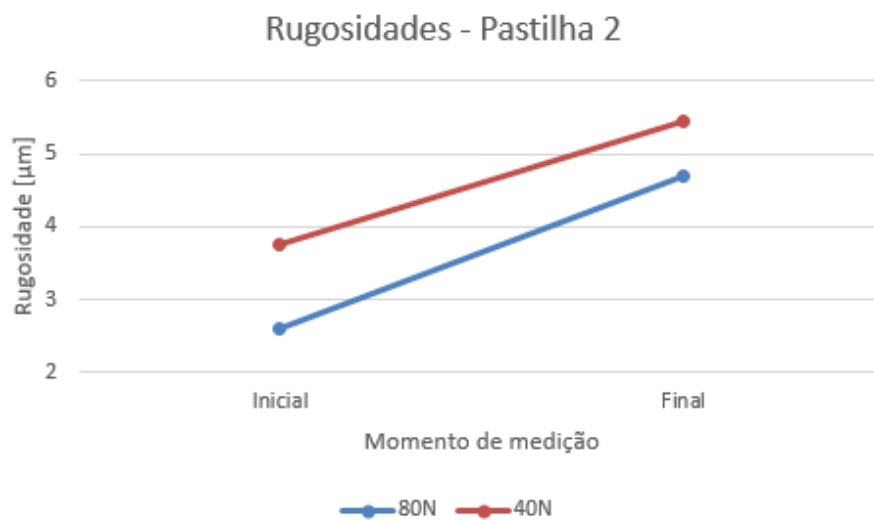


Figura 80 – Rugosidades pastilha 2 (Autor).

O comportamento da rugosidade nesses ensaios foi bastante linear, mas os valores sofreram muita variação em relação aos seus valores iniciais e finais em cada ensaio e em cada componente. Devido ao lixamento inicial feito de forma manual não foi possível manter os valores iniciais sempre iguais.

5.1.4.2 Frenagem cíclica

Uma comparação nos valores de rugosidade encontrados em ensaios com cargas diferentes estão dispostos nas figuras 81, 82 e 83.

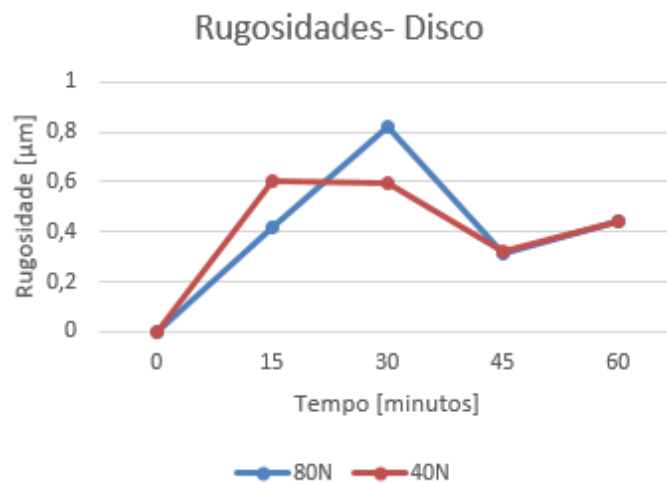


Figura 81 – Rugosidades do disco (Autor).

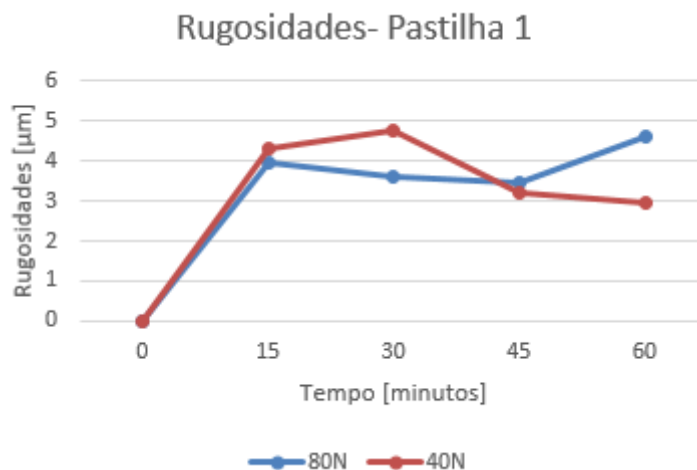


Figura 82 – Rugosidades da pastilha 1 (Autor).

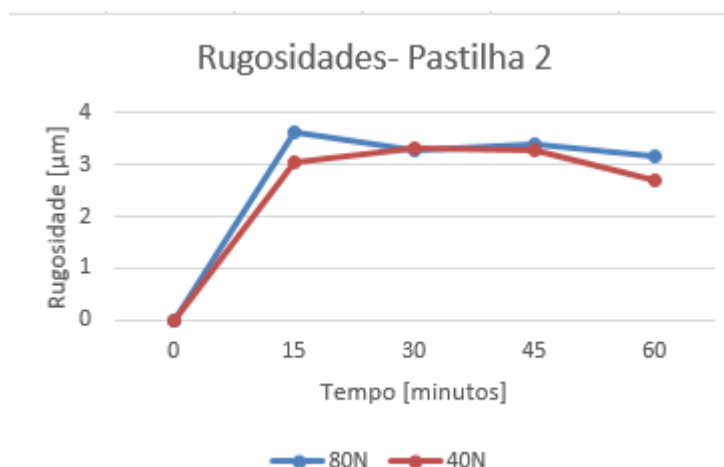


Figura 83 – Rugosidades da pastilha 2 (Autor).

O comportamento da rugosidade de cada elemento foi muito similar com as cargas de 80N e 40N, as curvas mostradas anteriormente demonstram isso de forma clara, justificando a semelhança nos resultados de força de atrito e perda de massa encontrados. Esses parâmetros mostram que a forma como as superfícies interagiram entre si foi bastante similar em todos os ensaios.

5.2 ANÁLISE DAS SUPERFÍCIES

Durante cada ensaio, pode-se perceber que nas frenagens iniciais a força de atrito é bastante alta em relação ao seu valor após alguns ciclos de frenagem. Isso pode ser explicado pela deposição de material da pastilha na superfície do disco. Esse fenômeno ocorre devido ao atrito entre as superfícies das pastilhas e do disco, pois ao serem atritadas entre si, ocorre desgaste fazendo com que pequenos *debris* sejam arrancados dessas superfícies. Sabendo que a pastilha é composta por uma liga com menor dureza em relação à dureza do disco de freio, pode-se inferir que esta irá perder mais material, fato confirmado com os valores de massa obtidos durante os ensaios. Tendo esses *debris* soltos entre as superfícies, alguns deles acabam ficando aderidos à superfície do disco. Essa adesão também ocorre diretamente de uma superfície a outra, sem que os *debris* fiquem soltos entre as duas. Pela análise de EDS feita no MEV, foi constatada a presença de grafita na composição da pastilha e esse elemento possui propriedades lubrificantes. Com isso ocorre a diminuição da força de atrito e da eficiência na frenagem, de acordo com a quantidade de material da pastilha aderido à superfície do disco. Esse fator se mostrou presente com muito mais severidade nos ensaios de parada total, fator

facilmente perceptível após analisados os gráficos de força de atrito. Na figura 84 pode se observar a superfície do disco com material (preto) aderido a ela.

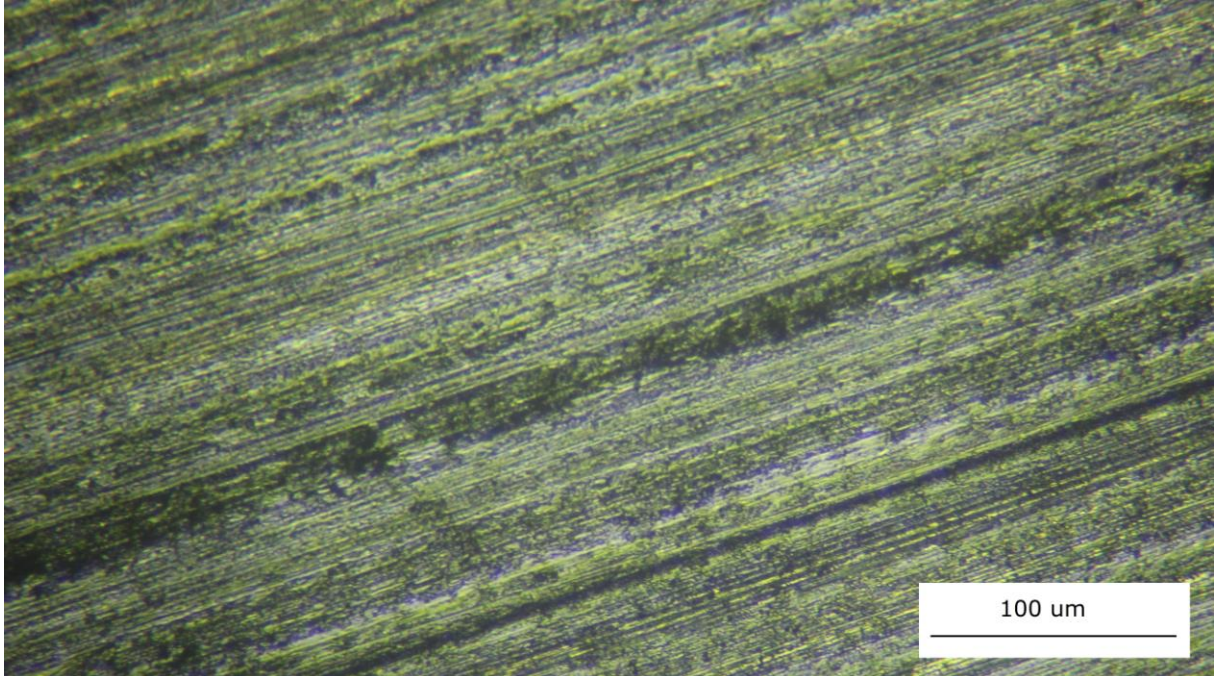


Figura 84 – Superfície do disco com partículas aderidas à superfície aumento 100x (Autor).

Quando analisadas as superfícies após cada tipo de ensaio, é perceptível a grande diferença na forma como o disco de freio foi danificado. Nos ensaios de parada total os sulcos de desgaste são mais aparentes e largos, enquanto nas superfícies provenientes de ensaios de frenagem cíclica esses sulcos são mais finos e próximos.

6 CONCLUSÃO

Os valores de força de atrito nos ensaios de parada total sofrem grande variação, ocorrendo uma queda considerável desse parâmetro. Este fenômeno é justificável pela deposição de material na superfície do disco, que leva à diminuição no coeficiente de atrito entre as superfícies do disco e das pastilhas. Esse fator faz com que a eficiência nas frenagens diminua consideravelmente.

A temperatura no interior da pinça de freio nos ensaios de parada total aumenta após algumas frenagens e, após atingir seu valor máximo (50°C), começa

a cair gradativamente. Isso ocorre devido à diminuição da força de atrito, pois quanto menor é a força de atrito menor será a temperatura final após cada frenagem.

A perda de massa em todos os componentes nos ensaios de parada total foi extremamente linear, todos os elementos perderam massa. O disco de freio sempre perdeu maior quantidade de massa em relação às pastilhas, porém quando analisada a porcentagem de massa perdida, as pastilhas sempre perdem mais massa que os discos.

A rugosidade superficial dos componentes antes e após os ensaios de parada total são diferentes para cada componente. O disco de freio tem a superfície alisada, enquanto as pastilhas têm o valor de rugosidade aumentado. Houve apenas um ensaio em que a superfície do disco também sofreu aumento no valor da rugosidade, esse foi o primeiro ensaio com 40N de carga de frenagem.

A força de atrito nos ensaios de frenagem cíclica foi extremamente regular em todos os ensaios, não houve nenhum ensaio em que esse valor sofreu mudanças muito drásticas. Inicialmente os valores sobem até o lixamento superficial inicial ser perdido e então o valor cai de forma linear. Os valores de força de atrito foram maiores nos ensaios com 80N de carga, como esperado.

A perda de massa do disco e das pastilhas de freio nos ensaios de frenagem cíclica foi bastante similar de forma geral. Os valores encontrados para componentes diferentes em um mesmo ensaio mostram uma curva de variação extremamente parecida. Além disso, as curvas encontradas entre os mesmos componentes em ensaios distintos também foram curvas extremamente semelhantes. Os componentes usados em ensaios com maior carga de frenagem perderam mais massa, como era esperado já que as forças de atrito eram maiores.

Os valores de rugosidade nos ensaios de frenagem cíclica mostraram curvas extremamente similares quando comparado cada componente em ensaios diferentes. Independentemente do valor de força de atrito ou da perda de massa, a rugosidade variou de forma muito constante em todos os ensaios.

A deposição de material nas superfícies dos discos de freio ficou evidente até mesmo a olho nu, pois os discos de freio ficaram com a superfície escura devido ao material ali depositado. Após a análise por microscopia ótica, ficou claro que o material das pastilhas ficava intensamente aderido à superfície dos discos.

Ao final da montagem da bancada, foi constatado que o seu funcionamento estava de acordo com o desejado inicialmente. Houve, porém, algumas modificações extras para melhorar ainda mais a sua utilização. Tendo em vista que foi possível realizar todos os ensaios desejados, obter resultados realistas e analisá-los de forma eficaz, constata-se que a bancada foi validada com sucesso e poderá ser utilizada futuramente para estudos mais aprofundados sobre sistemas de freio de bicicleta ou até mesmo para sistemas de freio de outros tipos de veículos, tais como os fórmula Baja e SAE.

A utilização de uma bancada, como a aqui construída, pode gerar grande aumento na capacidade de transferência de conhecimento dos docentes aos alunos, uma vez que a visualização de uma determinada circunstância em um elemento real e não somente em teoria facilita a compreensão de conceitos e aumenta o interesse por parte dos alunos. Além disso, poderá ser usada posteriormente como base de estudos mais aprofundados em pesquisas de mestrado e doutorado, elevando ainda mais a sua utilidade e importância para a Universidade de Brasília, mais especificamente a FGA.

7 TRABALHOS FUTUROS

Podem ser feitas melhorias em alguns subsistemas da bancada para permitir ensaios com cargas mais elevadas e também para a diminuição do ruído em geral. Dois desses subsistemas são o trilho que limita a movimentação do apoio das cargas de frenagem e o suporte da pinça de freio que transmite a força de atrito para a célula de carga.

Pode-se também adicionar à estrutura da bancada diversos tipos de sensores, de acordo com o tipo de ensaio que será realizado para a obtenção dos dados necessários, além de uma interface para a recepção e tratamento desses dados de forma mais eficiente e confiável.

Criar uma interface de controle para o sistema de acionamento do motor também é de grande ajuda, para assim simplificar a utilização da bancada em ensaios sob diversos valores de velocidade de rotação.

Caso desejado podem ser feitas mudanças para que a bancada simule sistemas de freio mais robustos, como a adição de mais carga inercial e as adaptações necessárias para instalar o sistema de freio que será analisado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) *Freios a Disco Vs. Freios no Aro*. Disponível em: <http://www.praquempedala.com.br/blog/video-freios-a-disco-estao-prontos-para-o-tour-de-france-freios-a-disco-vs-freios-no-aro/>. Acesso em: 8 jun. 2016.
- (2) *Oertel & Neuburgen. Construction of a test bench for bicycle rim and disc brakes*. University of Applied Sciences Technikum Wien. Hochstadtplatz, Vienna, 2010.
- (3) Abreu RM. *Simulação e Ensaio de Mecanismo de Freio Automotivo* [Dissertação de Mestrado]. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2013.
- (4) Infantini MB. *Variáveis de desempenho dos sistemas de freio*. [Dissertação de Mestrado]. Universidade do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2008.
- (5) Cueva EG. *Estudo do Desgaste em Materiais Utilizados em Discos de Freio de Ferro Fundido com Grafita Lamelar e Vermicular* [Tese de Doutorado]. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2002.
- (6) Filho SAS. *Física do Movimento Circular Uniforme e Parâmetros*. 2014.
- (7) Dias FM. *Projeto e Construção de uma Nova Bancada de Ensaio de CVT* [Projeto de Graduação]. FT/Universidade de Brasília. Brasília, 2010.
- (8) *Mecânica: Noções Básicas de Elementos de Máquinas*. SENAI-ES. 1996.
- (9) Lino PSC. *Polias Correias e Transmissão de Potência*. 2013.
- (10) *Yoshida LS, Projeto Adaptativo de um Sistema de Freios para Utilização em Carro de Competição Classe Formula SAE* [Projeto de Graduação]. Escola de Engenharia de São Carlos/USP. São Carlos, SP, 2013.
- (11) SHIGLEY, Joseph E., Mischke, C. R. e Budynas, R. G. *Projeto de Engenharia Mecânica, Bookman*. Porto Alegre, 2005.
- (12) *Stay or Go?* Disponível em: <https://rideonmagazine.com.au/stay-or-go/>. Acesso em: 12 mai. 2016.
- (13) *Calculadora distância de parada*. Disponível em: <http://www.exploratorium.edu/cycling/brakes2.html>. Acesso em: 12 mai. 2016.
- (14) *Freios*. Disponível em: <http://www.revistabicicleta.com.br/bicicleta.php?freios&id=4051>. Acesso em: 12 mai. 2016.
- (15) *Tipos de Pastilha de freio para bicicletas*. Disponível em: <http://mtbbrasil.com.br/2013/10/16/como-escolher-as-pastilhas-de-freio-de-sua-bike/>. Acesso em: 12 mai. 2016.

- (16) *Física Básica de Sistemas de Freio*. Disponível em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAfjXoAJ/fisica-basica-sistema-freios>. Acesso em: 12 mai. 2016.
- (17) Brandão SM. *Construção de um Dinamômetro Inercial para Analisar o Desempenho de Ferros Fundidos Cinzentos Utilizados em Sistemas de Frenagem de Veículos Leves* [Dissertação de Mestrado]. FGA/Universidade de Brasília. Brasília, 2014.
- (18) Diulgheroglo, Pedro A. *Sistemas de freio*. Disponível em: <https://boechatfreios.files.wordpress.com/2014/01/a-histc3b3ria-dos-freios.pdf>. Acesso em: 20 mai 2016.
- (19) *Relação de Polias*. Disponível em: <http://portaldoprofessor.mec.gov.br/fichaTecnicaAula.html?aula=23514>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (20) *Cuide bem dos Freios a Disco*. Disponível em: <http://www.pedaleria.com.br/cuide-dos-freios-disco/>. Acesso em: 25 mai. 2016.
- (21) *Corte Discos de Freio para Bicicleta*. Disponível em: https://www.youtube.com/watch?v=ZuKND_4uIAE. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (22) *Discos de Freio para Bicicletas*. Disponível em: <http://www.aliexpress.com/item-img/MTB-bike-140-160-180-203-mm-6-inch-7-inch-8-inch-tin-disc-brake/32611616599.html?spm=2114.10010308.0.58.KMvcnW#>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (23) *Freio a Tambor*. Disponível em: <http://www.noticiasdaoficinavw.com.br/v2/2015/08/capitulo-1-sistema-de-freios-hidraulicos-funcionamento/>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (24) *Materiais de Fricção*. Disponível em: <http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-738555840-pastilha-freio-sapata-freio-lona-grand-siena-tetrafuel-14- JM>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (25) *Esquema Hidráulico de Freios*. Disponível em: <http://www.fordgerais.com.br/freio.html>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (26) *Sistema Hidráulico de Freios para Bicicletas*. Disponível em: <http://www.jrcomercio.com.br/VerProduto.aspx?id=2845&origem=busca>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (27) *Sistema Mecânico de Freios para Bicicletas*. Disponível em: <http://www.pedaleria.com.br/freio-disco-mecanico/>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (28) *Mancal*. Disponível em: http://www.lacarolamentos.com.br/catalogos/snr/catalogo_snr_mancais_bipartidos_snc.pdf. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (29) *Pinça de Freio Hidráulica para Bicicleta*. Disponível em: <http://www.pedaleria.com.br/pistoes-freios-a-disco/>. Acesso em: 2 jun. 2016.

- (30) *Inversor de Frequência*. Disponível em: <http://www.weg.net/br/Produtos-e-Servicos/Drives/Inversores-de-Frequencia/CFW08>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (31) *Distribuição de ar comprimido*. Disponível em: http://www.joinville.ifsc.edu.br/~eduardo.suzuki/CST-Hidraulica_e_Pneumatica/Dimensionamento%20pneumatico.pdf. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (32) *Bucha de Fixação*. Disponível em: <http://catalogo.imetex.com.br/viewitems/buchas-de-fixacao-dsk-e-dsl/buchas-de-fixacao-dsl>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (33) Neis PD. *Projeto e Construção de um Tribômetro para Estudos Relacionados a Materiais de Fricção Veiculares* [Dissertação de mestrado]. Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2008.
- (34) *Motores elétricos WEG*. Disponível em: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-w22-motor-trifasico-tecnico-mercado-brasil-50023622-catalogo-portugues-br.pdf>. Acesso em: 1 jun. 2016.
- (35) *Dados técnicos motores WEG*. Disponível em: <ftp://ftp.ifes.edu.br/cursos/Eletrrotecnica/Cassoli/Manuten%E7%E3o%20EI%E9trica/M%20anuais%20WEG/MAN-MOTORES.pdf>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (36) *Elementos Orgânicos de Maquinas II*. Disponível em: <http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula05.pdf>. Acesso em: 15 jun. 2016.
- (37) *Perfis de vigas metálicas*. Disponível em: <https://pt.dreamstime.com/photos-images/vigas-metalicas-perfil.html>. Acesso em: 10 ago. 2016.
- (38) *Dados Técnicos inversores de frequência WEG*. Disponível em: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-inversores-de-frequencia-10525554-catalogo-portugues-br.pdf>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- (38) Para uma frenagem melhor. Disponível em: http://www.revistabicicleta.com.br/bicicleta.php?para_uma_melhor_frenagem&id=2961. Acesso em: 23 out. 2016.
- (39) ALLENSTEIN, Ângela Nardelli. *Estudo da resistência à cavitação do aço inoxidável martensítico ca6-nm nitretado por plasma*. [Dissertação de Mestrado]. Universidade Federal do Paraná. Curitiba, 2007.