

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

JULIANA FAVERO

**MODELAMENTO DE VIBRAÇÕES DE BAIXA FREQUÊNCIA UTILIZANDO
CURVAS DE COEFICIENTE DE ATRITO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE**

CAXIAS DO SUL

2020

JULIANA FAVERO

**MODELAMENTO DE VIBRAÇÕES DE BAIXA FREQUÊNCIA UTILIZANDO
CURVAS DE COEFICIENTE DE ATRITO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica no Curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul.

Área de Concentração: Dinâmica dos Corpos Rígidos, Elásticos e Plásticos.

Orientador: Prof. Me Paulo Roberto Linzmaier.

**CAXIAS DO SUL
2020**

JULIANA FAVERO

**MODELAMENTO DE VIBRAÇÕES DE BAIXA FREQUÊNCIA UTILIZANDO
CURVAS DE COEFICIENTE DE ATRITO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica no Curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul.

Área de Concentração: Dinâmica dos Corpos Rígidos, Elásticos e Plásticos.

Aprovado em 30/11/2020.

Banca Examinadora

Prof. Me Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dra. María Cristina Moré Farias
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dr. Alexandre Fassini Michels
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Dedico esse trabalho a todas aquelas pessoas que direta ou indiretamente me ajudaram e tornaram mais essa etapa possível: **MUITO OBRIGADO!**

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer aos meus pais João e Gelci, pelo incansável apoio e paciência durante essa longa trajetória, sempre me incentivando a seguir em frente e alcançar meus objetivos, e que entenderam minha ausência em muitos momentos. Agradeço também a minha vó Lydia e aos meus padrinhos Justina e Álvaro, que sempre estiveram presentes e me auxiliaram em todas as dificuldades e conquistas. Agradeço também ao meu namorado Diego, pela paciência, incentivo e companheirismo em todos os momentos durante essa fase difícil.

Agradeço à Empresa Frás-le S.A. pela oportunidade e aos seus profissionais pela parceria no desenvolvimento desse trabalho, especialmente ao Diego Severo Antunes e ao Luciano Matozo.

Agradeço também a todos os docentes da Universidade de Caxias do Sul que fizeram parte da minha trajetória acadêmica, em especial ao professor e orientador Paulo Roberto Linzmaier pelo auxílio teórico prestado durante a realização desse trabalho.

Certamente não poderia deixar de agradecer a Ingrid Simioni, pela amizade e companheirismo durante todos esses anos de graduação e sem dúvida, por entender melhor do que ninguém as dificuldades enfrentadas para chegar até aqui.

Por fim, gostaria de agradecer a todas as pessoas que direta ou indiretamente contribuíram para o desenvolvimento desse trabalho.

“Conhecimento não é aquilo que você sabe, mas o que você faz com aquilo que você sabe.”

Aldous Huxley

RESUMO

Para a indústria automobilística, o conforto ao dirigir se tornou indispensável, e particularidades como ruído e vibração tem se tornado mais relevantes para os consumidores e até determinantes para a escolha entre veículos. Considerando os ruídos presentes em um veículo, os ruídos de freio têm ganho atenção especial dos consumidores. Entre os vários tipos de ruídos existentes, um tipo de ruído de freio comum é o *groan* ou *chatter*, caracterizado por ser um ruído de baixa frequência e alta energia de vibração, que normalmente ocorre em baixas velocidades. Dessa forma, constantemente as reclamações de ruído de freio são direcionadas às empresas fabricantes de material de atrito, mesmo que nem sempre o material de atrito pode ser considerado o único causador desse fenômeno. Principalmente em ruídos de baixa frequência, a influência da rigidez dos conjuntos eixo e suspensão tem se mostrado relevantes. Nesse contexto, esse estudo consistiu, primeiramente, em caracterizar experimentalmente, diferentes materiais de atrito quanto ao comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento representativas para o ruído do tipo *groan*, 30 km/h a 0 km/h. Para isso foram conduzidos ensaios em um tribômetro do tipo pino disco, onde o disco foi confeccionado no mesmo material do disco de freio, enquanto que o pino foi confeccionado nos diferentes materiais de atrito a serem testados. Posteriormente, estas curvas experimentais de coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento foram utilizadas como dados de entrada em modelos analíticos, numéricos e de mult corpos, de um ou mais graus de liberdade, chegando a um modelo de freio a disco simplificado. Essa etapa teve o objetivo principal de entender a influência da variação do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento na resposta vibracional desses sistemas simplificados. Para tal, foram comparadas as amplitudes das acelerações do caliper, em cada um dos modelos propostos. Também foi realizada uma análise de sensibilidade quanto aos parâmetros principais da curva de coeficiente de atrito em função da velocidade, possibilitando entender qual a melhor combinação de parâmetros que proporcionam menores excitações ao sistema.

Palavras-chave: Ruído de freio. *Chatter*. *Groan*. CoF vs velocidade. Freio a disco.

ABSTRACT

For the automobile industry, comfort while driving became indispensable, and peculiarities such as noise and vibration have become relevant for consumers, and even determinants for the purchase among vehicles. Considering all noises of a vehicle, brake noises have a special attention of costumers. Among various types of brake noises, a very common one is *groan* or *chatter*, characterized for being a low frequency and high vibration energy type of noise, usually occurring at low velocities. Thus, brake noise complaints are constantly headed to friction material producers, even though, friction material is not always the only cause of this phenomena. Mainly for low frequency noise, the axle and suspension assembly's stiffness are very relevant. This study, consists primarily of characterizing experimentally the friction coefficient as a function of sliding velocity representative for *groan* noise, 30 km/h to 0 km/h, for different friction materials. For that, tests were performed on a pin-on-disc tribometer, where the disc was made of the same material as the brake disc, while the pin was made of the different friction materials. Subsequently, the experimental curves of COF as a function of the sliding velocity were used as input data in analytical, numerical and multi-body analysis of one or more degrees of freedom, reaching a simplified disc brake model. The main goal of this stage is to understand the influence of the friction coefficient variation according to the sliding velocity, on the system vibrational response of these simplified systems. For this, acceleration amplitudes of the caliper were compared, on each of the proposed models. It was also performed a sensibility analysis for the main parameters of the friction coefficient curves in function the sliding velocity, enabling to understand the best parameters combination which provide lower system vibration.

Keywords: Brake noise. *Chatter*. *Groan*. CoF vs sliding velocity. Disc brake.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Primeiros sistemas de freio – sapata de madeira.....	20
Figura 2 – Sistema de freio a disco e seus principais componentes	24
Figura 3 – Distribuição de pressão em freios a disco com cilindro simples e duplo.....	25
Figura 4 – Sistema de freio a tambor e seus principais componentes	26
Figura 5 – Distribuição de pressão ao longo do arco da lona.....	27
Figura 6 – Esquema e diagrama de corpo livre de um freio a tambor.....	27
Figura 7 – Distribuição de pressão de contato sobre a lona primária.....	28
Figura 8 – Diagrama de corpo livre representando força de atrito.....	31
Figura 9 – Critério constitutivo de Coulomb para o coeficiente de atrito em função da velocidade.....	33
Figura 10 – Experimento para determinação do coeficiente de atrito estático.....	34
Figura 11 – Esquema simplificado do critério constitutivo de variação do coeficiente de atrito com a velocidade de deslizamento	35
Figura 12 – Perfis do coeficiente atrito em função da velocidade.....	36
Figura 13 – Curvas experimentais de força de atrito em função da velocidade para amortecedores por atrito	37
Figura 14 – Curvas ajustadas pelo modelo matemático de COF em função da velocidade proposto por Miguel (2002)	38
Figura 15 – Curva experimental com condições de aceleração e desaceleração e diferentes lubrificantes	39
Figura 16 – Coeficiente de atrito x velocidade de deslizamento para ensaio utilizando velocidades discretizadas	40
Figura 17 – Diferentes classificações de tribotestes de acordo com a norma DIN 50 322.	41
Figura 18 – Esquema representativo para tribômetros do tipo pino-disco.....	43
Figura 19 – Representação da aplicação de força em um tribômetro do tipo pino disco	43
Figura 20 – Ruídos de freio e faixa de frequência de ocorrência.....	45
Figura 21 – Acoplamento modal entre pastilha e disco de freio	46
Figura 22 – Curvas de força e deslocamento representativas do <i>stick-slip</i>	47
Figura 23 – Espectro de frequência do ruído dentro do veículo – coleta com microfone.....	49

Figura 24 – Espectro de frequência da aceleração no caliper do veículo – coleta com acelerômetro.....	50
Figura 25 – Sistema de parâmetros concentrados para representação do <i>Stick-Slip</i>	51
Figura 26 – Curva do coeficiente de atrito x velocidade de deslizamento com inclinação negativa <i>PQ</i>	51
Figura 27 – Modelo representativo do fenômeno de <i>Sprag-Slip</i>	53
Figura 28 – Modelo com 2 graus de liberdade proposto por Oehlmeyer	55
Figura 29 – Regiões de estabilidade e instabilidade mostradas no plano.....	57
Figura 30 – Representação da condição de instabilidade de <i>Routh-Hurwitz</i>	57
Figura 31 – Análise de sensibilidade do sistema ao coeficiente de atrito	58
Figura 32 – Modelo de coeficiente de atrito x velocidade utilizado	59
Figura 33 – Avaliação da instabilidade do modelo com a variação de amortecimento	59
Figura 34 – Avaliação da instabilidade do modelo com a variação de rigidez	60
Figura 35 – Ciclos limites para a variação de α e N	61
Figura 36 – Fluxograma do estudo	62
Figura 37 – Componentes avaliados do sistema de freio a tambor instrumentado	64
Figura 38 – Sequência do ensaio para obtenção do comportamento do coeficiente de atrito com a velocidade	66
Figura 39 – Nível de resposta dos materiais escolhidos para caracterização do coeficiente de atrito com a velocidade	67
Figura 40 – Amostras do pino confeccionadas em material de atrito	67
Figura 41 – Fluxo de processamento das curvas de COF em função da velocidade resultante dos ensaios.....	69
Figura 42 – Modelo 1 GDL proposto	70
Figura 43 – Diagrama de corpo livre do modelo de 1 GDL.....	71
Figura 44 – Modelo de 1 GDL construído em <i>Adams</i>	75
Figura 45 – Modelo de multicorpos proposto para verificação da influência das curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento	76
Figura 46 – Detalhamento do sistema de freio a disco simplificado.....	77
Figura 47 – Componentes do modelo de multicorpos e as juntas definidas para representação do movimento.....	79
Figura 48 – Pontos de contato entre pastilha e disco de freio	80

Figura 49 – Curva de COF em função da velocidade parametrizada no <i>software Adams</i> e quatro parâmetros utilizados como dado de entrada.....	80
Figura 50 – Curva de coeficiente de atrito em função da velocidade para $F = 550 \text{ N}$, aceleração de $1,25 \text{ m/s}^2$ e desaceleração de $-1,25 \text{ m/s}^2$ – material A1	82
Figura 51 – Curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade as nove condições de aceleração ensaiadas – material A1	83
Figura 52 – Curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade para força normal constante e aceleração constante – material A1	84
Figura 53 – Comparativo das curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade para os diferentes materiais testados	85
Figura 54 – Curvas de COF em função da velocidade simplificadas por retas decrescentes ..	87
Figura 55 – Resposta vibracional do sistema de 1 GDL para as três diferentes curvas de COF em função da velocidade – resolução analítica	88
Figura 56 – Resposta vibracional do sistema de 1 GDL para os três métodos de resolução – reta de COF em função da velocidade com inclinação $\alpha = 3$	89
Figura 57 – Curvas experimentais de COF em função da velocidade após a utilização como dado de entrada no <i>software Adams</i>	90
Figura 58 – Resposta vibracional do sistema ao longo do tempo para as diferentes curvas experimentais utilizadas como dado de entrada no <i>software Adams</i>	91
Figura 59 – Curvas de COF em função da velocidade selecionadas para utilização no modelo de multicorpos	92
Figura 60 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material A1	93
Figura 61 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material A2	93
Figura 62 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material A3	94
Figura 63 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material Padrão.....	94
Figura 64 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material P1	96
Figura 65 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material P2	96
Figura 66 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material P3	97
Figura 67 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material P4	98
Figura 68 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material P5	99
Figura 69 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para os materiais P1, P7 e P8	100

Figura 70 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para os materiais Padrão, P1 e P6	101
Figura 71 – FRF's das respostas de vibração do caliper para os materiais Padrão, P4 e P5..	102
Figura 72 – FRF's das respostas de vibração do caliper para os materiais P2 e P6	103
Figura 73 – FRF's das respostas de vibração do caliper para os materiais P1, P7 e P8.....	103
Figura 74 – FRF's das respostas de vibração do caliper para os materiais Padrão, P1 e P6..	104
Figura 75 – Histograma de pressão máxima de frenagem da rota.....	112
Figura 76 – Histograma de temperatura das lonas durante a rota	113
Figura 77 – Comparativo das temperaturas nas lonas dos eixos dianteiro e traseiro	113
Figura 78 – Espectrograma de frequência e amplitude do ruído do tipo <i>Groan</i>	114
Figura 79 – Frequência e amplitude de vibração dos componentes do freio	115
Figura 80 – Velocidade inicial e final de frenagens ruidosas.....	116
Figura 81 – Desaceleração do veículo durante as frenagens ruidosas.....	117
Figura 82 – Histograma de desaceleração da rota	118
Figura 83 – Temperatura das lonas durante as frenagens ruidosas	118
Figura 84 – Diagrama das forças atuantes no sistema de freio a tambor instrumentado	120
Figura 85 – Força x deslocamento da haste da câmara de freio	121
Figura 86 – Distribuição de pressão ao longo do arco da lona.....	122

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores de coeficiente de atrito para alguns pares tribológicos	32
Tabela 2 – Matriz de ensaio para obtenção do comportamento do coeficiente de atrito com a velocidade	65
Tabela 3 – Propriedades dos materiais utilizadas para cada um dos componentes do modelo	78
Tabela 4 – Valores de COF estático e dinâmico para algumas condições ensaiadas	86
Tabela 5 – Parâmetros de rigidez, massa, amortecimento e condições iniciais utilizadas no modelo de 1 GDL	87
Tabela 6 – Parâmetros μ_s , μ_d , V_s e V_d das curvas experimentais selecionadas para utilização no modelo de multicorpos	92
Tabela 7 – Parâmetros μ_s , μ_d , V_s e V_d das curvas propostas para utilização no modelo de multicorpos, baseadas na curva do material Padrão	95
Tabela 8 – Parâmetros geométricos do sistema de freio a tambor instrumentado	119
Tabela 9 – Análise da pressão de aplicação do sistema de freio a tambor instrumentado	122

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

NAO	<i>Non-Asbesto Organic</i> – Orgânicos sem asbesto
DTV	<i>Disc Thickness Variation</i> - Variação da Espessura do Disco
ODS	<i>Operating Deflection Shapes</i> - Forma de Deflexão Operacional
GPS	<i>Global Position System</i> – Sistema de Posição Global
GDL	Graus de Liberdade
COF	<i>Coefficient of Friction</i> – Coeficiente de atrito
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
FRF	<i>Frequency Response Function</i> – Função Resposta em Frequência
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i> – Transformada Rápida de Fourier

LISTA DE SÍMBOLOS

\ddot{y}	Aceleração da direção y
g	Aceleração da gravidade
\ddot{x}	Aceleração na direção x
c	Amortecimento
a_v	Amplitude da velocidade
a_d	Amplitude do deslocamento
φ	Ângulo de atrito
θ	Ângulo diferencial da lona
θ_a	Ângulo onde ocorre a pressão máxima
A_p	Área interna do cilindro de acionamento
$\frac{a}{W}$ e α	Coefficiente angular de inclinação da reta
μ_d	Coefficiente de atrito dinâmico
μ	Coefficiente de atrito do material de atrito
μ_e e μ_0	Coefficiente de atrito estático
C	Constante de derivação da equação
c_1 e c_2	Constantes que variam de acordo com o material de atrito
y	Deslocamento da direção y
y_p	Deslocamento da pastilha na direção y
y_d	Deslocamento do disco na direção y
x	Deslocamento na direção x
a	Distância do ponto de ancoragem das sapatas até o ponto de aplicação da força
b	Distância do centro do tambor até o ponto de ancoragem das sapatas
x_0	Extensão da mola
F_m	Força da mola
F_x	Força na direção x
F_c	Força do amortecedor
F_a	Força de atrito
F_{sapata}	Força aplicada na sapata de freio
F_{aest}	Força de atrito estática

F_f	Força de frenagem
L	Força externa
F_N e N	Força normal
W	Força peso do bloco
w	Largura da lona
m	Massa
M_{F_f}	Momento gerado pela força de atrito
M_{F_N}	Momento gerado pela força normal
P_s	Pressão de acionamento do sistema
p	Pressão diferencial na lona
p_m	Pressão máxima suportada pelo material de atrito
r	Raio do tambor
r_a	Raio efetivo de contato entre amostra e disco
λ	Raízes do polinômio característico
k	Rigidez da mola
τ_r	Tensão cisalhante dinâmica
τ_u	Tensão cisalhante estática
τ	Tensão de cisalhamento
σ_N	Tensão normal
T	Torque
V e v_0	Velocidade da correia
\dot{y}	Velocidade da direção y
\dot{x}_p	Velocidade da pastilha
\dot{x}_d	Velocidade do disco
\dot{x}	Velocidade na direção x
V_0	Velocidade onde se inicia a tensão cisalhante dinâmica
V_s	Velocidade do COF máximo
V_d	Velocidade de estabilização do COF dinâmico
v e v_r	Velocidade relativa entre a correia e o bloco
d	Desaceleração
Δv	Variação de velocidade do veículo

Δt	Variação de tempo
$(\text{sen}\theta)_{\text{max}}$	Máximo valor de seno para o ângulo da lona
$\theta 1$	Ângulo do início da lona
$\theta 2$	Ângulo do final da lona
F_{sapata}	Força aplicada na sapata de freio
$F_{\text{câmara}}$	Força aplicada pela câmara de freio
$L_{\text{ajustador}}$	Comprimento do ajustador
$r_{\text{ef s-came}}$	Raio efetivo do eixo S
v_{ta}	Velocidade linear do tambor
$v_{\text{tribô}}$	Velocidade linear do tribômetro
a_{ta}	Aceleração linear do tambor
$a_{\text{tribô}}$	Aceleração linear tribômetro
$\omega_{\text{veí}}$	Velocidade angular do veículo
ω_{ta}	Velocidade angular do tambor
$v_{\text{veí}}$	Velocidade linear do veículo
$r_{\text{rveí}}$	Raio de rolamento do veículo
$\alpha_{\text{veí}}$	Aceleração angular do veículo
α_{ta}	Aceleração angular do tambor

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	JUSTIFICATIVA.....	21
1.2	OBJETIVOS.....	22
1.2.1	Objetivo Geral	22
1.2.2	Objetivos Específicos.....	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1	SISTEMAS DE FREIO A DISCO.....	23
2.1.1	Pressão específica de frenagem para freio a disco.....	24
2.2	SISTEMAS DE FREIO A TAMBOR.....	25
2.2.1	Pressão específica de frenagem para freio a tambor.....	26
2.3	MATERIAL DE ATRITO	29
2.4	ATRITO	30
2.4.1	Variação de atrito em função da velocidade.....	34
2.5	ENSAIOS TRIBOLÓGICOS.....	40
2.6	RUÍDO DE FREIO	44
2.7	MODELOS DE INSTABILIDADE.....	47
2.7.1	Fenômeno de <i>Stick-Slip</i>	50
2.7.2	Fenômeno de <i>Sprag-Slip</i>.....	53
2.7.3	Acoplamento Modal	54
2.7.4	Modelos analíticos de parâmetros concentrados.....	54
2.7.4.1	Modelo de 2 graus de liberdade	54
3	METODOLOGIA	62
3.1	ETAPA 1 – COF EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE DESLIZAMENTO.....	63
3.1.1	Determinação da matriz para ensaio de obtenção do COF em função da velocidade de deslizamento.....	63
3.1.2	Determinação dos diferentes materiais de atrito a serem ensaiados	66

3.1.3	Ensaio para obtenção das curvas de COF em função da velocidade de deslizamento.....	67
3.1.4	Curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento	68
3.2	ETAPA 2 – MODELO DE 1 GDL	69
3.2.1	Resolução analítica do modelo de parâmetros concentrados de 1 GDL	71
3.2.2	Resolução por integração numérica do modelo de parâmetros concentrados de 1 GDL	74
3.2.3	Resolução a partir do <i>software Adams</i> do modelo de parâmetros concentrados de 1 GDL.....	74
3.3	ETAPA 3 – MODELO DE MULTICORPOS	76
4	RESULTADOS.....	82
4.1	CURVAS DE COF EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE.....	82
4.2	MODELO DE 1 GDL	86
4.3	MODELO DE MULTICORPOS	91
5	CONCLUSÕES	105
5.1	CURVAS DE COF EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE.....	105
5.2	MODELO DE 1 GDL	106
5.3	MODELO DE MULTICORPOS	106
5.4	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	107
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	108
	APÊNDICE A – CARACTERIZAÇÃO DA ROTA	112
	APÊNDICE B – AVALIAÇÃO DAS FRENAGENS RUIDOSAS	116

1 INTRODUÇÃO

O engenheiro militar Nicholas Joseph Cunto, em 1769, construiu um veículo a vapor de três rodas para transportar artigos de artilharia, segundo Gillespie (1992). Com esse veículo, aconteceu o primeiro acidente automotivo, quando o mesmo se chocou contra uma parede, o que exigiu atenção a um importante sistema necessário nos veículos: o sistema de freio. Depois de diversos anos de desenvolvimento, distintos pioneiros desenvolveram veículos trabalhando independentemente, até que, em 1908, a indústria automotiva já estava estabelecida nos Estados Unidos, e os veículos já atingiam velocidades mais altas. Dessa forma, as dinâmicas direcional e de frenagem ganharam grande importância.

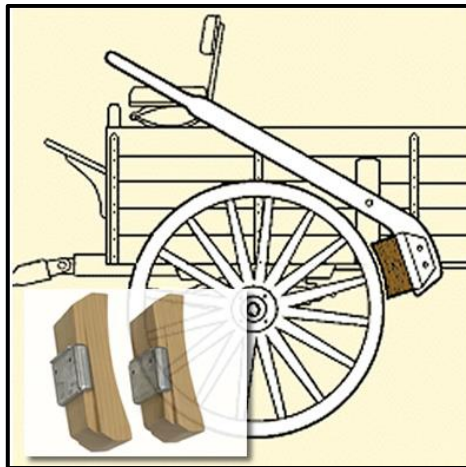
Sistemas de freio tem como objetivo controlar a velocidade de um veículo de acordo com as condições de tráfego, transformando a energia cinética do veículo em energia térmica, mediante a aplicação da força de atrito contrária ao seu movimento. Assim como a invenção da roda facilitou consideravelmente o transporte de cargas, a invenção do freio foi primordial para que o movimento fosse controlado quando necessário.

Em termos de segurança, as três funções básicas do freio são: desacelerar o veículo até a sua parada, manter a velocidade do veículo constante durante uma descida íngreme, e manter o veículo parado quando estiver estacionado. Devido a sua grande influência nas questões de segurança veicular, o mesmo é item crítico de projeto. Dessa forma, os freios devem apresentar uma performance adequada considerando uma grande variedade de condições de operação, incluindo pistas secas e molhadas, veículos carregados e descarregados, pastilhas novas ou em fim de vida, durante frenagens leves ou descidas íngremes – que elevam consideravelmente a temperatura do sistema –, com diversas condições de vias, entre outros (LIMPERT, 1999).

Os primeiros freios, conforme Figura 1, eram constituídos por um dispositivo mecânico simples, composto por uma alavanca rotulada e uma sapata de madeira montada na extremidade junto à roda, proporcionando a ação de frenagem durante o contato entre sapata e roda. Por volta de 1890, foram criados os freios de cinta, os quais eram formados por uma roda envolta por uma cinta com materiais modificadores de atrito. Inicialmente esse material era o couro, porém o mesmo apresentava durabilidade baixa devido às altas temperaturas impostas pela ação da frenagem. A partir de então, iniciou-se a fabricação industrializada de materiais de atrito para aplicação em freios automotivos, com a utilização de diversas matérias-primas se aproximando do conceito atual de compósito. A fibra de asbesto foi altamente utilizada, pois

possuía características mecânicas favoráveis e era acessível pela maioria dos fabricantes de material de atrito. Após vários anos de sua utilização, em meados da década de 80, o asbesto foi banido por causar “asbestose” – característica cancerígena nos pulmões – nos trabalhadores que tinham contato com a mesma durante seu processamento. Desde então, várias outras fibras têm sido estudadas e utilizadas para a substituição do asbesto, como fibra cerâmica, lã de aço, fibra de vidro e fibras acrílicas (DIULGHEROGLO, 2010).

Figura 1 – Primeiros sistemas de freio – sapata de madeira



Fonte: Freios Sorocaba

Desde a utilização dos freios por alavanca, aplicados em carroças, ocorreram diversas evoluções nos sistemas de freio e nos materiais de atrito, chegando nas diversas aplicações atuais de alta performance, como os utilizados em veículos de Fórmula 1, por exemplo, onde são utilizados discos de fibra de carbono e pastilhas de freio de material sinterizado.

Atualmente, os principais tipos de freios podem ser divididos em dois grandes grupos: a disco ou a tambor, de acordo com a forma de geração do contato entre rotor e material de atrito. No Brasil, veículos comerciais para transporte de carga e ônibus geralmente utilizam freio a tambor. Veículos leves, como carros de passeio populares, normalmente utilizam freio a disco no eixo dianteiro, e freio a tambor no eixo traseiro, apesar de alguns veículos de mais alto padrão utilizarem freio a disco nas quatro rodas.

Além das características de performance e durabilidade de um sistema de freio, as quais foram consideradas importantes desde os primeiros veículos, a geração de ruídos de freio ganhou grande importância para os consumidores. Esses problemas constituem grande parte das reclamações realizadas contra as montadoras. As causas dos ruídos de freio são estudadas

há décadas e ainda não são bem compreendidas, ficando na responsabilidade dos fabricantes de material de atrito uma solução para os recorrentes problemas de ruído que são encontrados em campo.

Existem vários tipos de ruídos de freio, dentre eles os que tem maior ocorrência são o *Judder*, *creep groan* e o *squeal* (DANTE E NAVIRE, 2005). Esses três tipos de ruído se diferenciam principalmente pela frequência de ocorrência, onde o *Judder* é uma vibração de componentes do veículo – até em torno de 150 Hz, *creep groan* um ruído de baixa frequência – até 1000 Hz – e o *squeal* de alta frequência – acima de 1000 Hz.

As análises de ruídos e vibrações atualmente disponíveis consistem em medições experimentais, que geram elevados custos e longos períodos de tempo para solução. Entretanto, as soluções propostas consistem, com frequência, em modificações do sistema de freio ou suspensão do veículo, onde o material de atrito não é o único responsável pela ocorrência dos ruídos. Assim, os mecanismos e a influência dos diversos parâmetros, tais como comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento, a força de aplicação do freio e a relação massa/rigidez dos sistemas de freio e do conjunto eixo/suspensão do veículo precisam ser estudadas e modeladas por meio de métodos analíticos e numéricos, de forma a prever a ocorrência de vibrações com maiores amplitudes que possam ocasionar ruídos.

1.1 JUSTIFICATIVA

Análises experimentais que são necessárias para investigações de problemas de ruído, usualmente demandam elevados custos e tempo. Ensaio preliminares realizados em dinamômetro custam em torno de R\$4.000,00 por dia, enquanto que validações finais que contemplam veículos instrumentados e rodagens mais longas podem custar em torno de R\$50.000,00.

Este trabalho será elaborado a fim de reduzir o custo e o tempo dessas investigações, possibilitando caracterizar o comportamento do material de atrito em laboratório e realizar prévias análises da resposta vibracional do sistema. Além disso, será possível determinar quais os perfis de curva do coeficiente de atrito em função da velocidade que são mais propícios a não geração de ruído em campo.

Além disso, os resultados desse trabalho serão integrados, futuramente, em modelos de simulação numérica mais complexos, onde todo o sistema de freio, suspensão e eixos serão modelados, assim, será possível identificar a propensão de ruído de forma muito mais assertiva.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Modelar de forma analítica e numérica, vibrações de baixa frequência, que ocorrem em veículos comerciais, utilizando como dado de entrada diferentes curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade, permitindo assim entender a influência dos seus principais parâmetros.

1.2.2 Objetivos Específicos

Seguem abaixo os objetivos específicos do trabalho:

- a) analisar curvas experimentais de coeficiente de atrito em função da velocidade para a sua utilização como dado de entrada em modelos simplificados;
- b) elaborar modelo analítico de 1 GDL considerando amortecimento viscoso e amortecimento por atrito, utilizando como dado de entrada as curvas experimentais do item a, com o objetivo de avaliar uma possível instabilidade do sistema;
- c) elaborar modelo de multicorpos de um freio a disco simplificado, utilizando o *software* comercial *Adams View* com o propósito de integrar as curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade obtidas experimentalmente para verificar a influência na resposta vibracional do sistema.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

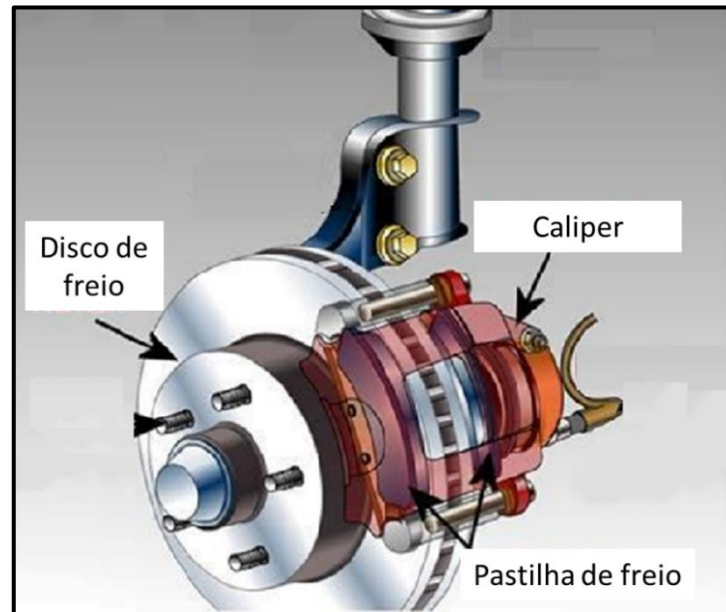
Neste capítulo será apresentada uma breve revisão bibliográfica sobre os principais temas abordados no trabalho. Inicialmente serão abordados tópicos sobre os tipos de sistemas de freio – disco e tambor – e sobre materiais de atrito. Em seguida, serão apresentados os tópicos de coeficiente de atrito, com foco principalmente na variação do coeficiente de atrito com a velocidade, e ruídos de freio. Ao final, será apresentado o modelo de instabilidade que dará maior embasamento teórico ao trabalho.

2.1 SISTEMAS DE FREIO A DISCO

Freios a disco são mundialmente utilizados, principalmente, em veículos leves no eixo dianteiro, nos quais o acionamento hidráulico é predominante. Em países desenvolvidos, principalmente na Europa, já existem grandes frotas de veículos comerciais utilizando freio a disco, predominantemente com acionamento pneumático, existindo uma forte tendência em eliminar a utilização de freios a tambores.

Os principais componentes de um sistema de freio a disco consistem em: disco de freio, caliper e pastilhas, conforme Figura 2. O disco de freio, produzido de material metálico, é fixado no cubo de roda, dessa forma o mesmo acompanha a rotação do eixo do veículo. O caliper, ou pinça, contém os cilindros de freio, que, quando acionados, comprimem as pastilhas contra o disco, gerando a desaceleração do veículo. Por sua vez, as pastilhas, feitas de material de atrito, são responsáveis pela transformação da energia cinética em energia térmica, através do contato friccional com o disco.

Figura 2 – Sistema de freio a disco e seus principais componentes



Fonte: Adaptado de Mechanical Engg.

2.1.1 Pressão específica de frenagem para freio a disco

Segundo Baker (1987), freios a disco utilizam pastilhas com área aproximadamente quatro vezes menor quando comparada à área de lonas de freio. Isso pode ser associado às várias vantagens oferecidas por esse tipo de freio, como: refrigeração mais eficiente devido ao fluxo de ar entrar em contato diretamente com as superfícies de atrito; maior estabilidade de frenagem devido a superfície plana de contato entre a pastilha e o disco, causando baixas deformações durante aplicação, se comparado com freio a tambor.

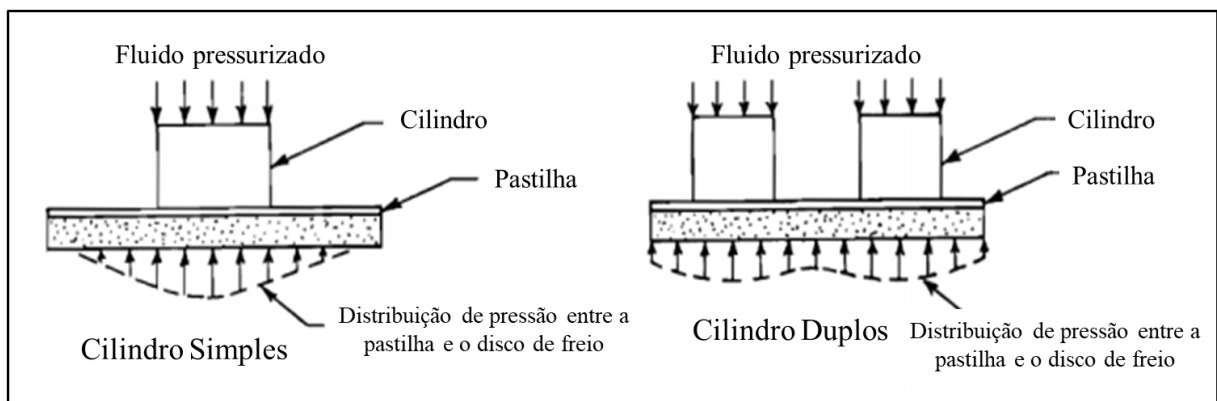
Outra razão para uma maior estabilidade de frenagem é a forma de aplicação de força nas pastilhas. Quando o freio é acionado pelo motorista, a linha do sistema de freio é pressurizada e o fluido se desloca, entrando no caliper. Considerando o princípio de Pascal, o fluido distribui sua pressão igualmente para as paredes do caliper e, conseqüentemente, os cilindros avançam sob a ação da mesma pressão. A Equação 1 representa a força de aplicação de frenagem para um sistema de freio a disco.

$$F_f = P_s A_p \quad (1)$$

Nessa equação, F_f é a força de frenagem, em [N], P_s é a pressão de acionamento do sistema, em [Pa], e A_p é a área interna do cilindro de acionamento, em [m²].

Existem diversas geometrias de caliper, de acordo com a sua aplicação, onde uma das principais diferenças está na quantidade de cilindros. Conforme Puhn (1987), a quantidade e o tamanho dos cilindros estão diretamente ligados a eficiência do freio. Se for utilizada uma pastilha de freio grande, em um caliper com somente um cilindro, resultará em uma pressão desigual no contato entre pastilha e disco, pois nas áreas laterais a pressão será baixa. Nesse caso, será mais eficiente utilizar dois cilindros com diâmetros menores. A Figura 3 ilustra a diferença da distribuição de pressão utilizando um ou dois cilindros.

Figura 3 – Distribuição de pressão em freios a disco com cilindro simples e duplo



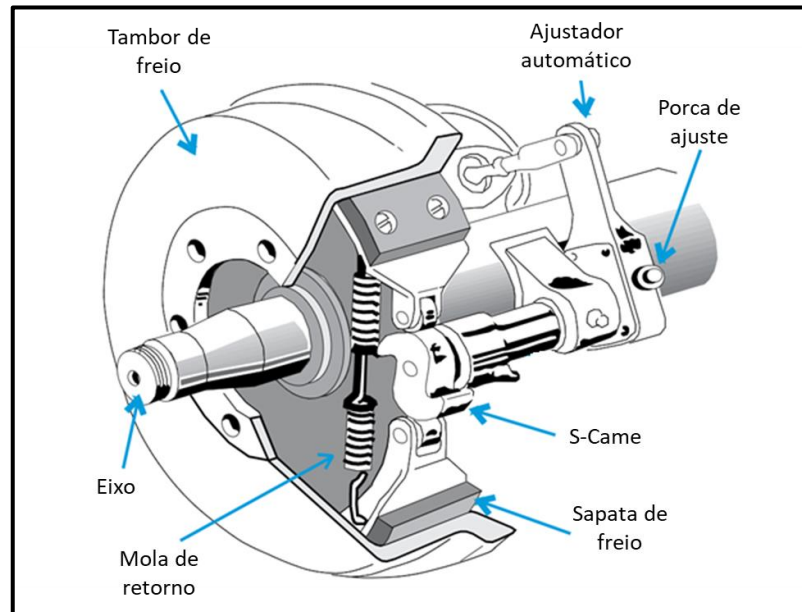
Fonte: Adaptado de Puhn (1987).

2.2 SISTEMAS DE FREIO A TAMBOR

Freios a tambor são utilizados em larga escala em veículos comerciais para transporte de cargas ou em ônibus, e também são utilizados no eixo traseiro da maioria dos automóveis de passeio. Nos veículos leves o acionamento é realizado por um cilindro hidráulico, já nos veículos comerciais o acionamento acontece, na maioria dos casos, pela rotação do eixo S que é gerada por uma câmara de freio pneumática.

Os principais componentes do freio a tambor S-came para veículos comerciais são: tambor, sapatas e lonas, eixo S, ajustador automático e câmara de freio, de acordo com a Figura 4. Quando a câmara de freio é acionada, a mesma faz com que ocorra uma rotação no eixo S, por sua vez, devido a sua geometria, o mesmo faz com que as sapatas de freio expandam e encostem no tambor, realizando a frenagem. O ajustador automático é responsável por transformar o deslocamento linear da câmara de freio em deslocamento rotacional, ajustando também o seu curso gradualmente de acordo com o desgaste das lonas (BAKER, 1987).

Figura 4 – Sistema de freio a tambor e seus principais componentes



Fonte: Adaptado de SGI Air Brake Manual.

2.2.1 Pressão específica de frenagem para freio a tambor

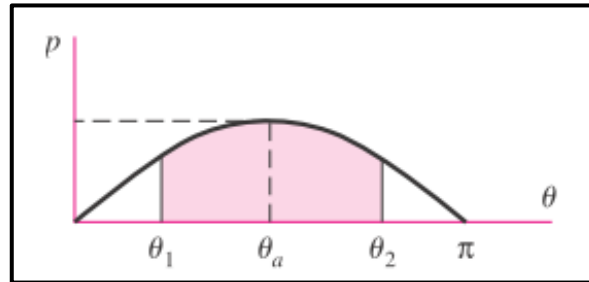
A distribuição de pressão ao longo das sapatas para o freio a tambor é consideravelmente mais complexa se comparada ao freio a disco. De acordo com Norton (2013), utilizando a teoria de desgaste uniforme, a distribuição de pressão ao longo do arco da lona de freio pode ser considerada senoidal, atendendo as simplificações de que o tambor gira em uma velocidade constante, e que o desgaste seja proporcional ao trabalho de atrito, realizado pela pressão e pela velocidade. A distribuição de pressão ao longo do arco da lona pode ser representada pela Equação 2.

$$p = \frac{p_m \operatorname{sen}\theta}{\operatorname{sen}\theta_a} \quad (2)$$

Nessa equação, p é a pressão diferencial na lona, em [Pa], p_m é a pressão máxima suportada pelo material de atrito, em [Pa], θ é o ângulo diferencial do arco da lona, em [rad], e θ_a é o ângulo onde ocorre a pressão máxima, em [rad].

Conforme a Equação 2, a pressão máxima da lona ocorre quando $\theta = 90^\circ$ e a mínima quando se aproxima de $\theta = 0^\circ$ e 180° , e pode ser verificada de acordo com a Figura 5.

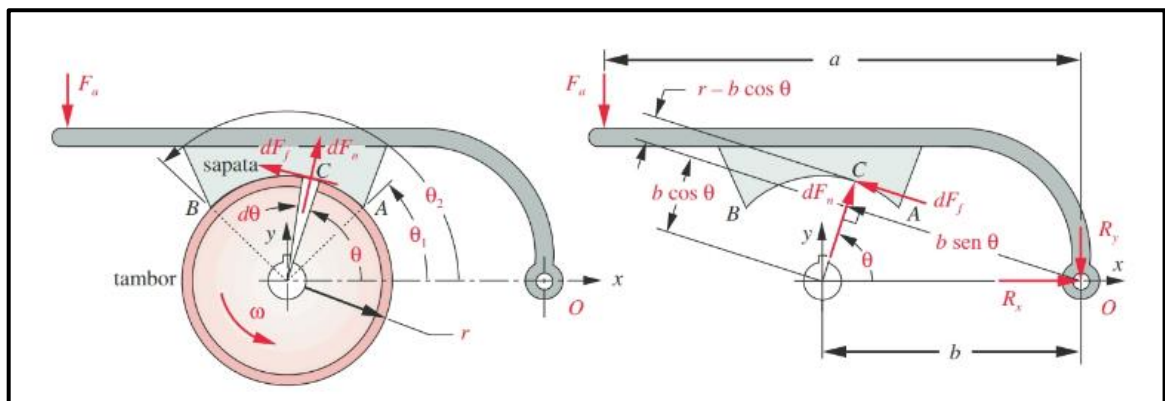
Figura 5 – Distribuição de pressão ao longo do arco da lona



Fonte: Budynas (2016).

Para se obter a força total da sapata, é necessário integrar a pressão ao longo do arco da lona. Nesse caso teremos o momento gerado pela força normal e pela força de atrito, conforme a Figura 6.

Figura 6 – Esquema e diagrama de corpo livre de um freio a tambor



Fonte: Norton (2013).

Assim, as integrais são representadas pelas Equações 3 e 4:

$$M_{F_N} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} pwr \, d\theta \, b \, \text{sen}\theta \quad (3)$$

$$M_{F_f} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu pwr \, d\theta \, (r - b \, \text{cos}\theta) \quad (4)$$

Nessa equação, M_{F_N} é o momento gerado pela força normal, em [Nm], M_{F_f} é o momento gerado pela força de atrito, em [Nm], p é a pressão diferencial da lona, em [Pa], w é a largura da lona, em [m], r é o raio do tambor, em [m], θ é o ângulo diferencial do arco da

lona, em [rad], b é distância do centro do tambor até o ponto de ancoragem das sapatas, em [m] e μ é o coeficiente de atrito do material, parâmetro adimensional.

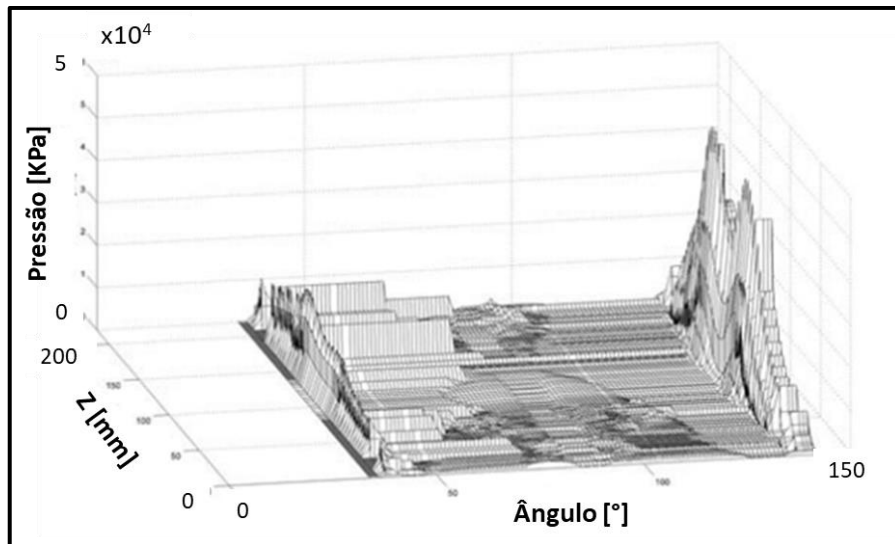
A soma dos momentos em relação ao ponto O pode ser mostrada pela Equação 5, utilizando o sinal negativo para a sapata autoenergizante, e o sinal positivo para a sapata autodesenergizante. (NORTON, 2013).

$$F_{sapata} = \frac{M_{FN} \mp M_{Ff}}{a_c} \quad (5)$$

Nessa equação, F_{sapata} é a força de aplicação na sapata, em [N] e a_c é a distância do ponto de ancoragem das sapatas até o ponto de aplicação de força, em [m].

De acordo com Antunes e Masotti (2017), os modelos clássicos de distribuição de pressão senoidal ao longo do arco da lona, consideram diversas simplificações, como: contato ideal entre tambor e lona ao longo do arco, com tambor e sapata considerados corpos rígidos e perfeitamente concêntricos. Dessa forma, Antunes e Masotti (2017) mostram em seu estudo – considerando o tambor e a sapata como corpos flexíveis – que a distribuição de pressão de contato não tem comportamento senoidal, como mostra a Figura 7.

Figura 7 – Distribuição de pressão de contato sobre a lona primária



Fonte: Adaptado de Antunes e Masotti (2017).

A Figura 7 mostra a pressão aplicada sobre a lona, em função do ângulo do arco e em função da largura da lona, possibilitando perceber que a distribuição é diferente de uma distribuição senoidal.

2.3 MATERIAL DE ATRITO

Os materiais de atrito são componentes importantes para garantir a segurança e performance do sistema de freio de um veículo (LIMPERT, 1999). São materiais compósitos complexos, segundo Menetrier (2006), pois são constituídos de diversas matérias-primas – fases poliméricas, metálicas e cerâmicas –, que são combinadas em quantidade e processamento, para que o produto final atenda os diversos requisitos exigidos pelos mercados consumidores. De acordo com Menetrier (2006) e Limpert (1999), as principais classes de matérias-primas que compõem os materiais de atrito são:

Aglomerante: é o componente responsável por manter o material de atrito na forma de bloco, garantindo a integridade estrutural do mesmo. A resina fenólica é um exemplo de aglomerante comumente utilizado, não só para materiais de atrito;

Elastômero: é o componente responsável por conferir a rigidez/flexibilidade ao material de atrito. Normalmente são utilizadas borrachas;

Lubrificante: é o componente responsável pela redução do coeficiente de atrito, deixando-o mais estável e formando um filme fino entre as superfícies de atrito;

Abrasivo: é o componente responsável pelo aumento do coeficiente de atrito. Essas matérias-primas impactam diretamente na vida útil do material de atrito e do rotor;

Reforço: é o componente responsável por conferir resistência mecânica ao material. Normalmente são utilizadas fibras metálicas, de vidro ou cerâmicas;

Carga: normalmente as cargas são adicionadas ao material de atrito para melhorar o processamento e reduzir custos. As cargas podem ser orgânicas como pó de caju e pó de borracha, ou podem ser inorgânicas como barita ou carbonato de cálcio;

Os requisitos exigidos para os materiais de atrito são os mais variados, destacando-se: alta durabilidade, alto desempenho em diversas condições como em altas temperaturas e pistas molhadas, alta resistência mecânica, coeficiente de atrito estável em altas temperaturas, baixa expansão térmica e ausência de ruído. Além de tudo isso, a aplicação desses componentes exige esforços combinados e repetitivos, como: esforços de compressão, flexão e cisalhamento,

associados com ciclos térmicos de altas temperaturas que podem chegar a até 600°C em aplicações severas.

Assim, segundo Matozo (2016), é possível dividir os materiais de atrito em duas famílias principais de acordo com a formulação base: NAO (Non-Asbesto Organic – Orgânicos Sem Asbesto) e Semi-Metálicos (low-met), onde cada um apresenta características diferentes e são aplicados em mercados com requisitos distintos. Os materiais NAO, conferem maior conforto ao dirigir, pois seu coeficiente de atrito é mais baixo – em torno de 0,35 – comparado aos materiais Semi-Metálicos, permitindo assim frenagens mais suaves. Esse tipo de material é comercializado no mercado norte americano e na Ásia, esses são mercados consideravelmente exigentes quanto a ruídos de freio. No entanto, os materiais do tipo Semi-Metálicos apresentam coeficiente de atrito mais alto – em torno de 0,4 e 0,5 – e são indicados para frenagens que apresentam altas velocidades, desacelerações e temperaturas. Assim, materiais Semi-Metálicos são comercializados no mercado europeu, onde a característica de baixo ruído fica em segundo plano.

A forma de processamento, desde a mistura até o processo final para fabricação de uma pastilha ou de uma lona de freio, é tão importante quanto a escolha das matérias-primas. Os parâmetros de temperatura, tempo, umidade e entre outros, precisam ser rigorosamente controlados, para que o material de atrito atenda aos requisitos estipulados, caso contrário o material poderá perder suas propriedades durante a aplicação.

2.4 ATRITO

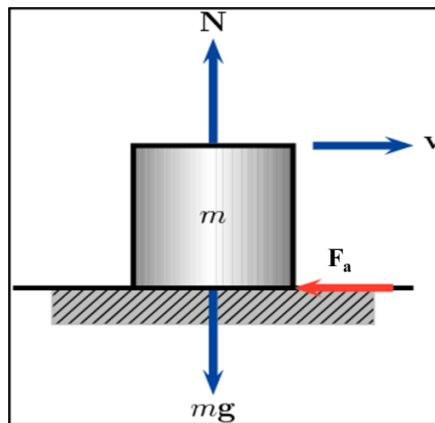
O atrito pode ser definido como uma resistência ao movimento que ocorre entre dois corpos em contato (HUTCHINGS, 1992). Esse fenômeno vem sendo estudado desde os primórdios da humanidade. Físicos e cientistas importantes como Hooke, Euler e Coulomb contribuíram para o estudo desse fenômeno, onde os primeiros registros desse assunto foram de autoria de Leonardo Da Vinci (POPOV, 2017).

Os efeitos de dissipação de energia por atrito estão presentes no cotidiano, se mostrando inevitáveis em todos os corpos em contato que apresentam algum tipo de movimentação, ou seja, sem o atrito não seria possível executar qualquer tipo de movimento. Atrito é um fenômeno que tem interessado as pessoas há centenas e/ou milhares de anos, e ainda hoje é importante para o desenvolvimento de novos produtos e tecnologias. Além disso,

normalmente são investigadas formas de minimizar o atrito, objetivando a economia de energia, porém, existem muitas situações em que o atrito é necessário, como por exemplo entre pneus e pista durante uma frenagem. (POPOV, 2017).

O fenômeno de atrito faz com que seja gerada a força de atrito, que se apresenta na direção oposta ao movimento do corpo, paralela à superfície de contato e perpendicular à força normal. A Figura 8 apresenta o diagrama de corpo livre de um bloco, sujeito à força de atrito.

Figura 8 – Diagrama de corpo livre representando força de atrito



Fonte: Orlando Camargo Rodriguez (2013).

Conforme Hutchings (2016), Leonardo da Vinci realizou as primeiras investigações quantitativas em relação ao atrito. No trabalho de Hutchings (2016), o autor descreve o desenvolvimento e o entendimento de Leonardo da Vinci sobre as leis de atrito e as suas aplicações. Assim, Leonardo da Vinci fundamentou as duas primeiras Leis do Atrito: 1) A força de atrito é proporcional à força normal e 2) A força de atrito não depende da área de contato entre as superfícies. Essas leis do Atrito foram anunciadas 200 anos depois por Guillaume Amontons, e atualmente são conhecidas como “As leis de Amontons”.

A expressão que descreve a força de atrito, pode ser representada pela Equação 6, se tornando possível verificar matematicamente as duas Leis do Atrito apresentadas por Da Vinci.

$$F_a = \mu F_N \quad (6)$$

Nessa equação, F_a é a força de atrito, em [N], μ é o coeficiente de atrito, parâmetro adimensional, e F_N é a força normal aplicada, em [N].

Segundo Hutchings (1992), os valores de coeficiente de atrito podem variar de 0,001 a 10 para aplicações extremas, dependendo da propriedade do tribossistema, como, rolamentos levemente carregados ou metais em deslizamento no vácuo. Usualmente, em aplicação ao ar, o coeficiente de atrito varia entre 0,1 e 1. A Tabela 1 apresenta os valores de coeficiente de atrito para pares tribológicos mais usuais.

Tabela 1 – Valores de coeficiente de atrito para alguns pares tribológicos

Par tribológico	Coefficiente de atrito	
	estático	dinâmico
Borracha - Concreto	1,00	0,80
Aço - Aço	0,74	0,57
Alumínio - Aço	0,61	0,47
Vidro - Vidro	0,94	0,40
Cobre - Aço	0,53	0,36
Madeira - Madeira	0,25 – 0,50	0,20
Metal - Metal (com lubrificação)	0,15	0,06
Gelo - Gelo	0,10	0,03

Fonte: Adaptado de Serway (2018).

Euler introduziu a ideia de que o coeficiente de atrito entre duas superfícies apresenta valores diferentes para as situações estática e dinâmica (FARKAS, 2005). Dessa forma, a variável μ , apresentada na Equação 6, pode ser substituída por μ_e , para coeficiente de atrito estático e μ_d , para coeficiente de atrito dinâmico.

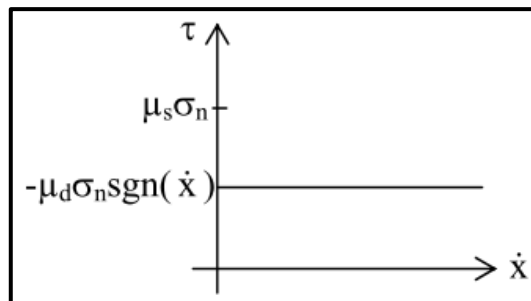
O coeficiente de atrito estático representa o atrito entre dois corpos que não estão em movimento, tipicamente apresentando coeficientes superiores aos do coeficiente de atrito dinâmico, quando da iminência da transição. Frequentemente, o coeficiente de atrito estático está associado à aspereza e à adesão dos materiais. Uma vez que seja aplicada uma força capaz de vencer essa resistência inicial, é necessário reduzir a força aplicada para manter o corpo com velocidade constante (HANAOR, 2016).

O coeficiente de atrito dinâmico ocorre entre duas superfícies quando existe velocidade relativa entre as mesmas. Na maioria dos casos, ele está relacionado com o par

tribológico estabelecido entre as superfícies, porém, muitas vezes, ainda sofre influência das asperezas.

Segundo Popov (2017), outra contribuição relevante foi realizada por Coulomb, que confirmou as leis anteriormente estabelecidas e determinou que o coeficiente de atrito não varia com a velocidade de deslizamento entre as superfícies – terceira lei do atrito. Além disso, conforme Miguel (2002), o critério constitutivo de Coulomb pode ser representado pela Figura 9, em termos de tensões.

Figura 9 – Critério constitutivo de Coulomb para o coeficiente de atrito em função da velocidade

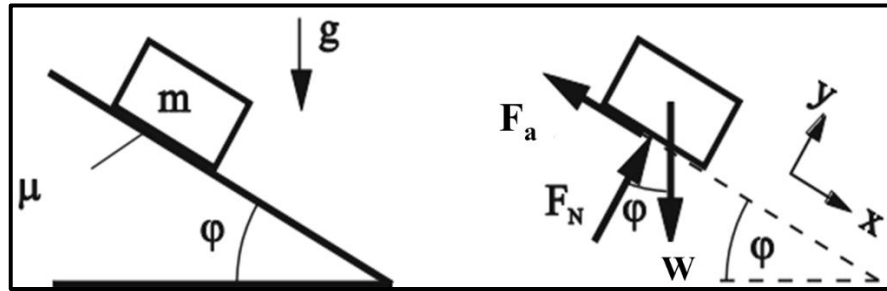


Fonte: Miguel (2002).

Na Figura 9 é possível verificar que a tensão de cisalhamento, τ , cai bruscamente quando da transição de estático para dinâmico, sem depender de outros parâmetros. O eixo das abscissas da figura representa a velocidade de deslizamento entre as superfícies, \dot{x} , logo a tensão de cisalhamento apresenta uma transição abrupta sobre o eixo das ordenadas, ponto onde o movimento relativo inicia. A tensão de cisalhamento estática é representada por $\mu_s \sigma_n$, que são: coeficiente de atrito estático e tensão normal, respectivamente, e a tensão de cisalhamento dinâmica é representada por $-\mu_d \sigma_n \operatorname{sgn}(\dot{x})$ que são: coeficiente de atrito dinâmico, tensão normal, e a função sinal da velocidade, respectivamente.

O método experimental mais simples que pode ser aplicado para determinar o coeficiente de atrito estático entre duas superfícies, é medir o ângulo de inclinação no qual o corpo começa a deslizar, esse é chamado de ângulo de atrito (POPOV, 2017). A Figura 10 mostra o esquema do experimento e o diagrama de corpo livre do mesmo.

Figura 10 – Experimento para determinação do coeficiente de atrito estático



Fonte: Popov (2017).

Pelo método de equilíbrio das forças nas direções x e y , chega-se na relação entre o coeficiente de atrito estático e o ângulo de atrito, de acordo com a Equação 7.

$$\mu_e = \tan \varphi \quad (7)$$

Nessa equação, μ_e é o coeficiente de atrito estático entre as duas superfícies, parâmetro adimensional, e φ é o ângulo de atrito, em [rad].

Conforme Miguel (2002), embora a Equação 6 seja utilizada para modelar grande parte dos problemas de atrito, um valor de μ em um determinado instante, não depende apenas dos materiais em contato, mas depende também das condições presentes na interface.

2.4.1 Variação de atrito em função da velocidade

Frequentemente, o coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento é considerado constante. Essa simplificação pode ser assumida para várias aplicações, mas em velocidades muito baixas ou muito altas, o comportamento do coeficiente atrito passa a ser dependente da velocidade, assim, para muitas aplicações esse comportamento precisa ser investigado. Se o coeficiente de atrito diminui com a velocidade, o comportamento pode ser considerado instável (POPOV, 2017).

Existem vários efeitos não lineares que o coeficiente de atrito pode gerar em um sistema dinâmico, entre eles é possível citar: não linearidades de amortecimento, oscilações auto excitadas, comportamento caótico e talvez o mais importante deles, o fenômeno de aderência-escorregamento – *stick-slip* –, que ocorre em freios, causando vibrações por exemplo. Blok, em 1940, chegou à conclusão que a diminuição do coeficiente de atrito com o aumento

da velocidade de deslizamento é uma condição essencial para a ocorrência do movimento de aderência-escorregamento (ODEN, 1984).

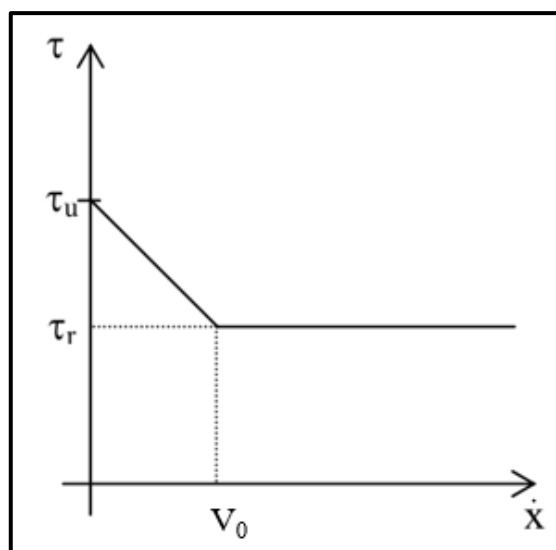
Miguel (2005), realiza uma vasta revisão bibliográfica sobre o critério de variação do coeficiente de atrito com a velocidade de deslizamento, que para aplicação em sismologia é considerado o modelo mais real. Conforme o autor, vários pesquisadores seguem a ideia de aplicar a curva do coeficiente de atrito dependente da velocidade em modelos massa-mola, com o intuito de entender o estado caótico do sistema. Fukuyama e Madariaga (1998) apresentam as Equações 8 e 9 como o critério constitutivo de variação do coeficiente de atrito com a velocidade de deslizamento, em termos das tensões cisalhante e normal.

$$\tau \leq \tau_u \quad \text{para } \dot{x} = 0 \quad (8)$$

$$\tau \leq \tau_r + (\tau_u - \tau_r) \frac{V_0}{V_0 + \dot{x}} \quad \text{para } \dot{x} > 0 \quad (9)$$

Nessa equação, τ é a tensão cisalhante, em [Pa], τ_u é a tensão cisalhante estática, em [Pa], τ_r é a tensão cisalhante dinâmica, em [Pa], V_0 é a velocidade onde se inicia a tensão cisalhante dinâmica, em [m/s] e \dot{x} é a velocidade de deslizamento entre as superfícies, em [m/s]. Essas variáveis são mostradas na Figura 11.

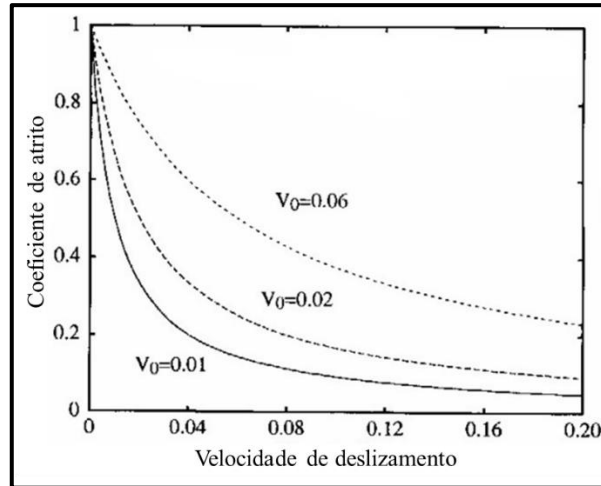
Figura 11 – Esquema simplificado do critério constitutivo de variação do coeficiente de atrito com a velocidade de deslizamento



Fonte: Adaptado de Miguel (2005).

A Figura 12 apresenta diferentes curvas experimentais do coeficiente de atrito variando com a velocidade, mostrando a influência do parâmetro V_0 .

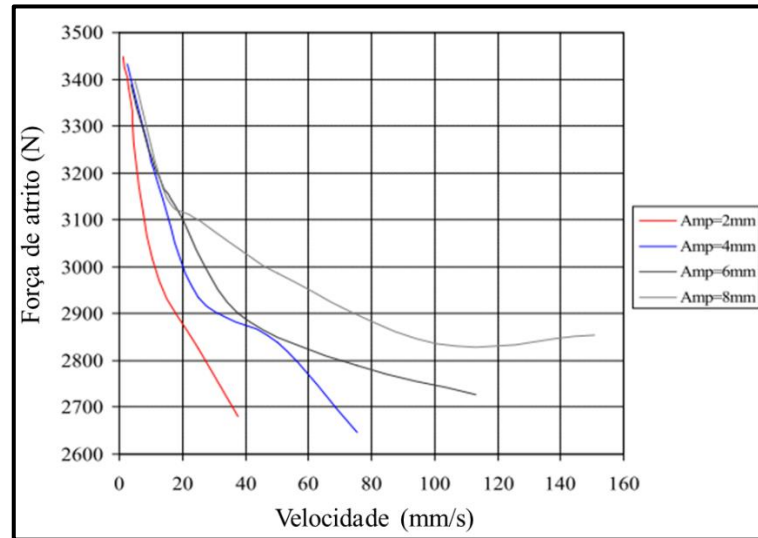
Figura 12 – Perfis do coeficiente atrito em função da velocidade



Fonte: Adaptado de Fukuyama e Madariaga (1998).

Miguel (2002), apresenta ensaios mecânicos para amortecedores por atrito, variando a amplitude do movimento e a velocidade de deslizamento, com o objetivo de propor seu próprio modelo matemático para caracterizar o coeficiente de atrito em função da velocidade. A Figura 13 mostra a variação da força de atrito com a velocidade, encontrada pelo autor, para diferentes amplitudes de movimento.

Figura 13 – Curvas experimentais de força de atrito em função da velocidade para amortecedores por atrito



Fonte: Miguel (2002).

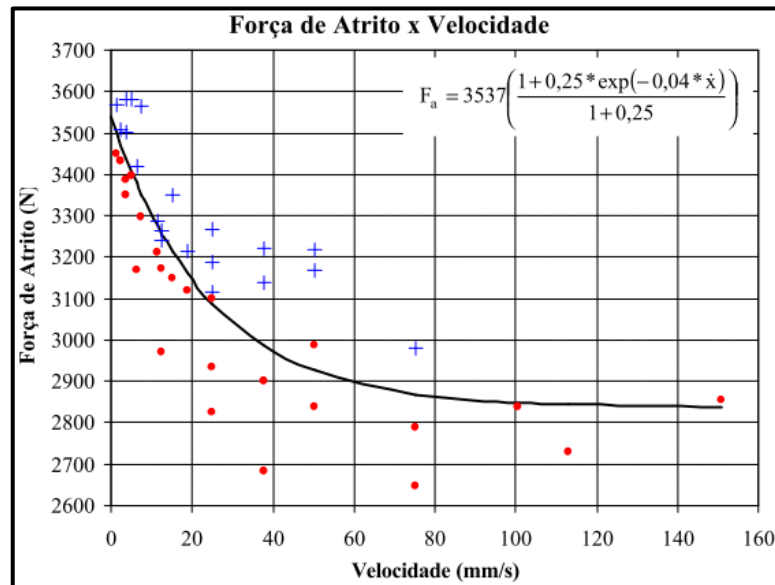
Miguel (2002), realiza o ajuste de curva, a partir da lei mostrada na Equação 10.

$$F_a = F_{aest} \left(\frac{1 + c_1 * \exp \left(-c_2 a_v \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a_d} \right)^2} \right)}{1 + c_1} \right) \quad (10)$$

Nessa equação, F_a é a força de atrito, em [N], F_{aest} é a força de atrito estática, dada por $\mu_e N$, em [N], c_1 e c_2 são constantes que variam de acordo com o material de atrito, parâmetro adimensional, a_d é a amplitude do deslocamento, em [m], a_v é a amplitude da velocidade em [m/s] e x é o deslocamento, em [m].

A Figura 14 mostra a utilização do modelo matemático proposto por Miguel (2002), representado pela Equação 10, para a aproximação das curvas obtidas nos ensaios.

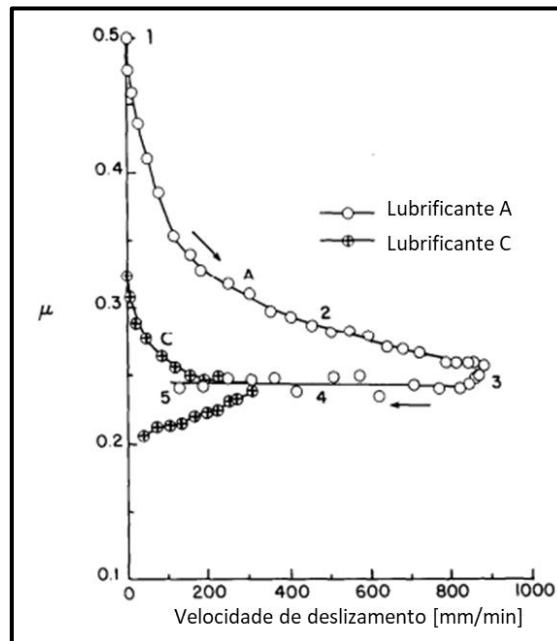
Figura 14 – Curvas ajustadas pelo modelo matemático de COF em função da velocidade proposto por Miguel (2002)



Fonte: Miguel (2002).

Oden (1984), comenta em seu estudo sobre o fenômeno de atrito, que a força de atrito não é reversível em função da velocidade de deslizamento, dessa forma, as curvas obtidas em ensaios de aceleração e desaceleração são diferentes. Além disso, a curva experimental do coeficiente de atrito em função da velocidade, não depende somente da natureza dos materiais em contato, mas sim de todas as variáveis dinâmicas envolvidas, como a lubrificação e as condições das superfícies, ou seja, o coeficiente de atrito é uma propriedade do tribossistema. A Figura 15 ilustra as conclusões obtidas por Oden (1984), onde é possível observar a curva obtida pelos ensaios considerando aceleração e desaceleração, com lubrificação diferentes.

Figura 15 – Curva experimental com condições de aceleração e desaceleração e diferentes lubrificantes



Fonte: Adaptado de Oden (1984).

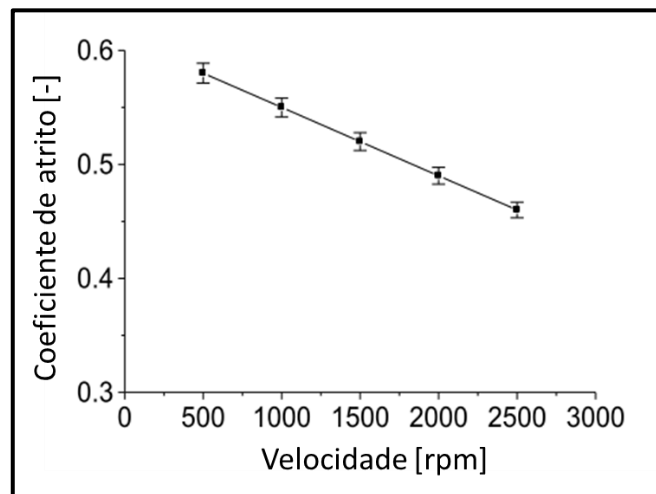
De acordo com Nuruzzaman e Chowdhury (2012), a terceira lei do atrito – o coeficiente de atrito não depende da velocidade – não deve ser generalizada, mencionando ainda que vários autores observaram que a variação do coeficiente de atrito e do desgaste depende de várias condições de contato, como: força normal, geometria, velocidade de deslizamento, rugosidade das superfícies, rigidez do sistema, umidade, entre outras. Dentre todos esses fatores, a velocidade de deslizamento está entre os mais importantes a serem estudados, e, normalmente, o comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento apresenta uma inclinação negativa.

No estudo realizado por Nuruzzaman e Chowdhury (2012), uma investigação do efeito da velocidade de deslizamento e da força normal sobre o coeficiente de atrito foi realizada, utilizando-se um par de alumínio e aço inoxidável em contato. Para isso, um tribômetro com a configuração tipo pino-disco foi utilizado, onde a superfície rotativa era de alumínio, enquanto que o pino era de aço inoxidável. Realizando esses ensaios, o autor concluiu que o coeficiente de atrito diminui com o aumento de velocidade, e o mesmo cita algumas hipóteses para justificar esse comportamento.

Durante o contato inicial entre as superfícies, o filme depositado sobre elas, que pode ser originado devido à ocorrência de reações triboquímicas, ou até mesmo devido ao

acabamento das superfícies, se desfaz, e as mesmas ficam expostas, causando o aumento no coeficiente de atrito. Ao mesmo tempo, a rugosidade inicial das superfícies pode auxiliar no aumento do coeficiente de atrito no início do contato. Entretanto, quando a velocidade começa a aumentar, pode ocorrer uma condição de tribofilme com maior lubrificidade ou um amolecimento da região de contato devido ao aumento da temperatura, causado pela transferência de energia, resultando na redução do coeficiente de atrito. A Figura 16 apresenta a curva do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento obtida por Nuruzzaman e Chowdhury (2012).

Figura 16 – Coeficiente de atrito x velocidade de deslizamento para ensaio utilizando velocidades discretizadas



Fonte: Adaptado de Nuruzzaman e Chowdhury (2012).

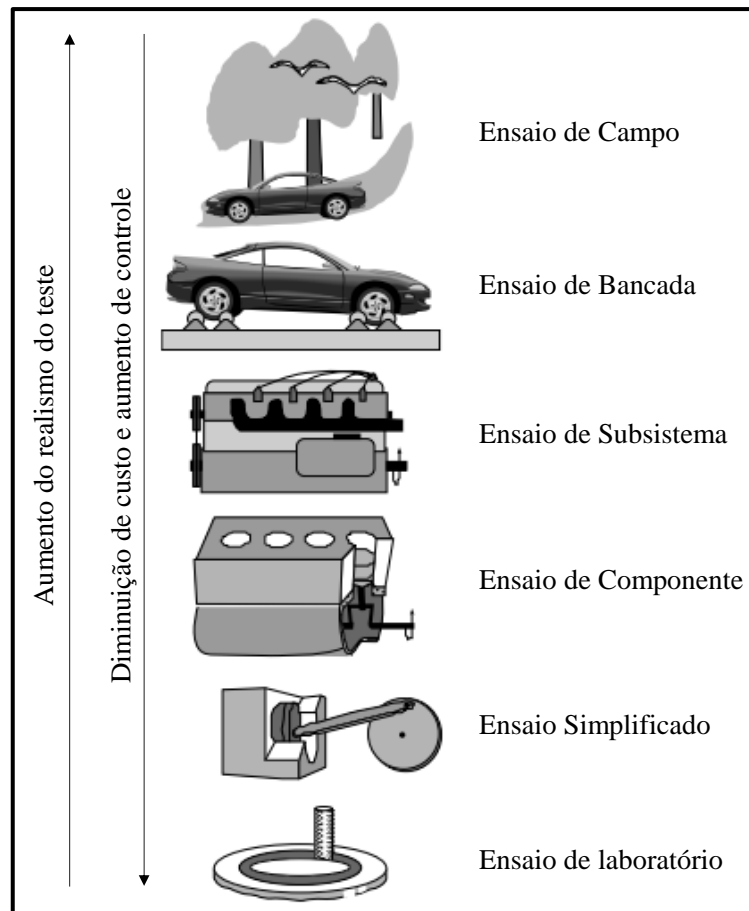
2.5 ENSAIOS TRIBOLÓGICOS

De acordo com Bhushan. (2000), existem inúmeras formas de realizar um ensaio tribológico, onde o resultado não depende somente do par em contato, mas sim de todo o sistema mecânico e seu ambiente. É fundamental que se escolha o tipo de teste tribológico adequado para cada propósito, possibilitando assim, a geração de dados relevantes.

As classes de ensaios tribológicos são diferenciadas pelo seu grau de aproximação com a aplicação real. É sempre necessário levar em conta aspectos como tempo, custos e acuracidade de dados para determinar qual a classe de ensaio é mais adequada. A Figura 17 apresenta as

seis diferentes classes de ensaios tribológicos de acordo com a norma DIN 50 322 (BHUSHAN, 2000).

Figura 17 – Diferentes classificações de tribotestes de acordo com a norma DIN 50 322.



Fonte: Adaptado de Bhushan (2000).

O equipamento mais aplicado para realizar ensaios com sistemas de freio e materiais de atrito é o dinamômetro inercial – ensaio de subsistema –, amplamente utilizado por empresas fabricantes de material de atrito para teste dos materiais em diversas condições. No dinamômetro inercial, é utilizado o freio em escala real, assim, na maioria dos casos, o mesmo é empregado para análises com formulações já conhecidas e/ou nas etapas finais de desenvolvimento de um produto. Esses testes em dinamômetro são aplicados com o objetivo de obter uma resposta do sistema de freio completo, próximo ao que acontece no próprio veículo. Assim, a aquisição de dados sensíveis como coeficiente de atrito e desgaste com alto grau de

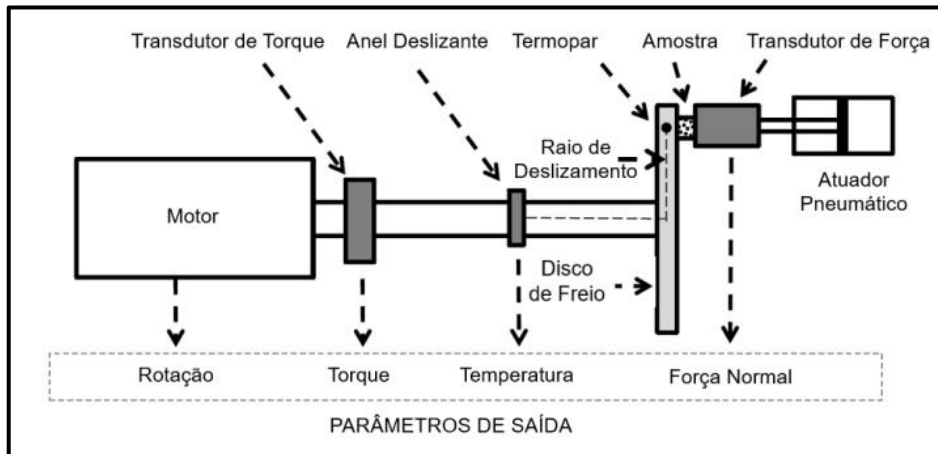
precisão não são viáveis em dinamômetros, pois existem diversas variáveis não controladas, como geometrias e folgas.

Dessa forma, fabricantes de materiais de atrito utilizam ensaios de laboratório – Chase, Fast e tribômetro – com alto controle dos parâmetros, isolando algumas variáveis, tais como a geometria do sistema de freio, uma vez que é utilizada a combinação rotor e material de atrito em escala reduzida. Diante disso, os tribômetros se fazem importantes para a obtenção de informações mais precisas, que são necessárias para entender comportamentos de matérias-primas isoladas, efeitos microscópicos e avaliações de filmes tribológicos ainda na etapa de desenvolvimento.

Tribômetros são equipamentos utilizados para ensaios simplificados, com o objetivo de realizar medições de coeficiente de atrito, força de atrito, desgaste e torque, entre duas superfícies em contato, sob diversas condições controladas de ensaio. De acordo com Stachowiak (2004), o propósito de utilização de um tribômetro é realizar simulações de efeitos tribológicos, uma vez que coeficiente de atrito e desgaste são fatores sensíveis, dessa forma, os equipamentos utilizados devem ter um controle preciso de temperatura, velocidade, umidade, força, entre outros.

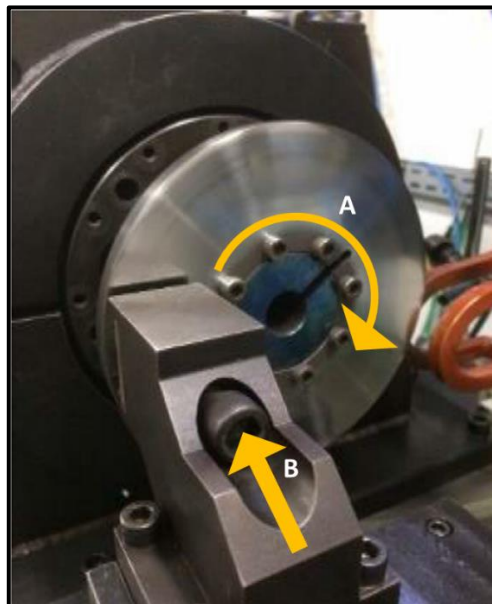
Entre as várias configurações de tribômetros, a mais utilizada é a configuração pino-disco, conforme o esquema da Figura 18. Basicamente uma força controlada é aplicada contra uma amostra plana, e a mesma entra em contato com um disco em rotação, de acordo com a Figura 19. Usualmente, essa configuração permite controle de temperatura e resfriamento, controle de velocidade e ângulo de rotação, controle de torque e controle da força normal de contato entre a amostra e o disco. Conforme Stachowiak (2004), a configuração pino-disco oferece melhor controle experimental em comparação com outras configurações, porém pode apresentar problemas de controle da força normal devido ao filme tribológico na interação entre material de atrito e rotor.

Figura 18 – Esquema representativo para tribômetros do tipo pino-disco



Fonte: Amaral (2019).

Figura 19 – Representação da aplicação de força em um tribômetro do tipo pino disco



Fonte: Adaptado de Amaral (2019).

Na Figura 19, o ponto A representa o disco rotacional, enquanto que o ponto B representa o dispositivo de fixação da amostra de material de atrito, também responsável por transmitir a força normal aplicada por um atuador pneumático.

Nesses equipamentos, o coeficiente de atrito não é medido diretamente, e sim calculado utilizando a Equação 11.

$$\mu = \frac{T}{F_N r_a} \quad (11)$$

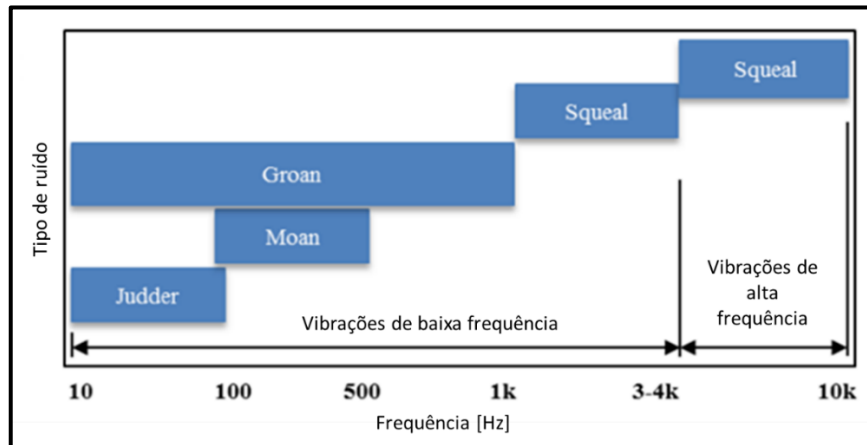
Nessa equação, μ é o coeficiente de atrito, que pode ser calculado ao longo do tempo do ensaio, parâmetro adimensional, F_N é a força normal aplicada, em [N], r_a é o raio efetivo de contato entre amostra e disco, em [m] e T é o torque, em [Nm].

2.6 RUÍDO DE FREIO

O som é a sensação produzida no sistema auditivo, e o ruído é considerado um som indesejável. Sons são vibrações mecânicas das partículas do ar que se propagam a partir de estruturas vibrantes, mas nem toda estrutura que vibra gera som. O som pode ser definido como uma variação da pressão ambiente detectável pelo sistema auditivo, necessitando ser da ordem de 2×10^{-5} Pa e devendo ocorrer de forma cíclica para ser identificável (BISTAFA, 2018). A frequência de sons audíveis pelo ser humano compreende a faixa de 20 Hz até 20 kHz, com maior percepção entre 1 kHz e 5 kHz.

Os ruídos gerados por sistemas de freio são induzidos pelo fenômeno de atrito, e estão relacionados ao comportamento da força de atrito. Essas vibrações induzidas pelo atrito, por um lado, podem causar desgastes severos e formação de estruturas indesejadas na superfície de contato, e por outro lado, podem gerar ruídos e vibrações, como *Judder*, *Groan* e *Squeal* (POPOV, 2017). A diferenciação entre os tipos de ruídos de freio é baseada na frequência de sua ocorrência. Ruídos de baixa frequência normalmente ocorrem entre 20 Hz e 1000 Hz, enquanto que ruídos de alta frequência ocorrem entre 1 kHz e 20 kHz (MATOZO, 2006). A Figura 20 mostra de forma resumida os principais tipos de ruído de freio, bem como sua faixa de frequência.

Figura 20 – Ruídos de freio e faixa de frequência de ocorrência

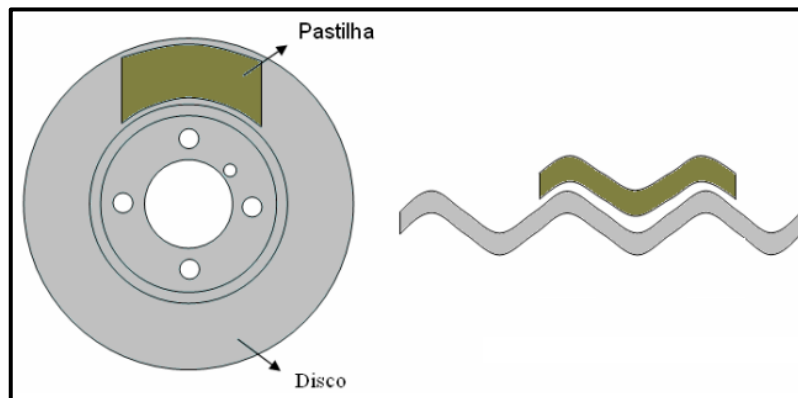


Fonte: Adaptado de Sundaresh e Leila (2015).

As vibrações do tipo *Judder* são vibrações de baixa frequência, que segundo Canali (2002), ocorrem normalmente entre 5 Hz e 150 Hz, algumas vezes chegando até 500 Hz, ocorrendo devido ao DTV (*Disc Thickness Variation* – Variação da Espessura do Disco). Essa variação de espessura do disco pode ser resultado de um desgaste severo, corrosão, ou de tensões térmicas, que causam variações periódicas na força de atrito e levam a variações de pressão e torque frenante, excitando frequências do chassi (MEYER, 2005). Para o motorista, a percepção do ruído *Judder* se dá pela trepidação de partes do veículo, como volante, painel e assento.

O *Squeal* é um ruído de alta frequência, que ocorre geralmente em altas velocidades e grandes desacelerações. De acordo com Lee et al. (2013), esse tipo de ruído está associado com a geometria do sistema e as suas harmônicas, estando associado ao acoplamento modal dos componentes do sistema de freio, causando ressonância entre os mesmos. Esse fenômeno de acoplamento modal pode ser avaliado pela análise de autovalores complexos, que é uma das teorias mais aceitas e abordadas na literatura para predição desse tipo de ruído. A Figura 21, mostra, como exemplo, o acoplamento modal entre o disco e a pastilha de freio.

Figura 21 – Acoplamento modal entre pastilha e disco de freio



Fonte: Adaptado de Triches et al (2004).

Conforme Matozo (2012), o ruído *Bus Noise* é um tipo de ruído *Squeal* bastante comum em ônibus de transporte coletivo urbano, devido à ampla utilização de sistemas de freio a tambor, que possuem uma maior propensão à ocorrência desse tipo de ruído. Matozo (2006), descreve o ruído *Squeal* como um assvio bastante incomodo ao ouvido humano, não somente ao motorista e aos passageiros do veículo, mas inclusive às pessoas que circundam o automóvel no momento da frenagem.

O ruído do tipo *Groan* é aquele que ocorre em baixas frequências. Segundo Brecht et al. (1997) o *Groan* é um tipo de ruído causado pela auto excitação gerada pelo fenômeno de *stick-slip*. Esse fenômeno é caracterizado por ciclos periódicos de aderência e escorregamento entre as superfícies em contato e, normalmente, ocorre quando o veículo está em velocidades baixas e o freio é acionado com pressões baixas, se propagando pela suspensão e possibilitando ser percebido pelo motorista como uma combinação de ruído e vibração.

O fenômeno de *stick-slip* pode se tornar mais acentuado dependendo da diferença entre as magnitudes do coeficiente de atrito estático e dinâmico, levando em conta ainda a velocidade de transição entre eles e o perfil das curvas de atrito em função da velocidade. Além disso, veículos com baixa rigidez estrutural fazem com que essas vibrações sejam amplificadas apresentando maior propensão ao ruído.

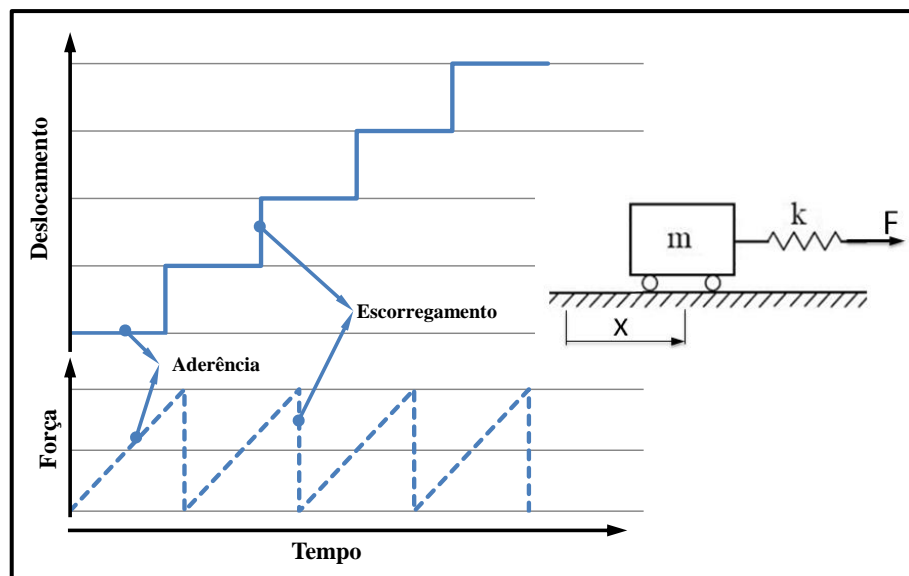
De acordo com Antunes (2016), o fenômeno de *stick-slip* pode ser comparado com o que acontece em uma mola, onde uma de suas extremidades está atrelada a um bloco de massa constante e na outra uma força constante é aplicada. Conforme a mola for tracionada, sua força – conforme Equação 12 – aumenta gradualmente. Quando essa força for superior à força de atrito entre o bloco e a superfície, o bloco irá deslizar para uma posição próxima ao equilíbrio,

diminuindo a força da mola. Esse comportamento, representa a aderência – *stick* – e o escorregamento – *slip* – periódico. A Figura 22 mostra a representação do sistema massa-mola descrito anteriormente, o comportamento de *stick-slip* e a oscilação da força aplicada pela mola.

$$F_m = kx \quad (12)$$

Nessa equação, F_m é a força da mola, em [N], k é a rigidez da mola, em [N/m] e x é o deslocamento da mola, em [m].

Figura 22 – Curvas de força e deslocamento representativas do *stick-slip*



Fonte: Antunes (2016).

2.7 MODELOS DE INSTABILIDADE

Sempre atuando como uma resistência ao movimento relativo, o fenômeno de atrito transmite energia de uma superfície de contato para a outra, dissipando parte dessa energia do movimento, principalmente, através da transformação da energia cinética em energia térmica. Entretanto, uma pequena fração pode, ainda, ser dissipada na forma de energia vibracional do freio, e em alguns casos essa vibração pode chegar a outros componentes do sistema, como a suspensão (AKAY, 2002). O comportamento dinâmico de muitos sistemas tribo mecânicos é influenciado pela interferência de atrito entre os componentes com algum tipo de movimento relativo, gerando instabilidades.

A diferença entre os coeficientes de atrito estático e dinâmico é uma das principais causas da geração de instabilidades nesses sistemas, causando efeitos tais como: aumento na amplitude de vibração, desgaste excessivo dos componentes e ruído de freio. (BROCKLEY ET AL, 1967). Além disso, uma combinação de vibração pode gerar deformações na superfície, alterando a área de contato entre os componentes, tendo como consequência oscilações no comportamento da força de atrito. (AKAY, 2002).

Akay (2002) diz que, em casos de uma forte condição de contato, onde a força normal age além da superfície de atrito, o par de fricção se torna um sistema acoplado, respondendo de forma mais complexa e não linear. Instabilidades desenvolvidas nesse contexto, frequentemente geram a condição chamada “*lock-in mode*”, onde o sistema responde em uma de suas frequências fundamentais e suas harmônicas.

Sinou et al. (2003), comentam que as vibrações auto excitadas podem trazer consequências como desconforto dos passageiros e redução de vida útil dos componentes. Dessa forma, normalmente, estudos paramétricos considerando a teoria linear da estabilidade são realizados com o objetivo de determinar os parâmetros de estabilidade do sistema. Esse estudo deve levar em consideração vários fatores, pois alterações de rigidez, massa, geometria ou coeficiente de atrito podem alterar a resposta de estabilidade do sistema. Conforme Oehlmeyer (2008), estudos para a predição de ruído vem gerando desafios para pesquisadores e engenheiros, uma vez que são de extrema complexidade e envolvem várias disciplinas, como dinâmica não linear, mecanismos de contato e tribologia.

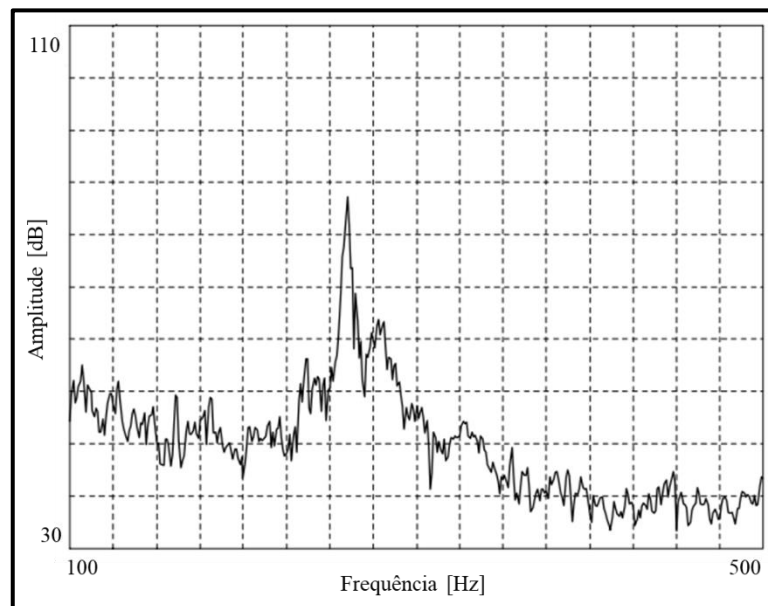
Dados os diversos fenômenos associados à geração de ruído, foram elaboradas algumas teorias na tentativa de determinar as causas desses problemas, tais como *stick-slip*, *sprag-slip*, acoplamento modal, variação do coeficiente de atrito com velocidade. Contudo, nenhuma dessas teorias consegue explicar completamente o fenômeno, seja para ruídos do tipo *Groan* ou *Squeal*.

Conforme Akay (2002), o ruído do tipo *Groan* se apresenta em um espectro de 10 Hz a 30 Hz, com suas harmônicas chegando até 500 Hz, ocorrendo em baixas velocidades, com condições moderadas de frenagem. Esse ruído, aparentemente, resulta de uma instabilidade geométrica das pastilhas de freio, ocorrendo o fenômeno de *stick-slip* e gerando ressonâncias de baixa frequência. Usualmente, são ressonâncias de rotação de corpo rígido do caliper, se propagando pela suspensão.

Dunlap et al. (1999), complementam que tipicamente o ruído do tipo *Groan* ocorre em desacelerações médias de 5 m/s^2 a 20 m/s^2 , com o material de atrito entre $65 \text{ }^\circ\text{C}$ e $120 \text{ }^\circ\text{C}$ e com o veículo entre 16 km/h e 32 km/h . Nos casos mais severos, o ruído é gerado durante toda a frenagem, e, em casos mais brandos, o mesmo ocorre entre o meio e o fim da frenagem, uma vez que esse tipo de ruído normalmente ocorre depois do material de atrito estar assentado.

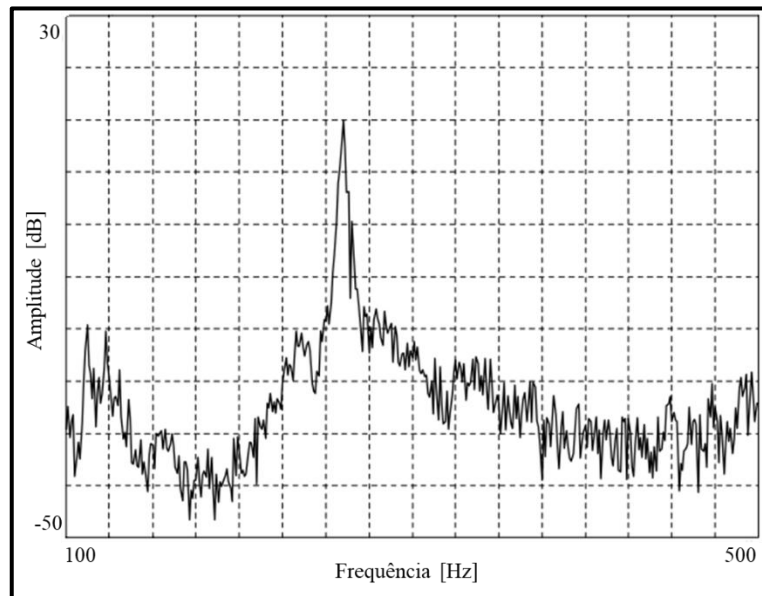
Dunlap et al. (1999) realizam um estudo de caso, onde são repetidas 20 frenagens na mesma condição em que ocorre o ruído do tipo *Groan*. Para caracterizar o ruído, são utilizados microfones internos ao veículo e acelerômetros foram colocados na suspensão e em alguns componentes de freio. Também foi realizada uma análise ODS (Operating Deflection Shapes – Forma de Deflexão Operacional) com o objetivo de entender os deslocamentos e a forma modal de cada ponto instrumentado durante a vibração. A Figura 23 mostra o espectro de frequências do ruído gravado no interior do veículo, enquanto a Figura 24 mostra o espectro de frequências do acelerômetro colocado no caliper do veículo.

Figura 23 – Espectro de frequência do ruído dentro do veículo – coleta com microfone



Fonte: Adaptado de Dunlap et al. (1999).

Figura 24 – Espectro de frequência da aceleração no caliper do veículo – coleta com acelerômetro



Fonte: Adaptado de Dunlap et al. (1999).

Foram propostas por Dunlap et al. (1999), duas soluções diferentes para esse problema:

1) modificar a resposta vibratória do veículo; 2) reduzir a força de atrito, alterando o material de atrito. Inicialmente foi testada a solução 1, onde os parâmetros de rigidez, massa e amortecimento de vários componentes do sistema foram modificados. Essas modificações alteraram a frequência do ruído, porém a percepção do *Groan* se manteve a mesma. Dessa forma, a solução 2 foi implementada, alterando-se a quantidade de abrasivos e lubrificantes da composição do material de atrito, reduzindo o nível do coeficiente de atrito, resultando em uma significativa redução do ruído.

Nesse contexto, é interessante analisar e entender as principais teorias formuladas para descrever os fenômenos vibratórios associados aos ruídos de freio. Serão abordadas as teorias para *stick-slip*, *sprag-slip* e acoplamento modal, além dos modelos de parâmetros concentrados de 2 graus de liberdade.

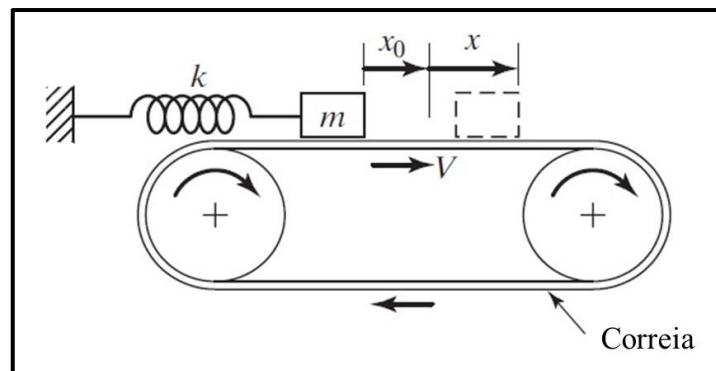
2.7.1 Fenômeno de *Stick-Slip*

Conforme brevemente comentado anteriormente, o *Stick-Slip* é um fenômeno caracterizado pela aderência e escorregamento cíclico durante o contato entre duas superfícies.

Conforme Kinkaid (2003), Fosberry e Holubecki concluíram em 1961 que a principal consideração para que o sistema seja auto excitado consiste na variação do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento das superfícies em contato. De acordo com as curvas do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento apresentadas na seção 2.4.1, a inclinação negativa na transição entre o coeficiente de atrito estático e dinâmico pode gerar um amortecimento negativo e, conseqüentemente, oscilações instáveis.

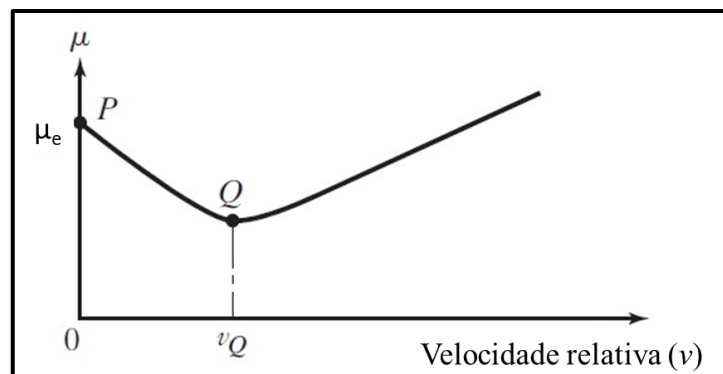
A Figura 25 mostra o exemplo mais simples para o entendimento do fenômeno de *Stick-Slip*. Nesse modelo, é assumida uma correia giratória com velocidade constante e um bloco rígido de massa m conectado em uma mola que está fixa na outra extremidade. Considera-se, ainda, o coeficiente de atrito entre a correia e o bloco como uma reta de inclinação negativa PQ , apresentada na Figura 26, o qual pode ser representado pela Equação 13.

Figura 25 – Sistema de parâmetros concentrados para representação do *Stick-Slip*



Fonte: Rao (2008).

Figura 26 – Curva do coeficiente de atrito μ x velocidade de deslizamento com inclinação negativa PQ



Fonte: Rao (2008).

$$\mu(v) = \mu_e - \frac{a}{W}v \quad (13)$$

Nessa equação, $\mu(v)$ é o coeficiente de atrito instantâneo, parâmetro adimensional, μ_e é o coeficiente de atrito estático, parâmetro adimensional, a/W é o coeficiente angular de inclinação da reta, parâmetro adimensional e v é a velocidade relativa entre a correia e o bloco, em [m/s].

No início do movimento, a força da mola é inferior a força de atrito estática, dessa forma a massa se movimenta com a correia. Conforme a mola aumenta sua deformação devido à movimentação do bloco junto à esteira, a força da mola aumenta, até que a mesma chega a um valor maior do que a força de atrito estática. Nesse momento, a massa começa a escorregar na direção contrária ao movimento da esteira, e a força de atrito passa a ser a força de atrito dinâmica. Com isso, a força da mola diminui até o bloco parar de escorregar e começar acompanhar o deslocamento da esteira novamente, e o ciclo começa a se repetir.

Conforme Rao (2008), considerando que a posição de equilíbrio e a velocidade relativa entre a correia e o bloco são representadas pelas Equações 14 e 15, respectivamente, é possível chegar na equação diferencial que descreve o sistema, de acordo com a Equação 16, aplicando inclusive a Equação 13.

$$\mu W = kx_0 \quad (14)$$

$$v = V - \dot{x} \quad (15)$$

$$m\ddot{x} + a\dot{x} + kx = 0 \quad (16)$$

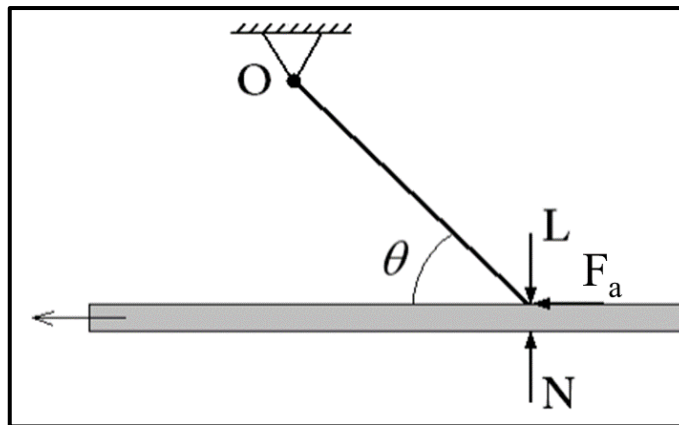
Nessas equações, μ é o coeficiente de atrito instantâneo, parâmetro adimensional, W é a força peso do bloco, em [N], k é a rigidez da mola, em [N/m], x_0 é a extensão da mola, em [m], v é a velocidade relativa entre a correia e o bloco, em [m/s], V é a velocidade da correia, em [m/s], m é a massa do bloco, em [kg], \ddot{x} é a aceleração de vibração do bloco, em [m/s²], \dot{x} é a velocidade de vibração do bloco, em [m/s] e x é o deslocamento do bloco, em [m].

2.7.2 Fenômeno de *Sprag-Slip*

A teoria do *Sprag-Slip* é baseada no efeito auto energizante causado pelo coeficiente de atrito em sistemas mecânicos, e é utilizada mesmo quando o coeficiente de atrito é considerado constante em função da velocidade. Devido às características geométricas e da montagem do sistema de freio, a força normal tende a aumentar em função do aumento do ângulo θ , de acordo com a Figura 27, implicando em aumento da força de atrito – *sprag* –. Quando o sistema alcança o seu limite, ocorre o escorregamento – *slip* –, reduzindo a força de atrito e voltando ao seu estágio inicial, para que o ciclo se repita. Mesmo considerando o coeficiente de atrito constante para esse sistema, a força de atrito muda em decorrência da força normal variar (SPURR, 1961).

A Figura 27 mostra o modelo representativo desse fenômeno, onde uma superfície movimentando-se para a esquerda e uma barra rígida, rotulada em O , com um ângulo θ em relação à superfície plana. Onde, L é uma força externa, N é a força normal e F_a é a força de atrito atuante no contato entre a barra e a superfície.

Figura 27 – Modelo representativo do fenômeno de *Sprag-Slip*



Fonte: Adaptado de Oehlmeyer (2008).

Realizando-se o somatório dos momentos em relação ao ponto O , é possível obter a Equação 17 para representar a força de atrito.

$$F_a = \frac{\mu L}{(1 - \mu \tan \theta)} \quad (17)$$

Com a Equação 17, é possível observar que a força de atrito máxima se dará quando $\tan \theta = 1/\mu$. Esse é um caso crítico chamado de *Spragging*.

2.7.3 Acoplamento Modal

O acoplamento de modos de vibração é um fenômeno que pode ser induzido pelo atrito. O mesmo ocorre quando modos de vibração de dois ou mais componentes apresentam frequências próximas, levando em conta que esses componentes não necessariamente precisam ser do sistema de freio, dessa forma, o acoplamento modal pode ocorrer entre componentes do sistema de freio e a suspensão, por exemplo. Como consequência desse fenômeno, a amplitude de vibração aumenta – efeito parecido com a ressonância – aumentando a propensão para a geração de ruído.

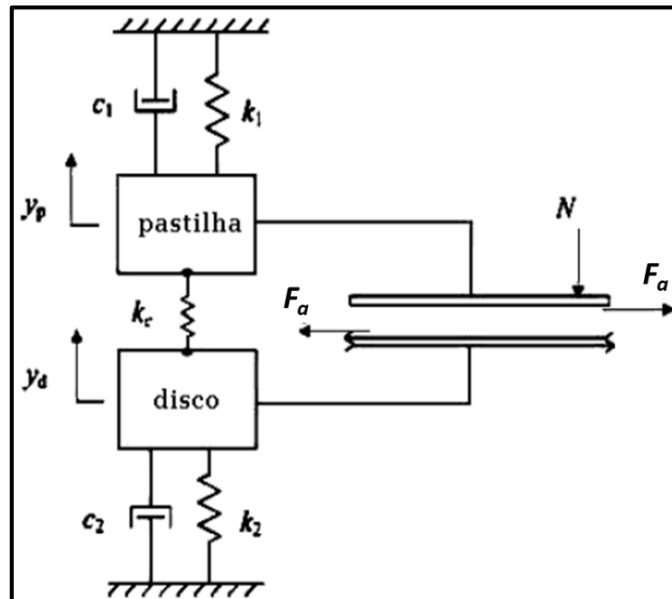
2.7.4 Modelos analíticos de parâmetros concentrados

Modelos analíticos de parâmetros concentrados, com poucos graus de liberdade, são utilizados como uma representação simplificada do sistema a ser analisado, auxiliando na avaliação global de algumas variáveis importantes, inclusive para o entendimento das instabilidades dinâmicas, como é o caso dos modelos de *stick-slip* e *sprag-slip* apresentados anteriormente, também se mostrando úteis para análises de sensibilidade.

2.7.4.1 Modelo de 2 graus de liberdade

Oehlmeyer (2008), propôs um modelo de parâmetros concentrados de 2 graus de liberdade, incorporando o fenômeno de atrito, conforme representado na Figura 28. Em seu modelo, pastilha e disco de freios são considerados como massas concentradas, fixadas por conjuntos mola-amortecedor, que representam a rigidez e o amortecimento de cada um dos componentes. Uma mola também é utilizada para representar o contato da força normal entre a pastilha e o disco. De acordo com o autor, o atrito age como um amortecimento negativo, desta forma, o amortecimento da pastilha e do disco devem ser suficientes para compensar esse amortecimento negativo e evitar as instabilidades.

Figura 28 – Modelo com 2 graus de liberdade proposto por Oehlmeyer



Fonte: Oehlmeyer (2008).

Nesse sistema, k_1 , c_1 , k_2 e c_2 são massa e rigidez da pastilha e massa e rigidez do disco, respectivamente, k_c a rigidez do contato entre pastilha e disco, y_p e y_d são os deslocamentos da pastilha e do disco, N é a força normal associada ao contato e F_a é a força de atrito entre pastilha e disco de freio.

Partindo-se do diagrama de corpo livre do sistema proposto e da Equação 18, chega-se na Equação 19 que representa o movimento do sistema na forma matricial.

$$\sum F_y = m\ddot{y} \quad (18)$$

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K + K_c(y)]\{y\} = 0 \quad (19)$$

Nessas equações, $[M]$, $[C]$ e $[K]$ são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez do sistema e \ddot{y} , \dot{y} e y são a aceleração, velocidade e deslocamento das massas do sistema, respectivamente.

Conforme Oehlmeyer (2008), a estabilidade do sistema é fortemente dependente dos valores de rigidez atribuídos, desprezando a parcela relativa ao amortecimento. Com isso, a equação característica é representada pela Equação 20.

$$\lambda^4 + (k_{11} + k_{22})\lambda^2 + k_{11}k_{22} - k_{12}k_{21} = 0$$

$$k_{11} = \frac{k_1 - \mu k_c}{m_1}$$

$$k_{12} = \frac{\mu k_c}{m_1} \quad (20)$$

$$k_{21} = \frac{\mu k_c}{m_2}$$

$$k_{22} = \frac{k_2 - \mu k_c}{m_2}$$

A Equação 21 e a Equação 22, mostram as raízes do polinômio de quarta ordem, representando os autovalores do problema.

$$\lambda_1^2 = \frac{-b_1 - \sqrt{b_1^2 - 4b_2}}{2} \quad (21)$$

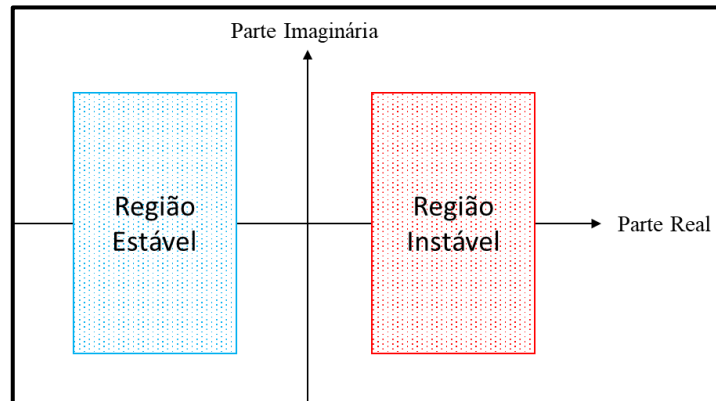
$$\lambda_1^2 = \frac{-b_1 + \sqrt{b_1^2 - 4b_2}}{2}$$

$$b_1 = k_{11} + k_{22} \quad (22)$$

$$b_2 = k_{11}k_{22} - k_{12}k_{21}$$

Oehlmeyer (2008), realiza uma análise de instabilidade nesse modelo proposto, utilizando o critério de Routh-Hurwitz, o qual analisa as raízes do polinômio característico para definir se um sistema é estável ou não. Para o sistema ser estável todas as suas raízes precisam estar no semiplano esquerdo, conforme a Figura 29. Em caso de uma raiz estar localizada no semiplano direito, o sistema será considerado instável.

Figura 29 – Regiões de estabilidade e instabilidade mostradas no plano



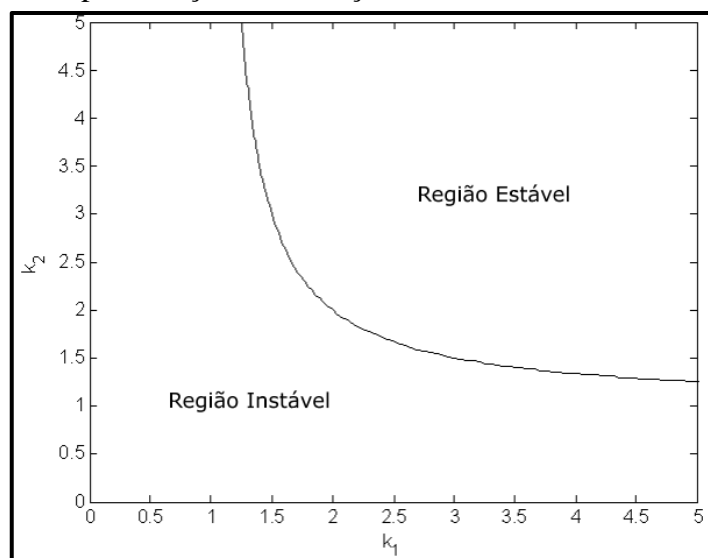
Fonte: A autora (2020).

Utilizando o critério de Routh-Hurwitz, chega-se nas duas condições fundamentais para que o sistema seja estável, $b_1 > 0$ e $b_1 \geq \sqrt{b_1^2 - 4b_2}$. Desta forma, realizando-se as substituições das variáveis, chega-se no critério para a estabilidade, representado pela Equação 23, em função das rigidezes do sistema, que nesse caso são as rigidezes da pastilha e do disco.

$$\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \leq 1 \quad (23)$$

A Equação 23 pode ser representada graficamente de acordo com a Figura 30, onde é possível identificar o limiar que divide a região estável da região instável.

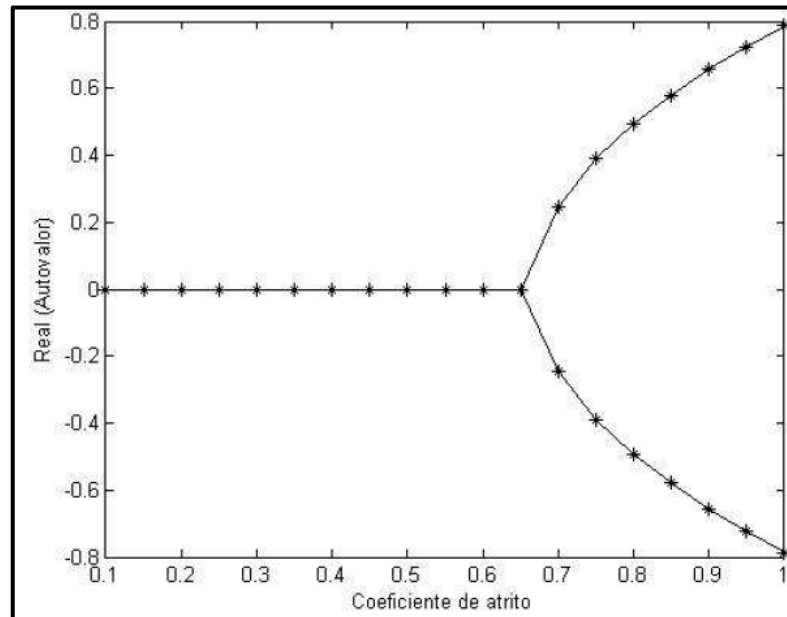
Figura 30 – Representação da condição de instabilidade de *Routh-Hurwitz*



Fonte: Oehlmeyer (2008).

Adicionalmente ao seu estudo, Oehlmeyer (2008) realizou uma análise de sensibilidade do sistema ao coeficiente de atrito, com o objetivo de evidenciar o comportamento instável do sistema. Para isso, foram estipulados valores de massa e rigidez para as variáveis do sistema baseando-se na literatura e a Figura 31 mostra o resultado dessa análise.

Figura 31 – Análise de sensibilidade do sistema ao coeficiente de atrito

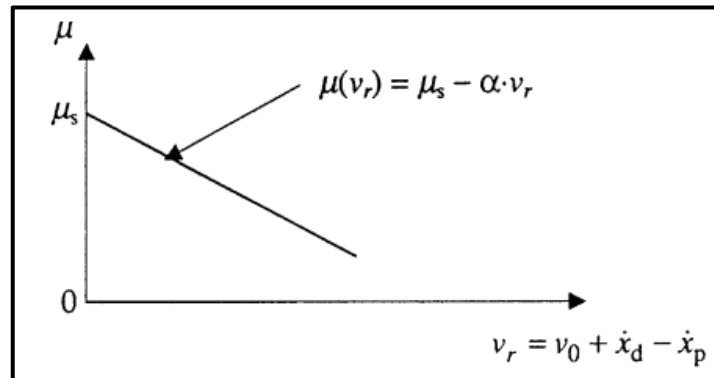


Fonte: Oehlmeyer (2008).

Conforme Oehlmeyer (2008), é possível observar que até o valor de 0,65 para o coeficiente de atrito, a parte real dos autovalores é nula. Para coeficientes de atrito acima de 0,65, a parte real de um dos autovalores passa a ser positiva, tornando o sistema instável. Além disso, pode-se dizer que o coeficiente de atrito é um parâmetro do sistema diretamente proporcional à instabilidade.

Shin et al. (2002), utilizam o mesmo modelo apresentado na Figura 28, porém consideram o efeito da redução do coeficiente de atrito com o aumento da velocidade, com o objetivo de entender o comportamento do *stick-slip* com a variação do amortecimento. A Figura 32 representa o modelo do coeficiente de atrito em função da velocidade utilizado para esse estudo. Conforme Shin et al. (2002), foi utilizado o modelo de coeficiente de atrito em função da velocidade mais simples possível, mas que ainda é capaz de gerar vibrações auto excitadas.

Figura 32 – Modelo de coeficiente de atrito x velocidade utilizado

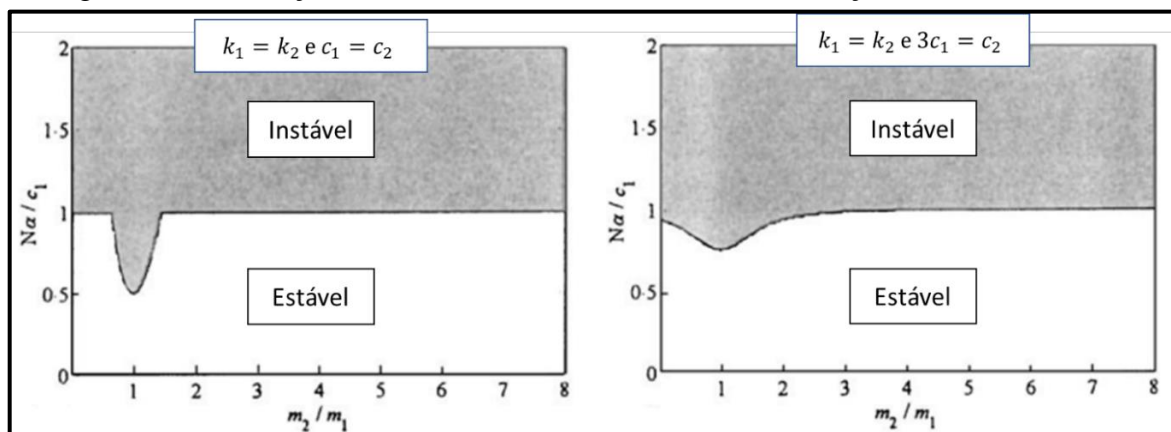


Fonte: Shin et al. (2002).

Inicialmente, assim como no modelo proposto por Oehlmeyer (2008), foi realizada uma análise linear de estabilidade, onde a equação característica do sistema foi determinada, mas nesse caso como havia interesse em entender a influência do amortecimento, o mesmo foi mantido no desenvolvimento. Posteriormente, utilizando o critério de Routh-Hurwitz, foram determinadas as condições entre as relações de massa, amortecimento e rigidez para garantir a estabilidade.

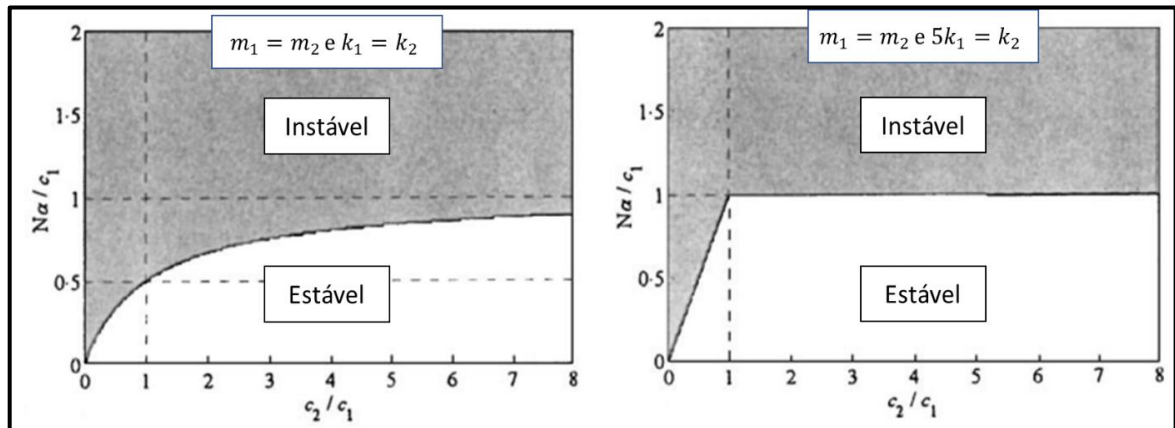
Como conclusão desta primeira etapa do trabalho, Shin et al. (2002), mostram a Figura 33 e a Figura 34, onde N é a força normal e α é a inclinação da reta do coeficiente de atrito em função da velocidade, conforme a Figura 32.

Figura 33 – Avaliação da instabilidade do modelo com a variação de amortecimento



Fonte: Adaptado de Shin et al. (2002).

Figura 34 – Avaliação da instabilidade do modelo com a variação de rigidez

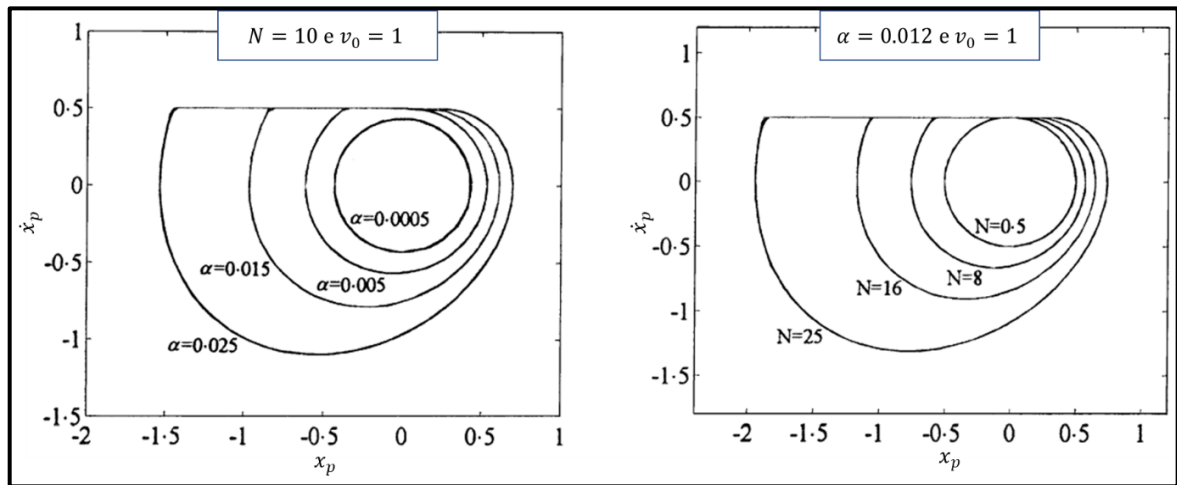


Fonte: Adaptado de Shin et al. (2002).

Observando a Figura 33 é possível concluir que o aumento do amortecimento aumenta a área estável de resposta do sistema, e avaliando a Figura 34, pode-se concluir que sistemas em que a frequência natural da pastilha e do disco são próximas, apresentam maiores propensões a instabilidades.

A segunda etapa do trabalho contempla a realização de uma análise não linear. Conforme Shin et al. (2002), a análise linear proporciona entender se o sistema é estável ou instável, porém não permite saber qual é o tamanho do ciclo limite. Nos casos em que o ciclo limite é pequeno, o ruído pode não ser audível.

Para isso, foram determinadas as equações do movimento para cada grau de liberdade do sistema, e o coeficiente de atrito foi mantido o mesmo da Figura 32, porém permitindo apresentar a velocidade de deslizamento negativa. Foram arbitrados valores para as variáveis de massa, amortecimento e rigidez do sistema, e a Figura 35 mostra os ciclos limites para a variação de α e N .

Figura 35 – Ciclos limites para a variação de α e N 

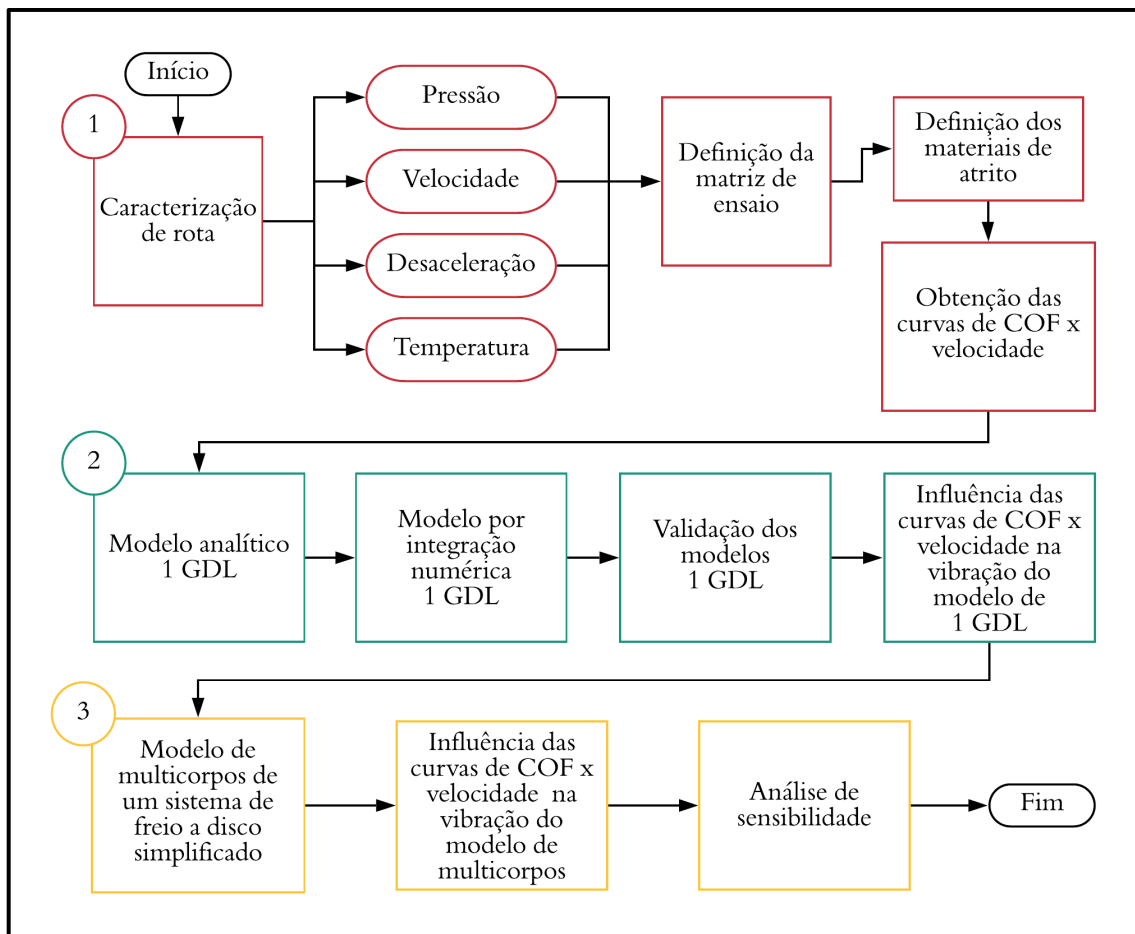
Fonte: Adaptado de Shin et al. (2002).

Com o aumento de α e N é possível notar o aumento do ciclo limite, indicando uma maior propensão ao ruído. Muitas vezes, parâmetros como α e N são difíceis de serem controlados durante a aplicação de freio, dessa forma, os autores sugerem que sejam realizadas análises variando-se os parâmetros de massa, amortecimento e rigidez, pois são mais facilmente controlados.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, será apresentada a metodologia utilizada para avaliar a influência do comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento na resposta vibratória do sistema. O fluxograma apresentado na Figura 36, mostra as 3 etapas desse estudo e o detalhamento prévio de cada etapa.

Figura 36 – Fluxograma do estudo



Fonte: A autora (2020).

A primeira etapa consistiu na avaliação de parâmetros de aplicação do freio, com o objetivo de determinar uma matriz para o ensaio de diferentes materiais de atrito, consequentemente, obtendo de forma experimental o coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento. As etapas 2 e 3 do trabalho, consistiram/ na elaboração de modelos analíticos e de multicorpos, com crescente complexidade. As curvas de coeficiente de atrito em

função da velocidade foram utilizadas como dado de entrada nesses modelos, com o objetivo de investigar a influência de cada uma delas na amplitude de vibração dos componentes do sistema modelado.

Esse estudo foi realizado na empresa Fras-le, na área de Pesquisa e Desenvolvimento de Produto. Esta área é composta pela Engenharia de Aplicação: responsável por avaliar os requisitos de materiais de atrito em campo; Químicos de Desenvolvimento: responsáveis por elaborar a formulação de cada material de atrito; Laboratório Piloto: responsável pela produção de protótipos de materiais para desenvolvimento; Laboratório Físico: responsável pela realização de testes de caracterização mecânica dos materiais de atrito e Laboratório Químico: responsável pelas análises nas matérias primas químicas utilizadas para a fabricação dos materiais de atrito.

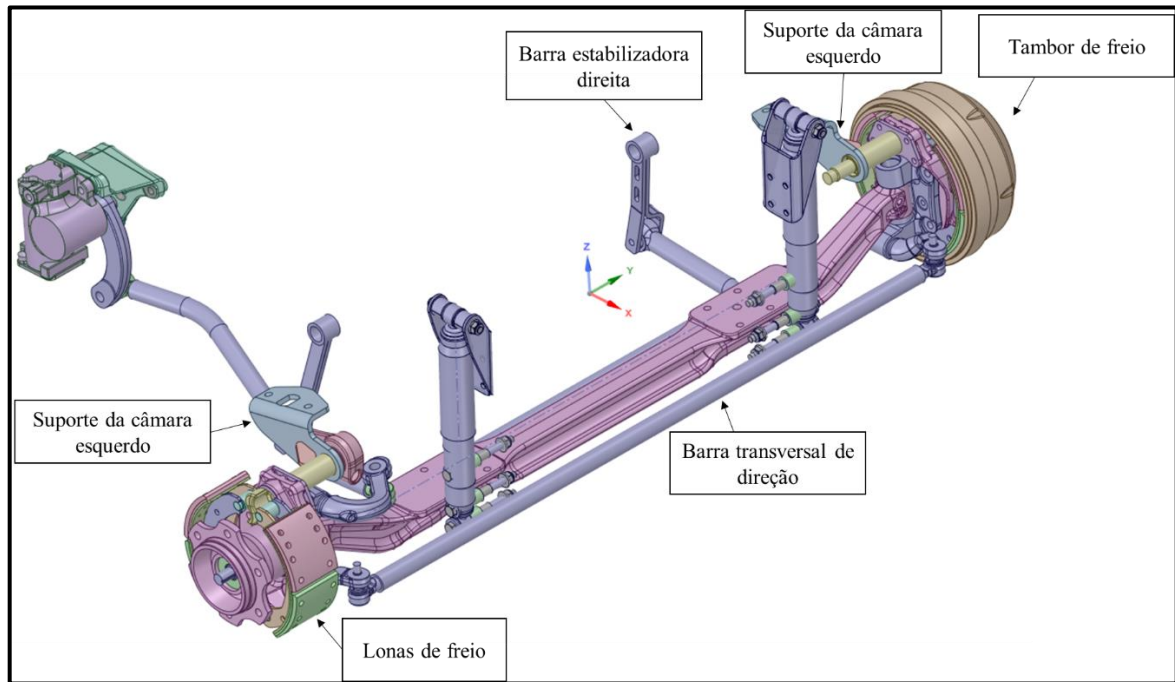
3.1 ETAPA 1 – COF EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE DESLIZAMENTO

A primeira etapa desse trabalho consistiu em mapear experimentalmente o comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento para materiais de atrito distintos em diferentes condições de aplicação. Para isso, se fez necessário definir uma série de parâmetros que foram essenciais para a realização do ensaio, como velocidade inicial, velocidade final, força de aplicação, entre outros. Posteriormente à definição desses parâmetros, foi elaborada uma proposta de matriz de frenagens e parâmetros de controle do ensaio que reproduzem as condições operacionais de ocorrência de ruído, a partir de dados de um veículo instrumentado.

3.1.1 Determinação da matriz para ensaio de obtenção do COF em função da velocidade de deslizamento

Inicialmente, foram analisados dados previamente coletados de uma rota com relatos de ocorrência de ruído de freio – tipo *Groan* –, utilizando-se um modelo de veículo comercial específico, do tipo caminhão “sobrechassi”, com freio a tambor (Apêndice A). A Figura 37 mostra o conjunto do eixo, freios e barras de direção que foram instrumentados. A rota utilizada para essa coleta de dados era completamente do tipo urbana, com condições ruins de tráfego, ou seja, apresentava diversas irregularidades na pista em praticamente toda a rota.

Figura 37 – Componentes avaliados do sistema de freio a tambor instrumentado



Fonte: A autora (2020).

Os dados obtidos por meio dessa instrumentação de rota foram avaliados, com o objetivo de definir os principais parâmetros para o dimensionamento do ensaio, que foi realizado para a obtenção do comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento. Dessa forma, foram escolhidas quatro frenagens ruidosas para avaliação de: velocidade inicial e final de frenagem, pressão de aplicação do freio, temperatura da lona de freio e desacelerações médias (Apêndice B).

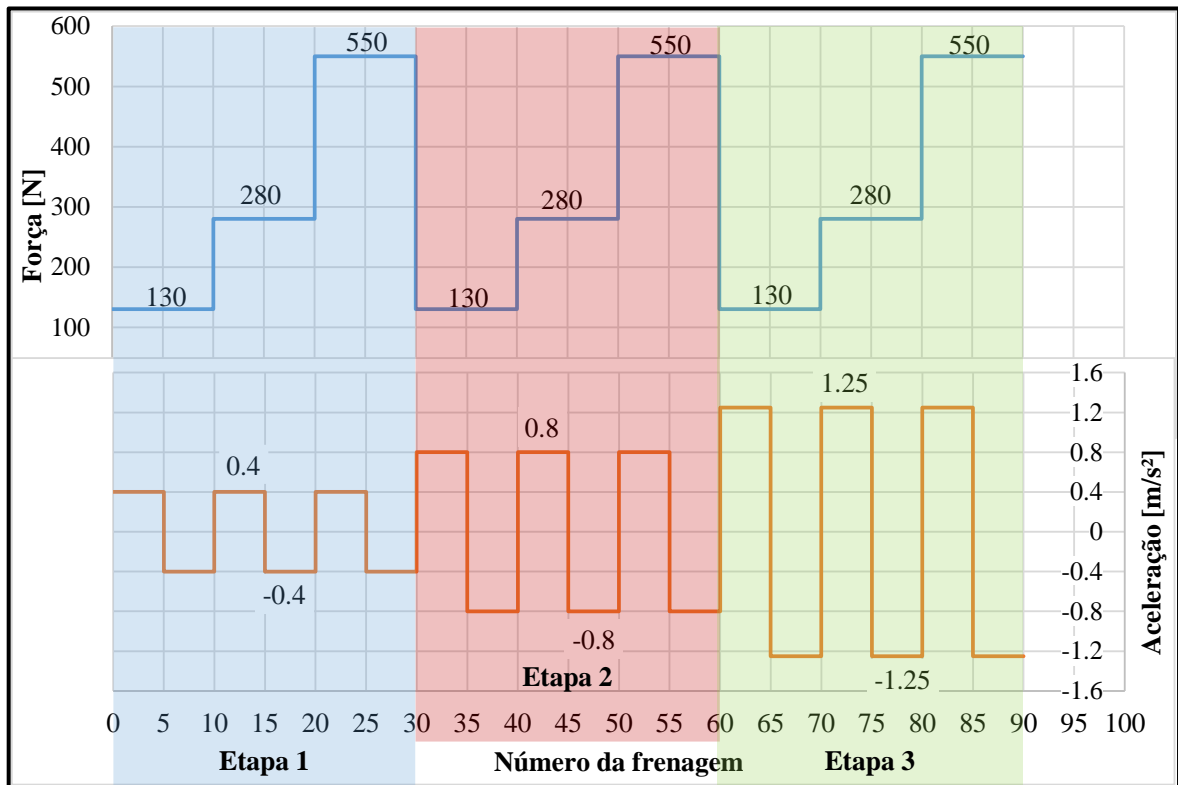
Após a avaliação dos parâmetros (Apêndice B), a matriz de ensaio foi elaborada. Na Tabela 2, apresenta-se a matriz do ensaio para obtenção do COF em função da velocidade de deslizamento, que foi dividida em três etapas, de acordo com as desacelerações calculadas. Durante cada uma das frenagens, realizadas individualmente, a força permaneceu constante, enquanto a velocidade aumentou/diminuiu linearmente de 0 m/s até 3,5 m/s ou de 3,5 m/s até 0 m/s, de acordo com as acelerações/desacelerações calculadas para cada uma das etapas. A temperatura inicial de todas as frenagens foi definida como 100 °C. O ensaio foi dimensionado para 18 condições diferentes, e, para cada uma, foram realizadas cinco repetições consecutivas, além de três repetições da matriz completa por amostra. Assim como a Tabela 2, a Figura 38 apresenta a sequência do ensaio, mostrando a variação de força e desaceleração para cada uma das etapas definidas.

Tabela 2 – Matriz de ensaio para obtenção do comportamento do coeficiente de atrito com a velocidade

Etapa	Força [N]	Vel. inicial [m/s]	Vel. final [m/s]	Acel/Desacel [m/s²]	Ciclos de acel/decel	Repetições da matriz
Etapa 1	130	0	3,5	0,4	5	
		3,5	0	-0,4		
	280	0	3,5	0,4		
		3,5	0	-0,4		
	550	0	3,5	0,4		
		3,5	0	-0,4		
Etapa 2	130	0	3,5	0,8	5	3
		3,5	0	-0,8		
	280	0	3,5	0,8		
		3,5	0	-0,8		
	550	0	3,5	0,8		
		3,5	0	-0,8		
Etapa 3	130	0	3,5	1,25	5	
		3,5	0	-1,25		
	280	0	3,5	1,25		
		3,5	0	-1,25		
	550	0	3,5	1,25		
		3,5	0	-1,25		

Fonte: A autora (2020).

Figura 38 – Sequência do ensaio para obtenção do comportamento do coeficiente de atrito com a velocidade



Fonte: A autora (2020).

A realização do ensaio para caracterização do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento gerou um total de 270 ensaios por amostra (5 ensaios por condição x 18 condições x 3 repetições da matriz = 270 ensaios por amostra). Na seção 3.1.3 serão apresentados mais detalhes em relação à realização desse ensaio.

3.1.2 Determinação dos diferentes materiais de atrito a serem ensaiados

Além dos parâmetros da matriz de ensaio, nessa mesma etapa do trabalho, foram definidas as formulações de materiais de atrito propostos para essa avaliação. Três formulações diferentes – A1, A2 e A3 – foram escolhidas, e suas principais características são apresentadas na Figura 39, onde as estrelas representam uma escala de um a cinco comparando os níveis de resposta entre os materiais para cada uma das propriedades mostradas.

Figura 39 – Nível de resposta dos materiais escolhidos para caracterização do coeficiente de atrito com a velocidade



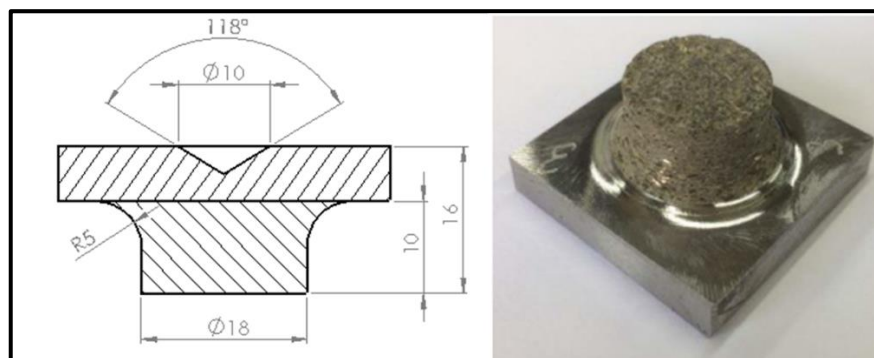
Fonte: A autora (2020).

O material A1 apresenta um elevado nível de COF, e normalmente é indicado para aplicações fora de estrada. O material A2 é um material amplamente aplicado em caminhões novos, ou seja, é um material original de montadora. O valor de COF para o material A2 é intermediário aos materiais A1 e A3. Já o material A3 também é material original de montadora e apresenta baixo COF, o qual é usualmente indicado para aplicações com baixa severidade que apresentam baixos níveis de ruído.

3.1.3 Ensaio para obtenção das curvas de COF em função da velocidade de deslizamento

Os ensaios para a obtenção das curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade foram realizados no tribômetro da UFRGS, com a configuração do tipo pino-disco, conforme a Figura 18 e a Figura 19. Foram ensaiadas cinco amostras de cada material de atrito mencionado anteriormente, confeccionadas de acordo com a Figura 40.

Figura 40 – Amostras do pino confeccionadas em material de atrito



Fonte: Adaptado de Amaral (2019).

Previamente ao ensaio para a obtenção do comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento, foi realizado um procedimento com várias frenagens para o assentamento da superfície de cada amostra. Para isso, as mesmas foram submetidas ao ensaio AK Master (SAE J2522, 2003) de forma reduzida, realizando-se somente 100 frenagens desse ensaio. O AK Master é amplamente utilizado pelas indústrias fabricantes de materiais de atrito para a caracterização da performance dos mesmos.

As amostras foram submetidas ao ensaio proposto diretamente após o assentamento. O ensaio consistiu no controle da rotação do disco de freio, realizado pelo motor do tribômetro, com velocidade inicial, final e aceleração/desaceleração prescritos conforme a Tabela 2. Sobre a amostra de material de atrito é aplicada uma força constante durante cada uma das frenagens. É importante ressaltar que a rotação do disco não foi uma resposta da força de atrito imposta pelo contato com o material de atrito, uma vez que a rotação do disco foi imposta pelo motor do tribômetro. As informações de torque e força normal foram coletadas ao longo do ensaio, conforme a velocidade aumentava ou diminuía, a uma taxa de aquisição de 100 Hz. O cálculo do coeficiente de atrito foi realizado conforme a Equação 11.

Conforme mencionado na seção 3.1.1, cada amostra ensaiada gerou 270 frenagens, ou seja, 270 curvas do COF em função da velocidade de deslizamento. Foram ensaiadas três formulações de material de atrito diferentes com cinco amostras cada, assim, no total, foram geradas 4050 curvas diferentes (5 ensaios por condição x 18 condições x 3 repetições da matriz x 5 amostras x 3 materiais = 4050 ensaios). Houve a retificação do disco após cada amostra testada, com o objetivo de garantir a retirada do filme tribológico formado pelas superfícies em contato.

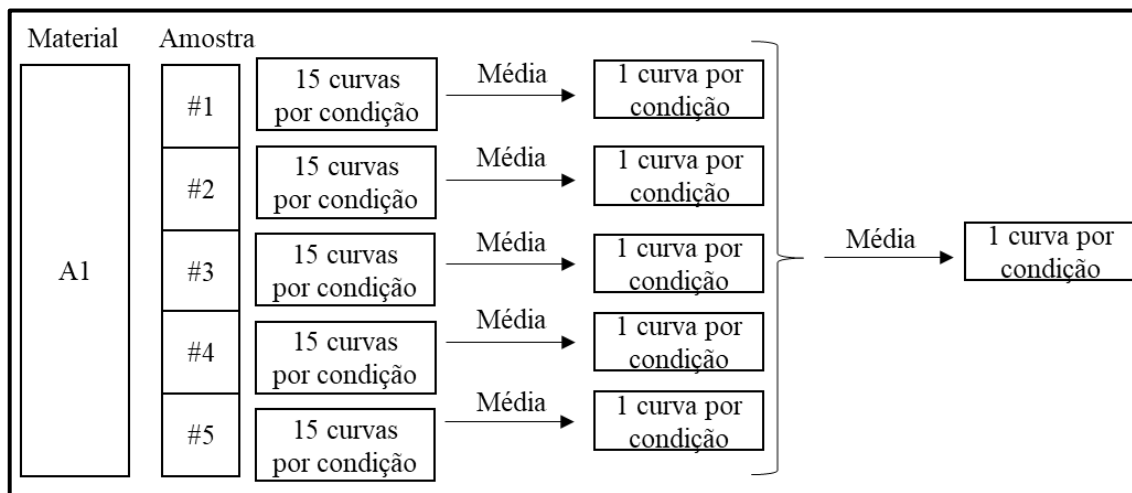
3.1.4 Curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento

O processamento dos dados de ensaio foi realizado utilizando o programa *Matlab*. Primeiramente, foi realizada uma análise visual das curvas obtidas em uma mesma condição de ensaio, com o objetivo de identificar possíveis falhas de coleta ou comportamento singular de alguma das curvas, possibilitando assim, a eliminação desse dado, caso necessário. Na sequência, foi calculada a média, ponto a ponto, de todos os ensaios para cada condição de uma mesma amostra, e posteriormente, uma nova média foi calculada entre todas as amostras de um

mesmo material. Assim, foi obtida a curva de coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento para cada conjunto de parâmetros ensaiados.

A Figura 41 apresenta um breve fluxo do processamento dessas curvas, utilizando como exemplo o material A1 e somente uma, das 18 condições do ensaio completo.

Figura 41 – Fluxo de processamento das curvas de COF em função da velocidade resultante dos ensaios

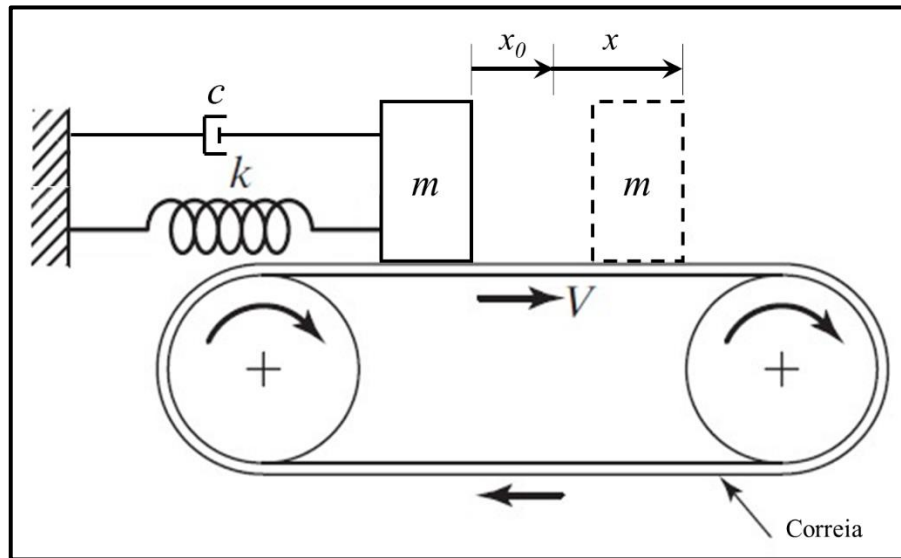


Fonte: A autora (2020).

3.2 ETAPA 2 – MODELO DE 1 GDL

Nessa etapa do trabalho, foi elaborado um modelo de parâmetros concentrados de 1 GDL, do tipo massa-mola-amortecedor, considerando o amortecimento viscoso e o amortecimento por atrito. Esse modelo é muito similar ao apresentado na Figura 25, porém o amortecimento viscoso foi adicionado. A Figura 42 apresenta o novo modelo proposto.

Figura 42 – Modelo 1 GDL proposto



Fonte: A autora (2020).

Esse modelo foi resolvido analiticamente e por integração numérica, utilizando o método das Diferenças Finitas. Inicialmente, três curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade foram testadas, as mesmas foram simplificadas por retas decrescentes com inclinações diferentes, com o objetivo de testar a resposta do modelo em relação à condição de instabilidade. Esse procedimento foi elaborado baseando-se em Rao (2008) e Shin (2002), onde as curvas de COF em função da velocidade também foram simplificadas por retas decrescentes, assim, a inclinação negativa na passagem do COF estático para o COF dinâmico gera maior propensão a instabilidades no sistema. Também foram escolhidos os parâmetros de rigidez, massa e amortecimento viscoso para que o sistema apresentasse instabilidade vibracional.

Para a validação desse modelo, o mesmo foi construído utilizando o *software Adams View*, com o qual as mesmas três curvas simplificadas de coeficiente de atrito em função da velocidade foram testadas. Os resultados do desenvolvimento analítico, por integração numérica e utilizando o *Adams View* foram comparados entre si, garantindo assim a validação do modelo construído.

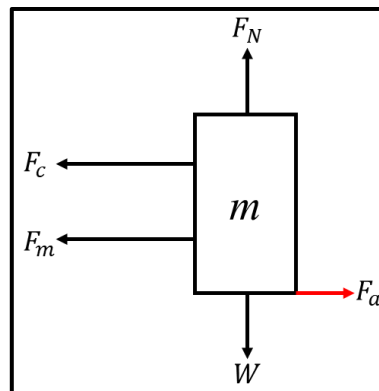
Depois da validação do modelo, algumas das curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade obtidas nos ensaios experimentais foram utilizadas como dados de entrada no modelo construído utilizando o *software Adams View*. Essa etapa do trabalho teve o objetivo de verificar se mesmo modelos simplificados de 1 GDL podem mostrar alguma diferença na resposta vibracional do sistema devido à variação no comportamento do coeficiente de atrito.

Para isso, foram comparadas as respostas de amplitude de vibração da massa e o tempo que a mesma levou para alcançar o equilíbrio.

3.2.1 Resolução analítica do modelo de parâmetros concentrados de 1 GDL

Para a resolução do modelo de 1 GDL, similar ao modelo de *stick-slip* apresentado na seção 2.7.1, com a adição do amortecimento viscoso mostrado na Figura 42, primeiramente foi elaborado o diagrama de corpo livre do modelo, chegando-se, assim, na equação de equilíbrio do sistema, conforme mostrado pela Figura 43 e Equação 24. Também foi utilizado o modelo simplificado de curva de coeficiente de atrito em função da velocidade representado pela Figura 26 e Equação 13.

Figura 43 – Diagrama de corpo livre do modelo de 1 GDL



Fonte: A autora (2020).

$$\sum F_x = m\ddot{x}$$

(24)

$$-F_m - F_c + F_a = m\ddot{x}$$

onde F_m , F_c , F_a e W são, respectivamente, força da mola, força do amortecedor, força de atrito e peso do bloco, em [N], representados pelas Equações 25, 26, 27 e 28, respectivamente.

$$F_m = k(x_0 + x) \quad (25)$$

$$F_c = c\dot{x} \quad (26)$$

$$F_a = W\mu_0 - \alpha v \quad (27)$$

$$W = mg \quad (28)$$

Em seguida, a Equação 14 foi manipulada, substituindo o coeficiente de atrito pela Equação 13 e considerando que na condição de equilíbrio a velocidade relativa entre o bloco e a esteira pode ser substituída pela velocidade da esteira, chegando-se na Equação 29.

$$x_0 = \frac{\mu_0 W}{k} - \frac{\alpha V}{k} \quad (29)$$

Assim, as Equações 25, 26, 27, 28 e 29 foram substituídas na Equação 24, chegando-se na equação diferencial do movimento do sistema, representada pela Equação 30,

$$m\ddot{x} + (c - \alpha)\dot{x} + kx = 0 \quad (30)$$

definindo-se que o sistema é instável no caso de $c < \alpha$.

Assumindo um decaimento exponencial para o deslocamento em função do tempo, dado pela Equação 31, derivou-se duas vezes, obtendo-se os comportamentos de velocidade e aceleração ao longo do tempo. Essas expressões foram substituídas na Equação 30, possibilitando chegar na Equação 32, que representa os autovalores da solução do sistema.

$$x(t) = Ce^{st} \quad (31)$$

Nessa equação, $x(t)$ representa o deslocamento do bloco em função do tempo, em [m], C é a constante de derivação da equação, parâmetro adimensional, e é a constante de Euler, parâmetro adimensional, t é o tempo, em [s] e s representa a frequência natural do sistema, [rad/s].

$$s_{1,2} = \frac{-c + \alpha}{2m} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{c - \alpha}{m}\right)^2 - \frac{4k}{m}} \quad (32)$$

Como a Equação 32 apresenta raízes negativas, foram determinadas as expressões apresentadas pelas Equações 33, 34 e 35.

$$\gamma = \frac{c - \alpha}{m} \quad (33)$$

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad (34)$$

$$\beta = \sqrt{4\omega_n^2 - \gamma^2} \quad (35)$$

onde ω_n representa a frequência natural de vibração do sistema. Dessa forma, foi possível substituir a parcela da raiz da Equação 32, por $\beta\sqrt{-1} = \beta i$. Assim, a Equação 31 e a Equação 32, foram manipuladas, chegando-se na Equação 36.

$$x(t) = e^{\left(\frac{-c+\alpha}{2m}\right)t} \left[C_1 e^{\frac{1}{2}\beta it} + C_2 e^{-\frac{1}{2}\beta it} \right] \quad (36)$$

Aplicando a propriedade em que $e^{\pm i\epsilon t} = \cos \epsilon t \pm i \sin \epsilon t \therefore \epsilon = 1/2 \beta$, chegou-se na Equação 37 para o deslocamento em função do tempo desse modelo de 1 GDL.

$$x(t) = e^{\left(\frac{-c+\alpha}{2m}\right)t} \left[A_1 \cos\left(\frac{1}{2}\beta t\right) + A_2 \sin\left(\frac{1}{2}\beta t\right) \right] \quad (37)$$

Aplicando as condições de contorno $x(t=0) = X_0$ e $\dot{x}(t=0) = V_0$, foram determinadas as duas constantes A_1 e A_2 , de acordo com as Equações 38 e 39.

$$X_0 = A_1 \quad (38)$$

$$A_2 = \left[\dot{X}_0 - X_0 \left(\frac{-c + \alpha}{2m} \right) \right] \frac{2}{\beta} \quad (39)$$

3.2.2 Resolução por integração numérica do modelo de parâmetros concentrados de 1 GDL

Para resolver o modelo de 1 GDL por integração numérica, foi aplicado o Método das Diferenças Finitas Centrais, que é o método explícito de integração mais utilizado para resolver problemas dinâmicos. Para isso, as Equações 40 e 41 foram substituídas na Equação 30, obtendo-se a Equação 42.

$$\ddot{x}(t_i) = \frac{1}{\Delta t^2} [x(t_{i+1}) - 2x(t_i) + x(t_{i-1})] \quad (40)$$

$$\dot{x}(t_i) = \frac{x(t_{i+1}) - x(t_{i-1}))}{2\Delta t} \quad (41)$$

$$x(t_{i+1}) = \frac{\left(\frac{2m}{\Delta t^2} - k\right) [x(t)] + \left(\frac{-m}{\Delta t^2} + \frac{c-a}{2\Delta t}\right) [x(t_{i-1})]}{\frac{m}{\Delta t^2} + \frac{c-a}{2\Delta t}} \quad (42)$$

onde, para a primeira iteração utilizou-se as Equações 43 e 44:

$$x(t_{-1}) = \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{x}(t_0) - \Delta t \dot{x}(t_0) - x(t_0) \quad (43)$$

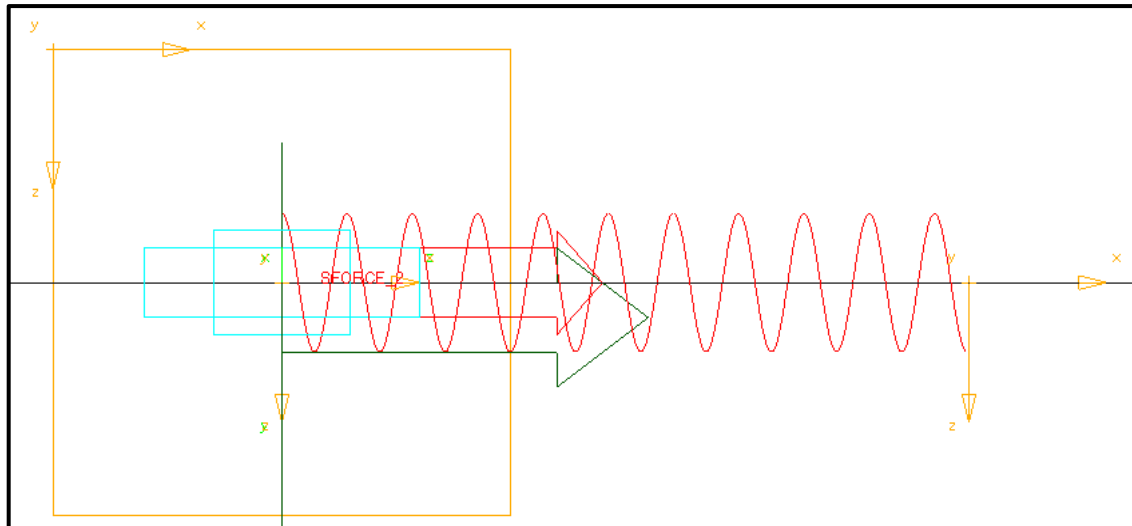
$$\ddot{x}(t_0) = -\frac{1}{m} [c\dot{x}(t_0) + kx(t_0)] \quad (44)$$

3.2.3 Resolução a partir do *software Adams* do modelo de parâmetros concentrados de 1 GDL

Um modelo de 1 GDL foi construído utilizando o *software Adams*, com o objetivo de verificar a diferença de amplitude vibracional do bloco com cada uma das curvas experimentais de coeficiente de atrito em função da velocidade, referentes aos diferentes materiais de atrito

ensaiados. Esse modelo é constituído somente de um bloco de massa unitária, uma mola e um amortecedor, conforme a Figura 44.

Figura 44 – Modelo de 1 GDL construído em *Adams*



Fonte: A autora (2020).

Para a validação desse modelo construído em *Adams*, com os modelos resolvidos de forma analítica e por integração numérica, foram utilizadas as mesmas curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade simplificadas por retas decrescentes. A forma mais adequada para isso, foi aplicar diretamente a força de atrito sobre o bloco, contrária à sua direção de movimento.

Também foi realizada uma investigação em relação aos diferentes integradores disponíveis no *software Adams*. Essa etapa foi realizada com o objetivo de identificar qual dos integradores apresenta a resposta mais próxima comparativamente à solução analítica.

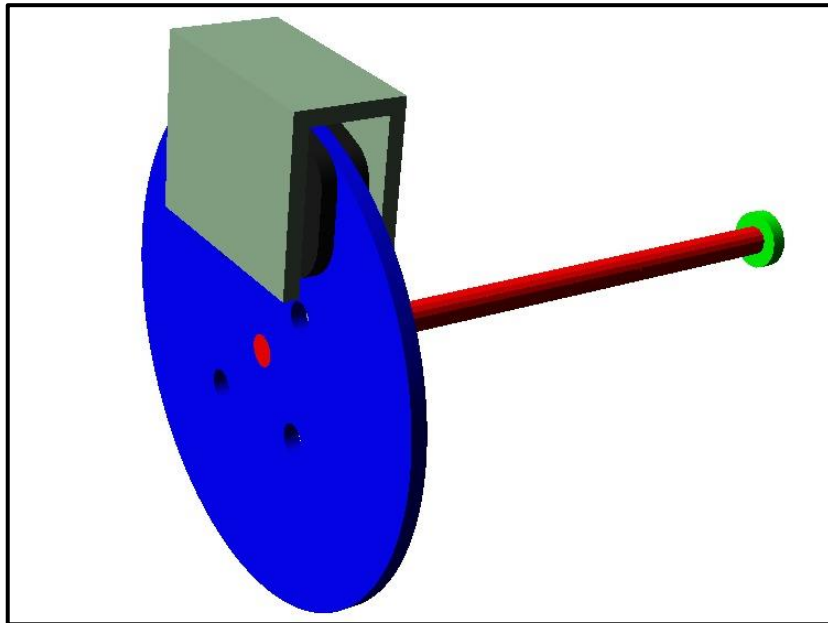
Uma vez que o modelo foi validado, foram utilizadas as curvas experimentais de coeficiente de atrito em função da velocidade como dados de entrada no *software*, na forma de uma matriz de pontos. Com isso, foi possível ajustar a equação da força de atrito, para que a mesma interpolasse os pontos dessa matriz, corrigindo a força de atrito de acordo com a velocidade, em cada iteração da solução.

3.3 ETAPA 3 – MODELO DE MULTICORPOS

Pela alta complexidade de modelamento de um freio a tambor, devido à sua geometria, quantidade de componentes e até mesmo da forma do contato entre lona e tambor, neste trabalho optou-se por modelar um sistema de freio a disco, o qual é consideravelmente mais simples e favorece a convergência do contato entre pastilha e disco.

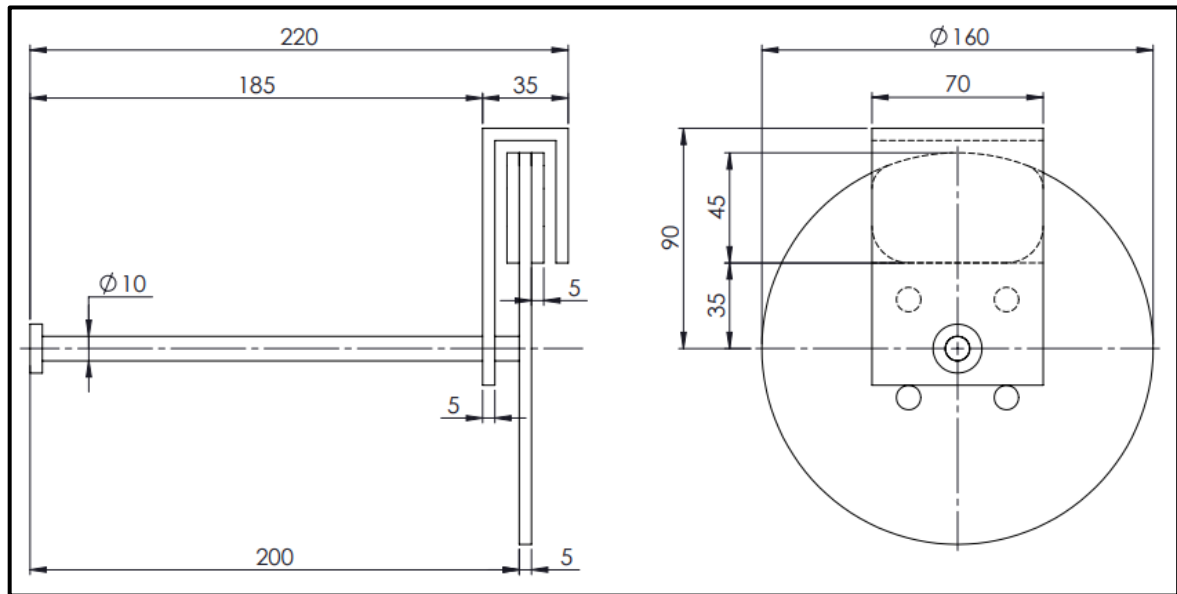
Aqui, o programa *Adams View* foi utilizado para o desenvolvimento de um modelo de multicorpos para um sistema de freio a disco simplificado de vários graus de liberdade. Têm-se como objetivo maximizar a resposta vibracional do sistema, e para isso, alguns componentes do freio foram modificados. Como exemplo dessas modificações, pode ser citado o aumento do diâmetro do disco e a diminuição do diâmetro do eixo. A Figura 45 mostra o modelo proposto e suas principais medidas estão representadas na Figura 46.

Figura 45 – Modelo de multicorpos proposto para verificação da influência das curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade de deslizamento



Fonte: A autora (2020).

Figura 46 – Detalhamento do sistema de freio a disco simplificado



Fonte: A autora (2020).

Nesse modelo, o eixo foi tratado como corpo flexível, onde foi realizada uma análise modal do mesmo, verificando suas frequências naturais de vibração e as deformações e tensões geradas por cada um dos seus modos de vibração. Através da teoria da superposição modal, o *software Adams* calcula, para cada instante de tempo, a deformação e a tensão do componente flexível, baseando-se nas tensões e deformações de cada um dos modos de vibração do mesmo. Dessa forma, foi possível considerar a flexibilidade do eixo na simulação, gerando as instabilidades vibracionais do sistema.

Por se tratar de um modelo simplificado de freio a disco, foram adaptadas propriedades de material para cada um dos componentes, visando obter uma resposta do sistema que permitisse a comparação entre as diferentes curvas de COF x velocidade. Como o eixo foi considerado flexível, foram necessárias as propriedades de módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson, enquanto para os componentes rígidos, como pastilhas, caliper, disco e rolamento, somente a informação de massa específica foi necessária. No caso da inércia do sistema, foram utilizados como dados de entrada diretamente os valores de massa e do momento de inércia em cada uma das direções. A Tabela 3 mostra as propriedades de material e geometria utilizadas para todo o modelo.

Tabela 3 – Propriedades dos materiais utilizadas para cada um dos componentes do modelo

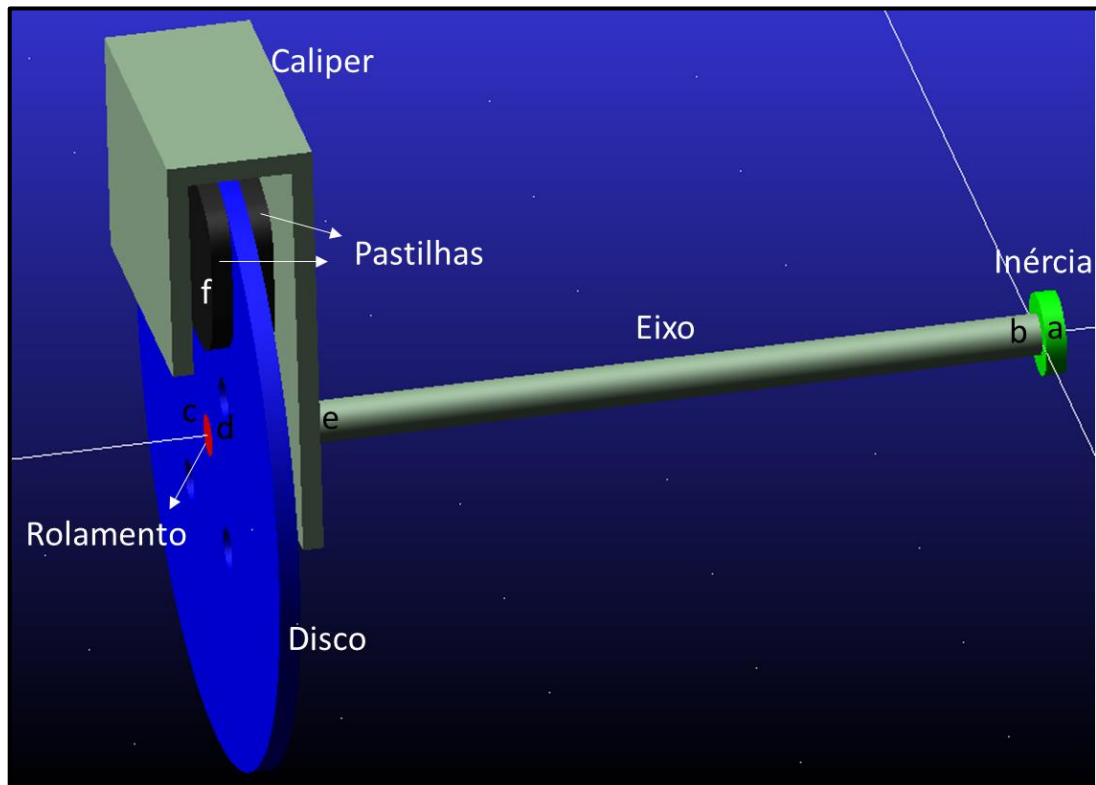
Componente	Massa específica [kg/m ³]	Módulo de Elasticidade [GPa]	Coefficiente de Poisson [-]	Inércia em x [kgm ²]	Inércia em y [kgm ²]	Inércia em z [kgm ²]
Pastilhas	2500	-	-	-	-	-
Caliper	4000	-	-	-	-	-
Eixo	7800	210	0,3	-	-	-
Disco	7800	-	-	-	-	-
Rolamento	7800	-	-	-	-	-
Inércia	2700	-	-	10	20	10

Fonte: A autora (2020).

Foi necessário definir as conexões entre os componentes, através de juntas, com o intuito de simular os graus de liberdade do sistema. Na Figura 47 estão apresentadas a localização de cada uma das juntas citadas.

- a) a inércia possui uma junta de revolução com o solo, o que permite a livre rotação e não possui outras juntas com os componentes do freio;
- b) o eixo possui uma junta fixa com o solo, representando o engaste com o chassi do veículo;
- c) o eixo possui uma junta de revolução com o rolamento, pois o eixo não transfere torque, apenas suporta os esforços de flexão;
- d) o disco possui uma junta fixa com o rolamento, pois estão solidários e rotacionam com relação ao eixo;
- e) o caliper possui uma junta fixa com o eixo, representando a fixação rígida do caliper no eixo;
- f) as pastilhas possuem uma junta de translação com o caliper, permitindo apenas deslocamento linear normal à superfície de atrito;
- g) a junta de revolução da inércia está acoplada rotacionalmente com a junta de revolução do eixo;

Figura 47 – Componentes do modelo de multicorpos e as juntas definidas para representação do movimento

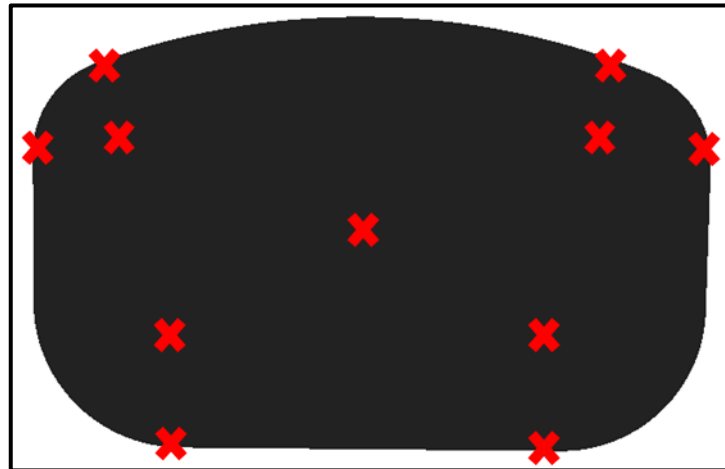


Fonte: A autora (2020).

É importante mencionar que os componentes eixo e inércia não estão fisicamente acoplados. O acoplamento entre as juntas de revolução faz com que a rotação estipulada para o componente inércia seja transferida para o rolamento, e conseqüentemente para o disco, e também faz com que o disco diminua a sua rotação considerando o momento de inércia aplicado no componente inércia.

O contato utilizado entre disco e pastilha foi do tipo *point-to-plane*, onde foram criados diversos pontos em cada uma das pastilhas, de acordo com a Figura 48. Esses pontos foram conectados a um plano criado em cada uma das superfícies do disco. Como condição de contorno e condição inicial, foi estabelecida uma força normal de 1150 N em cada uma das pastilhas e uma rotação inicial do disco de 1650 graus/s, respectivamente.

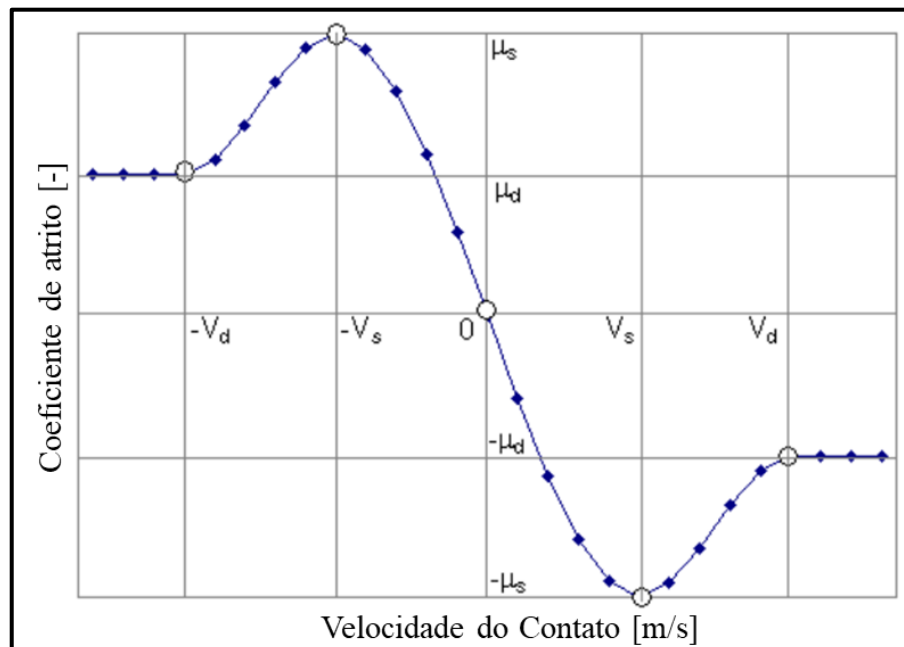
Figura 48 – Pontos de contato entre pastilha e disco de freio



Fonte: A autora (2020).

O *software Adams* permite utilizar como dado de entrada padrão quatro parâmetros que caracterizam a curva de coeficiente de atrito em função da velocidade, conforme Figura 49. Esses parâmetros são: coeficiente de atrito estático (μ_s), coeficiente de atrito dinâmico (μ_d), velocidade do COF estático (V_s) e velocidade de estabilização do COF dinâmico (V_d).

Figura 49 – Curva de COF em função da velocidade parametrizada no *software Adams* e quatro parâmetros utilizados como dado de entrada



Fonte: Adaptado de Giesbers (2012).

Dessa forma, a partir das curvas experimentais de COF em função da velocidade, foram determinados esses quatro parâmetros para algumas condições de força e aceleração, possibilitando a comparação da vibração do sistema para cada um deles.

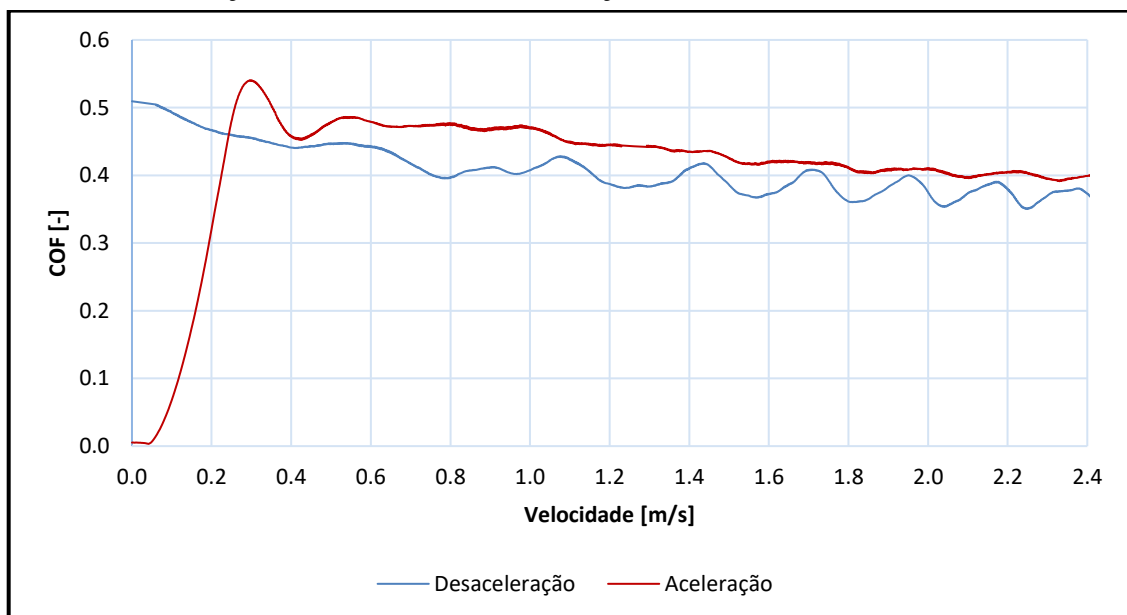
4 RESULTADOS

4.1 CURVAS DE COF EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE

As 4050 curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade obtidas experimentalmente, foram processadas utilizando o *software Matlab*, conforme mencionado na seção 3.1.4 e esquematizado na Figura 41. A partir do processamento, foi possível obter curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade para cada um dos três diferentes materiais em cada uma das 18 condições.

Inicialmente, foram graficadas as curvas de aceleração e desaceleração com o objetivo de comparar o comportamento do coeficiente de atrito para essas duas condições, conforme a Figura 50. Para isso, foi escolhido o material A1 na condição de força normal de 550 N, com aceleração de 1,25 m/s² e desaceleração de -1,25 m/s².

Figura 50 – Curva de coeficiente de atrito em função da velocidade para $F = 550$ N, aceleração de 1,25 m/s² e desaceleração de -1,25 m/s² – material A1



Fonte: A autora (2020).

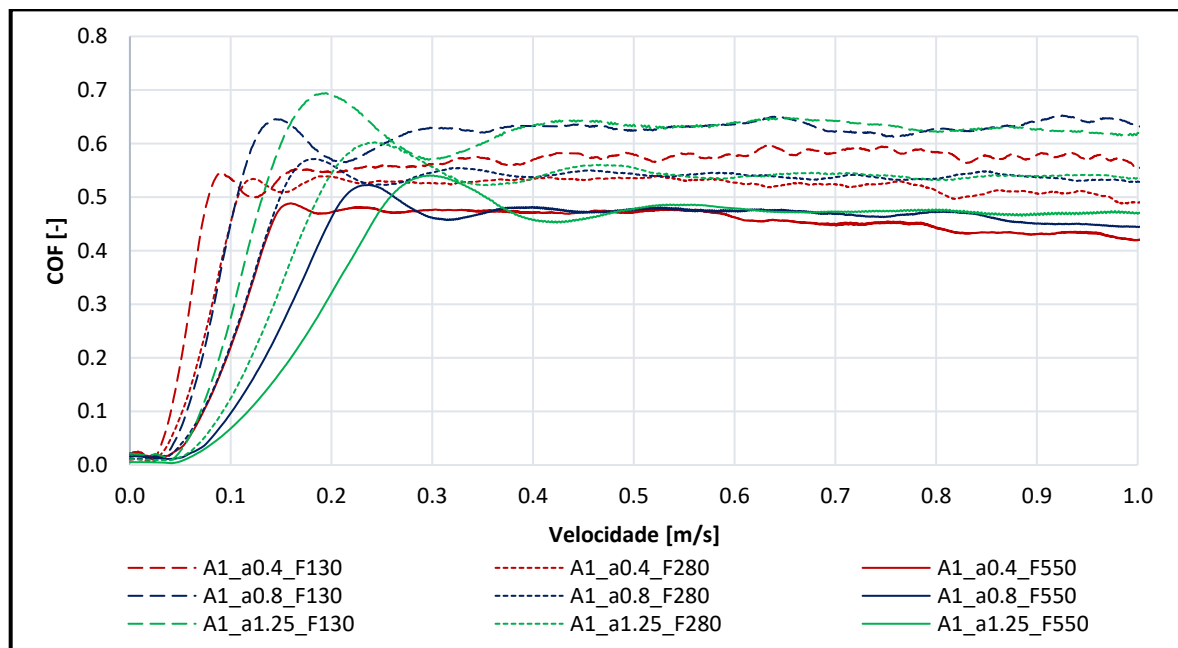
De acordo com a Figura 50, foi possível perceber que o comportamento do coeficiente de atrito se mostrou consideravelmente diferente para as condições de aceleração e desaceleração, principalmente para velocidades abaixo de 0,5 m/s. Para a curva de aceleração, foi possível perceber a rampa de aumento do COF até seu valor máximo, enquanto que para a

curva de desaceleração, a mesma se manteve crescente de acordo com a diminuição da velocidade. A Figura 50 também confirma a condição de irreversibilidade do comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade, comentada por Oden (1984), e exemplificada na Figura 15.

Como a parte inicial da curva de coeficiente de atrito em função da velocidade é a principal região de interesse, e acredita-se que a inclinação da rampa de aumento do COF com a velocidade seja um parâmetro importante para a determinação da vibração do sistema, optou-se por focar os resultados apresentados nas curvas obtidas para a condição de aceleração.

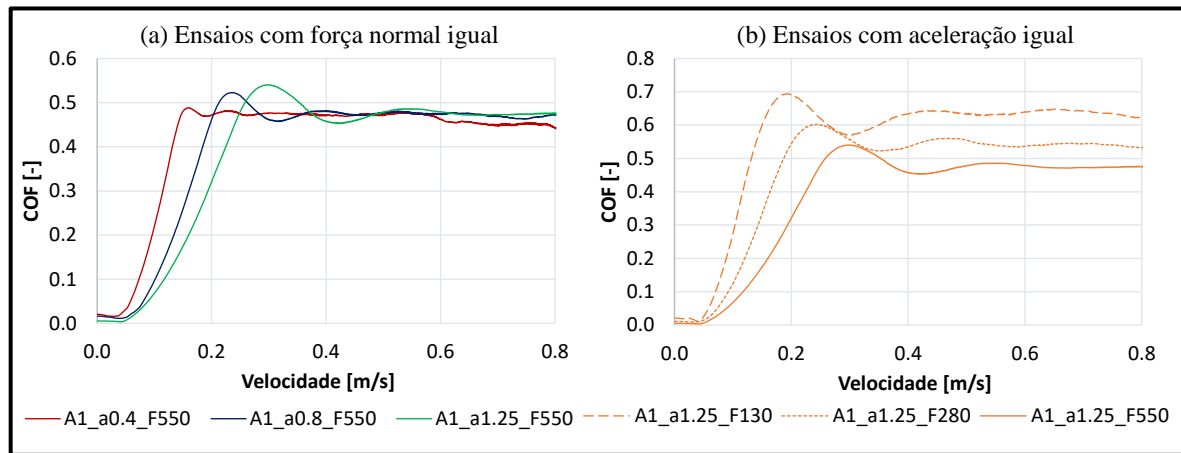
A Figura 51 e a Figura 52 foram elaboradas com o objetivo de avaliar o comportamento das curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade para as nove diferentes condições de aceleração ensaiadas. Assim, as curvas apresentadas são do material A1, onde os tipos de linha definem magnitudes iguais para a força normal, enquanto que as cores definem magnitudes iguais de aceleração.

Figura 51 – Curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade as nove condições de aceleração ensaiadas – material A1



Fonte: A autora (2020).

Figura 52 – Curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade para força normal constante e aceleração constante – material A1



Fonte: A autora (2020).

Observando a Figura 51 foi possível perceber que cada condição de ensaio – combinação entre força normal e aceleração – apresentou uma inclinação da rampa de aumento do coeficiente de atrito diferente.

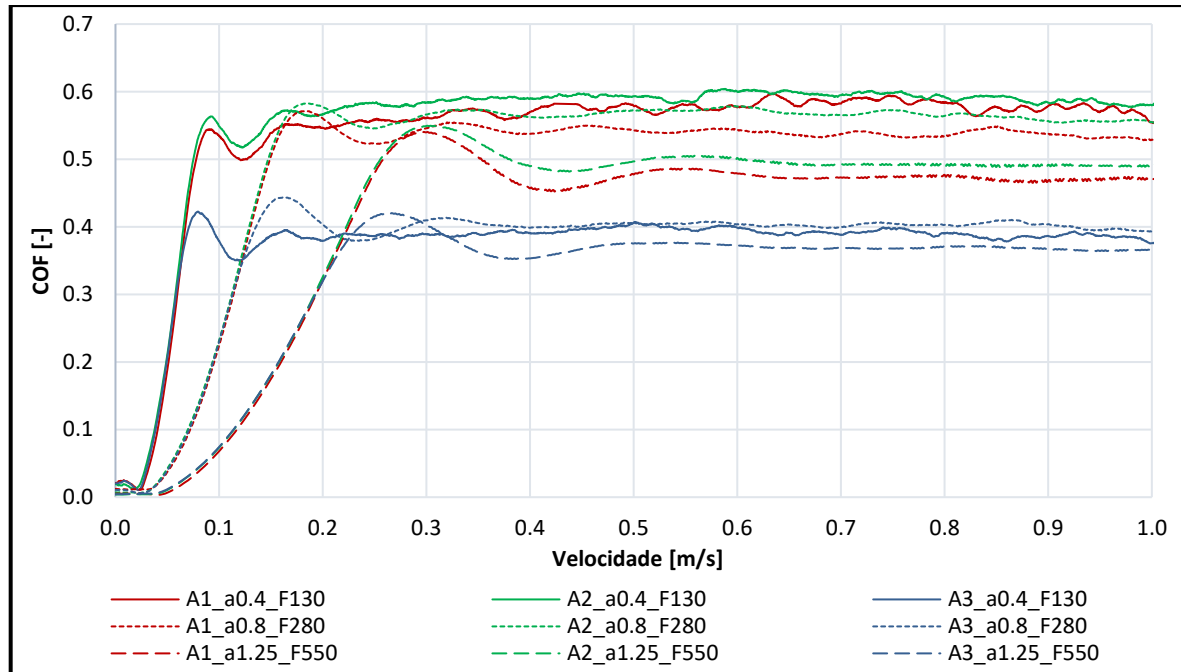
Para a Figura 52 foram mantidas somente algumas das curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade da Figura 51, a fim de mostrar com maior clareza a influência da magnitude da aceleração (a) e da força normal (b). Dessa forma, observando o gráfico (a), onde foram mostradas as curvas obtidas nos ensaios com força normal de 500 N, e acelerações de 0,4 m/s², 0,8 m/s² e 1,25 m/s², foi possível perceber que com o aumento da aceleração, a inclinação da rampa de aumento do COF diminuiu em relação ao eixo das abscissas, e o valor de maior COF aumentou ligeiramente, apresentando a diferença máxima de 9%. No gráfico (b) foram mostradas curvas obtidas nos ensaios com aceleração de 1,25 m/s², e forças normais de 130 N, 280 N e 550 N, em que se observa que, com o aumento da força normal, a inclinação da rampa de aumento do COF diminuiu, e o valor de maior COF também diminuiu significativamente, apresentando a diferença máxima de 28%.

A mesma análise foi realizada para os materiais A2 e A3, e o comportamento mencionado acima se repetiu. Para o material A2 as diferenças encontradas entre os maiores valores do COF foram 9% e 18% respectivamente, já para o material A3 foram 9% e 20%, respectivamente.

A Figura 53 mostra o comparativo entre os três materiais, A1, A2 e A3, diferenciados pelas cores. Para a realização do mesmo, foram escolhidas as seguintes condições: aceleração

de 0,4 m/s² e força normal de 130 N, aceleração de 0,8 m/s² e força normal de 280 N e aceleração de 1,25 m/s² e força normal de 550 N, diferenciadas pelo tipo de linha.

Figura 53 – Comparativo das curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade para os diferentes materiais testados



Fonte: A autora (2020).

Observando a Figura 53, foi possível notar que as curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade, obtidas experimentalmente, apresentam a inclinação da rampa de aumento do COF em função da condição do ensaio – combinação entre aceleração e força normal –, se apresentando iguais para os três materiais distintos na mesma condição. Além disso, foi possível diferenciar os materiais pelo nível de coeficiente de atrito após a estabilização do coeficiente de atrito dinâmico. A Tabela 4 mostra os valores de COF estático e dinâmico para cada uma das curvas apresentadas na Figura 53.

Tabela 4 – Valores de COF estático e dinâmico para algumas condições ensaiadas

Material	Força [N]	Aceleração [m/s ²]	COF Estático	COF Dinâmico
A1	130	0,400	0,534	0,500
A1	280	0,800	0,566	0,459
A1	550	1,250	0,535	0,395
A2	130	0,400	0,555	0,522
A2	280	0,800	0,579	0,469
A2	550	1,250	0,548	0,399
A3	130	0,400	0,414	0,362
A3	280	0,800	0,438	0,352
A3	550	1,250	0,416	0,325

Fonte: A autora (2020).

Nesses resultados, também foi possível perceber, para algumas curvas, que o COF reduz com o aumento da velocidade, após o ponto de COF máximo. Esse comportamento foi citado por Popov, 2017 e Oden, 1984 como geradores de instabilidades, pois é considerado condição essencial para ocorrência do fenômeno de *stick-slip*.

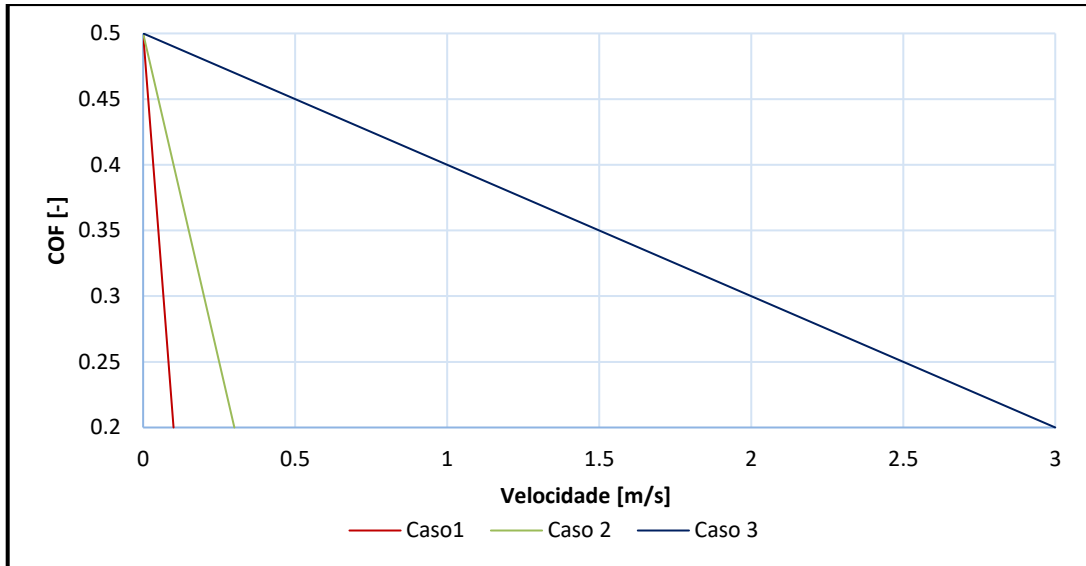
Para algumas das curvas apresentadas na Figura 53, principalmente as que representam ensaios com força normal de 130 N, foi possível perceber um comportamento oscilatório do coeficiente de atrito dinâmico. Isso ocorreu devido à variação da força normal aplicada sobre a amostra de material de atrito, causada pelo batimento do disco, que mesmo minimizado, chegou à aproximadamente 5 μm , gerando uma variação de $\pm 20\%$ da força normal nominal.

4.2 MODELO DE 1 GDL

O modelo de parâmetros concentrados de 1 GDL foi resolvido, primeiramente, de forma analítica e por integração numérica, a fim de obter as respostas do sistema, e utilizá-las para a validação do mesmo modelo, porém elaborado no *software Adams*. Para essa validação, foi necessário determinar os principais parâmetros para a resolução dos sistemas. Dessa forma,

foram determinadas três curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade simplificadas por retas decrescentes, apresentadas na Figura 54.

Figura 54 – Curvas de COF em função da velocidade simplificadas por retas decrescentes



Fonte: A autora (2020).

As retas apresentadas na Figura 54 foram determinadas com o objetivo de evidenciar o comportamento instável do sistema, determinado pela condição de $c < \alpha$, mostrado pela Equação 30. Assim, as retas apresentam inclinação α de 3, 1 e 0,1, respectivamente. Além das retas decrescentes de COF em função da velocidade, foram determinados os parâmetros de massa, rigidez e amortecimento do sistema, bem como as condições iniciais, de acordo com a Tabela 5.

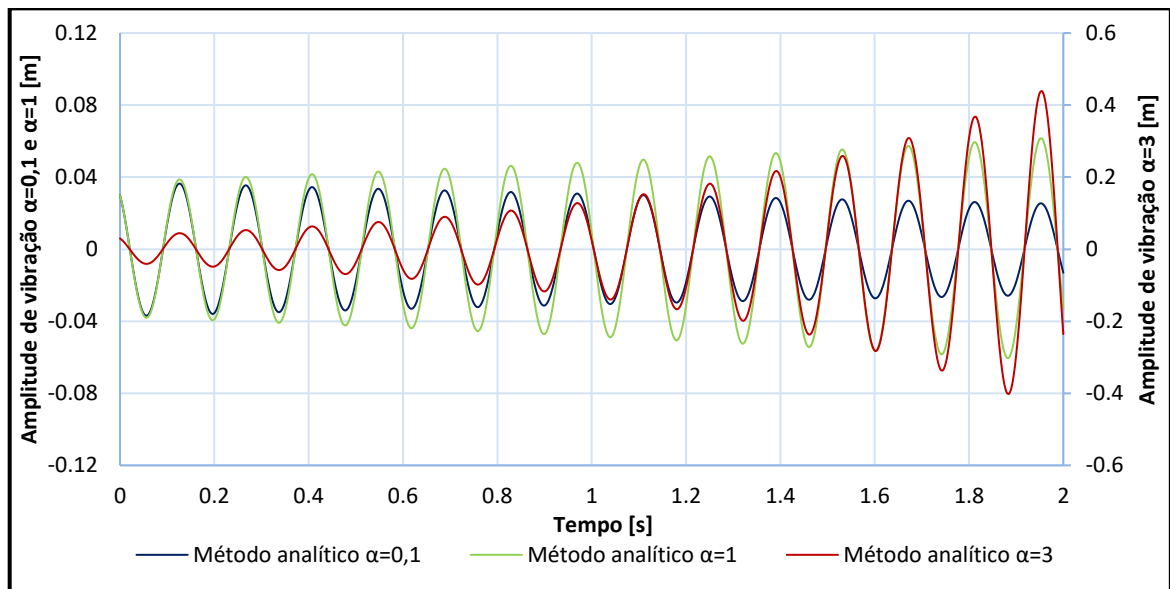
Tabela 5 – Parâmetros de rigidez, massa, amortecimento e condições iniciais utilizadas no modelo de 1 GDL

Símbolo	Descrição	Unidade	Valor
m	Massa	kg	1
k	Rigidez	N/m	2000
c	Amortecimento viscoso	Ns/m	0,492
X_0	Posição inicial	m	0,03
\dot{X}_0	Velocidade inicial	m/s	-1

Fonte: A autora (2020).

Dessa forma, utilizando as curvas de COF em função da velocidade de acordo com a Figura 54 e os parâmetros da Tabela 5, o modelo de 1 GDL foi resolvido de forma analítica, e as respostas de vibração ao longo do tempo são mostradas na Figura 55. Para facilitar a visualização, a resposta de vibração do modelo resolvido com a curva de COF em função da velocidade com $\alpha = 3$ utiliza o eixo das ordenadas secundário, enquanto que as respostas de vibração dos modelos resolvidos com a curva de COF em função da velocidade com $\alpha = 1$ e $\alpha = 0,1$ utilizam o eixo das ordenadas principal.

Figura 55 – Resposta vibracional do sistema de 1 GDL para as três diferentes curvas de COF em função da velocidade – resolução analítica



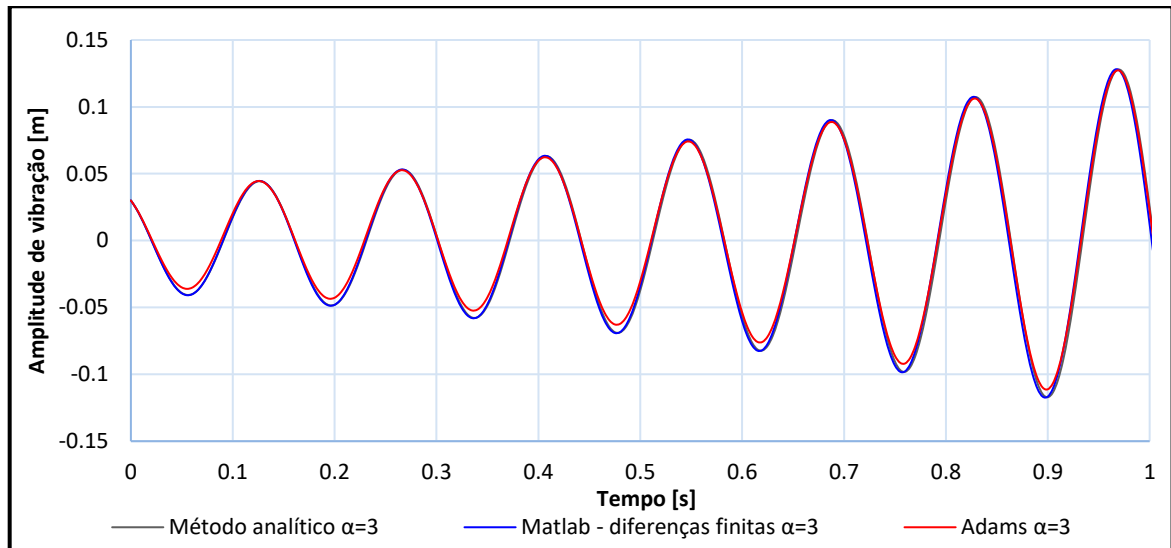
Fonte: A autora (2020).

Conforme a Figura 55, foi possível notar que as respostas vibracionais dos modelos que utilizaram as curvas de COF em função da velocidade na condição $c < \alpha$, realmente se mostraram instáveis, ou seja, os modelos que utilizaram as curvas com $\alpha = 1$ e $\alpha = 3$, mostraram um aumento da amplitude de vibração do sistema ao longo do tempo. Entretanto, o modelo que utilizou a curva com $\alpha = 0,1$, mostrou uma redução na amplitude de vibração ao longo do tempo.

Posteriormente, o mesmo modelo de 1 GDL foi elaborado e resolvido utilizando o *software Adams*. Para a validação do mesmo, foram comparadas as respostas de amplitude de vibração das três formas de resolução desse sistema: analítico, por integração numérica e

utilizando o *software Adams*, aplicando como curva de COF em função da velocidade a reta com inclinação $\alpha = 3$. A Figura 56 mostra o comparativo da resposta vibracional do sistema ao longo do tempo para os três métodos de resolução.

Figura 56 – Resposta vibracional do sistema de 1 GDL para os três métodos de resolução – reta de COF em função da velocidade com inclinação $\alpha = 3$



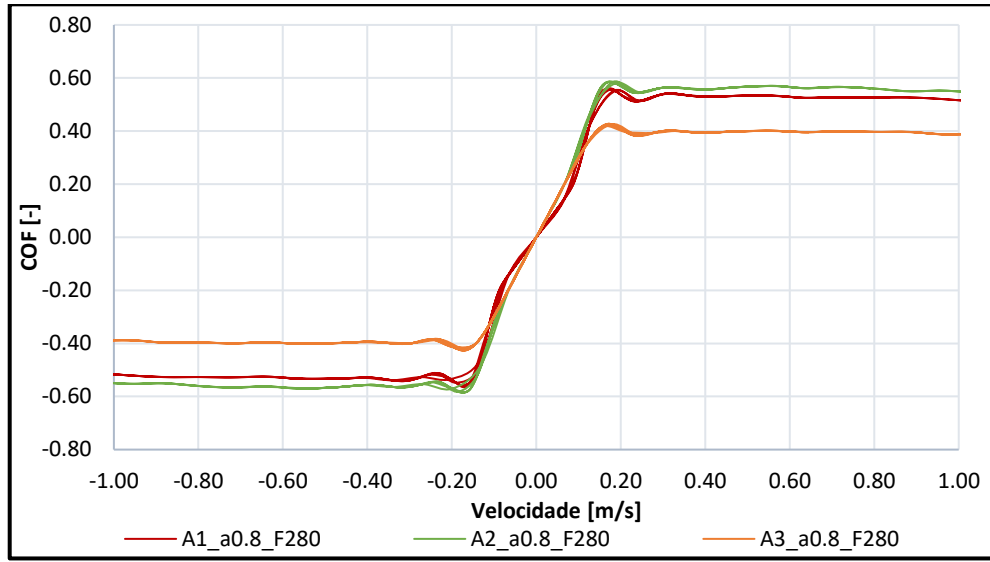
Fonte: A autora (2020).

Pela Figura 56, foi possível perceber que as curvas de resposta dos modelos resolvidos de forma analítica e por integração numérica estão sobrepostas. Avaliando esses mesmos dois modelos para tempos mais longos, foi possível verificar que existe uma diferença na frequência natural de vibração do sistema, que acontece devido ao erro numérico. Comparando o modelo analítico com o modelo resolvido utilizando o *software Adams*, foi possível perceber uma diferença de 0,005 metros na amplitude de vibração ao longo do tempo. Essa diferença representa aproximadamente 11% da amplitude de vibração no primeiro ciclo e aproximadamente 1% da amplitude de vibração no último ciclo simulado, em 2 segundos. Devido às pequenas diferenças encontradas, o modelo em *Adams* foi considerado validado.

Posteriormente à validação do modelo elaborado utilizando o *software Adams*, algumas curvas de COF em função da velocidade, obtidas experimentalmente, foram utilizadas como dado de entrada do modelo, assim, possibilitando a comparação da resposta vibracional do sistema ao longo do tempo. Para essa comparação, foram escolhidas as curvas na condição de aceleração de $0,8 \text{ m/s}^2$ e força normal de 280 N, para os três materiais ensaiados, conforme

Figura 53. A Figura 57 mostra as diferentes curvas de COF em função da velocidade após a utilização das mesmas como dado de entrada no modelo em *Adams*, enquanto que a Figura 58 apresenta a resposta vibracional do sistema para cada uma das curvas experimentais utilizadas.

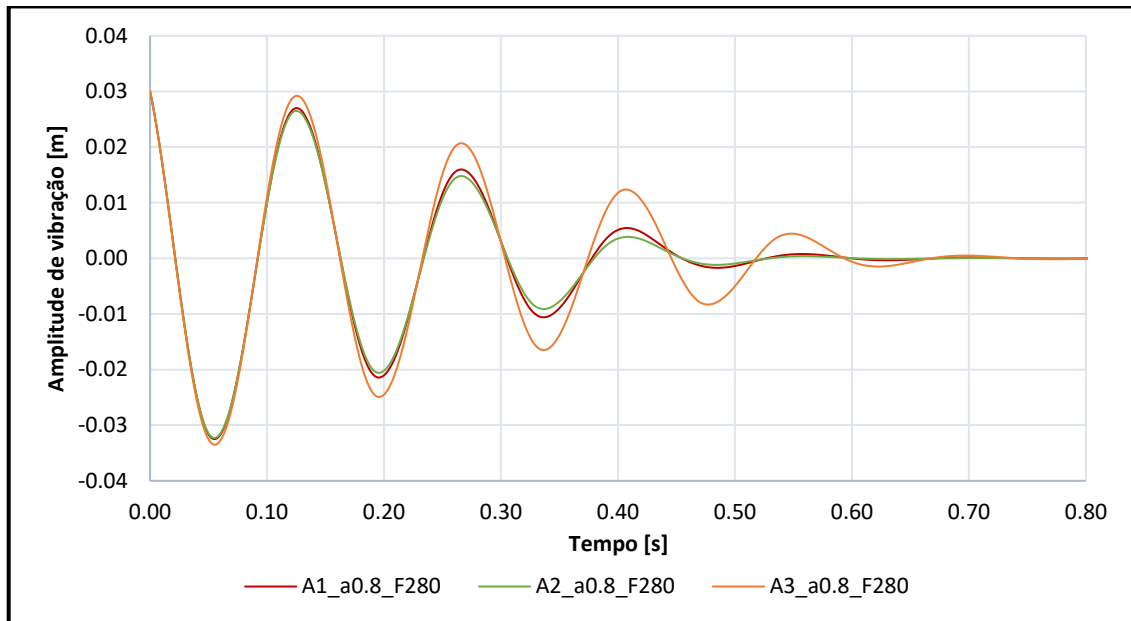
Figura 57 – Curvas experimentais de COF em função da velocidade após a utilização como dado de entrada no *software Adams*



Fonte: A autora (2020).

Observando atentamente às curvas da Figura 53, principalmente nas regiões próximas ao COF máximo, foi possível perceber curvas ligeiramente diferentes, que se referem aos diferentes ciclos periódicos de vibração do sistema.

Figura 58 – Resposta vibracional do sistema ao longo do tempo para as diferentes curvas experimentais utilizadas como dado de entrada no *software Adams*



Fonte: A autora (2020).

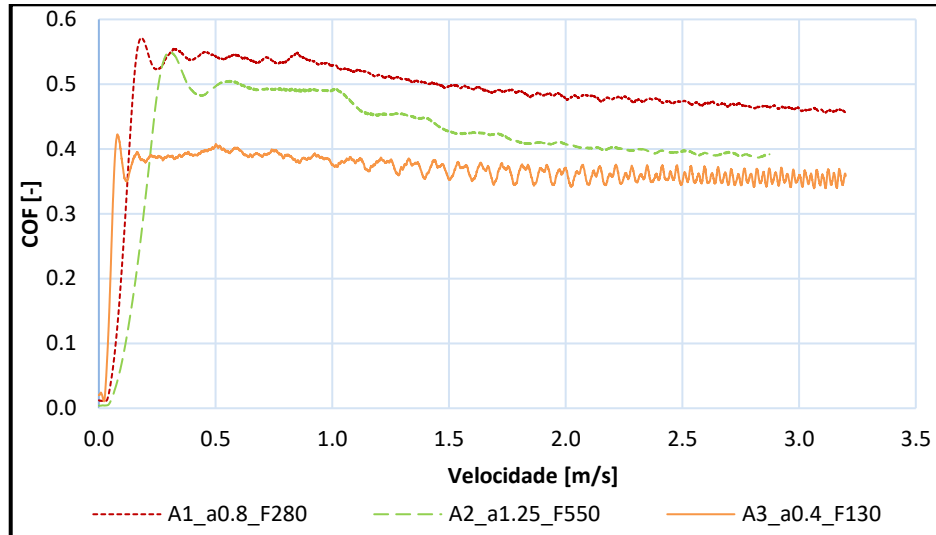
A Figura 58 mostra a diferença na resposta vibratória do modelo com as diferentes curvas de COF em função da velocidade, possibilitando perceber que todas as respostas se mostraram estáveis, e que a curva do material A3, por ter um coeficiente de atrito mais baixo, levou um tempo maior para a estabilização da vibração.

4.3 MODELO DE MULTICORPOS

Conforme mencionado na seção 3.3, foram escolhidas algumas curvas experimentais de COF em função da velocidade para serem utilizadas como dado de entrada no modelo de multicorpos. Nessa etapa, optou-se por selecionar uma curva de cada material de atrito correlacionando o valor de aceleração e força normal do ensaio com a magnitude do coeficiente de atrito dos materiais, ou seja, para o material com o menor coeficiente de atrito, foi selecionada a curva com menor aceleração e força normal. A Figura 59 apresenta as três curvas experimentais de COF em função da velocidade selecionadas, enquanto que a Tabela 6 apresenta os quatro parâmetros utilizados como dados de entrada na simulação.

Além dos parâmetros das três curvas de COF em função da velocidade experimentais selecionadas, a Tabela 6 também apresenta valores para um material padrão, que se refere a curva de COF em função da velocidade estabelecida pelo *software Adams*.

Figura 59 – Curvas de COF em função da velocidade selecionadas para utilização no modelo de multicorpos



Fonte: A autora (2020).

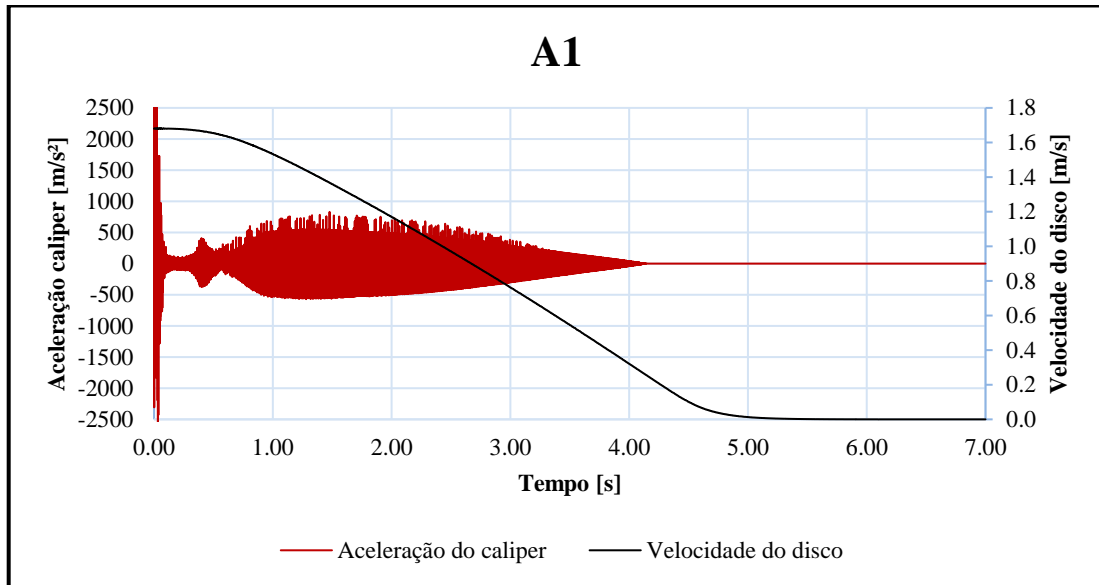
Tabela 6 – Parâmetros μ_s , μ_d , V_s e V_d das curvas experimentais selecionadas para utilização no modelo de multicorpos

Material	Acel. ensaio [m/s ²]	Força ensaio [N]	μ_d [-]	μ_s [-]	V_d [m/s]	V_s [m/s]
A1	0,8	280	0,459	0,566	3,000	0,194
A2	1,25	550	0,399	0,548	2,175	0,312
A3	0,4	130	0,362	0,414	2,259	0,086
Padrão	-	-	0,370	0,570	0,037	0,010

Fonte: A autora (2020).

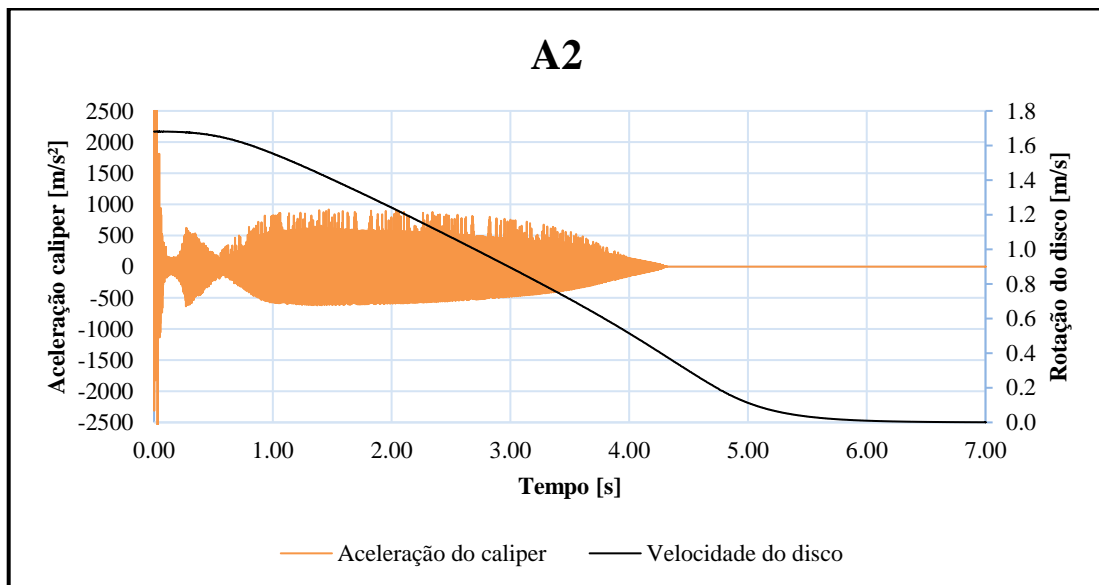
Como comparativo entre as diferentes curvas de COF x velocidade para os diferentes materiais, optou-se por avaliar a amplitude de aceleração do caliper ao longo do tempo de análise. As Figuras 60, 61, 62 e 63, apresentam essa resposta vibracional para as curvas experimentais dos materiais A1, A2 e A3, e para a curva com o material padrão, respectivamente.

Figura 60 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material A1



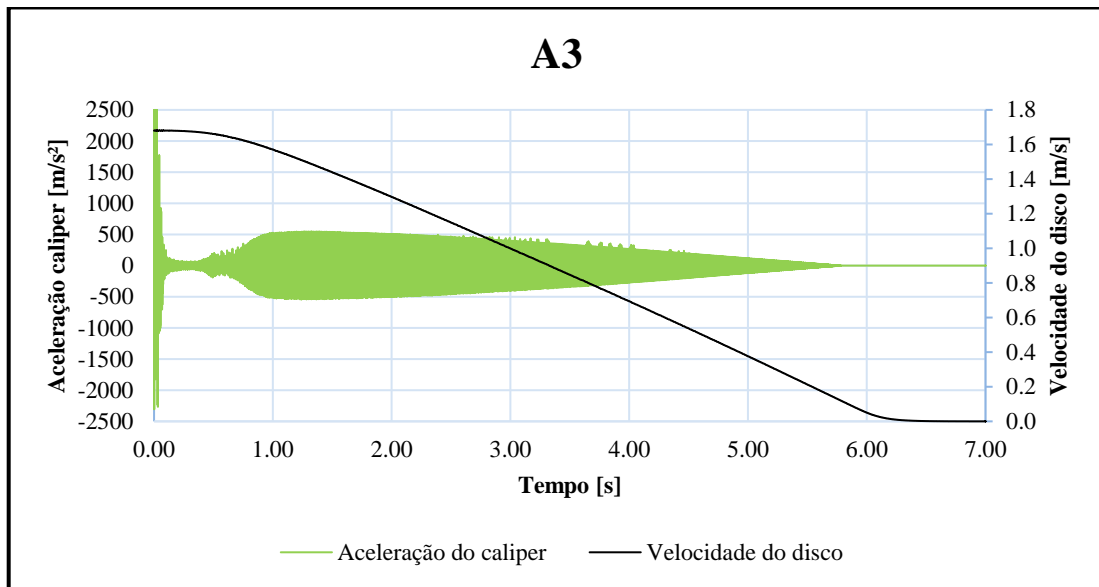
Fonte: A autora (2020).

Figura 61 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material A2



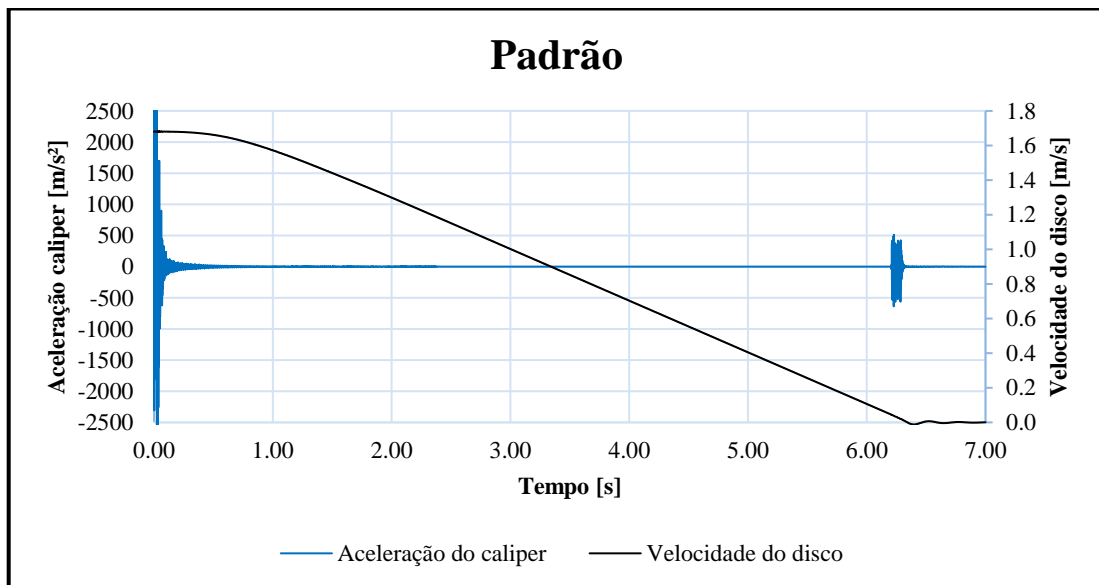
Fonte: A autora (2020).

Figura 62 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material A3



Fonte: A autora (2020).

Figura 63 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material Padrão



Fonte: A autora (2020).

Foi possível perceber que a resposta de amplitude de vibração do caliper para as Figuras 60, 61, 62, curvas de COF em função da velocidade dos materiais A1, A2 e A3, apresentam instabilidade durante praticamente toda a frenagem. Também é possível perceber que para os materiais A1 e A2, a amplitude de vibração se apresentou ligeiramente maior.

Já o comportamento de vibração do caliper para o material padrão, se mostrou estável durante grande parte do tempo da frenagem, apresentando a instabilidade somente no final da mesma, quando a velocidade do disco se aproxima de zero. Esse é o tipo de comportamento esperado para uma ocorrência de vibração de baixa frequência, ou seja, quando o disco ainda apresenta rotação alta, onde o COF é dinâmico, o sistema se mostrou estável. Quando a velocidade do disco começa a diminuir, entrando no regime de aumento do COF com a redução de velocidade, percebe-se a instabilidade, causando vibração no caliper.

Devido a esse resultado, optou-se por realizar algumas variações nos quatro parâmetros da curva de COF x velocidade para o material Padrão, com o objetivo de entender de forma mais clara a influência dos mesmos. A Tabela 7 mostra os parâmetros utilizados para essas novas curvas propostas, bem como $V_d - V_s$ e a característica em que a curva se difere do material Padrão.

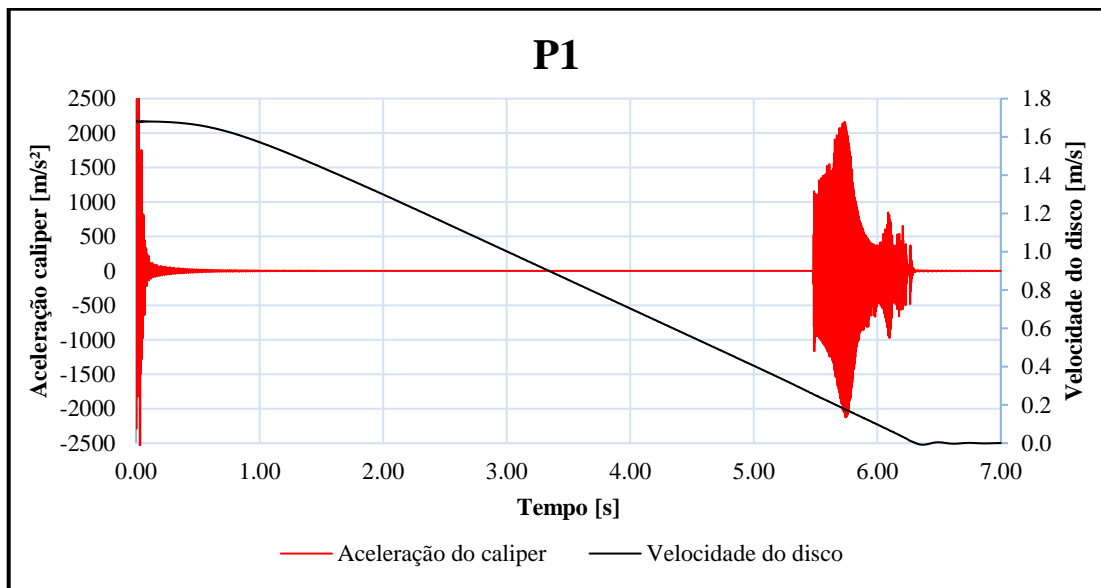
Tabela 7 – Parâmetros μ_s , μ_d , V_s e V_d das curvas propostas para utilização no modelo de multicorpos, baseadas na curva do material Padrão

Material	μ_s [-]	μ_d [-]	V_d [m/s]	V_s [m/s]	$V_d - V_s$ [m/s]	Característica
P1	0,57	0,37	0,37	0,01	0,36	Aumento da V_d em 10x
P2	0,57	0,37	0,037	0,02	0,017	Aumento da V_s em 2x
P3	0,57	0,37	0,047	0,02	0,027	Aumento da V_s em 2x e mantido o mesmo $V_d - V_s$
P4	0,65	0,37	0,037	0,01	0,027	Aumento do μ_s em 14%
P5	0,65	0,45	0,037	0,01	0,027	Aumento do μ_s em 14% e mantido o mesmo $\mu_s - \mu_d$
P6	0,57	0,37	0,074	0,01	0,064	Aumento da V_d em 2x
P7	0,57	0,37	0,37	0,2	0,17	Aumento da V_d em 10x e aumento da V_s em 20x
P8	0,57	0,37	0,37	0,347	0,027	Aumento da V_d em 10x e mantido o mesmo $V_d - V_s$

Fonte: A autora (2020).

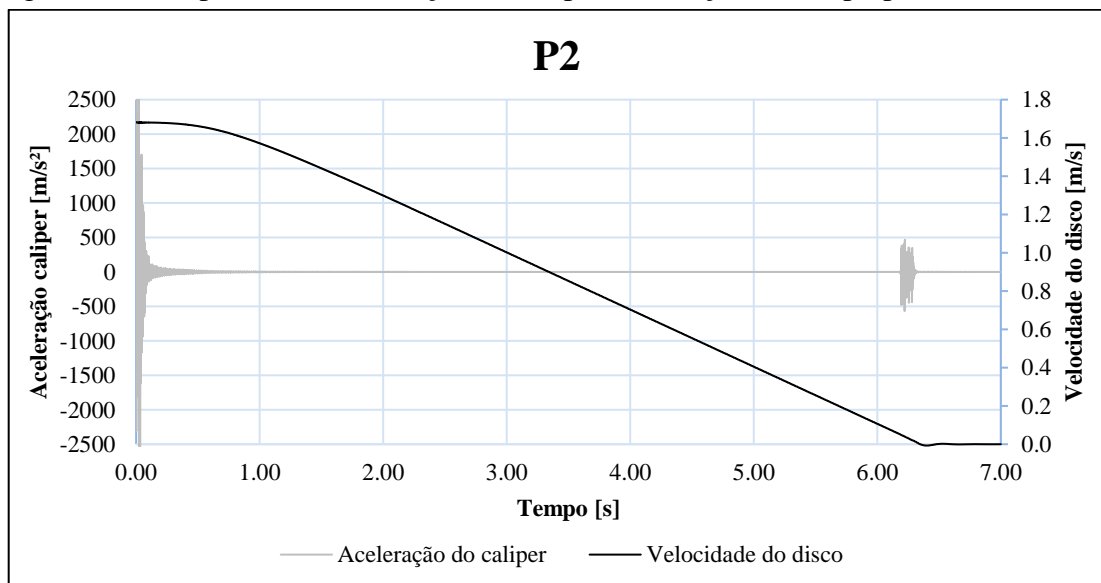
As Figuras 64 e 65 mostram as curvas dos materiais P1 e P2, as quais apresentaram aumento da velocidade de estabilização do COF dinâmico e aumento da velocidade do COF estático, respectivamente. O comparativo dessas curvas com a curva do material Padrão foi realizado com objetivo de entender a influência da modificação dos dois parâmetros de velocidade isoladamente.

Figura 64 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material P1



Fonte: A autora (2020).

Figura 65 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material P2

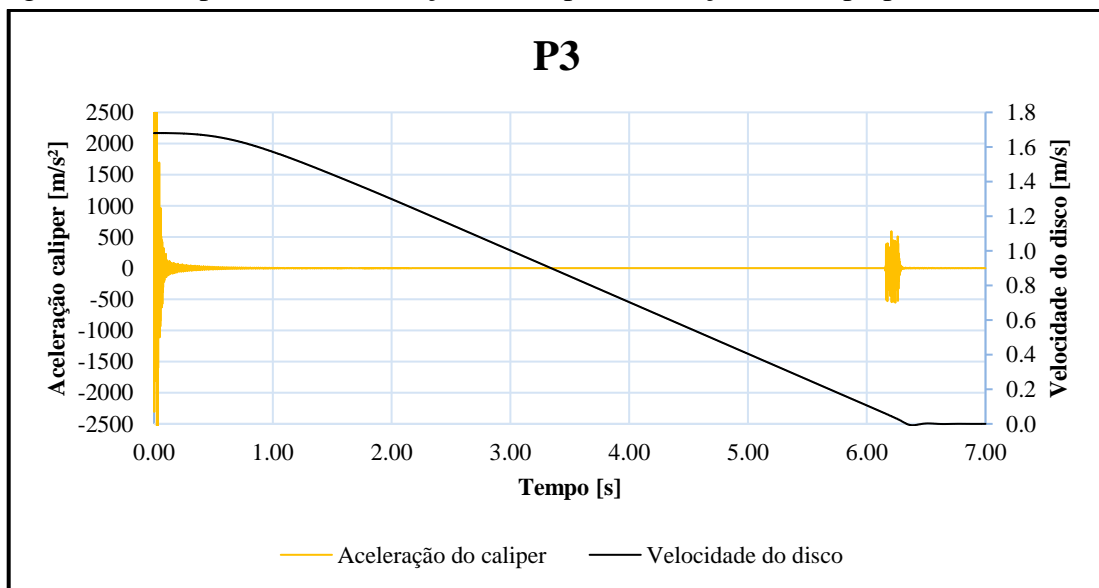


Fonte: A autora (2020).

Nesse comparativo foi possível perceber que o sistema apresentou um considerável aumento na sua amplitude vibracional e no tempo de instabilidade com a curva do material P1, ou seja, aumentando-se a velocidade de estabilização do COF dinâmico. Já, com o aumento da velocidade do COF estático, material P2, o sistema não apresentou mudança significativa na resposta vibracional quando comparado ao material Padrão.

Para a curva de COF x velocidade do material P3, foram mantidos os mesmos valores para a velocidade de estabilização do COF dinâmico do material P2 e para o delta entre a velocidade do COF estático e a velocidade de estabilização do COF dinâmico do material Padrão. Esses parâmetros foram estipulados com o objetivo de verificar se o delta entre as velocidades poderia ser utilizado como um fator de análise que correlacionasse as duas velocidades.

Figura 66 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material P3

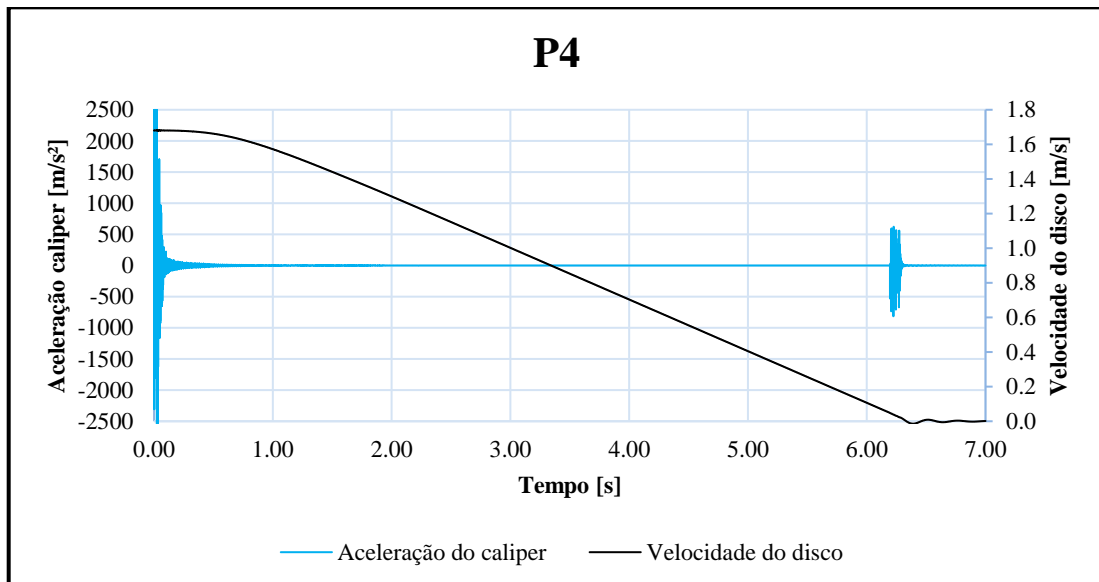


Fonte: A autora (2020).

De acordo com a Figura 66, foi possível perceber que a instabilidade vibracional do sistema utilizando a curva do material P3 se mostrou similar à resposta obtida para o material Padrão. Dessa forma, considerando as análises até aqui realizadas é possível afirmar que a instabilidade do sistema pode ser mais influenciada pela velocidade de estabilização do COF dinâmico do que pela velocidade do COF estático.

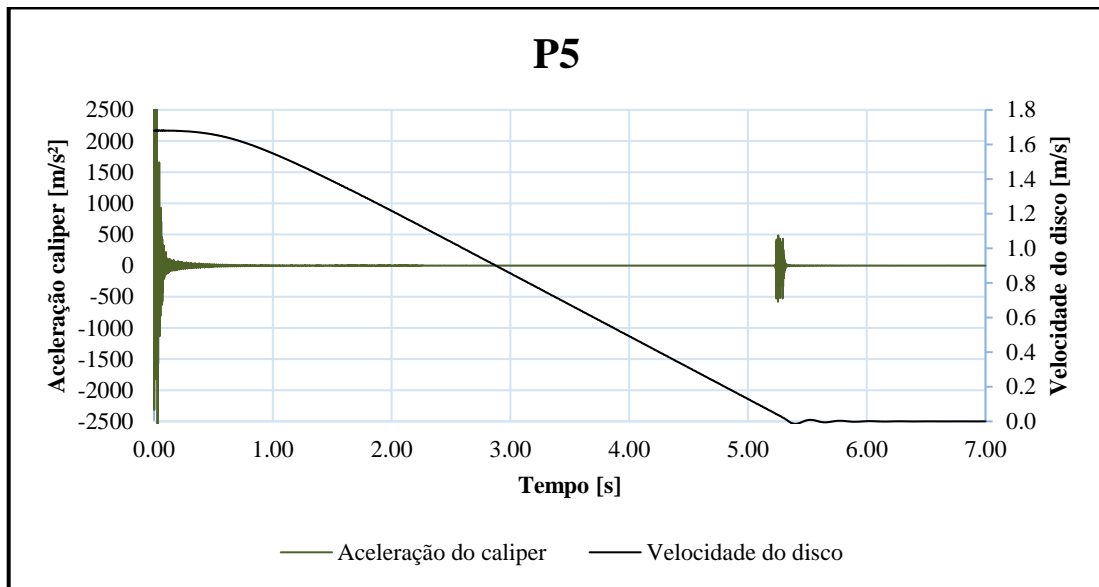
A partir desses prévios resultados, optou-se por fazer uma breve avaliação da influência dos valores de COF estático e dinâmico na instabilidade do sistema. Para isso, foram propostas duas curvas de COF x velocidade diferentes. Para a primeira delas, material P4, o valor do COF estático teve um aumento de 14%, e o COF dinâmico foi mantido. Já para a segunda curva, material P5, o COF estático permaneceu com o aumento de 14% e o delta entre os valores de COF estático e dinâmico foi mantido conforme o material Padrão. As Figuras 67 e 68 apresentam a resposta de amplitude de vibração do caliper ao longo do tempo para os materiais P4 e P5, respectivamente.

Figura 67 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material P4



Fonte: A autora (2020).

Figura 68 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para o material P5



Fonte: A autora (2020).

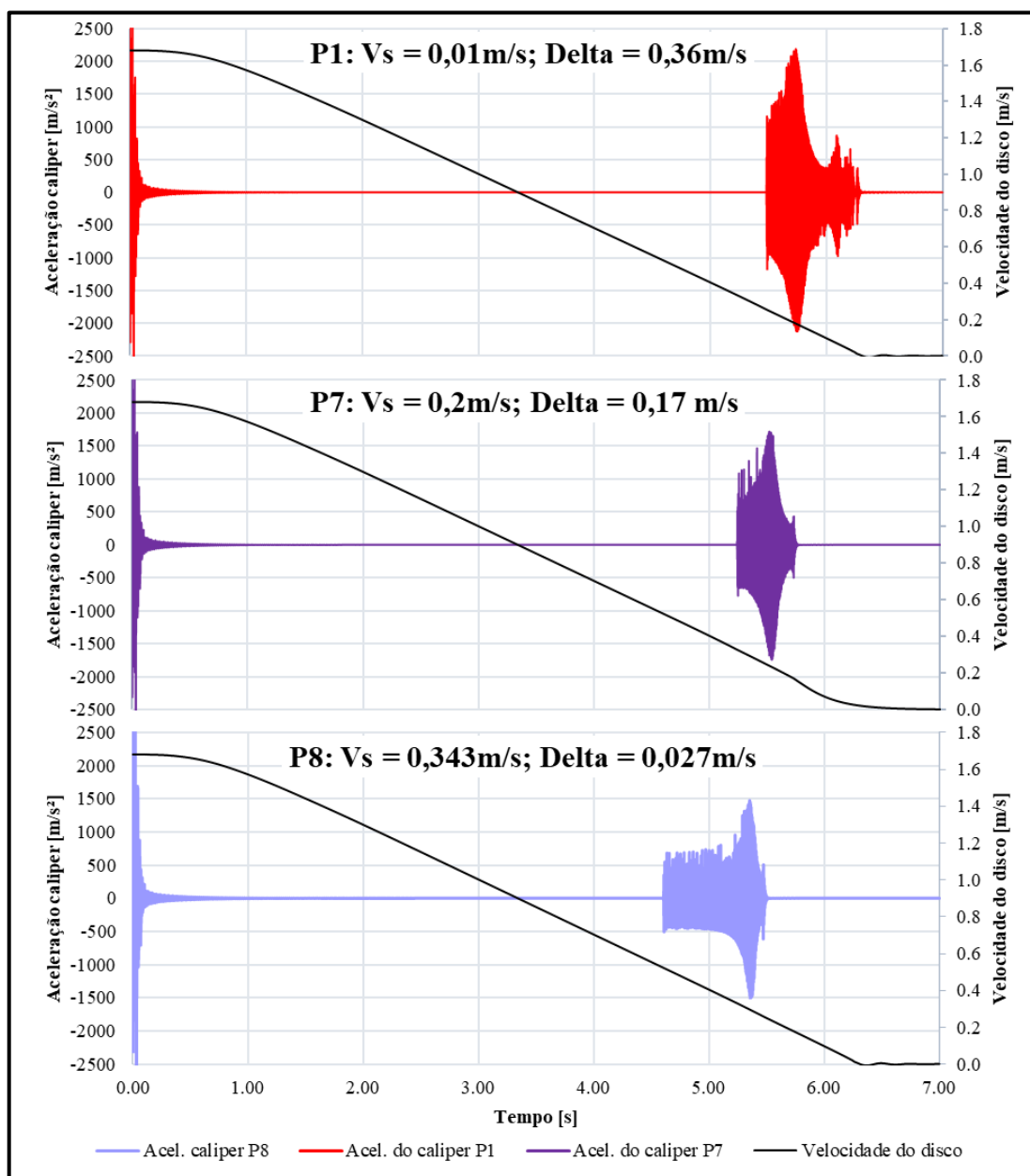
Avaliando a Figura 67, foi possível determinar que o aumento do delta entre os valores de COF estático e dinâmico, material P4, resultou em um aumento na amplitude de vibração do caliper. Na curva do material P5, Figura 68, foi possível perceber que a amplitude de vibração voltou a reduzir, mesmo com o COF estático mais elevado, uma vez que o delta entre os valores de COF estático e dinâmico voltou a ser o mesmo do material Padrão.

Com a curva do material P5, também foi possível verificar uma maior desaceleração da rotação do disco de freio se comparada aos outros materiais. Isso se deve ao fato do aumento do COF dinâmico, transformando de forma mais rápida a energia cinética do movimento. Somente o aumento do COF estático não apresentou de forma significativa um aumento na desaceleração do disco de freio.

Após essas avaliações, foram propostas mais três curvas de COF x velocidade diferentes, materiais P6, P7 e P8, a fim de investigar de forma mais aprofundada a influência das velocidades.

Primeiramente foram comparadas as respostas vibracionais do caliper para os materiais P1, P7 e P8, conforme Figura 69. De acordo com a Tabela 7, esses materiais apresentam o mesmo nível de COF estático e dinâmico e também o mesmo valor para a velocidade de estabilização do COF dinâmico. Dessa forma, o comparativo entre esses três materiais tem o objetivo de investigar a influência da variação da velocidade do COF estático.

Figura 69 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para os materiais P1, P7 e P8



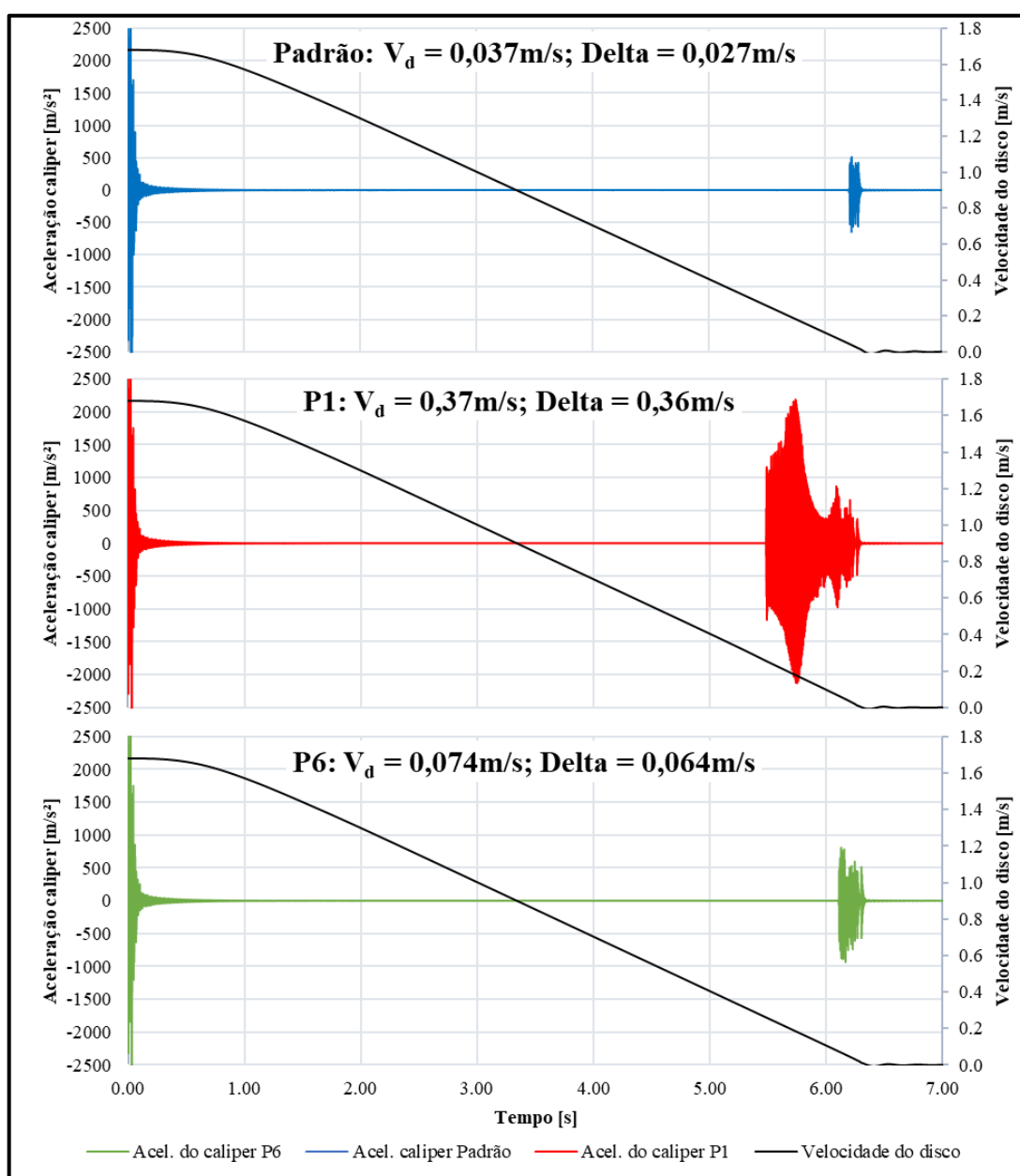
Fonte: A autora (2020).

De acordo com a Figura 69, foi possível perceber que com o aumento da velocidade do COF estático, ou seja, diminuindo a inclinação da reta de aumento do COF estático em relação ao eixo abscissas, a amplitude de vibração do caliper diminui. Também é possível perceber que com o aumento da velocidade do COF estático, a instabilidade inicia em velocidades mais baixas. Como a velocidade de estabilização para o COF dinâmico é igual para

os materiais P1, P7 e P8, essa resposta pode ser associada também com a suavidade da exponencial de redução do COF estático para o COF dinâmico.

Para os materiais Padrão, P1 e P6 a mesma comparação foi realizada, conforme a Figura 70. Nesse caso a velocidade do COF estático se manteve constante, enquanto que a velocidade de estabilização do COF dinâmico foi variada.

Figura 70 – Amplitude de aceleração do caliper em função do tempo para os materiais Padrão, P1 e P6



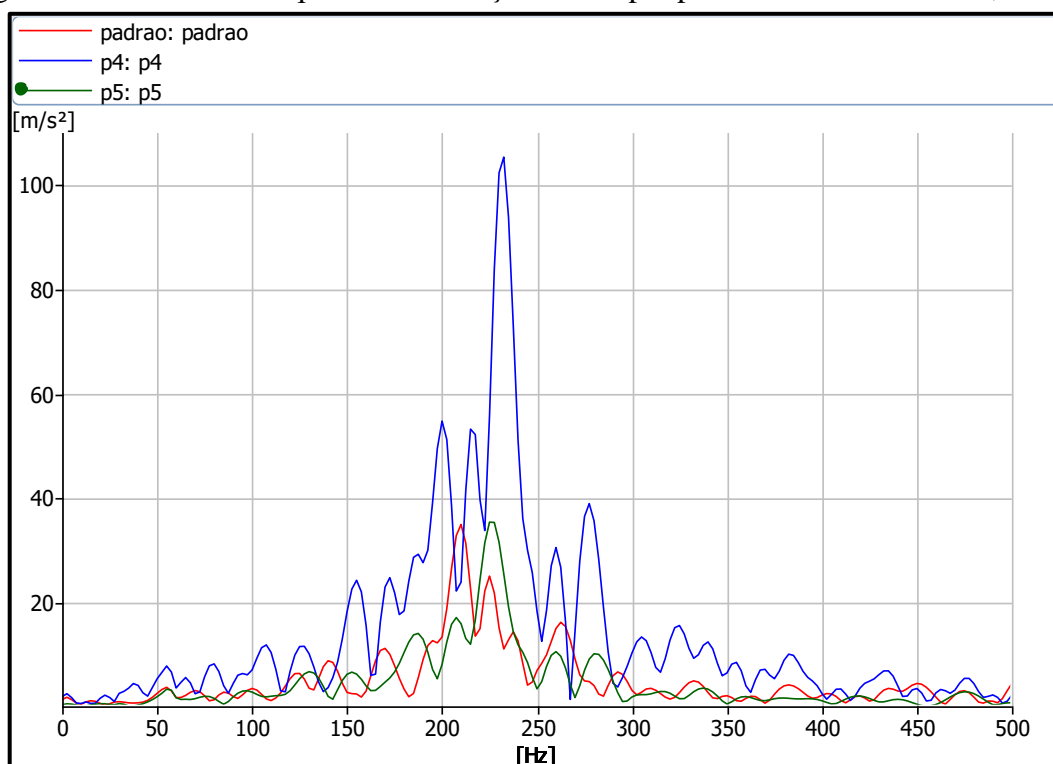
Fonte: A autora (2020).

Nesse comparativo foi possível perceber que o aumento da velocidade de estabilização do COF dinâmico causou um aumento significativo na instabilidade vibracional do caliper, seja em amplitude e tempo de instabilidade. Ainda comparando as respostas vibracionais para os materiais Padrão e P8, ambos apresentam o mesmo delta entre as velocidades, porém suas respostas de vibração do caliper foram bem diferentes. Esse comportamento permitiu verificar que o delta não deve ser um parâmetro utilizado para o comparativo entre os materiais, e sim as velocidades de COF estático e estabilização do COF dinâmico de forma independentes.

Como outra forma de comparar a amplitude vibracional, foi aplicada a Transformada Rápida de Fourier (FFT) de alguns dos comportamentos de vibração do caliper ao longo do tempo, transformando assim a resposta no domínio do tempo para o domínio da frequência e obtendo a Função Resposta em Frequência (FRF) do sinal, que representa o espectro de frequência da vibração.

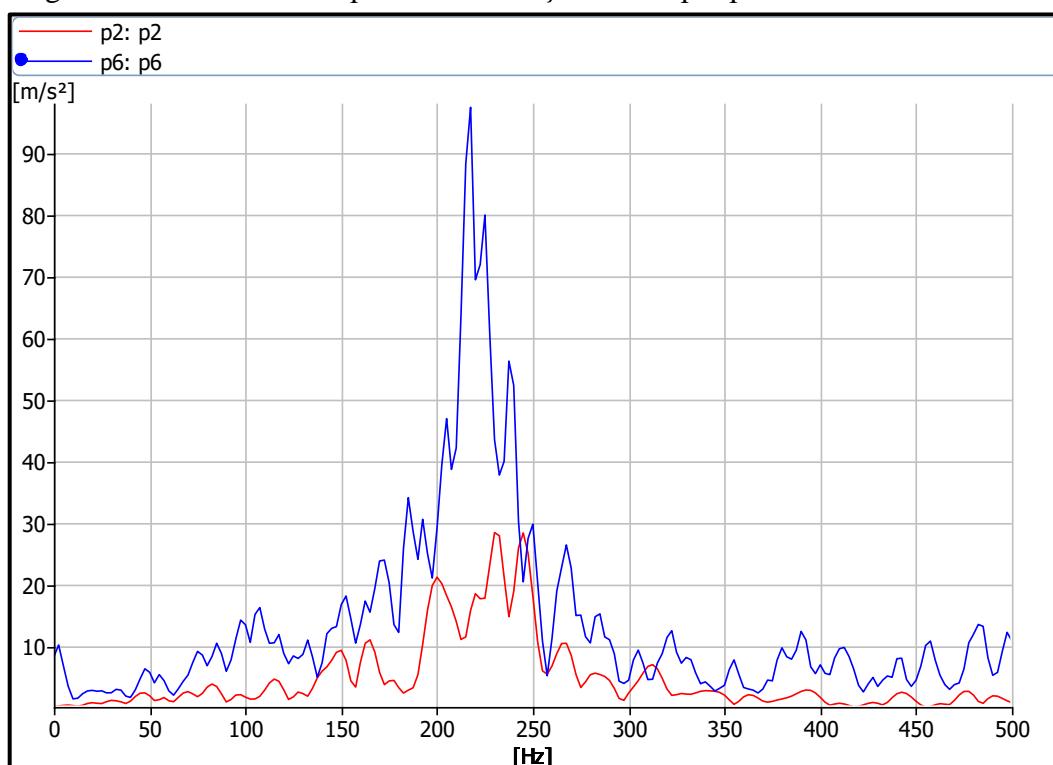
Dessa forma, foram comparadas as FRF's das curvas de resposta do caliper para os seguintes materiais: Padrão, P4 e P5 – Figura 71 –, P2 e P6 – Figura 72 –, P1, P7, P8 – Figura 73 –, Padrão, P1 e P6 – Figura 74 –.

Figura 71 – FRF's das respostas de vibração do caliper para os materiais Padrão, P4 e P5



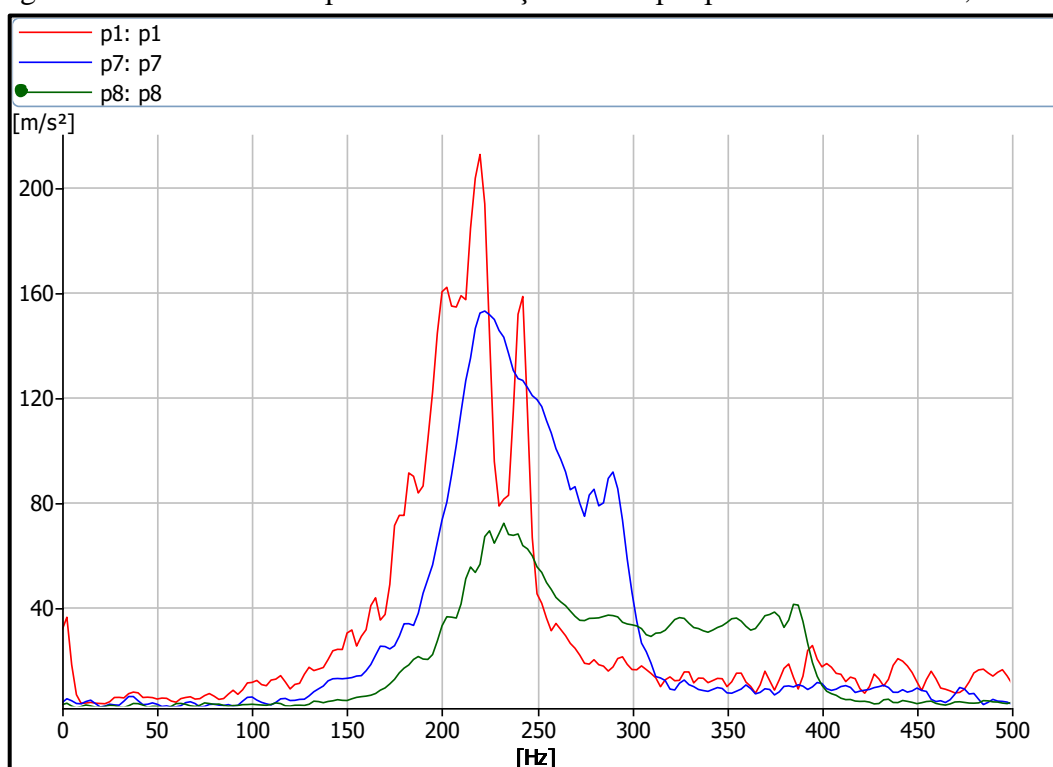
Fonte: A autora (2020).

Figura 72 – FRF's das respostas de vibração do caliper para os materiais P2 e P6



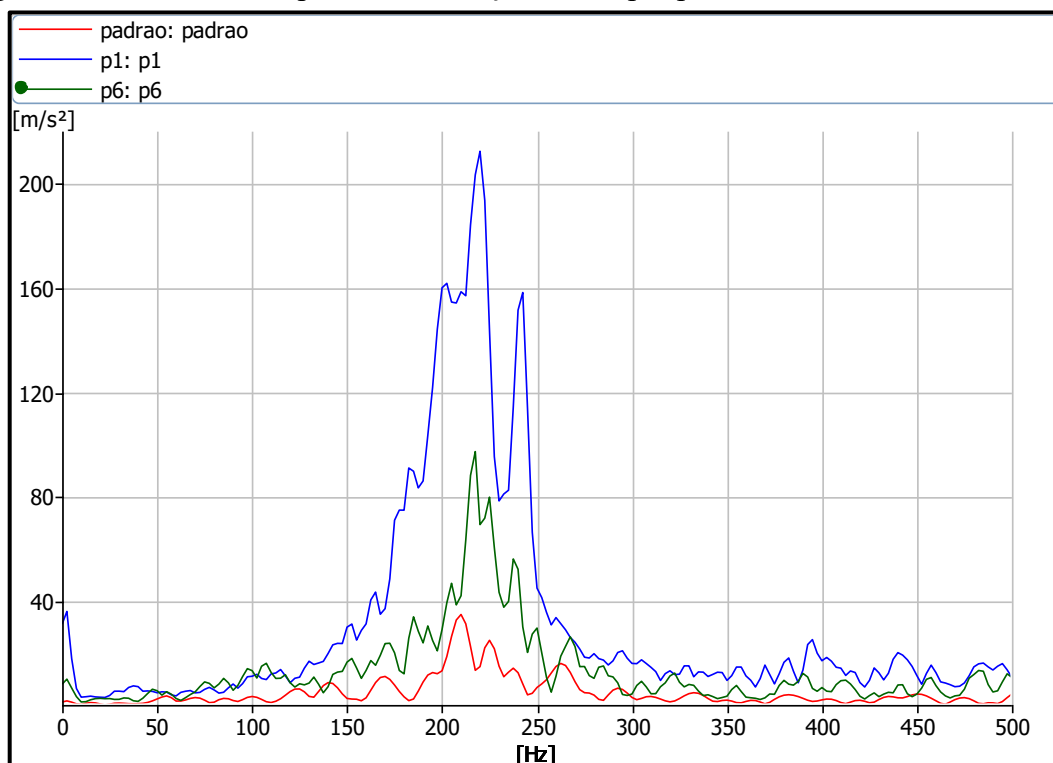
Fonte: A autora (2020).

Figura 73 – FRF's das respostas de vibração do caliper para os materiais P1, P7 e P8



Fonte: A autora (2020).

Figura 74 – FRF's das respostas de vibração do caliper para os materiais Padrão, P1 e P6



Fonte: A autora (2020).

Verificando as curvas da Figura 71, foi possível confirmar o resultado previamente obtido de que o aumento do delta entre os coeficientes de atrito estático e dinâmico – material P4 – resultou em um aumento na amplitude de vibração, aproximadamente 108 m/s^2 , enquanto que aumentando os níveis de COF, mas mantendo o mesmo delta – materiais Padrão e P5 – a amplitude de vibração se mostrou similar, aproximadamente 35 m/s^2 .

Para o comparativo entre os materiais P2 e P6, de acordo com a Figura 72, também foi possível confirmar que a vibração do sistema apresenta maior sensibilidade ao aumento da velocidade de estabilização do COF dinâmico, já que a amplitude de vibração do material P6 se mostrou aproximadamente de 100 m/s^2 , enquanto que para o material P2, a mesma está em torno de 30 m/s^2 .

Para os comparativos apresentados na Figura 73 e Figura 74 também foi possível verificar a diminuição da amplitude de vibração com o aumento da velocidade do COF estático, e com a diminuição da velocidade de estabilização do COF dinâmico.

5 CONCLUSÕES

Nesse capítulo serão apresentadas as conclusões obtidas com a realização desse trabalho, separadas de acordo com cada etapa do mesmo. Ao final, também serão apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

5.1 CURVAS DE COF EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE

Com a realização dos ensaios para obtenção das curvas de COF em função da velocidade de forma experimental, foi possível concluir que as curvas obtidas em ensaios de aceleração e desaceleração apresentaram comportamentos diferentes. A curva obtida em um ensaio de aceleração do rotor, apresentou uma reta de aumento do COF até o valor de COF máximo, e a inclinação negativa na transição do COF máximo até a estabilização do COF dinâmico. Entretanto, a curva obtida em um ensaio de desaceleração do rotor apresentou aumento do COF com a diminuição da velocidade, porém não apresentou a reta de diminuição do COF em velocidades extremamente baixas.

Apesar do tribômetro na configuração tipo pino-disco ser um dos mais utilizados, o equipamento empregado para esse estudo não se mostrou a melhor opção. Após o pós-processamento das curvas experimentais, foi possível perceber que a reta de aumento do COF até seu valor máximo apresentou exatamente a mesma inclinação para os três materiais de atrito ensaiados na mesma condição de força e aceleração. Como o COF é uma variável extremamente sensível e influenciada por vários parâmetros, esse comportamento foi atrelado à influência da inércia e da rampa de aumento da velocidade que foi imposta pelo motor.

Durante o pós-processamento dos ensaios, também foi possível perceber uma variação na força normal aplicada na amostra de material de atrito, causada pelo batimento do disco, já minimizado. De acordo com os resultados obtidos, a flutuação do COF em função da velocidade, que se apresentou mesmo em velocidades mais altas, foi associada a esse fator.

5.2 MODELO DE 1 GDL

A principal conclusão obtida com o desenvolvimento do modelo de 1 GDL é que o mesmo não representou o fenômeno estudado nesse trabalho. Isso pode estar associado com os parâmetros estabelecidos e a configuração utilizada para a solução do modelo.

A utilização do mesmo, juntamente com as curvas de COF x velocidade simplificadas por retas decrescentes, permitiu comprovar a condição de instabilidade calculada, $c < \alpha$, porém o mesmo se mostrou estável para as três curvas de COF x velocidade obtidas experimentalmente. Utilizando as diferentes curvas experimentais, foi possível perceber uma pequena diferença na amplitude vibracional e no tempo de estabilização do modelo.

5.3 MODELO DE MULTICORPOS

Com a realização do modelo de multicorpos utilizando o *software Adams View*, foi percebida uma grande dificuldade de estabilização do contato não linear de atrito entre pastilha e disco. Para conseguir a convergência do modelo, foi necessário realizar variações nos valores de força normal e rotação do disco, até encontrar uma combinação de parâmetros que permitisse a mínima estabilização do contato.

Comparando-se os resultados de amplitude vibracional do caliper utilizando as curvas do material P2 – aumento da velocidade do COF estático em 2 vezes – e do material P6 – aumento da velocidade de estabilização do COF dinâmico em 2 vezes –, foi possível concluir que o sistema apresenta maior sensibilidade ao aumento da velocidade de estabilização do COF dinâmico, se comparado ao aumento da velocidade do COF estático na mesma proporção. Também foi possível concluir que os parâmetros V_s e V_d apresentam maior influência sobre a instabilidade do sistema do que os valores μ_s e μ_d .

Além disso, os valores de V_s e V_d precisam ser avaliados separadamente, ou seja, não é possível realizar avaliações considerando o delta entre essas velocidades. Isso foi observado com o comparativo entre as respostas obtidas utilizando as curvas dos materiais Padrão e P8, ambas apresentam o mesmo delta, porém respostas vibracionais distintas.

Avaliando-se os valores de V_s e V_d separadamente, foi possível observar que o aumento de V_s resultou na diminuição da amplitude de vibração, além de iniciar a vibração em rotações

mais altas. Entretanto, o aumento de V_d resultou em um aumento na amplitude de vibração e em um tempo maior de instabilidade do sistema.

De forma geral, o modelo de multicorpos, mesmo utilizando uma geometria de freio a disco simplificada, representou o fenômeno estudado nesse trabalho. Como não foi possível concluir de forma clara a influência do comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade nas vibrações de baixa frequência, utilizando as curvas experimentais dos materiais A1, A2 e A3, foram propostas algumas modificações utilizando a curva padrão do *software Adams*. De forma resumida, pode-se concluir que materiais com menores velocidades de estabilização do COF dinâmico apresentarão menores instabilidades de baixa frequência.

5.4 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Após o desenvolvimento desse trabalho, algumas sugestões para o aprimoramento desse trabalho podem ser sugeridas:

- a) Realizar os ensaios para a obtenção das curvas de coeficiente de atrito em função da velocidade em um tribômetro com maior controle de força normal e rotação do disco, realizando também o planejamento experimental para estatisticamente definir e quantificar os diversos comportamentos apresentados pelas curvas experimentais;
- b) Avaliar a influência do desgaste do par tribológico pino disco durante o ensaio para obtenção das curvas de COF em função da velocidade;
- c) Elaborar um modelo de multicorpos utilizando uma geometria de freio a disco real, com o objetivo de entender se o comportamento instável se mostra similar ao encontrado do modelo com geometria simplificada;
- d) Utilizar como dado de entrada do modelo de multicorpos a curva de COF x velocidade completa, com o objetivo de entender se a resposta vibracional do modelo apresenta diferença significativa se comparada ao modelo utilizado nesse trabalho – utilizando a curva experimental via parâmetros μ_s , μ_d , V_s e V_d –;
- e) desgaste

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AKAY, Adnan. Acoustics of friction. **The Journal of The Acoustical Society of America**, [s.l.], v. 111, n. 4, p. 1525-1548, abr. 2002. Acoustical Society of America (ASA). <http://dx.doi.org/10.1121/1.1456514>.

AMARAL, Adriele J. **Desenvolvimento de uma metodologia para a medição de atrito estático de lonas de freio utilizando um tribômetro**. 2019. 23 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

ANTUNES, Diego S. **Metodologia de avaliação de instabilidade dinâmica em freios a tambor utilizando o método dos elementos finitos**. 2016. 121 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

ANTUNES, Diego Severo; MASOTTI, Diego. Contact Pressure Distribution on Friction Interface for Flexible Drum Brake Systems. **SAE Technical Paper Series**, [s.l.], 24 maio 2017. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/2017-36-0005>.

BAKER, A.K. **Vehicle braking**. London: Pentech Press Editora, 1986.

BHUSHAN, Bharat. **Modern Tribology Handbook**. CRC Press. Boca Raton, 2000. doi.org/10.1201/9780849377877.

BISTAFA, Sylvio R. **Acústica aplicada ao controle de ruído**. 3. ed. São Paulo: Blucher, 2018.

BRECHT, John., HOFFRICHTER, Wolfgang., and DOHLE, Achim. Mechanisms of Brake Creep Groan. **SAE Technical Paper**. 973026. 1997. <https://doi.org/10.4271/973026>.

BROCKLEY C.A., CAMERON A., POTTER A.F., Friction-Induced Vibration. **Transaction of the A-SME-Journal of Lubrication technology**. 101-108, (1967). <http://dx.doi.org/10.1115/1.3616918>.

BUDYNAS, Richard G. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH Editora, 2016. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580555554/cfi/2!/4/4@0.00:0.00>. Acesso em: 30 mar. 2020.

CANALI, Ricardo J. **Determinação de propriedades físicas de diferentes materiais para discos e pastilhas de freio e relação destas propriedades com ruído**. 2002. 119 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2002.

DANTE, C. Roberto; NAVIRE, Carlo. Cold wear of brake disc related to brake induced vibrations. **International Journal of Vehicle Noise and Vibration**. [S.L.], v. 1, n. 3/4, p. 287, 2005. Inderscience Publishers. <http://dx.doi.org/10.1504/ijvvnv.2005.007528>.

DIULGHEROGLO, Pedro. **Fundamentos de freios e seus componentes**. Niterói: Universidade Federal Fluminense, 2010.

DUNLAP, K. Brent; RIEHLE, Michael A.; LONGHOUSE, Richard E. An Investigative Overview of Automotive Disc Brake Noise. **SAE Technical Paper Series**, [s.l.], 1 mar. 1999. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/1999-01-0142>.

ENGINEERING. M. **Disc Brake Components**. 2016. Disponível em: <https://mechanical-engg.com/gallery/image/2356-disc-brake-componentsjpg/?browse=1>. Acesso em: 10 abr. 2020.

FARKAS, Zénó. DAHMEN, Sílvio. WOLF, Dietrich. Static versus dynamic friction: the role of coherence. **Journal of Statistical Mechanics Theory and Experiment**. 2005. Doi: 10.1088/1742-5468/2005/06/P06015.

FREIOS SOROCABA. **Evolução dos sistemas de freio**. Disponível em: <http://www.freiossorocaba.com.br/dicas-do-kuka/27-evolucao-dos-sistemas-de-freio>. Acesso em: 02 abr. 2020.

FUKUYAMA, Eiichi; MADARIAGA, Raul. Rupture dynamics of a planar fault in a 3D elastic medium: rate- and slip-weakening friction. **Bulletin of Seismological Society of America**, 88, 1–17, 1998.

GIESBERS, Jochem. **Contact mechanics in MSC Adams: A technical evaluation of the contact models in multibody dynamics software MSC Adams**. Faculty of Engineering Technology Applied Mechanics, 2012.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Society of Automotive Engineers, 1992.

HANAOR, Dorian A.H.; GAN, Yixiang; EINAIV, Itai. Static friction at fractal interfaces. **Tribology International**, [S.L.], v. 93, p. 229-238, jan. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2015.09.016>.

HUTCHINGS, Ian M. **Tribology: Friction and Wear of engineering materials**. Great Britain. Edward Arnold. 1992.

HUTCHINGS, Ian M. Leonardo da Vinci's studies of friction. **Wear**. 360-361(2016) 51-56. Cambridge. 2016. <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2016.04.019>.

KINKAID, Nathan.M.; O'REILLY, Oliver.M.; PAPADOPOULOS, Panayiotis. Automotive disc brake squeal. **Journal of Sound and Vibration**, [S.L.], v. 267, n. 1, p. 105-166, out. 2003. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0022-460x\(02\)01573-0](http://dx.doi.org/10.1016/s0022-460x(02)01573-0).

LEE, S.M.; SHIN, M.W.; LEE, W.K.; JANG, H. The correlation between contact stiffness and stick–slip of brake friction materials. **Wear**, [S.L.], v. 302, n. 1-2, p. 1414-1420, abr. 2013. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2012.12.017>.

LIMPERT, Rudolf. **Brake design and safety**. Estados Unidos da América. Society of Automotive Engineers International, 1999.

MATOZO, Luciano T. **Análise de materiais de fundo de alto amortecimento e de seus efeitos em pastilhas de freio**. 2006. 118 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.

MATOZO, Luciano T. **Estudo da relação entre propriedades de compósitos de fricção aplicados a sistemas de freio a disco e a propensão à ocorrência de squeal noise**. 2012. 92 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

MENETRIER, Ademir R. **Estudo de variáveis de composição e processo para controle da compressibilidade**. 2006. 106 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Materiais, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2006.

MEYER, Ralf. Brake Judder - Analysis of the Excitation and Transmission Mechanism within the Coupled System Brake, Chassis and Steering System. **SAE Technical Paper Series**, [s.l.], 9 out. 2005. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/2005-01-3916>.

MIGUEL, Letícia F. F. **Critério constitutivo para o deslizamento com atrito ao longo da falha sísmica**. 2005. 264 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

MIGUEL, Letícia F. F. **Estudo teórico e experimental de amortecedores de vibração por atrito**. 2002. 177 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2002.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788582600238/cfi/0!/4/4@0.00:0.00>. Acesso em: 30 mar. 2020.

NURUZZAMAN, Dewan Muhammad; CHOWDHURY, Mohammad Asaduzzaman. Effect of Load and Sliding Velocity on Friction Coefficient of Aluminum Sliding Against Different Pin Materials. **American Journal Of Materials Science**, [s.l.], v. 2, n. 1, p. 26-31, 1 fev. 2012. Scientific and Academic Publishing. <http://dx.doi.org/10.5923/j.materials.20120201.05>.

ODEN, J.T.; MARTINS, J. A. C. **Models and computational methods for dynamic friction Phenomena**. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, v.52, 1984.

OEHLMEYER, Alberto K. **Instabilidade de freios a disco por análise de autovalor complexo**. 2008. 141 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008.

POPOV, Valentin L. **Contact Mechanics and Friction: Physical Principles and Applications**. 2. ed. Berlin: Springer, 2017. 387p.

PUHN, Fred. **Brake Handbook**. 1 ed. New York: HpBooks Editora, 1987.

RAO, Singiresu. **Vibrações Mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008. 426 p.

RODRIGUEZ, Alexandre C. **Forças de Atrito**. 2013. Disponível em: <http://w3.ualg.pt/~orodrig/Physics/Mecanica/contacto.html>. Acesso em: 10 abr. 2020.
SERWAY, Raymond A. JEWETT, John W. **Physics for scientists and engineers with modern physics**. 9 ed. Boston. Mary Finch. 2018

Society of Automotive Engineers. **SAE J2522**. Dynamometer Global Brake Effectiveness. 2003. https://doi.org/10.4271/J2522_200306.

SGI. Saskatchewan driver's licensing and vehicle registration. **Air Brake Manual**. 2019. Disponível em: https://www.sgi.sk.ca/air-brake/-/knowledge_base/air-brake/system-components. Acesso em: 10 abr. 2020.

SHIN, K.; BRENNAN, M.j.; OH, J.-e.; HARRIS, C.j.. ANALYSIS OF DISC BRAKE NOISE USING A TWO-DEGREE-OF-FREEDOM MODEL. **Journal of Sound and Vibration**, [s.l.], v. 254, n. 5, p. 837-848, jul. 2002. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1006/jsvi.2001.4127>.

SINOUE, J.; THOUVEREZ, F.; JEZEQUEL, L. Analysis of friction and instability by the centre manifold theory for a non-linear sprag-slip model. **Journal of Sound and Vibration**, [s.l.], v. 265, n. 3, p. 527-559, ago. 2003. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0022-460x\(02\)01453-0](http://dx.doi.org/10.1016/s0022-460x(02)01453-0).

SPURR, R. T. A Theory of Brake Squeal. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division**, [S.L.], v. 15, n. 1, p. 33-52, jan. 1961. SAGE Publications. http://dx.doi.org/10.1243/pime_auto_1961_000_009_02.

STACHOWIAK, Gwidon; BATCHELOR, Andrew. **Experimental Methods in Tribology**, vol 44. 1. ed. Crawley: Elsevier Science, 2004.

SUNDARESH, Keshav; LEILA, Felipe Moretti. Brake Noise Prediction Using Altair Multi-Body Simulation. **SAE Technical Paper Series**, [s.l.], 13 maio 2015. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/2015-36-0002>.

TRICHES, Marco. Jr; GERGES, Samir. N. Y; JORDAN Roberto. Reduction of Squeal Noise from Disc Brake Systems Using Constrained Layer Damping. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**. Ed Springer. 2004. <http://dx.doi.org/10.1590/S1678-58782004000300011>.

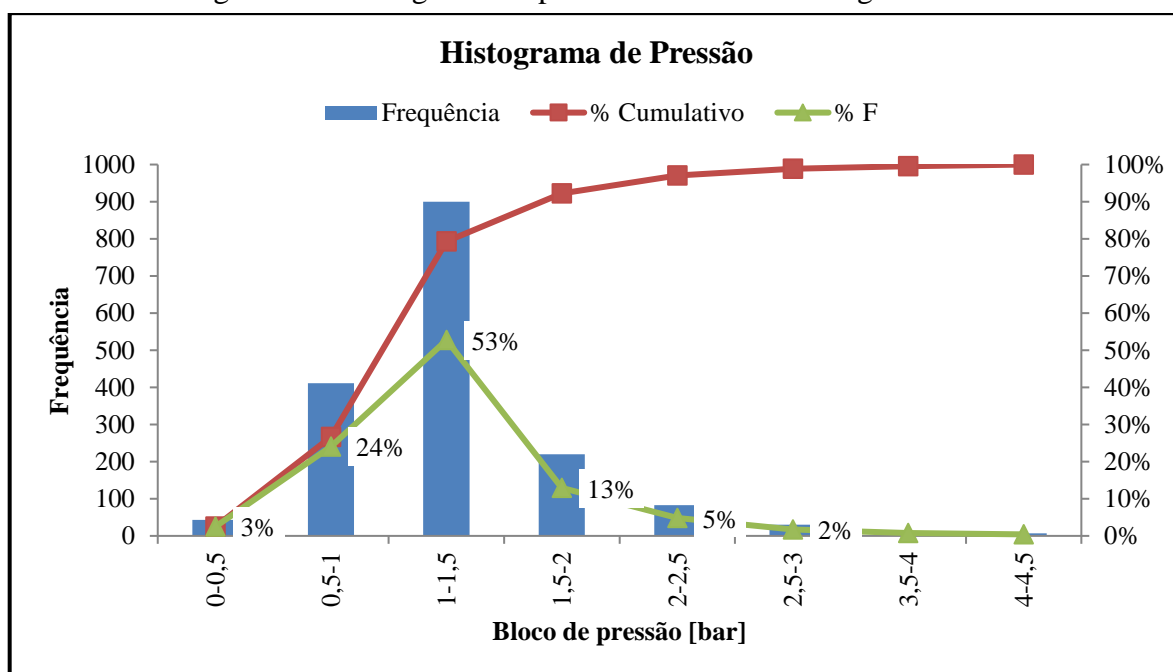
APÊNDICE A – CARACTERIZAÇÃO DA ROTA

Com as informações coletadas durante a instrumentação da rota, foi possível caracterizar a criticidade da mesma. Para isso foram construídos histogramas dos principais parâmetros, como pressão de frenagem e temperatura das lonas durante o percurso todo.

A Figura 75 apresenta o histograma de pressão máxima de frenagem e a

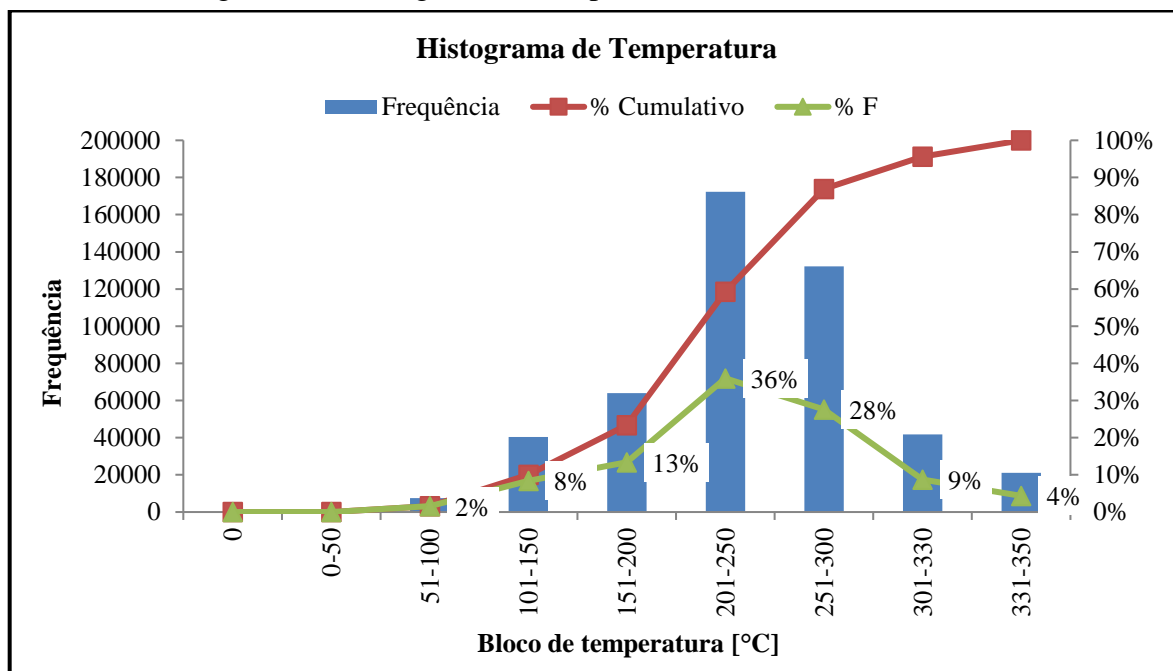
Figura 76 apresenta o histograma de temperatura para as lonas do eixo traseiro, durante toda a rota. Além disso, a Figura 77 apresenta uma breve comparação entre as temperaturas dos eixos dianteiro e traseiro ao longo do tempo de rodagem.

Figura 75 – Histograma de pressão máxima de frenagem da rota



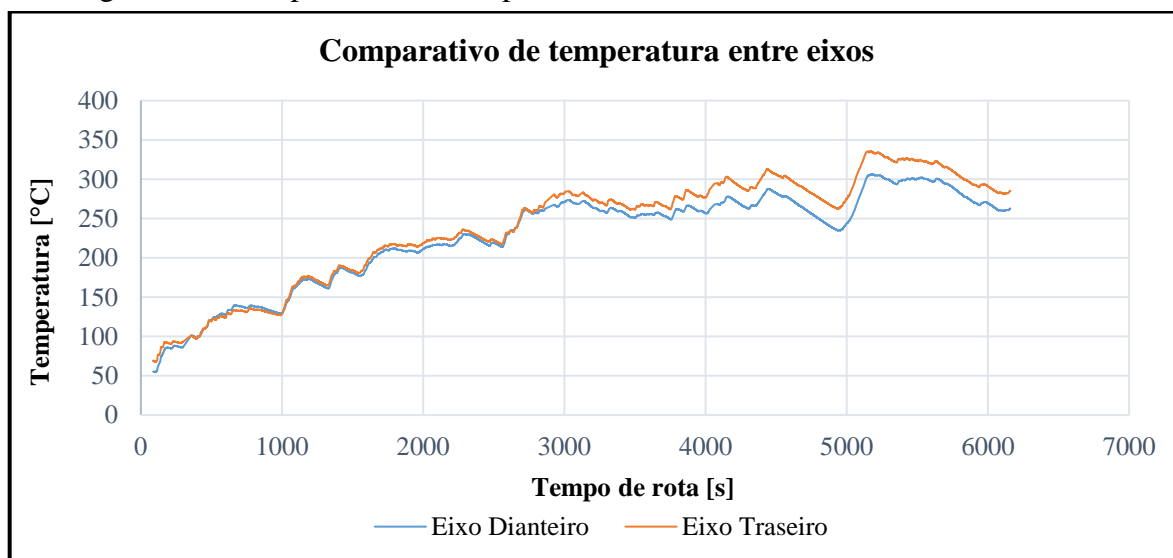
Fonte: A autora (2020).

Figura 76 – Histograma de temperatura das lonas durante a rota



Fonte: A autora (2020).

Figura 77 – Comparativo das temperaturas nas lonas dos eixos dianteiro e traseiro



Fonte: A autora (2020).

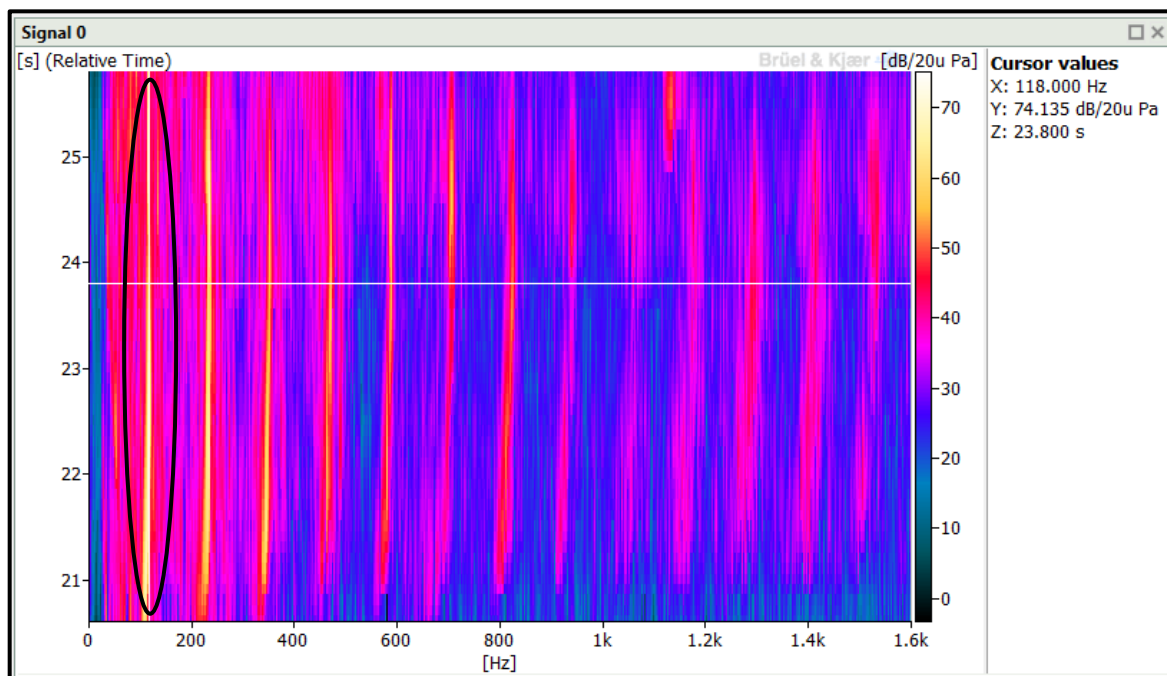
Avaliando a Figura 75, é possível verificar que aproximadamente 77% das frenagens ocorreram em pressões baixas, entre 0,5 bar e 1,5 bar, enquanto que a

Figura 76 mostra que as temperaturas predominantes nas lonas traseiras durante a rota eram entre 150 °C e 300 °C, e em, aproximadamente, 36% da rota as mesmas ficaram entre

200 °C e 250 °C. Além disso, a Figura 77 mostra que a temperatura dos eixos dianteiro e traseiro são similares durante toda a rodagem, onde a máxima diferença entre elas é de 36 °C.

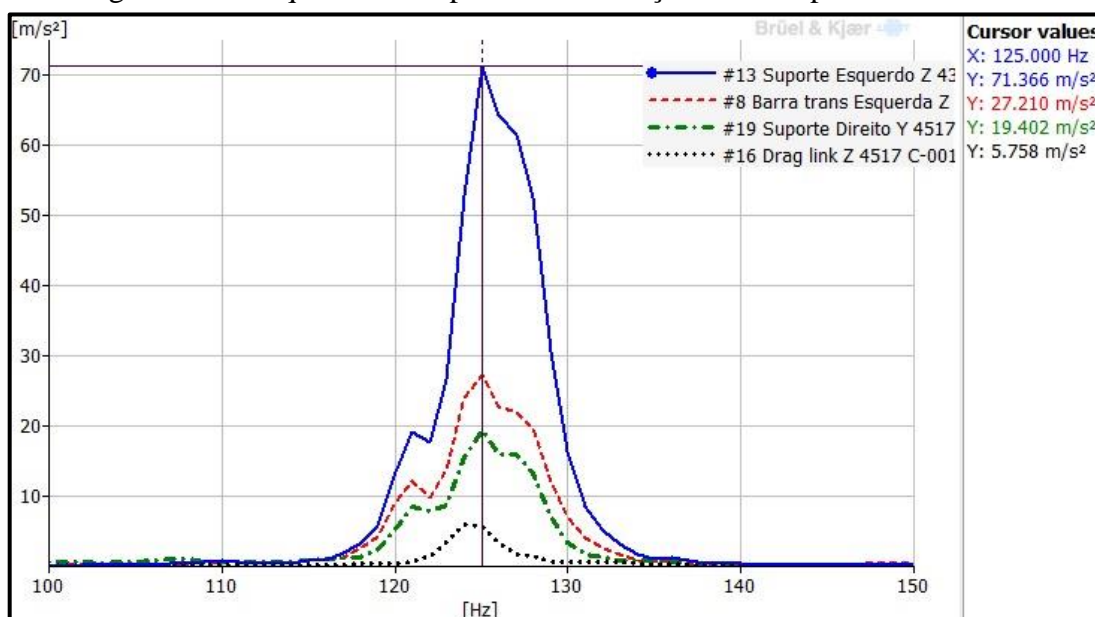
A partir da instrumentação de ruído, tornou-se possível identificar a frequência e a amplitude do mesmo. A Figura 78 mostra o espectro de frequências do ruído em uma frenagem, identificando em tons mais claros (maiores amplitudes) as frequências ao longo do tempo do evento de ruído (eixo y). A Figura 79 mostra a amplitude e a frequência de vibração para alguns dos acelerômetros utilizados na instrumentação, dessa forma, foi possível identificar quais componentes apresentam maior amplitude de vibração.

Figura 78 – Espectrograma de frequência e amplitude do ruído do tipo *Groan*



Fonte: A autora (2020).

Figura 79 – Frequência e amplitude de vibração dos componentes do freio



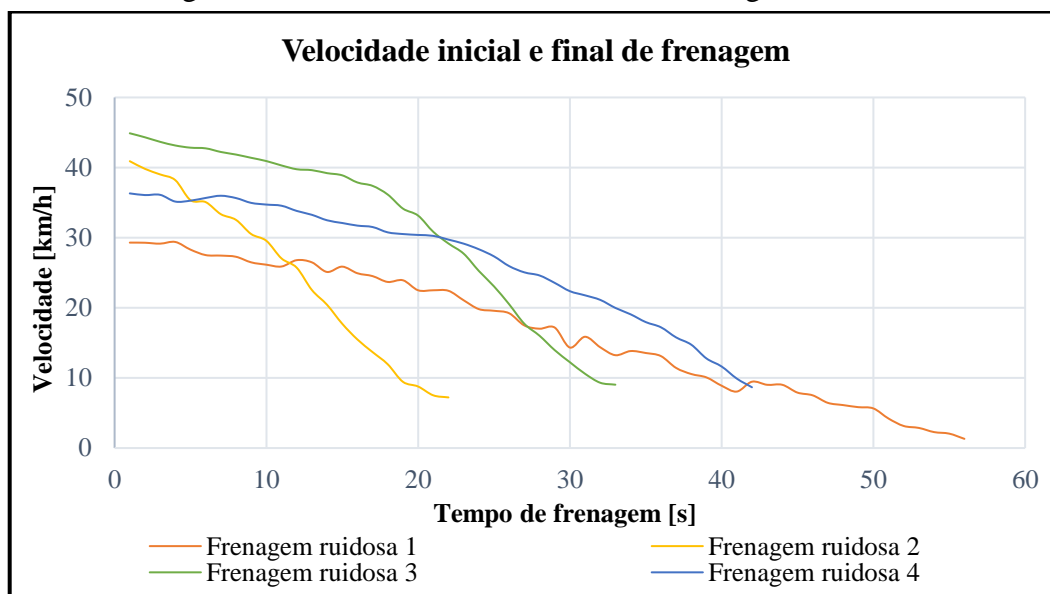
Fonte: A autora (2020).

Conforme a Figura 78, foi possível determinar que o ruído ocorre em uma frequência bem definida durante todo o evento ruidoso, aproximadamente 120 Hz, enquanto sua amplitude varia entre 70 e 80 dB. A Figura 79 mostra que os componentes com maiores amplitudes de vibração são: suporte da câmara de freio esquerdo (71 m/s²), barra transversal de direção (27 m/s²) e suporte da câmara de freio direito (19 m/s²). Esses componentes estão identificados na Figura 37.

APÊNDICE B – AVALIAÇÃO DAS FRENAGENS RUIDOSAS

Para a definição da matriz do ensaio para obtenção das curvas de COF em função da velocidade de deslizamento, foram analisadas separadamente frenagens que apresentaram ruído. Primeiramente, as velocidades iniciais e finais de algumas frenagens ruidosas foram analisadas, conforme mostra a Figura 80.

Figura 80 – Velocidade inicial e final de frenagens ruidosas



Fonte: A autora (2020).

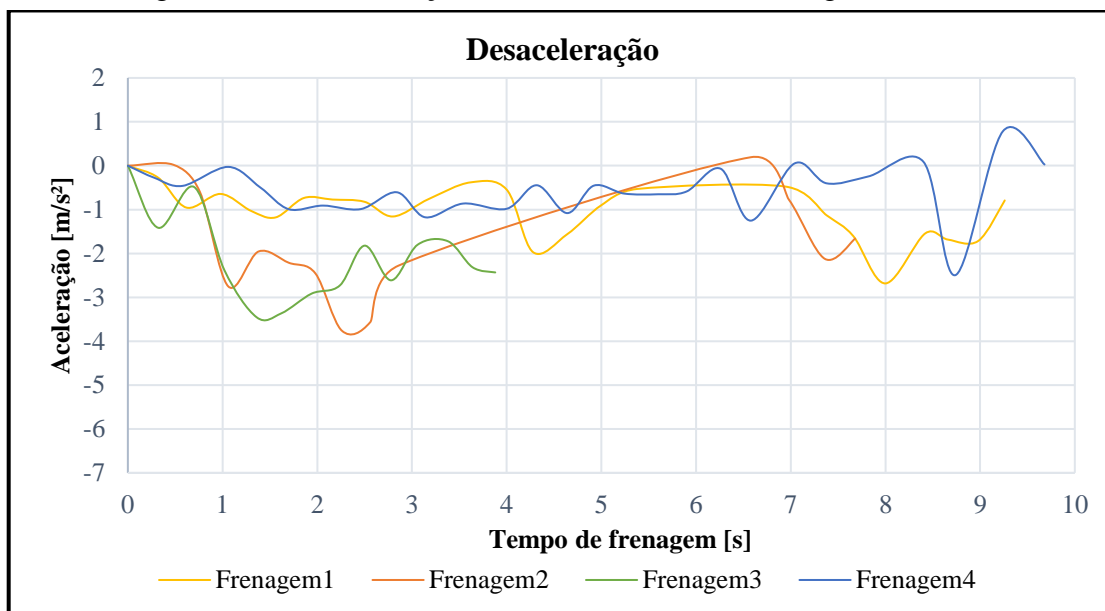
Como é possível observar na Figura 80, as frenagens ruidosas tenderam a ter velocidades iniciais entre 30 km/h e 45 km/h e velocidades finais próximas a zero. Dessa forma, para a matriz do ensaio foram definidas frenagens de 30 km/h a 0 km/h, uma vez que é sabido que o ruído aparece próximo ao final da frenagem.

Em seguida, foi necessário analisar as desacelerações durante essas mesmas quatro frenagens. Com isso, utilizou-se a Equação 45 para o cálculo da desaceleração em cada instante de tempo. A Figura 81 mostra as desacelerações calculadas.

$$d = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (45)$$

Nessa equação, d é a desaceleração, em $[m/s^2]$, Δv é a diferença de velocidade entre dois instantes de tempo, em $[m/s]$ e Δt é a diferença entre dois instantes de tempo, em $[s]$.

Figura 81 – Desaceleração do veículo durante as frenagens ruidosas

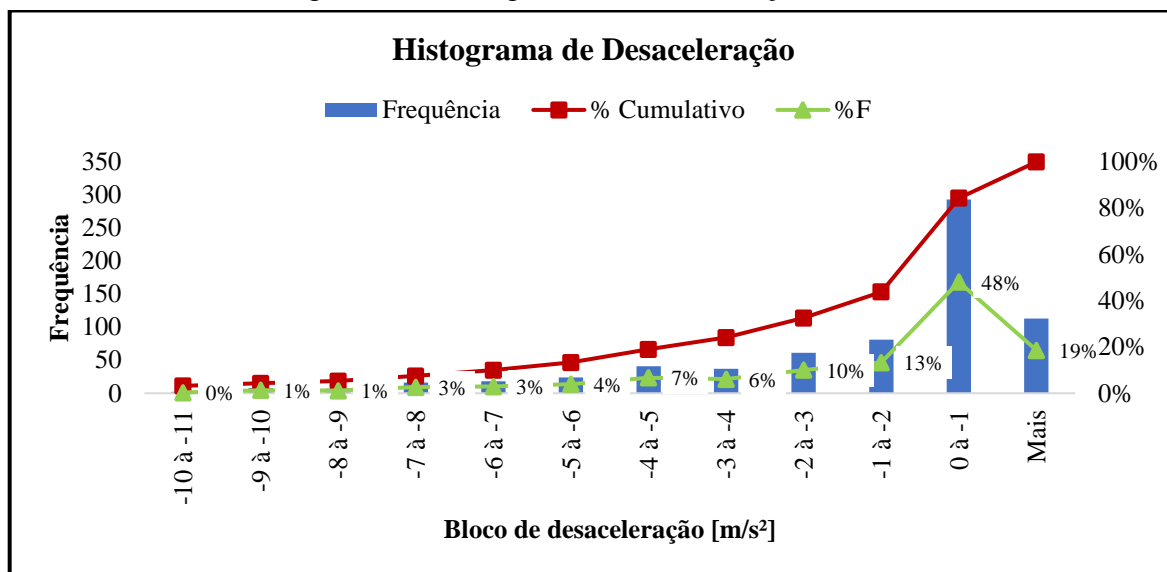


Fonte: A autora (2020).

Pela Figura 81, é possível concluir que a desaceleração varia consideravelmente ao longo de uma frenagem. Isso pode estar associado à vários fatores, como modulação de pressão de frenagem, inclinação da pista ou até mesmo imperfeições na via. Mesmo assim, nota-se que na maior parte do tempo a desaceleração se mostra abaixo de 5 m/s².

Para concluir esta análise, foi elaborado um histograma da desaceleração calculada durante todas as frenagens da rota, com o objetivo de entender o percentual de tempo total de frenagens compreendido até desacelerações de 5 m/s². A Figura 82 mostra o histograma das desacelerações.

Figura 82 – Histograma de desaceleração da rota

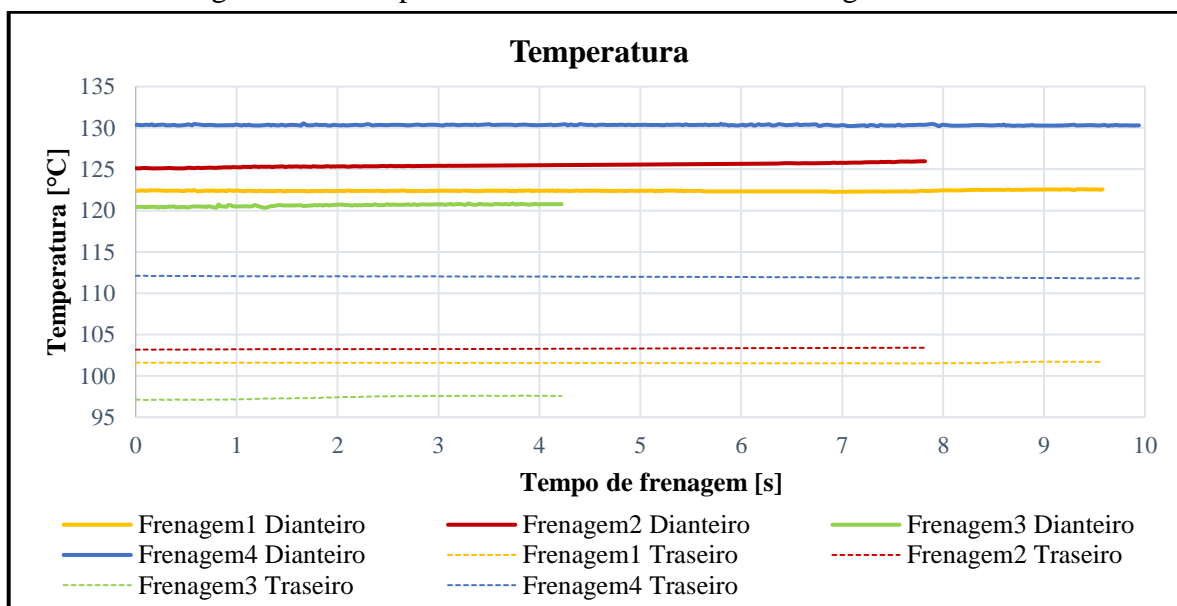


Fonte: A autora (2020).

Conforme a Figura 82, desacelerações de até 5 m/s² contemplaram aproximadamente 80% do tempo em que o veículo está desacelerando, dessa forma, para a elaboração da matriz de ensaio foi definido esse valor como desaceleração máxima do ensaio.

A Figura 83 apresenta a variação da temperatura das lonas ao longo do tempo de frenagem, para as quatro frenagens ruidosas.

Figura 83 – Temperatura das lonas durante as frenagens ruidosas



Fonte: A autora (2020).

Na Figura 83 observa-se que as temperaturas são praticamente as mesmas do início ao fim da frenagem, variando aproximadamente entre 98 °C e 130 °C. Dessa forma, a temperatura inicial de cada uma das frenagens do ensaio proposto ficou definida em no máximo 100 °C.

O último parâmetro definido foi pressão de contato entre lona e tambor. Nesse trabalho, a metodologia da distribuição senoidal foi utilizada para a definição desse parâmetro, não necessitando de um estudo mais aprofundado, visto que a investigação da pressão de contato considerando as não linearidades é significativamente mais complexa.

Inicialmente foram obtidas as variáveis do sistema de freio, as quais são apresentadas na Tabela 8. O valor do coeficiente de atrito apresentado abaixo, foi uma estimativa utilizada considerando uma média entre os valores obtidos durante um ensaio em dinamômetro.

Tabela 8 – Parâmetros geométricos do sistema de freio a tambor instrumentado

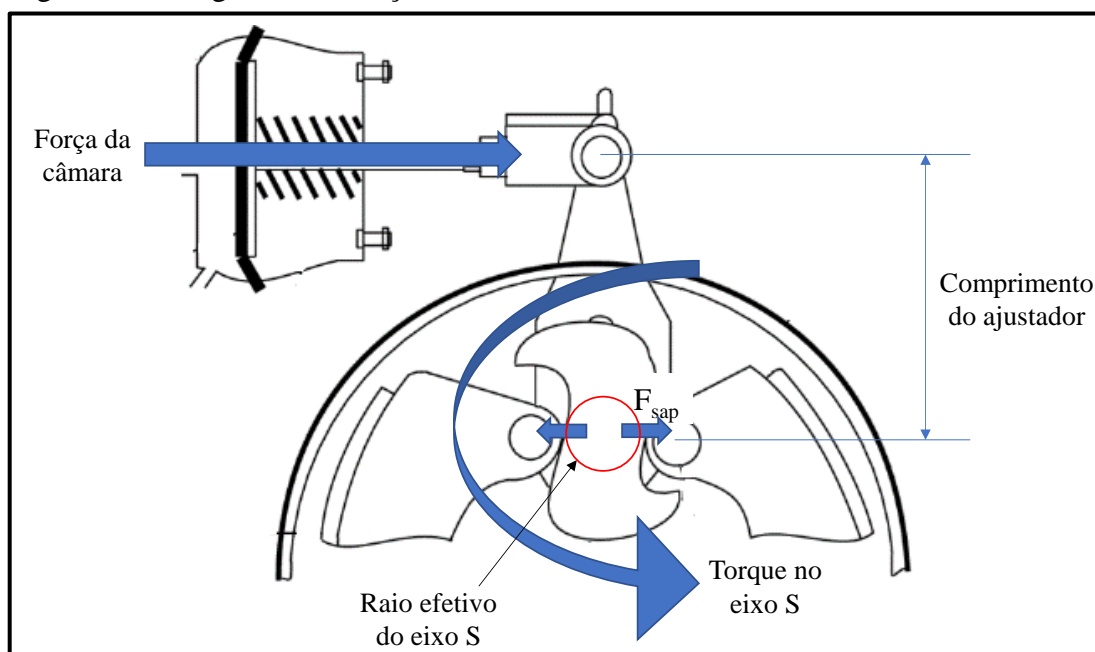
Símbolo	Descrição	Unidade	Valor
w	Largura da lona	mm	120
r	Raio interno do tambor	mm	162,5
b	Distância entre o centro do tambor e o ponto de ancoragem das sapatas	mm	143
$(\text{sen}\theta)_{\text{max}}$	Máximo valor de seno para o ângulo da lona	-	1
θ_1	Ângulo do início da lona	graus	21,7
θ_2	Ângulo do final da lona	graus	133,3
μ	Coeficiente de atrito entre lona e tambor	-	0,27
a_c	Distância da articulação até o ponto de aplicação da carga	mm	245

Fonte: A autora (2020).

Com essas informações, se tornou possível calcular os momentos M_{F_N} e M_{F_f} , ainda em função de p_m (pressão máxima de aplicação do freio), os quais apresentaram valores de $3889869p_m$ e $1214932p_m$ N/mm, respectivamente, utilizando as Equações 3 e 4. Para chegar aos valores de p_{m1} e p_{m2} para a sapata autoenergizante e autodesenergizante, respectivamente, foi necessário obter o valor de F_{sapata} , por meio da Equação 5.

De acordo com a Figura 84, primeiramente determinou-se o torque aplicado no eixo S. Para isso, a força aplicada pela câmara de freio foi multiplicada pelo comprimento do ajustador. Na sequência, esse torque foi dividido pelo raio efetivo do eixo S, obtendo-se a força aplicada pelo mesmo na sapata de freio. O cálculo dessa força é representado pela Equação 46.

Figura 84 – Diagrama das forças atuantes no sistema de freio a tambor instrumentado



Fonte: A autora (2020).

$$F_{sapata} = \frac{F_{câmara} L_{ajustador}}{r_{ef\ s-came}} \quad (46)$$

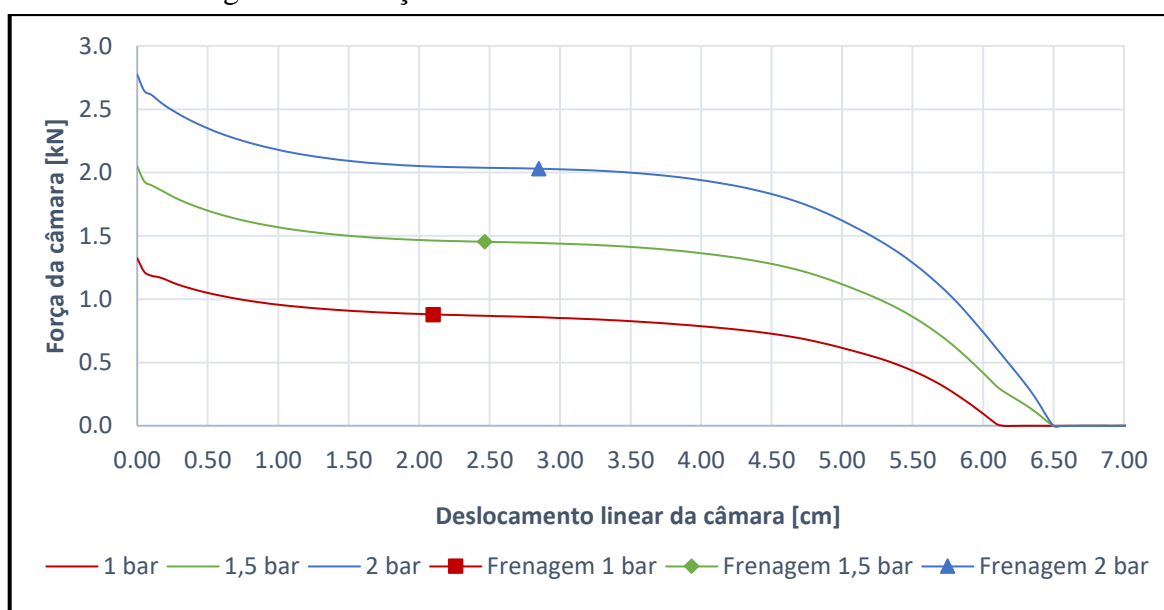
Nessa equação, F_{sapata} é a força aplicada na sapata de freio, em [N], $F_{câmara}$ é a força aplicada pela câmara de freio, em [N], $L_{ajustador}$ é o comprimento do ajustador, em [m] e $r_{ef\ s-came}$ é o raio efetivo do eixo S, em [m].

As variáveis $L_{ajustador}$ e $r_{ef\ s-came}$ para esse freio são 0,1397 m e 0,01164 m, respectivamente. Para a obtenção da $F_{câmara}$, inicialmente foram definidas as pressões de 1 bar, 1,5 bar e 2 bar como pressões representativas para esta aplicação, de acordo com o histograma apresentado na Figura 75. Em seguida, foram identificadas frenagens em ensaios de dinamômetro com essas pressões de aplicação, possibilitando a obtenção do deslocamento linear da haste da câmara de freio durante essas frenagens.

Com esse dado de deslocamento, foi possível identificar a força aplicada pela câmara, em ensaios de deslocamento x força. Esses ensaios são realizados em uma máquina de ensaios universal, onde um deslocamento linear, com velocidade constante, é aplicado na haste da câmara de freio e a força de reação da mesma é medida.

A Figura 85 mostra as curvas de força da câmara de freio em função do deslocamento linear da haste, para pressões de 1 bar, 1,5 bar e 2 bar, bem como os pontos de deslocamento identificados no ensaio em dinamômetro.

Figura 85 – Força x deslocamento da haste da câmara de freio



Fonte: A autora (2020).

Manipulando-se as Equações 5 e 46, foi obtida a Equação 47, que relaciona diretamente p_m com $F_{câmara}$.

$$p_{m1,2} = \frac{F_{câmara} L_{ajustador} a_c}{r_{ef\ s-came} (M_{FN} \mp M_{Ff})} \quad (47)$$

A Tabela 9 apresenta os valores de pressão, deslocamento e força da câmara, comprimento do ajustador, torque no eixo S, raio efetivo do eixo S, força de aplicação e pressões nas sapatas autoenergizante e autodesenergizante.

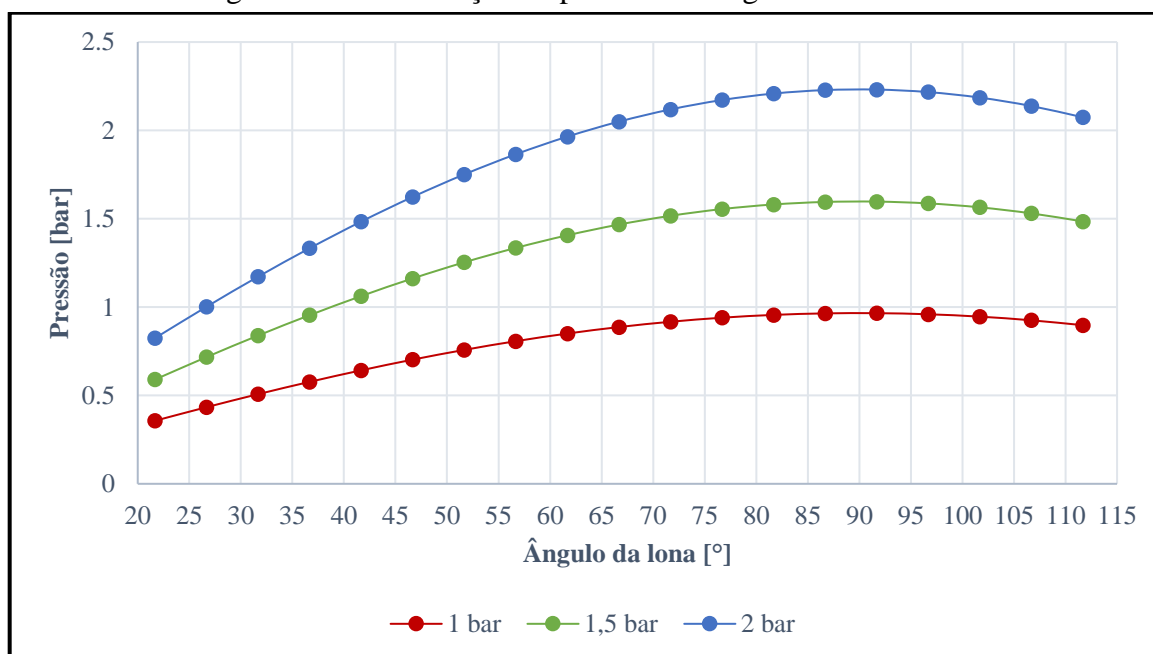
Tabela 9 – Análise da pressão de aplicação do sistema de freio a tambor instrumentado

Pressão [Bar]	Desloc. da câmara [cm]	Força câmara [kN]	Comp. do ajustador [m]	Torque no eixo S [Nm]	Raio efetivo eixo S [m]	Força de aplicação [N]	Pmáx1 [MPa]	Pmáx2 [MPa]
1	2,08	0,88		122,76		10545,90	0,97	0,51
1,5	2,47	1,45	0,1397	203,06	0,01164	17443,28	1,60	0,84
2	2,85	2,03		283,67		24367,76	2,23	1,17

Fonte: A autora (2020).

Uma última análise para a definição das forças de aplicação foi realizada. Para isso, utilizou-se a Equação 2, com o objetivo de entender a distribuição de pressão com a variação do ângulo da lona. A Figura 86, mostra essa variação para as três pressões de frenagem anteriormente definidas.

Figura 86 – Distribuição de pressão ao longo do arco da lona



Fonte: O autor (2020).

Conforme as análises apresentadas, foram definidas três pressões para serem utilizadas no ensaio de obtenção do COF em função da velocidade de deslizamento, onde foram escolhidas as pressões máxima e mínima da Tabela 9, 0,51 MPa e 2,23 MPa. A terceira pressão foi definida como a pressão média distribuída ao longo do arco da lona, para a pressão de aplicação de 1,5 bar, ou seja, integrou-se a área abaixo da curva de pressão de 1,5 bar, apresentada na Figura 86, para obter a força e dividiu-se pela área da lona, chegando-se assim a pressão média de 1,11 MPa.

Para obter a matriz de ensaio, foi necessário ainda realizar a conversão dos parâmetros de velocidade, aceleração e força, de valores da aplicação em veículo para valores a serem aplicados no tribômetro do tipo pino disco, pertencente a UFRGS. Considerando os valores de velocidade e aceleração lineares, é necessário considerar que os mesmos devem ser iguais para o tambor do veículo e o disco do tribômetro de acordo com as Equações 48 e 49.

$$v_{ta} = v_{tribô} \quad (48)$$

$$a_{ta} = a_{tribô} \quad (49)$$

A velocidade angular e aceleração angular do veículo e do tambor podem ser consideradas iguais, devido ao tambor e a roda estarem solidários, conforme representados pelas Equações 50 e 51.

$$\omega_{veí} = \omega_{ta} = \frac{v_{veí}}{r_{rveí}} \quad (50)$$

$$\alpha_{veí} = \alpha_{ta} = \frac{a_{veí}}{r_{rveí}} \quad (51)$$

Com os valores de velocidade e aceleração angulares, foi possível calcular os valores de velocidade e aceleração lineares, de acordo com as Equações 52 e 53.

$$v_{tribô} = v_{ta} = \omega_{ta}r \quad (52)$$

$$a_{tribô} = a_{ta} = \alpha_{ta}r \quad (53)$$

Nessa equação, v e a são, respectivamente, a velocidade linear e a aceleração linear, em [m/s e m/s²], ω e α são, respectivamente, a velocidade angular e a aceleração angular, em [rad/s e rad/s²], os subíndices ta , $tribô$ e $veí$ se referem, respectivamente, ao tambor, tribômetro e veículo, $r_{rveí}$ é o raio de rolamento do veículo, em [m] e r é o raio do tambor, em [m].

Para a definição dos valores de força, foram multiplicados os valores das três pressões definidas anteriormente pelo valor da área da amostra empregada no tribômetro.