

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

IVAN ROGER SCANSANI GREGORI

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO MATERIAL DE ATRITO DOS
DISCOS DE EMBREAGEM SOBRE O FENÔMENO DE
TREPIDAÇÃO (*JUDDER*) EM VEÍCULOS**

São Bernardo do Campo
2010

IVAN ROGER SCANSANI GREGORI

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO MATERIAL DE ATRITO DOS
DISCOS DE EMBREAGEM SOBRE O FENÔMENO DE
TREPIDAÇÃO (*JUDDER*) EM VEÍCULOS**

Dissertação de Mestrado
apresentada ao Centro
Universitário da FEI, para
obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica, orientado
pelo professor Dr. Agenor Fleury

São Bernardo do Campo
2010



Centro Universitário da FEI

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO ATA DA BANCA JULGADORA

PGE- 10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: **Ivan Roger Scansani Gregori**

Matrícula: 208113-1

Título do Trabalho: **Estudo da Influência do Material de Atrito dos Discos de Embreagem sobre o Fenômeno de Trepidação (judder) em Veículos.**

Área de Concentração: **Sistemas da Mobilidade**

Orientador: **Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury**

Data da realização da defesa: **26 / fevereiro / 2010**

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO ☒

REPROVADO ☐

São Bernardo do Campo, **26 / 02 / 2010**

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Ass.: _____

Profª. Drª. Aline Alves Rodrigues

Ass.: _____

Prof. Dr. Sérgio Delijaicov

Ass.: _____

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS
RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

A Nossa Senhora, aos meus Pais (João e Lilian), filhos (Marjorie, Gabriel e Luiza) e Companheira (Ana Paula), que consolidam a razão de eu existir nesta vida

AGRADECIMENTOS

Inicialmente, agradeço a Deus por ter me permitido cumprir mais uma dura missão, que foi superar todas as barreiras enfrentadas para a realização deste trabalho.

Agradeço ao professor Dr. Agenor Fleury pelas orientações e suporte para que o foco não fosse perdido.

Agradeço, imensamente, aos colegas da engenharia da ZF Sachs, Douglas, Leandro e, especialmente, ao engenheiro Dr. Sérgio Idehara, meu grande parceiro na realização deste trabalho, que compartilhou muitas e muitas horas comigo.

Ao meu diretor Walter Haertel, pelo apoio e idealização do tema do mesmo.

Ao meu gerente Paulo Zanotto, pelo apoio na realização do mestrado como um todo.

Um agradecimento muito especial ao pessoal do laboratório de testes funcionais de Materiais de Fricção, Hernane Macedo, Luciano Maranhão e Alex Nogueira.

Aos meus colegas de Departamento, especialmente à engenheira Dra. Aline Rodrigues, pelas discussões que serviram de um grande aprendizado mútuo.

RESUMO

Trepidações veiculares (*judder*) são vibrações que ocorrem em baixas frequências e em grandes amplitudes e que, dependendo da intensidade, podem gerar algum grau de desconforto aos usuários do veículo.

Atualmente, existem bancos de provas especificamente desenvolvidos para medir a sensibilidade do material de fricção do disco da embreagem a *judder*, porém o teste demanda muito tempo para ser realizado. Em virtude disso, o trabalho foi dividido, basicamente, em três partes.

Na primeira parte, foi desenvolvida uma alternativa para simular os resultados do banco de provas a *judder* de maneira mais rápida, através de uma simulação numérica e para executá-la foi necessário informar o gradiente de atrito do material de fricção, ou seja, o comportamento do atrito *versus* a velocidade relativa de deslizamento. O gradiente de atrito foi determinado através de um teste padrão existente de durabilidade.

Os resultados das simulações do modelo proposto mostraram uma boa aproximação entre três materiais testados, tanto em banco de provas em laboratório externo, como na simulação numérica.

Na segunda parte do trabalho, para um melhor entendimento e aprofundamento do assunto, foi decidido caracterizar o problema do *judder* no veículo, propriamente dito, através de simulação numérica com cinco graus de liberdade. A simulação numérica se dividiu em duas partes: a) fase de deslizamento da embreagem e b) fase pós sincronização entre motor e transmissão, ou seja, sem deslizamento do disco da embreagem, reduzindo a quatro graus de liberdade o modelo. Na simulação numérica do veículo, foi muito claro verificar o problema de *judder*, principalmente na interação com as outras partes do *powertrain* do veículo.

O trabalho encerra, com uma terceira parte, com testes experimentais de *judder* no veículo, para uma comprovação prática do problema e a validação da eficiência das simulações numéricas.

Palavras-chave: *Judder*, *Powertrain*, *clutch*, embreagem, trepidação, *driveline*, *chatter*.

ABSTRACT

Vehicle “Judder” is identified as low frequency and high amplitude vibrations that depending on their intensity can cause uncomfortable driving. There is a bench test developed specifically to measure the judder sensitivity of the friction material used on clutch discs. However this test takes long time to be performed.

This study was divided basically into three parts, being that an alternative was developed in the initial phase by running a numerical simulation on the *judder* bench test for saving test time. In order to run the numerical simulation, it is necessary to input the friction gradient of the material, such as, the friction behavior against the relative speed of the slipping. The friction gradient was defined by an existing standard wear test.

The results of the proposed model show a good similarity between three materials tested not only on the bench test but also another numerical simulation.

In order to get better and deeper understanding, on the second phase, it was decided to characterize the judder problem in the vehicle by means of a numerical simulation with five DOF (degree of freedom). The numerical simulation was divided into two parts, the first during the slipping phase of the clutch and second after the synchronization between the engine and the transmission, that is, without the clutch disc slipping thus reducing the number of DOF to four.

The numerical simulation on the vehicle makes clear the judder problem, mainly during the interaction of the clutch parts with the other parts of the power train of the vehicle.

In the third phase, an experimental judder test was done on a passenger car, to enable a practical comparison of the judder problem and to validate the efficiency of the numerical simulation

Key-words: Judder, Power train, clutch, driveline, hot judder, chatter

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Valores de coeficientes de atrito para materiais diversos	19
TABELA 2 – Pontuação Subjetiva ZF Sachs.....	100

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Fig.1 Localização da embreagem no veículo.....	03
Fig.2 Embreagem automotiva.....	03
Fig.3 Disco da embreagem e suas principais partes	04
Fig.4 Platô monodisco e suas principais partes	06
Fig.5 Embreagem bidisco e suas principais partes.....	06
Fig.6 Esquema da embreagem acoplada e desacoplada	07
Fig.7 Esquema do acionamento da embreagem	08
Fig.8 Servo acionamento da embreagem	09
Fig.9 Revestimentos da embreagem 180 a 430 mm	10
Fig.10 Medição de trepidação no veículo.....	11
Fig.11 Fluxograma da proposta do trabalho.....	13
Fig.12 Diagramas de vibração no tempo e na frequência	16
Fig.13 Topografia de superfície da embreagem.....	20
Fig.14 Três fontes de resistência ao deslizamento entre superfícies lubrificadas	21
Fig.15 Modelos de atrito estático e dinâmico	23
Fig.16 Modelos de atrito estático a) <i>Coulomb</i> ; b) <i>Coulomb- Viscoso</i> ; c) <i>Stiction</i> ; d) <i>Stribeck</i>	23
Fig.17 Relação entre o atrito e deslocamento	26
Fig.18 Histerese do atrito com a velocidade de deslizamento.....	26
Fig.19 Força de atrito em função do deslocamento Modelo <i>Dahl</i>	28
Fig.20 Modelo de <i>Bristle</i>	29
Fig.21 Modelo de atrito de <i>Lugre</i>	30
Fig.22 Sistema de <i>Stick-Slip</i>	31
Fig.23 Exemplo de um processo de reação resina fenólica.....	36
Fig.24 Fluxo de fabricação do revestimento impregnado	38
Fig.25 Raio médio usado no cálculo de transmissão de torque.....	40
Fig.26 Curva característica de operação da mola membrana.....	41
Fig.27 Valores de referência para dimensionamento da embreagem.	43
Fig.28 Fluxo de força na embreagem.....	44
Fig.29 Disco da embreagem detalhe da mola <i>Cushion</i>	45
Fig.30 Curva da mola de guarnição (<i>Cushion</i>)	46

Fig.31 Limite de operação de uma embreagem veicular.....	48
Fig.32 Caixas automatizadas <i>AS TRONIC</i> ZF	50
Fig.33 Esquema das caixas automatizadas <i>AS TRONIC</i> ZF	51
Fig.34 Efeito da diminuição de atrito num sistema vibratório	54
Fig.35 Gradiente do coeficiente de atrito μ'	55
Fig.36 Limite para gradiente do coeficiente de atrito μ'	56
Fig.37 Modelo simplificado de um veículo para estudo do <i>judder</i> ...	57
Fig.38 Influência do amortecimento e gradiente de atrito nas vibrações.....	59
Fig.39 Influência das vibrações com a carga normal da embreagem	59
Fig.40 Amplitude da velocidade em função das molas torcionais e momento de inércia do disco de embreagem	60
Fig.41 Vibração torcional excitada pela flutuação da carga normal.	61
Fig.42 Teste padrão para vibração torcional.....	61
Fig.43 Banco de provas da ZF <i>Sachs</i> na Alemanha para teste de <i>judder</i>	63
Fig.44 Representação esquemática do banco de provas de <i>judder</i> ...	64
Fig.45 Teste <i>judder</i> no banco de provas	65
Fig.46 Decremento logaritmo de uma vibração	66
Fig.47 Dinamômetro de testes do laboratório (ZF <i>Sachs</i> Brasil)	69
Fig.48 Exemplo de uma partida no dinamômetro KDK24	70
Fig.49 Exemplo de uma simulação divergente.....	73
Fig.50 Exemplo de uma simulação estabilizada.....	73
Fig.51 Simulação numérica de uma partida do banco de provas <i>judder</i>	74
Fig.52 Modelo sistema de trem de força com 5 graus de liberdade..	76
Fig.53 Modelo sistema de trem de força com 4 graus de liberdade..	77
Fig.54 Partida no banco de provas KDK24 60°C	79
Fig.55 Partida no banco de provas KDK24 150°C.....	80
Fig.56 Partida no banco de provas KDK24 250°C.....	81
Fig.57 Partida no banco de provas KDK24 60°C	82
Fig.58 Partida no banco de provas KDK24 150°C.....	83
Fig.59 Partida no banco de provas KDK24 250°C.....	84

Fig.60 Partida no banco de provas KDK24 60°C	85
Fig.61 Partida no banco de provas KDK24 150°C.....	86
Fig.62 Partida no banco de provas KDK24 250°C.....	87
Fig.63 Comparativo entre simulação e banco de provas de <i>judder</i> ...	88
Fig.64 Diagrama de análise de componentes principais	89
Fig.65 Partida no banco de provas após resfriamento de 150°C	90
Fig.66 Partida no banco de provas após resfriamento de 250°C	91
Fig.67 Partida no banco de provas após resfriamento de 150°C	92
Fig.68 Partida no banco de provas após resfriamento de 250°C	93
Fig.69 Partida no banco de provas após resfriamento de 150°C	94
Fig.70 Partida no banco de provas após resfriamento de 250°C	95
Fig.71 Fator de amortecimento após resfriamento da embreagem....	96
Fig.72 Eixo cardã e diferencial Mercedes C180	97
Fig.73 Semieixo traseiro Mercedes C180	98
Fig.74 Simulação numérica no veículo sem <i>judder</i>	98
Fig.75 Simulação numérica no veículo com <i>judder</i>	99
Fig.76 Aceleração longitudinal do veículo com forte <i>judder</i>	100
Fig.77 Platô instrumentado.....	101
Fig.78 Detalhe da fixação do termopar e conector fêmea.....	101
Fig.79 Veículo no elevador para realizar a calibração	102
Fig.80 Detalhe da medição da temperatura e abertura da caixa seca	102
Fig.81 Curva de calibração de temperatura entre embreagem e caixa seca.....	103
Fig.82 Partida a 105°C material F6 com problema de <i>judder</i>	104
Fig.83 Partida a 140°C com material F6 com problema de <i>judder</i> ...	105
Fig.84 Partida com material F6 após resfriamento 15 minutos.....	106
Fig.85 Partida a 100°C material F8 sem problema de <i>judder</i>	107
Fig.86 Partida a 140°C com material F8 sem problema de <i>judder</i> ...	108
Fig.87 Partida com material F8 após resfriamento 15 minutos.....	109
Fig.88 Partida a 105°C material F9 sem problema de <i>judder</i>	110
Fig.89 Partida a 140°C material F9 sem problema de <i>judder</i>	111
Fig.90 Partida com material F9 após resfriamento 15 minutos.....	112

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	01
1.1 Um resumo da história da indústria automobilística no Brasil...	01
1.2 A fabricação de embreagens para a indústria automobilística...	02
1.3 Funcionamento da embreagem.....	03
1.3.1 Disco da embreagem.....	04
1.3.2 Platô.....	05
1.3.3 Sistema de acionamento da embreagem.....	07
1.4 Revestimento do disco da embreagem	09
1.5 Trepidação veicular (<i>judder</i>)	10
 2. OBJETIVO	12
 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
3.1 Origens das vibrações mecânicas.....	14
3.2 Análise harmônica	15
3.3 Espectro de frequência	15
3.4 Vibrações autoexcitadas	16
3.5 Coeficiente de atrito.....	17
3.6 Atrito e vibração.....	20
3.7 Mecanismo do atrito	20
3.8 Modelo clássico de atrito.....	22
3.9 Modelo de atrito estático.....	23
3.10 Força de transição atrito estático e dinâmico	25
3.11 Modelo de atrito dinâmico	27
3.12 Modelos de Dahl	27
3.13 Modelo de Bristle	28
3.14 Modelo de atrito de Lugre.....	30
3.15 Stick-Slip.....	31
3.16 Revestimento da embreagem.....	32
3.17 Dimensionamento da embreagem.....	39
3.18 Limites de carga de trabalho na embreagem.....	46
3.19 Transmissões automatizadas	50
 4. VIBRAÇÕES LONGITUDINAIS VEICULARES (<i>JUDDER</i>)	52
4.1 Modelo de Vibrações autoinduzidas.....	53
4.2 Determinações do gradiente do atrito.....	55
4.3 Limites de gradientes para causar <i>judder</i>	56
4.4 Modelo de vibração de um veículo	57
4.5 Modelo do banco de provas para determinar o gradiente de atrito	61

5. MODELAGEM DO BANCO DE PROVAS E DO VEÍCULO 63

5.1 Banco de provas de <i>judder</i>	63
5.2 Demonstração do cálculo do fator de amortecimento do revestimento	66
5.3 Determinação do gradiente do atrito do revestimento	68
5.4 Simulação numérica do banco de testes <i>judder</i>	71
5.5 Modelo numérico veicular com cinco graus de liberdade.....	75
5.5.1 Equacionamento do modelo na fase de deslizamento.....	76
5.5.2 Equacionamento do modelo acoplado	77

6. RESULTADOS NUMÉRICOS DA SIMULAÇÃO DO BANCO DE TESTES (*JUDDER*) 78

6.1 Determinação do gradiente de atrito do material F6	78
6.2 Determinação do gradiente de atrito do material F8	82
6.3 Determinação do gradiente de atrito do material F9	85
6.4 Comparativo entre banco de teste <i>judder</i> e simulação numérica.	88
6.5 Material F6 após resfriamento trabalhando a 150°C	90
6.6 Material F6 após resfriamento trabalhando a 250°C	91
6.7 Material F8 após resfriamento trabalhando a 150°C	92
6.8 Material F8 após resfriamento trabalhando a 250°C	93
6.9 Material F9 após resfriamento trabalhando a 150°C	94
6.10 Material F9 após resfriamento trabalhando a 250°C.....	95
6.11 Comparação dos fatores de amortecimentos após resfriamento	96

7. RESULTADOS NUMÉRICOS DA SIMULAÇÃO VEICULAR ... 97

8. VERIFICAÇÕES EXPERIMENTAIS NO VEÍCULO 101

8.1 Calibração entre a temperatura na embreagem e caixa seca.....	101
8.2 Critérios de execução dos testes no veículo	103
8.3 Partidas no veículo Mercedes C180 com material F6	104
8.4 Partidas no veículo Mercedes C180 com material F8	107
8.5 Partidas no veículo Mercedes C180 com material F9	110

9. CONCLUSÕES..... 113

10. REFERÊNCIAS 114

11. ANEXOS..... 117

1. INTRODUÇÃO

1.1 Um resumo da história da indústria automobilística no Brasil

O primeiro carro motorizado a chegar a solo brasileiro foi um Peugeot pertencente a um rapaz chamado Alberto Santos Dumont (Pai da Aviação), em novembro de 1891.

Esse automóvel se transformaria numa das maiores molas propulsoras da economia, pois, em 1904, já existiam 84 carros registrados na inspetoria de veículos.

De olho nesse mercado, Henry Ford decide, em 1919, trazer a empresa ao Brasil. O próprio Henry Ford dizia que o automóvel estava destinado a fazer do Brasil uma grande nação. A primeira linha de montagem e o escritório foram instalados na Rua Florêncio de Abreu, centro da cidade de São Paulo.

Em 1925, a General Motors do Brasil, começa atuar em galpões alugados, no histórico bairro do Ipiranga, em São Paulo, montando veículos importados dos Estados Unidos. Após cinco anos, a General Motors do Brasil inaugura oficialmente, em 1930, sua primeira fábrica, em São Caetano do Sul.

O aumento da frota de veículos fora surpreendente entre 1920 e 1939. Só no Estado de São Paulo, o número de carros de passeio salta de 5.596 para 43.657 e de caminhões de 222 para 25.858.

Em 1939, tem início a Segunda Guerra Mundial e as importações são prejudicadas. A frota de veículos no Brasil foi ficando ultrapassada, pois as fábricas só montavam os automóveis, não produzindo as peças, contudo.

O presidente da República, Getúlio Vargas, proíbe a importação de veículos montados e cria obstáculos à importação de peças.

Foi Juscelino Kubitschek, presidente empossado em 31 de janeiro de 1956, que deu o impulso necessário à implantação definitiva da indústria automotiva, ao criar o GEIA (Grupo Executivo da Indústria Automobilística).

No Estado de São Paulo, onde foi instalado o maior parque industrial da América Latina, foi dado um impulso para o rápido crescimento econômico.

Essa revolução automotiva, da década de 1950, trouxe ao Estado de São Paulo uma tecnologia de ponta, empregos e uma nova relação capital/ trabalho, fazendo com que São Paulo produza atualmente mais de um milhão de automóveis por ano.

As informações dessa introdução estão baseadas no *site* Carros Antigos [11].

1.2 A fabricação de embreagens para a indústria automobilística

Para fazer parte de uma produção tão grande faz-se necessário um parque industrial bem estruturado. Uma das pioneiras de embreagem, que se instalou nesse parque industrial de autopeças, foi a Sachs.

A Sachs iniciou suas atividades no Brasil em 1953, originando-se da fusão das empresas Amortex S. A. e Borg & Beck, tornando-se a primeira fornecedora de embreagens para as recém chegadas montadoras de automóveis Ford e Volkswagen.

Atualmente, ela faz parte do grupo ZF, fornecendo seus produtos para as principais montadoras, acumulando inúmeros prêmios outorgados pelas mesmas, além dos certificados de qualidade emitidos por órgãos de seriedade inquestionáveis.

Em 1975, a Luk instala-se em Sorocaba/SP e se inicia, no Brasil, a fabricação de embreagens.

Atualmente, o mercado de embreagens se divide entre os principais fabricantes Sachs, Luk, Valeo e Eaton, tanto para linha de automóveis de passageiros, como para veículos comerciais.

1.3 Funcionamento da embreagem

Uma embreagem automotiva a seco, para veículos automotores com transmissão manual, está localizada entre o motor e a transmissão (câmbio), conforme pode ser visto na Figura 1. Tem como função principal, conforme norma NBR 6050 [30], acoplar e desacoplar a transmissão do motor, para permitir as mudanças das marchas, bem como garantir a transmissão de torque demandado pelo veículo, de forma suave e sem ruídos.

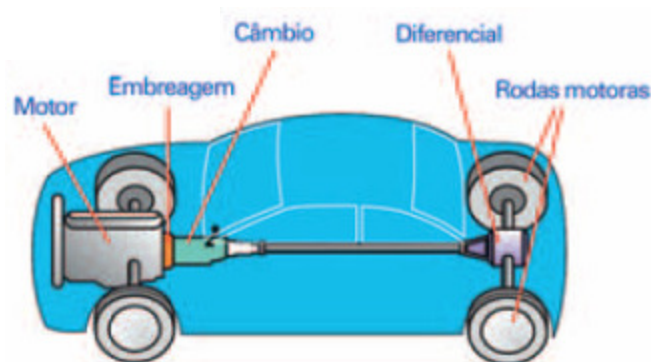


Figura 1 Localização da embreagem no veículo
Fonte: Sachs, 2006 [22]

A Figura 2 mostra o detalhamento de um sistema da embreagem automotiva para transmissões manuais a seco.

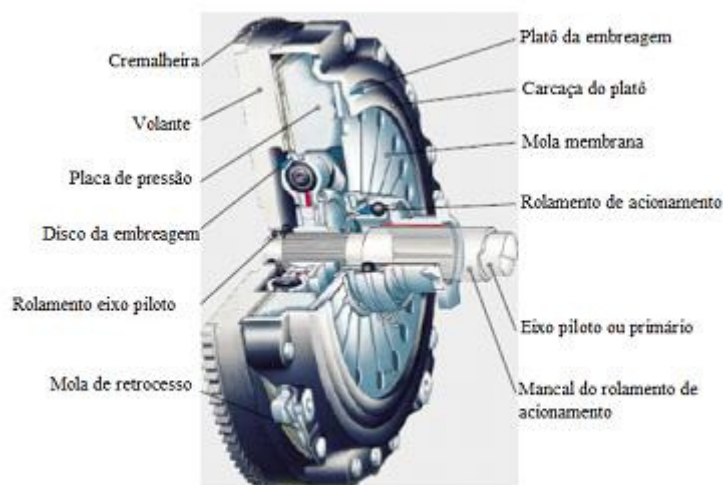


Figura 2 Embreagem automotiva
Fonte: ZF, 2008 [21]

Uma embreagem está dividida, basicamente, em três partes.

- Disco da embreagem
- Platô
- Sistema de acionamento da embreagem

1.3.1 Disco da embreagem

As funções do disco da embreagem são duas:

- Transmissão do torque do motor, por meio do atrito do revestimento ou guarnição da embreagem, contra o volante do motor e a placa de pressão do platô.
- Eliminação dos ruídos causados pelas vibrações torcionais do motor sobre a transmissão. Essas vibrações são conhecidas como *rattle* e ocorrem em determinadas faixas de frequências de ressonância, ocasionando ruído (“tipo chocalho”) entre os dentes das engrenagens da caixa de transmissão.

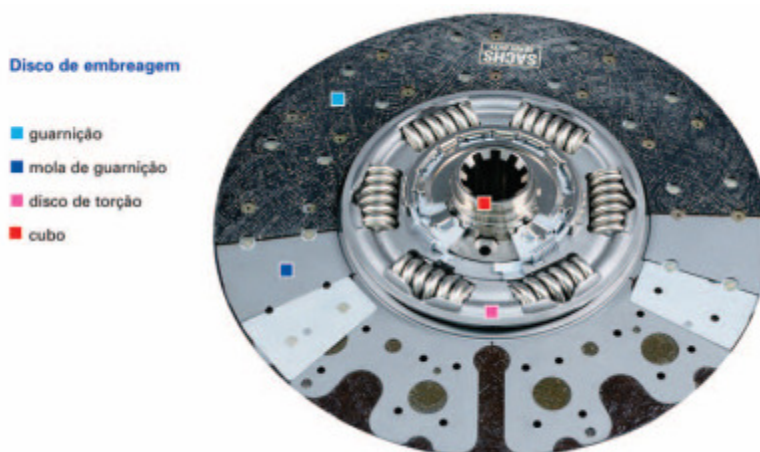


Figura 3 Disco da embreagem e suas principais partes
Fonte: Sachs, 2006 [22]

1.3.2 Platô

Sua função é permitir aplicar força normal sobre o disco da embreagem quando se deseja transmitir o torque e interrompê-lo no momento da troca de marcha. Esse controle é feito por meio do pedal da embreagem.

Basicamente, o platô é fabricado em chapas estampadas de aço, embora existam carcaças em ferro fundido usinadas, placa de pressão em ferro fundido cinzento, mola de carga chamada de Mola Membrana, também conhecida como “Chapéu Chinês”, responsável em aplicar a carga normal sobre o disco da embreagem.

A placa de pressão é fixada na carcaça por meio de molas de retrocesso. A mola membrana é apoiada nas costas da placa de pressão, aproximadamente no raio médio, para aplicação da força normal sobre o disco da embreagem.

Existem basicamente dois tipos construtivos de platô. A diferença se estabelece no acionamento da embreagem, ou seja, a embreagem pode ser “puxada” ou “empurrada”. Normalmente, em aplicações em que a força da mola membrana não é tão elevada (devido ao torque do motor não ser tão alto, como por exemplo, veículos de passeios, utilitários ou mesmo ônibus ou caminhões) são usadas às embreagens “empurradas”. Quando se necessita transmitir torques elevados, em que a carga da mola tem que ser muito alta, normalmente, utiliza-se platô “puxado”.

A diferença, basicamente, é que no platô “empurrado”, a carga é aplicada com o deslocamento da mola no sentido para fora da embreagem.

No platô “puxado” o oposto acontece, ou seja, a mola aplica carga deslocando-se para o interior da embreagem.

Existem, ainda, situações em que o torque a ser transmitido é muito elevado, a tal ponto que uma embreagem monodisco não consegue transmitir o torque demandado. Nessa situação, é utilizada a embreagem bidisco, ou seja, platôs com dois discos e duas placas de pressão, dobrando a capacidade de transmissão de torque, quando comparado com uma embreagem monodisco no mesmo diâmetro.

Na Figura 4, tem-se um platô e disco com os detalhes mencionados.

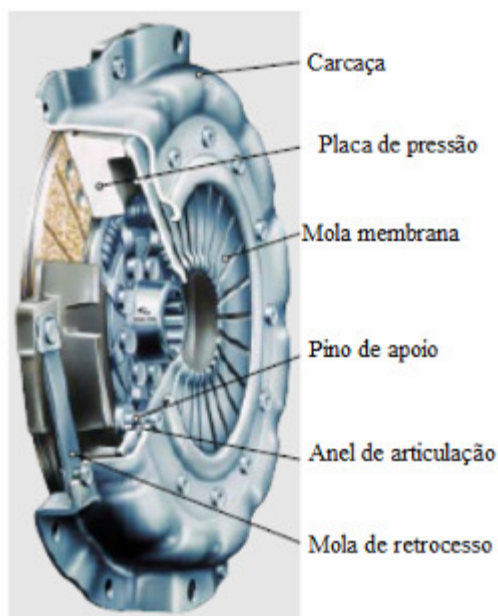


Figura 4 Platô monodisco e suas principais partes
Fonte: ZF, 2008 [21]

Na Figura 5, existem dois discos e duas placas de pressão, ou seja, é uma embreagem conhecida como dupla ou bidisco (conforme NBR 6050). [30].

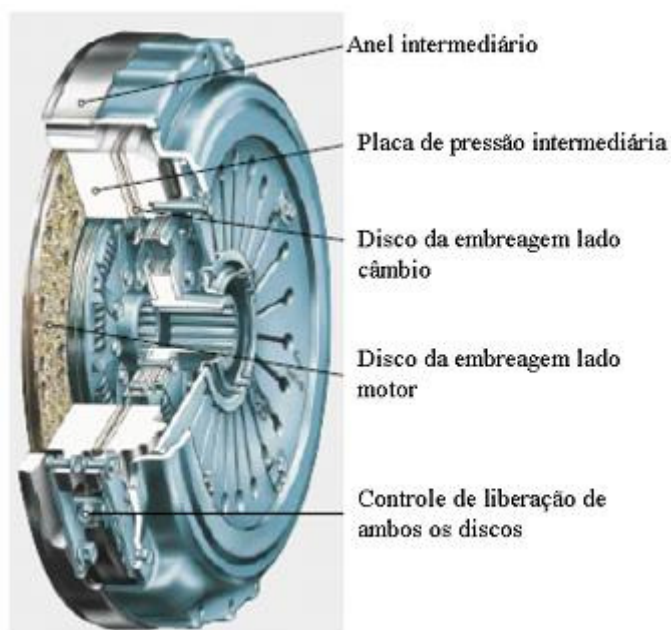


Figura 5 Embreagem bidisco e suas principais partes
Fonte: ZF, 2008 [21]

1.3.3 Sistema de acionamento da embreagem

Este sistema, por intermédio do pedal da embreagem, tem a função de acoplar ou desacoplar o motor da transmissão, para realização da troca de marcha. O acionamento pode ser realizado, por meio de relações de alavancas ou hidráulico, para redução do esforço no pedal para o motorista. O acionamento hidráulico, normalmente, é configurado de um cilindro mestre e um escravo. Existem sistemas hidropneumáticos voltados para aplicações em linha pesada, pois devido aos altos níveis de torque, a mola membrana também tem que proporcionar altos níveis de forças. Consequentemente, os esforços de debreagem são altos, justificando um acionamento hidropneumático para garantir conforto ao motorista no pedal da embreagem.

Ao acionar o pedal da embreagem, um rolamento atua diretamente sobre a mola membrana, ou sobre um colar de apoio, fazendo a mola membrana recuar ou avançar, dependendo se está acoplando ou não. Consequentemente, a placa de pressão recua ou avança sobre o disco da embreagem.

A Figura 6 mostra o fluxo de forças na condição acoplada e desacoplada da embreagem.

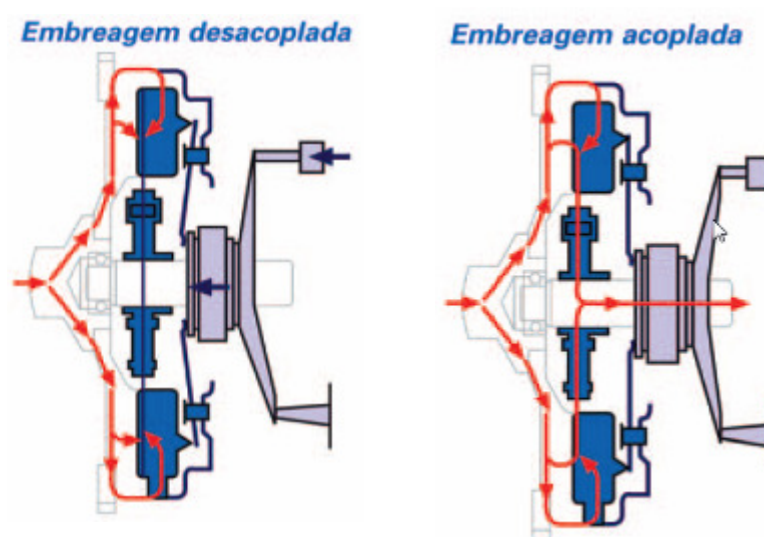


Figura 6 Esquema da embreagem acoplada e desacoplada
Fonte: Sachs, 2006 [22]

Na Figura 7, observa-se que o pedal da embreagem atua num cilindro hidráulico mestre, que, na sequência, atua no cilindro escravo e que, por conseguinte, atua numa alavanca (conhecido como garfo), diretamente sobre o mancal, acionando a mola membrana.

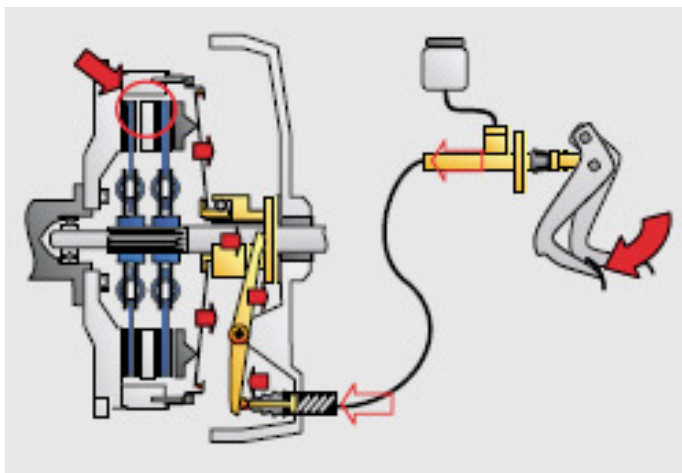


Figura 7 Esquema do acionamento da embreagem
Fonte: ZF, 2008 [21]

Na Figura 8, mostra um servo acionamento da embreagem, que se trata de um módulo de acionamento hidropneumático, destinado a diminuir os esforços no pedal da embreagem. Geralmente, é aplicado em veículos, cuja força de debreagem é muito elevada, como por exemplo, caminhões que trabalham nas mineradoras.

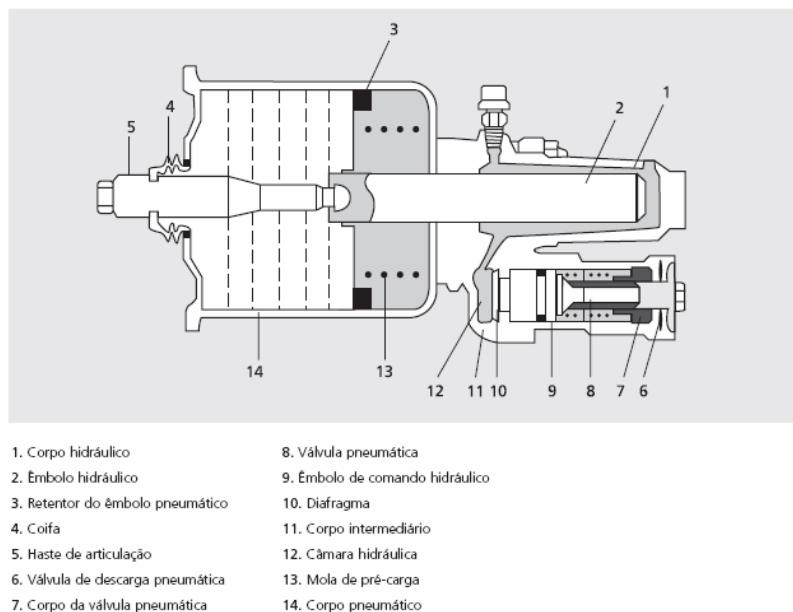


Figura 8 Servo acionamento da embreagem
Fonte: Sachs, 2006 [23]

1.4 Revestimento do disco da embreagem

Este componente é responsável, por meio do atrito sobre o volante do motor e a placa de pressão da embreagem, em transmitir o torque demandado pelo veículo e ofertado pelo motor a combustão interna.

Durante o acoplamento entre o motor e a transmissão, onde existe velocidade relativa ou desacoplamento entre as partes, ocorre o desgaste e o consequente aquecimento do material. Justamente durante esta fase, pode ocorrer o fenômeno da trepidação (*judder*) e, dependendo da intensidade, pode ocasionar um desconforto ao motorista.

A importância e a complexidade de se desenvolver e produzir o revestimento para um sistema da embreagem é tão grande que existem empresas que fabricam tão somente esse componente e fornecem aos fabricantes da embreagem.

A Figura 9 mostra uma faixa de diâmetros, comumente encontrada nos revestimentos, para aplicações veiculares leves e pesadas.

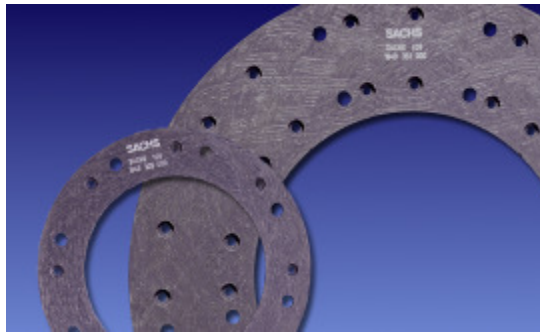


Figura 9 Revestimentos da embreagem 180 a 430 mm
Fonte: Sachs, 2006 [22]

O revestimento da embreagem pode ser fabricado com diferentes matérias primas e tecnologias, como, por exemplo, revestimentos sinterizados metálicos, carbeto de silício com fibras de carbono, porém, neste trabalho, o foco atem-se ao revestimento orgânico.

O revestimento orgânico da embreagem é produzido, basicamente, com borrachas sintéticas, resinas fenólicas, cargas de enchimento (caulim, gesso), enxofre, aceleradores de vulcanização, fibras de vidro, cobre, acrílica, aramida etc.

1.5 Trepidação veicular (*judder*)

O foco deste trabalho será o estudo do comportamento dos esforços de atrito do revestimento da embreagem quanto à sua influência na trepidação do veículo durante a fase do acoplamento, ou seja, até o sincronismo do motor com a transmissão. Após essa fase, as vibrações ou ruídos no veículo, não farão parte deste trabalho, pois, provavelmente, estarão relacionadas a outras causas, que não são decorrentes do revestimento da embreagem.

Na Figura 10, mostra um típico caso de trepidação, ou seja, vibrações longitudinais no veículo. Nesse caso, foi realizada a instrumentação para medições da rotação do motor, transmissão, aceleração longitudinal e temperatura da caixa seca da embreagem.

Como pode ser observado, o fenômeno ocorre durante a fase de sincronização entre motor e a transmissão. Na aceleração longitudinal,

foram atingidos níveis próximos a 2 m/s^2 e isso implica certo desconforto aos passageiros do veículo.

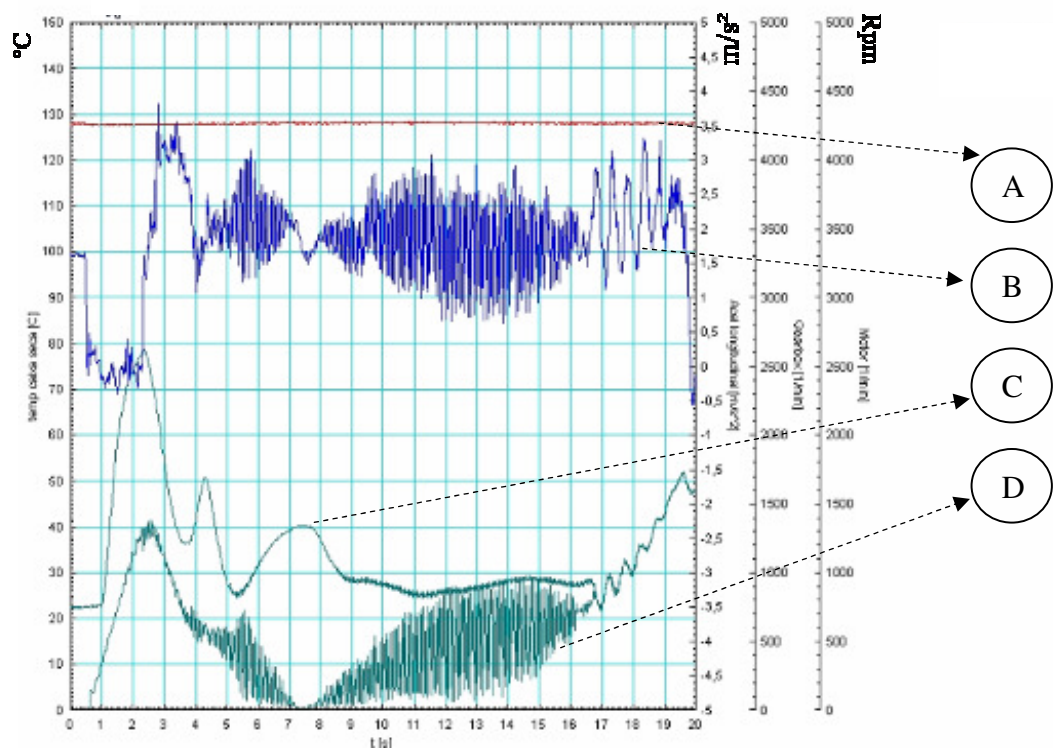


Figura 10 Medição de trepidação no veículo
A - Temperatura da caixa seca, **B** - Aceleração longitudinal do veículo,
C-Rotação do motor, **D** - Rotação da transmissão.

2. OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo estudar a influência de três diferentes revestimentos da embreagem automotiva, quanto à propensão de excitar o *driveline* na sua frequência natural, causando o fenômeno de trepidação (*judder*) que, dependendo da intensidade, pode causar desconforto aos ocupantes do veículo. Ano a ano, tanto para veículos leves, como comerciais, as exigências para que o revestimento tenha baixa sensibilidade a *judder* vem aumentando, demandando um contínuo desenvolvimento do revestimento e da embreagem como um todo.

As causas que podem fazer os veículos trepidar são muitas, entre as quais questões geométricas da embreagem, capacidade de amortecimento da transmissão, coxim do motor e do câmbio, umidade relativa do ar, rigidez do veículo, revestimento da embreagem, contaminação por óleos e outras.

Neste trabalho, não serão abordadas todas as causas citadas acima, pois o foco será a influência do revestimento em causar trepidação veicular.

Atualmente, no laboratório de testes funcionais no Departamento de P&D de Materiais de Fricção da ZF Sachs, o procedimento de teste de bancada *judder*, que permite prever o comportamento do revestimento quanto à sua sensibilidade de causar trepidação no veículo, demanda acima de 30 dias para realização.

Atualmente, com intuito de agilizar um pouco mais o desenvolvimento do revestimento, instalam-se embreagens com diferentes revestimentos num automóvel Mercedes Benz modelo C180, pois este veículo, por experiência prática, apresenta muita sensibilidade ao *judder*. Assim, se um revestimento for testado nesse carro e não apresentar problemas, possivelmente não apresentará *judder* em outros. Porém, o teste veicular também demanda em torno de 15 dias para execução, pois é necessário que seja realizado um desgaste acelerado no dinamômetro do conjunto completo da embreagem (platô, disco e volante do motor), simulando o uso em campo entre 30 a 40 mil quilômetros.

Portanto, a primeira parte deste trabalho traz a proposta de uma alternativa mais rápida para medir a sensibilidade do revestimento em causar *judder* através de uma simulação numérica computacional do banco de provas. Para isso, utiliza-se, como parâmetro de entrada do algoritmo, um modelo de atrito representativo do revestimento da embreagem.

A segunda parte do trabalho abordará uma simulação numérica do *powertrain* de um veículo de passageiros, com 5 graus de liberdades, para um maior aprofundamento no assunto e para caracterizar o problema de *judder* no veículo.

A terceira parte do trabalho traz os resultados de testes experimentais de *judder* num veículo de passageiro modelo Mercedes série C180, para a comparação com os resultados das simulações numéricas.

Portanto, a essência deste trabalho é desenvolver e validar uma metodologia de teste para o *judder*, com base em três diferentes revestimentos, que possibilite agilizar futuros desenvolvimentos de materiais de fricção.

Para um melhor entendimento da proposta do trabalho, na Figura 11 são descritas, em forma de fluxograma, as suas partes. Basicamente, esta se inicia com o modelo matemático do comportamento do atrito do revestimento, o algoritmo e o cálculo da sensibilidade do revestimento ao *judder*. Todo o trabalho estará apoiado nas validações veiculares.

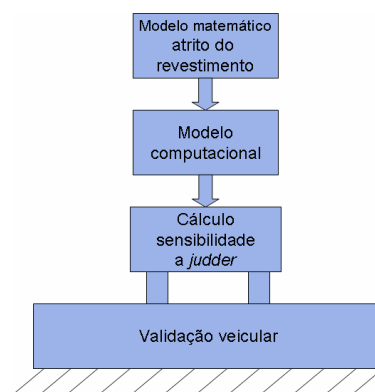


Figura 11 Fluxograma da proposta do trabalho

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Origens das vibrações mecânicas

Segundo RAO [2], as pessoas começaram a se interessar pela vibração quando foram descobertos os primeiros instrumentos musicais, como apitos e tambores.

Pitágoras (582 – 507 a.C) é considerado o primeiro a investigar sons musicais com base científica. Por volta de 350 a.C, Aristóteles escreveu várias obras sobre sons de instrumentos, intitulados *Elementos de Harmonia*.

Como a China sofria muito com terremotos na Antiguidade, surgiu a necessidade de se desenvolver um instrumento de medir terremotos, o Sismógrafo.

Galileu Galilei (1564 – 1642) é considerado o fundador da ciência experimental moderna. Ele realizou experimentos com pêndulo simples, escrevendo a dependência entre frequência e vibração, justamente sobre o fenômeno das vibrações solidárias (ressonância).

Sir Isaac Newton (1642 – 1727) publicou sua obra monumental, *Philosophiae Naturalis Mathematica*, em 1686, na qual descreveu as três leis do movimento, além da lei gravitacional.

A segunda lei de Newton é exaustivamente usada até hoje nas soluções de problemas mecânicos. Entre eles, os problemas de vibrações mecânicas.

Segundo RAO [2], vibração mecânica é qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo. Um pêndulo balançando, as cordas dos violões vibrando são exemplos típicos de vibrações. A teoria de vibração trata do estudo dos movimentos oscilatórios de corpos e das forças associadas a eles.

De uma maneira geral, um sistema vibratório armazena energia potencial (mola), um meio de armazenar energia cinética (massa) e um meio de perda gradual de energia que é o amortecedor.

Vibrações ocorrem de forma alternada entre a transferência de energia cinética em potencial, e vice e versa, e um meio de dissipação de energia em cada ciclo. Se uma fonte externa de energia é adicionada, então, mantém o sistema oscilando em regime permanente.

3.2 Análise harmônica

Embora o movimento harmônico seja um dos mais simples de tratar, dentro dos sistemas vibratórios muitos não são harmônicos, contudo, periódicos. Porém, felizmente, qualquer função periódica de tempo pode ser representada por série de *Fourier*, como uma soma infinita de parcelas de termos seno e co-seno.

Conforme RAO [2] menciona, a expansão por série de *Fourier* de uma função periódica $x(t)$ pode ser dada por $x(t) = a_0/2 + a_1 \cos \omega t + a_2 \cos 2\omega t + \dots + b_1 \sin \omega t + b_2 \sin 2\omega t + \dots = a_0/2 \sum_{n=1}^{\infty} + (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t)$

(3.1)

onde, $\omega = 2\pi/\tau$ é a frequência fundamental e $a_0, a_1, a_2, \dots, b_0, b_1, b_2$, são coeficientes constantes. Para calcular a_n e b_n , multiplica-se a equação acima por $\cos n\omega t$ e $\sin n\omega t$ respectivamente e integra-se sobre um período de $\tau = 2\pi/\omega$.

3.3 Espectro de frequência

As funções harmônicas $a_n \cos n\omega$ ou $b_n \sin n\omega$ da equação (3.1) são denominadas harmônicas de ordem n da função periódica $x(t)$. A harmônica de ordem n tem período τ/n . Essas harmônicas podem ser representadas como linhas verticais em um diagrama de amplitude a_n e b_n em relação à frequência $n\omega$, denominado espectro de frequência ou diagrama espectral.

A Figura 12, mostra um exemplo de um sinal variando no tempo e seu respectivo espectro em frequência decorrente da transformada de

Fourier. Normalmente para o sinal variando no tempo é usada a aceleração, para o espectro de frequências é usado decibéis.

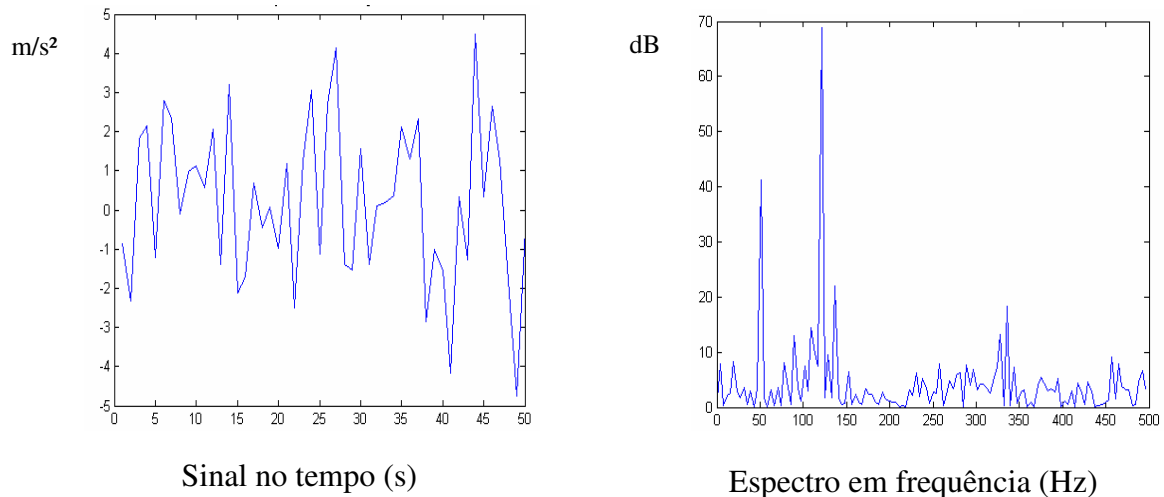


Figura 12 Diagramas de vibração no tempo e na frequência
Fonte: Help do Matlab, versão 7.4.0287, janeiro 2007

Segundo Taylor [5], a transformação do sinal de vibração no tempo em espectro de frequências, permite identificar as frequências de ressonância mais críticas numa determinada máquina, que podem estar causando desgastes ou quebras de componentes, e propor melhorias de rigidez, alterações de massas, de forma a deslocar as frequências de ressonâncias críticas fora da faixa de operação da máquina.

3.4 Vibrações autoexcitadas

Segundo Hartog [3], vibração autoexcitada é causada por uma força alternada capaz de sustentar o movimento, gerada ou controlada pelo movimento em si. Quando cessa o movimento, desaparece a força.

Rao [2] menciona que a autoexcitação de um sistema vibratório, normalmente, é externa ao sistema e independente do movimento. Todavia, há sistemas para os quais a força excitadora é função dos parâmetros do movimento do sistema, como deslocamento, velocidade e aceleração. Tais sistemas são denominados sistemas vibratórios autoexcitados, visto que o próprio movimento produz a força excitadora.

Segundo Rao [2], a instabilidade de eixos rotativos, a vibração de pás de turbina, a vibração de tubulações induzidas pelo escoamento de fluido, a vibração nas rodas de um automóvel e o movimento aerodinâmico induzido nas pontes são exemplos típicos de vibrações autoexcitadas.

Assim, um sistema é dinamicamente estável se o movimento ou deslocamento convergir para valores muito pequenos ou permanecer estável com o tempo. Por outro lado, se as amplitudes aumentarem, continuamente com o tempo (divergência), o sistema torna-se dinamicamente instável, evidentemente caso exista alimentação de energia ao sistema.(Hartog [3]).

3.5 Coeficiente de atrito

O coeficiente de atrito, simbolizado pela letra grega μ , é um adimensional escalar, que descreve a razão entre a força de atrito e a carga normal entre dois corpos.

O coeficiente de atrito depende das propriedades dos materiais envolvidos nas superfícies de contato. A ciência que estuda este assunto é chamada de Tribologia.

Tribologia [7] é a ciência que estuda a interação entre superfícies em movimento relativo, incluindo princípios como o atrito, o desgaste e a lubrificação. Por exemplo, o coeficiente de atrito entre aço e gelo é muito baixo. Por outro lado, entre borracha e asfalto é alto. Normalmente, o atrito varia desde próximo a zero até valores maiores do que 1, como por exemplo, entre o pneu e o concreto, no qual o coeficiente de atrito é 1,7. No entanto, em aplicações mais usuais, o coeficiente de atrito é sempre menor do que 1.

A força de atrito é sempre exercida na direção oposta do movimento (atrito dinâmico) ou potencial movimento (atrito estático) entre duas superfícies.

Os coeficientes de atrito decorrem de medições empíricas e não pode ser encontrada através de cálculos. Na maioria dos pares

tribológicos de contato a seco, os materiais apresentam valores de atrito entre 0,3 a 0,6.

Entretanto, para uma avaliação de atrito mais precisa, deve ser sempre considerado o sistema tribológico como um todo, ou seja, além das propriedades dos materiais, outras mais, como condutividade térmica, constante dielétrica, tensão de deformação plástica e elástica, higroscopia. As características do sistema, como velocidade, temperatura, atmosfera, geometrias de contato, também, devem ser levadas em consideração.

Ludema [7] diz que a energia absorvida nos componentes, como freios e embreagens, durante a operação, requer um uso eficiente de matérias primas que suportem altos valores de carga normal. Entretanto, os materiais que apresentam altos valores de coeficientes de atritos, podem causar vibrações maiores do que os materiais com baixo atrito. Assim, para freios e embreagens, a faixa mais comum de encontrar valores de coeficiente de atrito, é de 0,3 a 0,6. Uma característica muito importante, principalmente em freios, é que tenham atrito constante, para evitar travamento das rodas ou dificuldade na dirigibilidade do veículo.

Para freios e embreagens, deve-se procurar sempre minimizar a diferença, entre o atrito estático e dinâmico, para evitar fenômenos como *squeal noise* e vibrações. Segundo M. Triches [24], *squeal noise* é um ruído de baixa frequência 100 a 1000 Hz, sendo um típico problema de excitação entre o disco de freio e o material de atrito, fornecendo energia ao sistema. Esta energia é transmitida através de uma resposta de vibração para o sistema de freio, suspensão e chassis.

A tabela 1 apresenta valores de coeficientes de atrito para diversas condições de aplicações.

Tabela de coeficientes de atrito para diversas condições de trabalho.

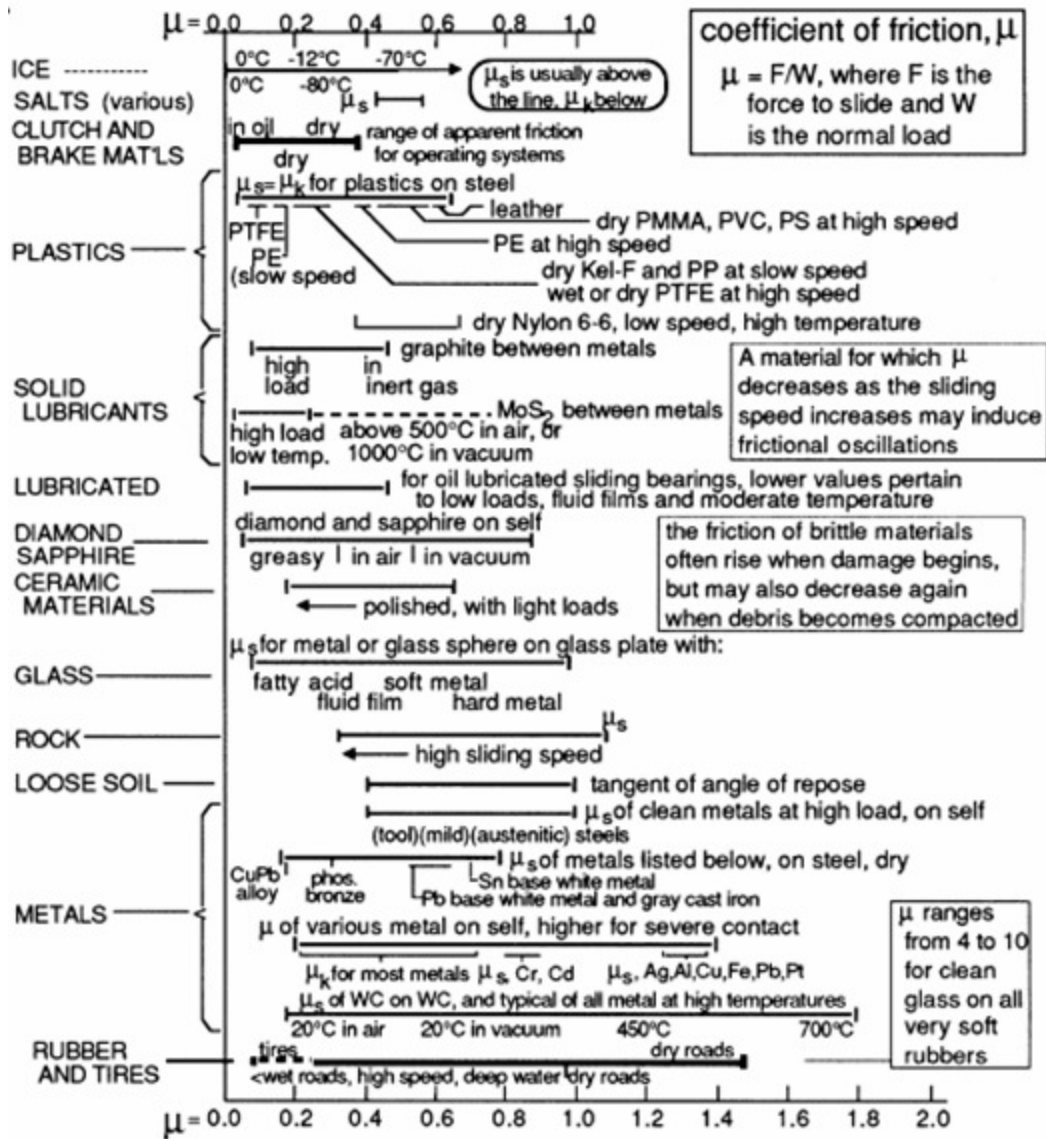


Tabela 1 Valores de coeficientes de atrito para materiais diversos

Fonte: Ludema [6], pág. 111.

3.6 Atrito e vibração

Conforme Ludema [7] menciona, não existe um sistema mecânico de deslizamento perfeitamente suave. Sempre ocorrerá uma vibração, como pode ser observado na medição da força de atrito. A maioria das vibrações é audível e, algumas vezes, com amplitude e frequências realmente desagradáveis, como acontecem nos freios (*squeal noise*), embreagens, rolamentos, ferramentas de corte, etc. No extremo, estas podem danificar a máquina ou o processo.

As vibrações nas máquinas, ocorridas em função da variação do atrito, são resultados da dinâmica do maquinário e dos materiais envolvidos entre os pares tribológicos. Isto pode ser resolvido, em princípio, com alterações de materiais, dos mecanismos, bem como, da qualidade dos lubrificantes.

3.7 Mecanismo do atrito

A Figura 13 ilustra que acontece microscopicamente na superfície de atrito, numa embreagem, por meio de uma análise topográfica. Observa-se que o atrito na fase inicial se estabelece nos pontos de contatos, mostrando que a área real de contato é bem menor do que a área aparente ou a geométrica nominal. No entanto, na medida que ocorre o desgaste a área real de contato vai aumentando.



Figura 13 Topografia de superfície da embreagem
Fonte: Sachs, 2004

Para Ludema [7], um simples modelo de atrito é o produto da área real de contato pela deformação do contato. Atualmente, ainda não é claramente entendido como esse mecanismo se estabelece, porém técnicas de análises da geometria de superfícies, análises químicas e as deformações dos materiais de contatos, têm ajudado a melhorar o conhecimento sobre este processo.

No mecanismo de atrito, o conceito de adesão é uma tentativa de explicar a importância da espessura do filme de lubrificante formada entre as superfícies de contato, para prevenir o contato direto das rugosidades superficiais.

Assim, o atrito pode ser explicado em termos da combinação entre a adesão das superfícies em contato, mais o arraste viscoso do lubrificante das regiões sem contato.

A Figura 14 ilustra esta idéia.



Figura 14 Três fontes de resistência ao deslizamento entre superfícies lubrificadas
Fonte: Ludema [7], pág. 16.

Assim, basicamente pode se dividir o mecanismo de atrito em três:

1. Cisalhamento nas áreas reais de contato, mais contato adesivo em termos atômicos (átomo a átomo).
2. Cisalhamento nas áreas reais de contato, mais contato sólido das asperezas e o contato da sobreposição de filmes contaminantes e substâncias.
3. Cisalhamento viscoso entre área aparente de contato, natureza da rugosidade de superfície, formas e propriedade das partículas perdidas de substrato dos materiais e óxidos envolvidos na interface de contato.

3.8 Modelo clássico de atrito

Conforme Madakson [25] menciona, o estudo sobre o atrito se iniciou no século XV com Leonardo da Vinci, verificando experimentalmente que a força de atrito é proporcional à carga normal e independente da área de atrito. Em 1699, Amontons redescobre as duas leis anteriores.

Em 1781, Coubomb faz a distinção dos dois tipos de atrito, estático e dinâmico.(Madakson [25]).

As leis ficaram definidas como:

- A força de atrito é diretamente proporcional à carga normal aplicada.
- A força de atrito é independente da área aparente de contato.
- O atrito dinâmico é independente da velocidade de deslizamento.
- Atrito de Coulomb: A Força de atrito é calculada como:

$$F = F_n \mu \quad (3.2)$$

Onde: F = Força exercida pelo atrito entre os corpos,

F_n = Força normal exercida entre os corpos.

- Coeficiente de atrito μ , depende das propriedades dos materiais em contato.
- Coeficiente de atrito estático e dinâmico: μ_s - atrito estático: quando não existe o movimento relativo entre os corpos; μ_k - atrito dinâmico ou cinemático: quando existe velocidade relativa entre os corpos.

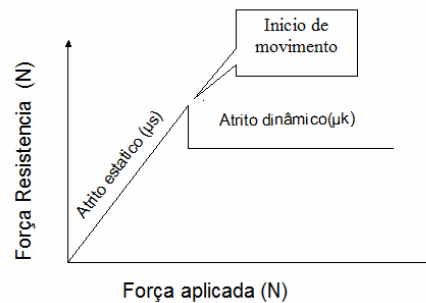


Figura 15 Atrito estático e atrito dinâmico

3.9 Modelo de atrito estático

Basicamente, na condição do atrito estático ou quase estático, existem quatro modelos que podem descrever, aproximadamente, o que ocorre na prática, conforme está mencionado em Olsson [14].

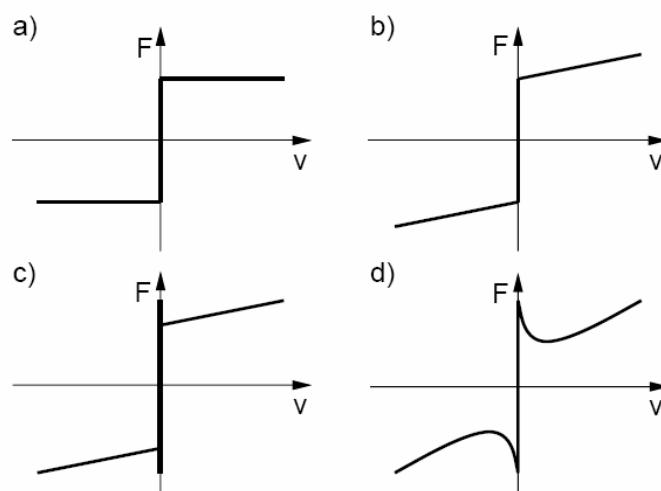


Figura 16 Modelos de atrito estático: a) Coulomb b) Coulomb-Viscoso c) Stiction d) Stribeck

Na Figura acima, 16a, tem-se a descrição da força de atrito de Coulomb. Nota-se que o modelo ideal, tipo um relé, ou seja, na transição de velocidade zero até um algum valor de velocidade, ocorre uma transição ideal e o modelo não faz nenhuma consideração de qual é a força de atrito para velocidade zero.

Assim, o modelo de atrito de Coulomb tem sido usado pela sua simplicidade. Entretanto, existe uma indefinição da força de atrito quando a velocidade está próxima de zero ou mesmo em zero.

A força de atrito de Coulomb (F_C) é calculada conforme equação 3.1, em que F_N é força normal, μ é coeficiente de atrito, já mencionada no item 3.8.

$$F_C = \mu F_N \quad (3.2)$$

A força do atrito viscoso F é sempre um combinado do atrito de Coulomb mais parte viscosa, conforme pode ser visto na Figura 16b.

Na equação 2, o F_v é fator viscoso e v é velocidade.

$$F = F_v v \quad (3.3)$$

O Modelo de *Stiction*, Olsson [14], que pode ser observado na Figura 16c, é um rápido atrito estático, em oposição ao atrito dinâmico. É descrito como uma força de atrito sem movimento, introduzindo a ideia de que a força de fricção, sem movimento, é maior que o nível de atrito da força de fricção de Coulomb.

O que ocorre de fato é que o atrito estático neutraliza as forças externas atuantes, até um certo valor, que mantém o objeto parado. Isso deixa claro que o atrito sem movimento não pode ser descrito, apenas, como função da velocidade, e sim, devem ser consideradas na modelagem do atrito, as forças externas atuantes, conforme pode ser visto na equação 3.3, onde F_e - força externa, F_s - força de *Stiction*. Assim, se não existe velocidade, a força de atrito F será igual a F_e , no entanto, se existe velocidade diferente de zero, a força F será igual a F_s (*Stiction*), multiplicado pelo sinal da força F_e .

$$F = \begin{cases} F_e & \text{if } v = 0 \text{ and } |F_e| < F_S \\ F_S \operatorname{sgn}(F_e) & \text{if } v \neq 0 \text{ and } |F_e| \geq F_S \end{cases} \quad (3.4)$$

Onde **sgn** indica o sinal da função.

Na Figura 16 d, tem-se o efeito *Stribeck*, onde a força de atrito estática, na transição para dinâmica, não ocorre de forma abrupta como no *Stiction*, mas de maneira contínua, dependente da velocidade. Estas considerações podem ser observadas na equação 3.4 abaixo.

$$F = \begin{cases} F(v) & \text{se } v \neq 0 \\ F_e & \text{se } v = 0 \text{ e } |F_e| < F_S \\ F_S \operatorname{sgn}(F_e) & \text{Caso as condições anteriores não sejam verificadas} \end{cases} \quad (3.5)$$

Assim, Olsson [14] propõe uma função não linear generalizada, para modelo Stribeck conforme é mostrado na equação 3.5.

$$F(v) = F_C + (F_S - F_C)e^{-|v/v_s|^{\delta_s}} + F_v v \quad (3.6)$$

sendo δ_s fator geométrico considerado, ou seja, o perfil não linear considerado da força de atrito e v_s fator de *Stribeck Velocity*, ou seja, uma transição entre atrito estático e dinâmico não de forma abrupta, mas, de forma contínua dependente da velocidade.

3.10 Força de transição atrito estático e dinâmico

Conforme mencionado em Olsson [14], *Breakaway Force* é a força requerida para vencer a *Stiction Force*, também conhecido como o atrito de transição entre *sticking and sliding*, ou seja, adere e desliza durante

um deslocamento. Ele concluiu que o *breakaway force* é dado pelo pico da força da Figura 17.

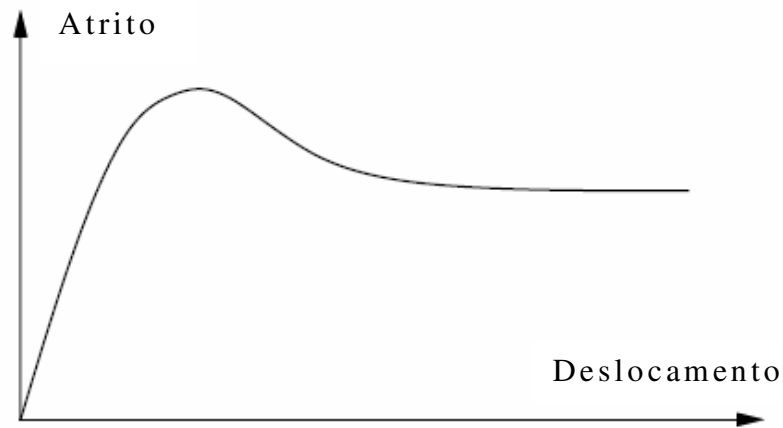


Figura 17 Relação entre o atrito e deslocamento

A máxima força de atrito ocorre tipicamente através de um pequeno deslocamento do ponto inicial considerado.

Conforme Olsson [14], um aspecto importante a ser considerado é uma relação entre atrito e velocidade. A força de atrito tende a diminuir com o aumento da velocidade e aumentar quando a velocidade decresce. Entretanto, um ponto muito importante é a histerese que existe nesta transição do atrito, ou seja, a variação do atrito entre o aumento e a diminuição da velocidade. Como poder ser observado na Figura 18, o *loop* da histerese se acentua quando a variação da velocidade se torna mais rápida.

$$F = F_C \operatorname{sgn}(v), \quad (3.7)$$

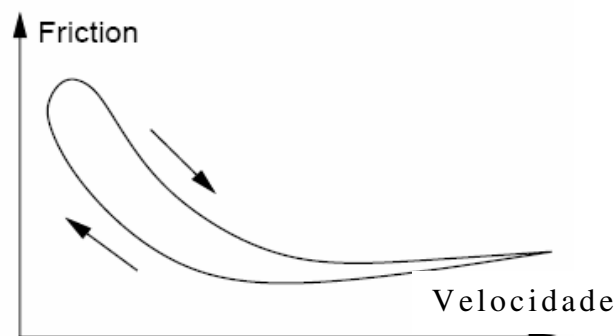


Figura 18 Histerese do atrito com a velocidade de deslizamento

3.11 Modelo de atrito dinâmico

Segundo Olsson [14], os modelos de atrito dinâmicos têm sido estudados em decorrência dos sofisticados equipamentos que utilizam servos mecanismos de controles para posicionamentos muito precisos.

3.12 Modelo de Dahl

Esse modelo foi desenvolvido com o propósito de simulação para reduzir o sistema de controle de atrito. Conforme Olsson [14], o ponto de partida para este modelo foram vários experimentos sobre o atrito em servos sistemas, com rolamentos de esferas.

O ponto de partida do modelo de Dahl foi à curva clássica tensão *versus* deformação. Assim, o modelo de tensão deformação é dado pela equação diferencial, onde x é o deslocamento do movimento, F é à força de atrito e F_c força de atrito de Coulomb,

$$\frac{dF}{dx} = \sigma \left(1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn} v \right)^\alpha \quad (3.8)$$

Onde:

σ é rigidez, α é parâmetro de forma da curva de tensão deformação, v é velocidade de deslizamento.

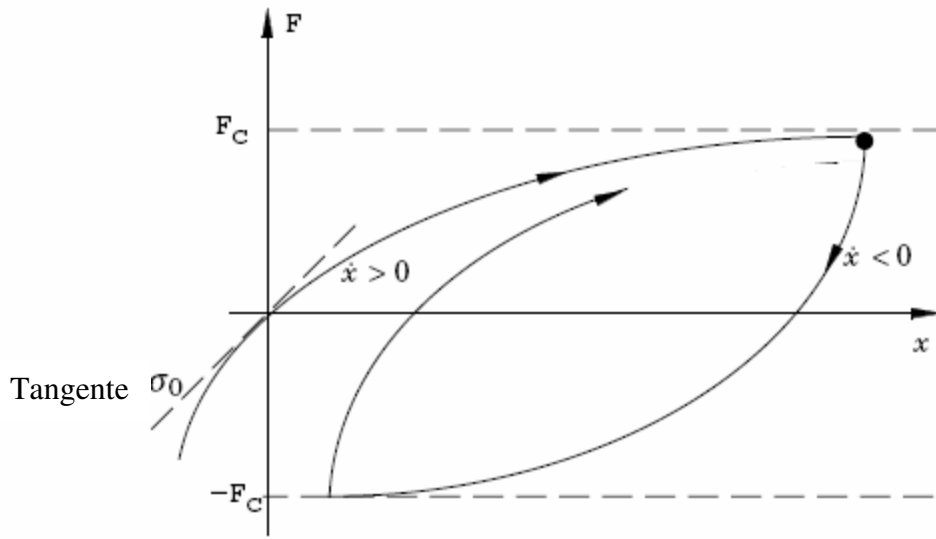


Figura 19 Força de atrito em função do deslocamento modelo Dahl

Como pode ser observada na Figura 19, a força de atrito está em função do deslocamento e do sinal da velocidade do movimento. Isso implica que a força de atrito é dependente da posição considerada do deslocamento do movimento.

Obtém-se o modelo de Dahl no domínio tempo de acordo com a equação 3.8.

$$\frac{dF}{dt} = \frac{dF}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{dF}{dx} v = \sigma \left(1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn} v \right)^\alpha v. \quad (3.9)$$

A equação 3.8 é uma generalização do modelo de atrito de Coulomb. Esse modelo de Dahl não engloba os efeitos *Stribeck* e *Stiction*, razão das motivações de estudos de extensão deste modelo.

3.13 Modelo de Bristle

Haessig e Friedland [20] introduziram um modelo de atrito com a tentativa de capturar o comportamento microscópico dos pontos de contato entre duas superfícies.

Devido às irregularidades nos pontos de contato da superfície e sua localização randômica, cada ponto de contato é pensado como uma

união de haste flexível (*Bristle*, como se fossem hastes de um pente de cabelo). Nas superfícies de contato, existem as ligações entre os *Bristles*. Essas uniões aumentam a deformação com o deslocamento das superfícies e as hastes atuam como mola, aumentando a força de atrito. Esta força é dada por:

$$F = \sum_{i=1}^N \sigma_0 (x_i - b_i) \quad (3.10)$$

onde N é o número de *Bristles*, σ_0 a rigidez dos *Bristles*, x_i a posição relativa dos *bristles*, e b_i localização onde foi formada a união do contato. O modelo da Figura 20, ilustra melhor a ideia.

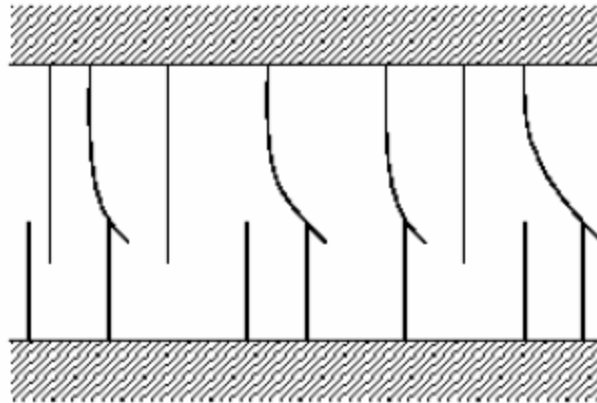


Figura 20 Modelo de Bristle
Fonte: Canudas [15], pag 420

A complexidade desse modelo aumenta com N e bons resultados foram encontrados com 20 – 25 *bristles*.

Observa-se que: a) a rigidez dos *bristles* é dependente da velocidade, b) uma interessante propriedade do modelo é capturar um atrito randômico, c) a aleatoriedade depende do número de *bristles*. O modelo é ineficiente em simulações complexas, d) o movimento pode ser oscilatório, ou seja, adere e desliza (*stick – slip*), e) no modelo *Bristle* não existe o fator de amortecimento nos pontos de contatos.

3.14 Modelo de atrito de Lugre

Lugre é um modelo de atrito dinâmico muito utilizado em diversas aplicações. O modelo está relacionado com o efeito de atrito *bristle*.

O atrito é modelado como a média da força de deflexão dos *bristles* e que se assemelham a uma mola. Quando a força tangencial é aplicada nos *bristles*, esse irá defletir. Se a deflexão é suficientemente alta, os *bristles* começam a deslizar. A deflexão média dos bristles, para uma dada condição de movimento, é determinada pela velocidade.

Assim, o modelo pode ser descrito como,

$$\begin{aligned}\frac{dz}{dt} &= v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z, \\ F &= \sigma_0 z + \sigma_1(v) \frac{dz}{dt} + f(v)\end{aligned}\tag{3.11}$$

onde z é denominado como deflexão média dos *bristles*, σ_0 rigidez dos *bristles* e σ_1 amortecimento na superfície de contato.

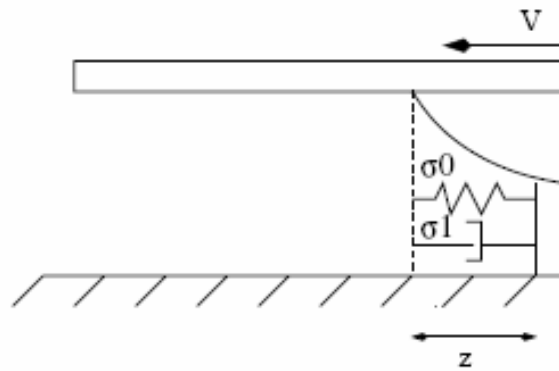


Figura 21 Modelo de atrito de Lugre

3.15 *Stick-Slip*

O comportamento de *stick-slip*, em escala atômica foi observado pela primeira vez, com uma ponteira de tungstênio varrendo uma superfície de grafite [13]. Verificou-se que o processo de deslizamento sobre a superfície não é em geral uniforme, mostrando o comportamento de *stick-slip*, isto é, “cola e desliza”. Este movimento é um dos grandes fatores de desgaste de superfície, bem como da trepidação. O *stick-slip* pode ser irregular ou ter comportamento periódico, mas a força de atrito é sempre maior na parte estática, isto é, quando as superfícies estão coladas.

Para Canudas [15], *stick-slip* é um típico comportamento, em sistemas, que envolvem atrito. Isto é causado pelo fato do atrito ser maior sem movimento do que em movimento.

Um típico experimento pode ser visto na Figura 22 a seguir:

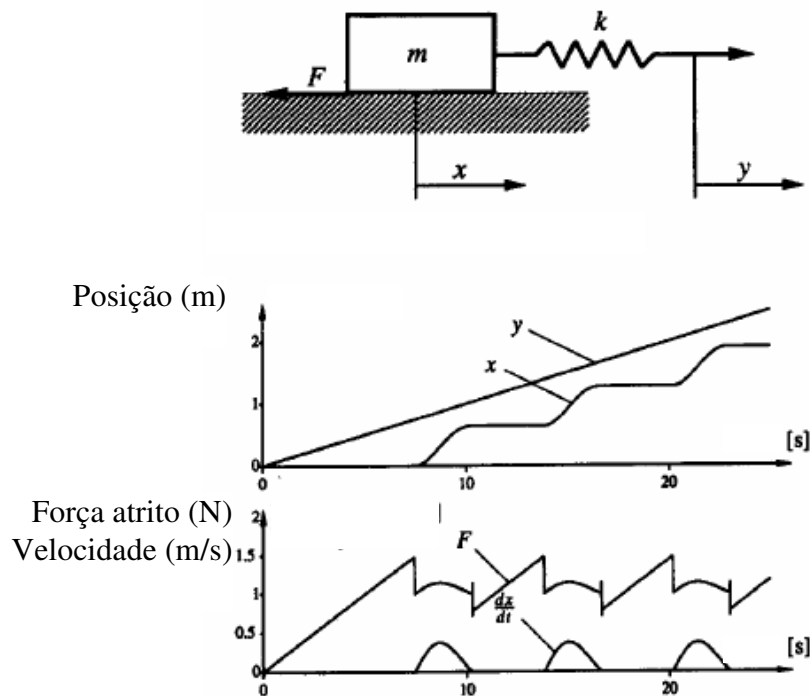


Figura 22 Sistema de *stick-slip*
Fonte: Canudas [15], pag 422

Na Figura 22, tem-se um experimento descrito em Canudas [15], que exemplifica o efeito *stick –slip*. Uma massa é presa a uma mola com rigidez de $k=2\text{N/m}$. A mola é puxada com uma velocidade constante de $dy/dt=0,1\text{ m/s}$. Inicialmente, a massa fica parada e a força da mola aumenta linearmente. A força de atrito se opõe em relação à força da mola, ocasionando um pequeno deslocamento.

Quando a força aplicada atinge o *break-away point*, ou seja, a transição entre o atrito estático e o dinâmico, a massa começa a deslizar e o atrito diminui, rapidamente, devido ao efeito *stribeck*. Assim, a mola contrai fazendo a força diminuir, implicando que a massa fique com movimento mais lento e a força de atrito aumente novamente, a ponto de parar a massa, devido ao atrito estático ser maior do que o dinâmico.

3.16 Revestimento da embreagem

Já na época da concepção do primeiro carro comercial, esse era baseado num motor a combustão, uma caixa de mudanças e um elemento de acoplamento entre eles. De acordo com Shaver [8], através da história, o desenvolvimento do material de atrito, de uma maneira geral, influenciava nos projetos das embreagens.

Os primeiros modelos do Ford T eram embreagens banhadas a óleo. Elas eram configuradas em tiras, uma para cada engrenagem, operando diretamente no trem de força. Basicamente, as tiras eram feitas de fios de algodão, oferecendo um nível de atrito suficiente e não geravam nenhum desgaste de partículas abrasivas que poderiam danificar o motor.

O desempenho e durabilidade do veículo eram seriamente afetados pelo fato de que o coeficiente de atrito do algodão decrescia rapidamente (*fade*) e o desgaste aumentava, bem como a degradação do material, devido ao aumento da temperatura.

Assim, conforme Shaver [8], devido a tais limitações, partiu-se, então, para embreagem a seco, ou seja, externamente ao motor.

Apesar das limitações dos projetos da embreagem, tais como, sua compressibilidade (resistência à carga) e as características de desempenho, elas eram desenvolvidas em forma de cones e os materiais de fricção eram fabricados em couro, cortiça. Esta concepção de embreagem foi utilizada por muitos anos nos automóveis.

Com a evolução das tecnologias de moldagens e os conhecimentos de matérias primas, os discos de embreagens se tornaram mais populares. Isto fez com que fosse desenvolvido o platô da embreagem.

Os primeiros revestimentos eram produzidos, basicamente, com pouca variedade de componentes. Sempre a partir de compósitos de uma mistura de algodão e asbestos para reforço mecânico, onde se adicionava pó de ferro, cortiça, couro, grafite e resina como ligante.

Em torno de 1900, o algodão e asbestos eram impregnados com resíduos de petróleo e camadas de borracha. Anos depois, foram utilizadas diferentes borrachas, resinas e cargas de enchimento e fios metálicos.

Com o aumento da potência dos motores, a fibra de asbestos passou a ser de suma importância na fabricação dos revestimentos.

O uso de asbestos revolucionou a indústria da embreagem, com custos viáveis e facilidade de processamento. Os revestimentos produzidos com asbestos apresentavam coeficientes de atrito, acima de 0,30, o que viabilizava operar a embreagem acima de 200°C, com baixo desgaste das contra peças de trabalho, em relação às composições com molibdênio e óxidos de ferro misturados. Assim, menores tamanhos de discos foram produzidos reduzindo os esforços nos pedais da embreagem.

O asbesto dominou, por muitos anos, o mercado de embreagem, mas, aproximadamente na década de 90, por questões ambientais, foi substituído por outras fibras, como por exemplo, fibra de vidro.

Sendo os materiais poliméricos de extrema importância para a fabricação do revestimento orgânico da embreagem, a seguir será relatado um breve histórico da evolução deles.

Conforme é mencionado na História dos Polímeros [12], eles sofreram muitas evoluções ao longo dos tempos. Os chineses

descobriram o verniz extraído de uma árvore (*Rhus vernicflua*), 1000 a.C, usado para impermeabilizar os móveis. Em 79 a.C, foi descoberto o âmbar, uma resina termoplástica proveniente de árvores fossilizadas que já permitia a fabricação de pequenas peças por compressão.

A primeira menção da borracha aparece em 1500, por Valdes, após expedição na América Central.

Em 1839, Charles Goodyear descobre o processo de vulcanização, que consiste em adicionar enxofre na borracha, em um processo a quente, vulcanizar a peça, para obter melhores propriedades mecânicas.

Em 1909, Leo Baekeland, nos EUA, patenteia a Baquelite, a primeira resina termo fixa a substituir os materiais tradicionais como madeira, marfim e ebonite.

Na realidade, hoje, o desenvolvimento das resinas, raramente, parte do zero, mas de bases já conhecidas com melhorias de propriedades, baseadas nas otimizações de blendas poliméricas. As questões ecológicas também têm um grande peso, principalmente nas reciclagens.

Em uma formulação do revestimento orgânico da embreagem, que basicamente são compósitos poliméricos, o grande desafio de desenvolver um bom produto é ter as escolhas assertivas dos tipos das matérias primas, do balanceamento da composição química e as otimizações dos parâmetros de processos.

Segundo Canevarolo [10], polímero, originado do grego *poli* (muitos) e *mero* (unidade de repetição), é uma macromolécula composta por dezenas de milhares de unidades de repetição, denominado *meros*, unidos por ligações covalentes. São divididos em três grandes classes: plásticos, borrachas e fibras.

Para Canevarolo [10], um composto polimérico é qualquer composição com um ou mais polímeros e aditivos. Numa formulação de revestimento da embreagem, existem, basicamente, compostos poliméricos, aditivos, cargas e fibras.

Canevarolo [10] diz que os aditivos são componentes auxiliares nos plásticos e borrachas, com a finalidade de reduzir custo, melhorar propriedades, facilitar processamento, estabilizantes, etc. As cargas

podem ser definidas como substâncias relativamente inertes que adicionadas a compostos poliméricos reduzem custos e melhoram propriedades físicas. Existem características importantes nas cargas para seu bom desempenho que são o tamanho e distribuição de partículas, impurezas e porosidades.

As cargas se dividem em:

Cargas particuladas não reforçantes:

- Argila
- Carbonato de cálcio
- Caulim

Cargas particuladas reforçantes:

- Negro de fumo
- Esfera de vidro
- Alumina

Cargas fibrosas reforçantes

- Fibras de vidro
- Fibras de carbono
- Fibras de aramida
- Fibras metálicas (cobre, latão, alumínio)

Um polímero essencial no revestimento da embreagem é a resina fenólica, usada para garantir boas propriedades mecânicas, além de ser o componente fundamental para a conformação da peça.

A resina fenólica é, basicamente, obtida pela reação de um fenol ou um substituto, formando grupos de metilol (CH_2OH) no anel fenólico.

Os grupos metilol reagem entre si, formando pontes metileno, criando, assim, macromoléculas.

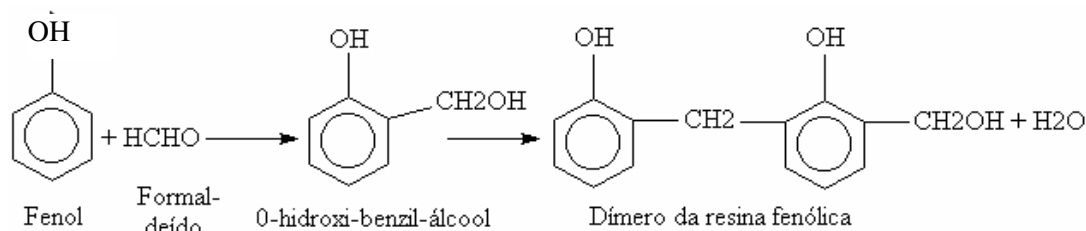


Figura 23 Exemplo de um processo de reação resina fenólica

Outro componente fundamental para o processo de impregnação das fibras, tanto por via úmida como por extrusão, é a borracha. Ela garante a boa adesão dos componentes químicos nas partes têxteis, que pode ser composta de fibras inorgânicas como vidro ou orgânica como acrílico e aramida.

A borracha pode ser natural ou sintética. No geral, as borrachas sintéticas apresentam melhores propriedades mecânicas.

A borracha precisa ser vulcanizada, tanto na moldagem a quente, quanto no forno, através de enxofre, aceleradores e ativadores de vulcanização. A partir desses processos, a borracha deixa de ser um elastômero e se transforma em ebonite, pois a peça final precisa ser bem rígida.

Ainda como partes das misturas, são adicionadas as cargas particuladas reforçantes, agentes de vulcanização (enxofre, aceleradores, ativadores), cargas particuladas orgânicas ou inorgânicas, aditivos para estabilização de atrito, (grafite, bissulfeto de molibdênio) e cargas atritantes, como óxidos de ferro, sulfatos de bário e óxidos de cromo.

Basicamente, os revestimentos orgânicos, hoje em dia, são produzidos em três processos:

- Impregnado via úmida: O fio (parte têxtil) é impregnado por uma solução à base de borracha diluída, como um elemento aglutinante das outras matérias primas. Na sequência, é seco

em uma torre através do arrasto de ar quente sobre o fio impregnado. A sequência da figura 24 ilustra este processo.

- Extrudado: Nesse processo, o fio (parte têxtil) é encapado por uma composição à base de elastômero numa extrusora, não necessitando da torre de secagem. A partir desta etapa, segue a mesma do processo via úmida mencionada acima, ou seja, segue a sequência da Figura 24, a partir da operação de tramagem, inclusive.

Nestes dois processos acima, o revestimento é conhecido, conforme mencionado na norma ABNT 8970 [27], como trançado.

- Moldado: Neste processo, o mais antigo, porém ainda utilizado, as matérias primas são adicionadas num misturador de pós (pode ser a seco ou via úmida) e pré-moldado a frio, para posteriormente ser moldado a quente, seguindo as mesmas etapas dos processos mencionados na Figura 24, a partir da moldagem a quente, inclusive. Esse revestimento, conforme norma ABNT 8970 [27], é conhecido como Moldado.

Existem estudos, em andamento, para fabricação de revestimentos orgânicos em forma de pastilhas, já incorporando novos conceitos de manufatura do disco da embreagem, conforme é mostrado em Schaeffer [29].

Na Figura 24, tem-se o fluxo do processo de fabricação do revestimento da embreagem que está dividida em dez etapas.

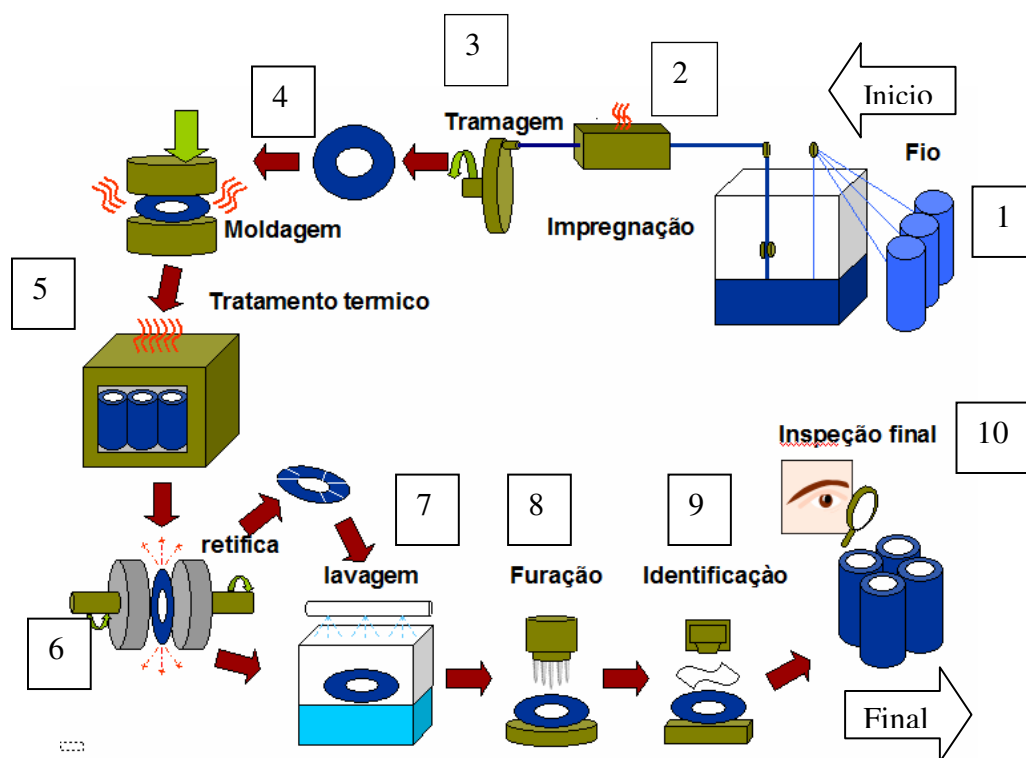


Figura 24 Fluxo de fabricação revestimento impregnado

A seguir, será descrita cada etapa do processo de fabricação do revestimento da embreagem.

1. Fio: Parte têxtil do revestimento, normalmente, é composta de fibras de vidro, metálicas, acrílicas, aramidas (kevlar) devidamente retorcidas.
2. Impregnação: Nesta etapa do processo, são incorporadas, nas fibras, resinas, cargas, borrachas, aceleradores de vulcanização, enxofre, cargas de enchimentos como sulfato de bário, cal e gesso.
3. Tramagem: Pré-conformação da peça, dando a orientação das fibras, aproximadamente, 45 graus.
4. Moldagem quente: Conformação da peça de acordo com as dimensões de desenho na faixa de temperatura entre 160 e 200 °C, numa pressão na ordem de 200 e 300 Kgf/cm².

5. Tratamento térmico: Finalização do processo de cura. Nessa etapa, os revestimentos ficam no forno entre 10 a 20 horas, numa faixa de temperatura entre 150 e 250 °C.
6. Retífica: Acabamento final na espessura da peça.
7. Lavagem: Eliminar o pó na superfície do revestimento, bem como, a aplicação de antiaderentes ou anticorrosivos.
8. Furação: Conforme o desenho, terá basicamente um furo para base de rebite e outro passante para rebite do outro lado do disco.
9. Identificação: A peça recebe um carimbo na frente e no verso, que consta lote e código do material para total rastreabilidade em campo.
10. Inspeção final: Todas as peças são inspecionadas. Serão segregadas as que não estiverem em conformidade com os critérios de aceitação da peça.

3.17 Dimensionamento da embreagem

Basicamente, um bom dimensionamento da embreagem garante a transmissão do torque demandado pelo motor, conforme a carga de trabalho.

Segundo Drexel [9], o torque do motor é transferido para caixa de transmissão, pelas duas faces de atrito do disco da embreagem, ou seja, lado do volante do motor e o lado do platô. Teoricamente, os torques dos dois lados do disco são equivalentes.

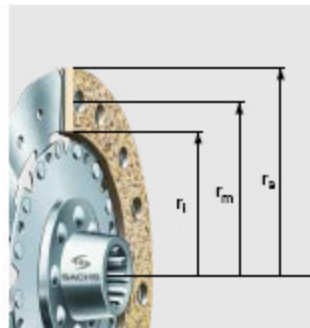
Quando a embreagem está totalmente acoplada, é o atrito estático, entre o revestimento da embreagem e as contra peças metálicas, que está atuando. Durante a fase do acoplamento, onde ocorre o deslizamento, ou seja, quando há movimento relativo entre o disco e as partes metálicas, ocorre o aquecimento e o desgaste. Nessa situação, a

embreagem atua como um conversor de velocidade. Assim, para a embreagem transmitir certo torque T , pode ser usada a equação 3.11.

$$T_{embreagem} = F \times \mu \times r_m \times i \quad (3.12)$$

Para garantir a transmissão do torque, é calculado um fator de segurança conforme equação 3.12.

$$S = \frac{T_{embreagem}}{T_{\max .motor}} \quad (3.13)$$



$$r_m = \frac{2}{3} \times \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} \quad (3.14)$$

Figura 25 Raio médio usado no cálculo de transmissão de torque
 Fonte: ZF, 2008 [23]

Onde:

F = Força normal da mola membrana

μ = Coeficiente de atrito

r_m = Raio médio do disco

i = Número de superfícies (2 monodisco) e (4 bidisco)

S = Fator de segurança, normalmente, está entre 1,2 a 1,4. Isto assegura que mesmo que o atrito diminua, devido a um *fading* ou mesmo ocorra uma perda da força normal, ainda seja possível a embreagem transmitir o torque do motor.

Na Figura 26, observa-se uma típica curva de uma mola membrana. Na posição nova, é exatamente quando a embreagem é nova e na posição de trabalho no veículo. Nesta posição, a mola irá fornecer uma força normal sobre o disco da embreagem, conforme já previamente definida de acordo com o dimensionamento.

Como pode ser notado, existe uma histerese nessa mola, ou seja, a linha superior é quando se está desacoplando a embreagem e a linha inferior quando se está aplicando a carga. Essa histerese ocorre pela própria consistência da mola. Com o passar do tempo, pode aumentar devido aos desgastes internos no platô, oxidações e falta de graxa entre o contato da mola membrana com a placa de pressão.

Durante o uso e com o desgaste dos revestimentos, a embreagem atinge seu pico de carga, aproximadamente, na metade da sua vida útil. Quando os revestimentos atingirem o desgaste total, a carga estará, aproximadamente, no mesmo nível de quando foi instalada. Evidentemente, que é uma curva teórica, pois na prática existem outros fatores que podem alterar levemente esta curva, tais como, oxidações, poeira, etc.

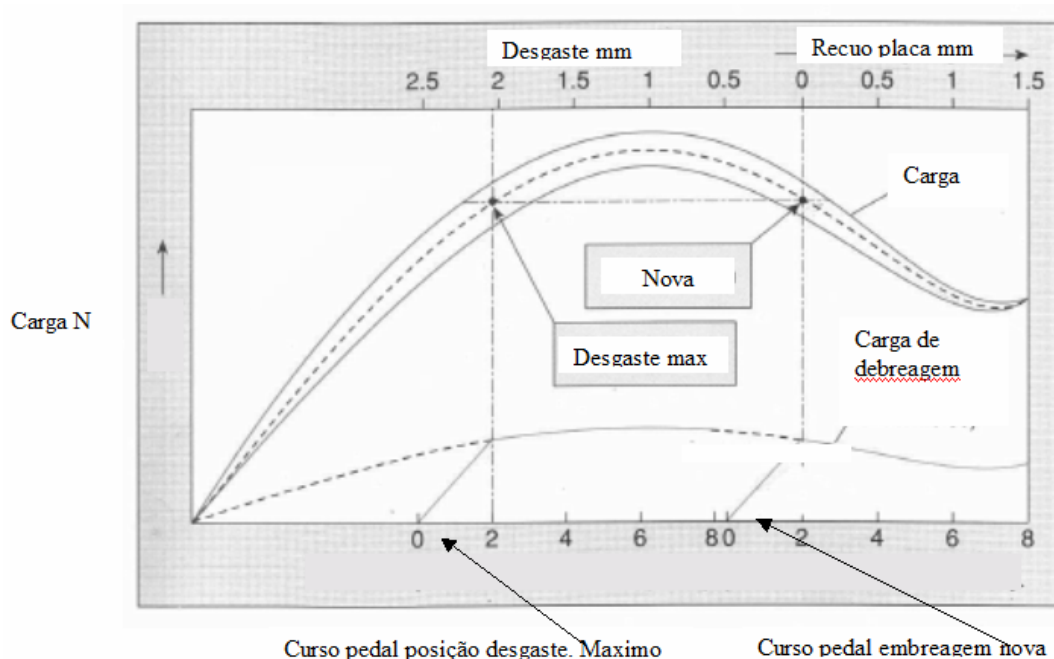


Figura 26 Curva característica de operação da mola membrana
Fonte: Drex1 [4], pág. 12

Segundo Drex1, [9], o raio médio de atrito governa os diâmetros do volante do motor e do platô. O diâmetro externo é o principal fator para determinar o peso e o custo da embreagem.

O diâmetro do volante do motor afeta, demasiadamente, o espaço disponível entre motor e transmissão. Aumentando o diâmetro do disco da embreagem, aumenta a inércia do disco e a força requerida para a

mudança de marcha, impondo assim, uma carga maior nos anéis sincronizadores, podendo levá-los a um desgaste prematuro. Por essas razões, a escolha da embreagem deve ser a menor possível para garantir uma boa durabilidade na transmissão. Por outro lado, as embreagens maiores têm maior capacidade de distribuir as cargas térmicas sofridas nos acoplamentos, maior durabilidade e mais capacidade de transmissão de torque.

Dentro de um dimensionamento da embreagem, a carga da mola membrana deve ser dimensionada não somente para garantir a transmissão de torque, como também propiciar menor esforço no pedal da embreagem, proporcionando maior conforto ao motorista.

Nas condições atuais de uso da embreagem, os coeficientes de atrito para materiais orgânicos, segundo Drex1 [9], estão entre 0,20 e 0,45. O valor de 0,20 ocorre quando a embreagem é utilizada em condições extremamente severas, atingindo altas temperaturas nas faces de atrito, como por exemplo, 350 °C.

Os fabricantes de embreagem usam diferentes faixas de atrito, mas a faixa, em geral, está entre 0,25 e 0,30, pois esta variação de atrito é compensado pelo fator de segurança S visto na equação 3.13.

Entretanto, se o coeficiente de atrito ficar abaixo de 0,20, o fator de segurança S não irá compensar através do aumento da força normal da mola e a embreagem pode não transmitir todo o torque demandado pelo motor. Em virtude disso, pode ocorrer a patinação da embreagem, ou seja, a não sincronização do motor com a transmissão.

Para materiais sinterizados, o coeficiente de atrito utilizado é de 0,40, independentemente da carga térmica.

Assim, para um dimensionamento da embreagem, um balanço deve ser encontrado entre custo, tamanho, peso, robustez para condições erradas de operações, durabilidade e conforto. Portanto, o projeto de uma embreagem representa um compromisso.

Segundo Drex1 [9], durante anos, certos valores de dimensionamento têm se provado na prática, como bem adequados nas aplicações veiculares. Na Figura 27, observam-se os diâmetros das embreagens para suas respectivas faixas de torques. Assim, para uma

determinada aplicação, pode-se escolher 2 ou 3 diâmetros da embreagem e, preferencialmente, otimizá-la durante a fase de desenvolvimento do veículo.

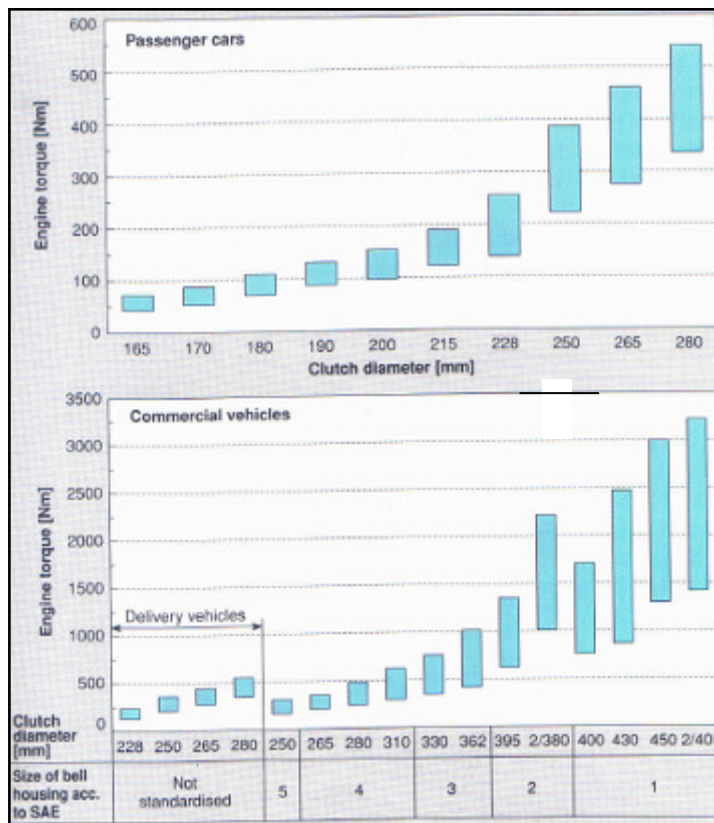


Figura 27 Valores de referência para dimensionamento da embreagem
Fonte: Drexel [4], pág. 10

A Figura 28 ilustra, a idéia do dimensionamento de uma embreagem, ou seja, quando se dimensiona uma embreagem, na realidade, dimensiona-se um elemento de transferência de energia entre o motor e a transmissão. Na linha vermelha, observa-se o fluxo de força que a embreagem transfere à caixa de transmissão.

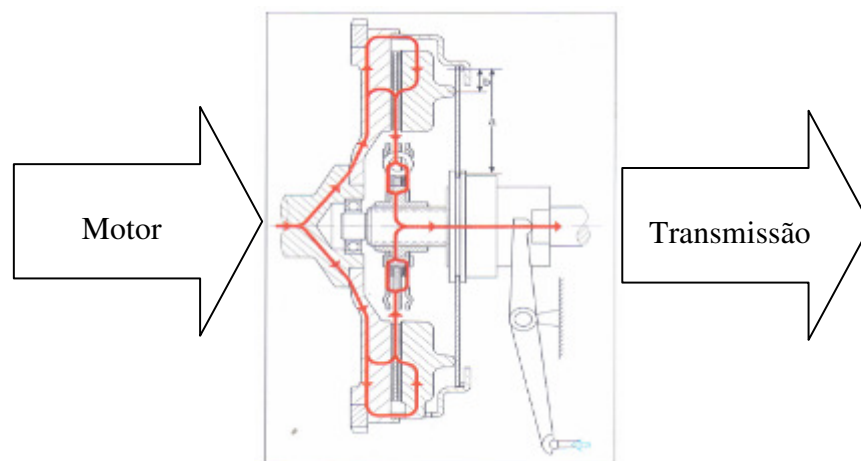


Figura 28 Fluxo de força na embreagem
Fonte: Drexel [4], pág. 11

Portanto, em um revestimento da embreagem, um dos pontos mais importantes é o coeficiente de atrito, particularmente sobre carga térmica, onde o material deve assegurar um atrito mínimo de 0,20, para garantir a continuidade da transmissão do torque do motor e consequentemente o deslocamento do veículo.

O material deve apresentar boa resistência à centrifugação, como, por exemplo, resistir 1,7 a 2,0 vezes máxima rotação do motor (Drexel [9]), baixo desgaste do revestimento e das contra peças, baixa deformação com carga térmica, baixo peso específico, para ter menor influência na inércia do disco da embreagem, atrito suave e baixa tendência a *judder*.

Na Figura 29, tem-se um disco de embreagem destacando as molas de guarnições. Elas são fabricadas em chapas de aço na forma de segmentos, usadas para rebitar os revestimentos, transmitir o torque do motor, permitir amortecimentos axiais e compensar alguma pequena irregularidade nas superfícies de contato entre volante e o platô. Normalmente, num disco, tem-se de 6 a 9 molas de guarnição, sendo que sua deflexão axial varia entre 0,30 a 1,0 mm.

Pode-se observar na Figura 29, as molas helicoidais para o amortecimento das vibrações torcionais, oriundas do motor a combustão interna.

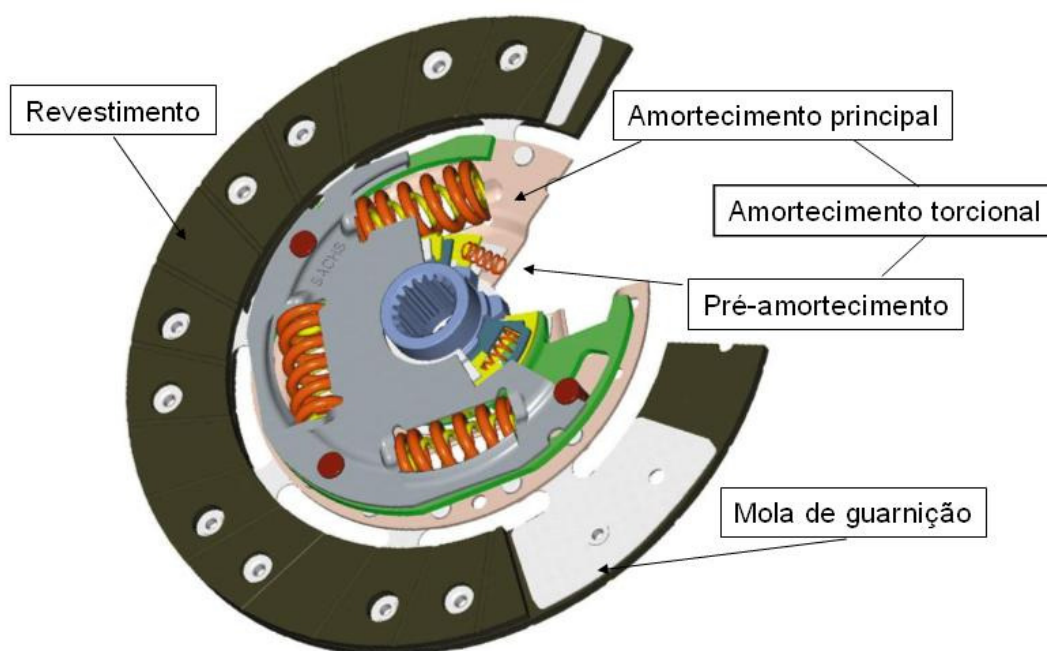


Figura 29 Disco da embreagem detalhe da mola *Cushion*
 Fonte: Drexel [4], pág. 23

Conforme a Figura 30 mostra, o funcionamento da mola de guarnição pode ser dividido em 3 partes para um melhor entendimento.

Parte A - Determina o início da transmissão de torque que, gradativamente, aumenta, permitindo ao motorista tempo suficiente para ir subindo a altura do pedal.

Parte B - Corresponde à regulação do torque necessário para partir o veículo. Nessa parte, apenas um terço da carga da mola membrana é requerida.

Parte C - 70 – 100% da carga da mola membrana é usada para controlar o torque de partida, onde já apresenta uma situação de *fading*, ou seja, uma significativa perda no coeficiente de atrito.

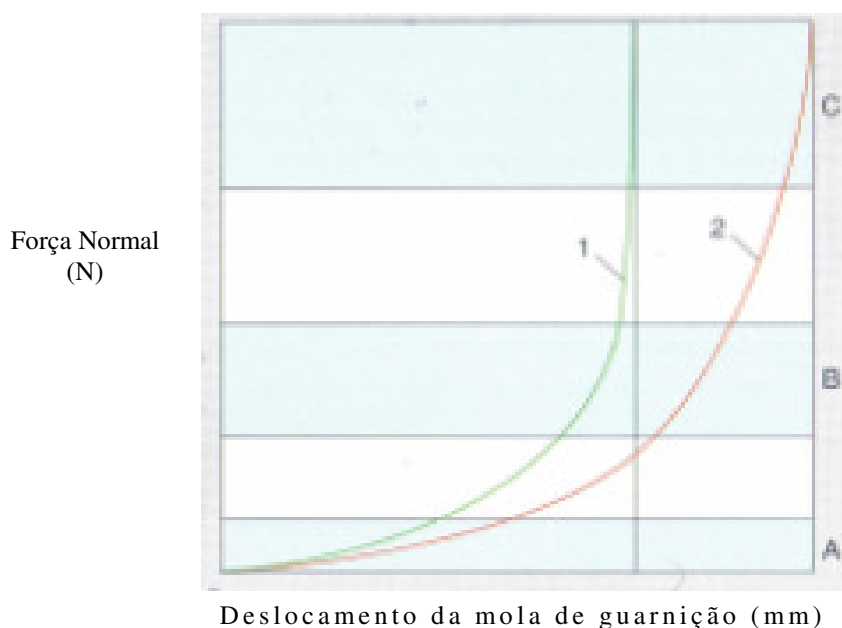


Figura 30 Curva da mola de guarnição (*Cushion*)
Fonte: Drexel [4], pág. 23

3.18 Limites de cargas de trabalho na embreagem

A carga de trabalho numa embreagem é quantificada, segundo Drexel [9], pela potência média de atrito, resultante de um processo total de trabalho da embreagem.

A condição de trabalho da embreagem é a soma dos deslizamentos e os tempos de recuperação, ou seja, sem estar deslizando. A quantidade de partidas numa condição de tráfego intenso pode ser muito crítico, dependendo das condições de trabalho da embreagem.

Nas equações 3.12 e 3.13, que se referem ao dimensionamento da embreagem, não é considerado nenhum balanceamento térmico, o que é determinante para os revestimentos da embreagem, influenciando demasiadamente nas características de atrito, desgaste, bem como, na confiabilidade da transmissão de torque durante o ciclo de vida da embreagem.

A capacidade de armazenar e dissipar calor para o meio ambiente pode causar deformações da embreagem, principalmente na placa de pressão, tendo as molas de guarnição a função de compensar essas deformações.

Essas deformações são causadas pela não uniformidade da expansão térmica, devido às diferenças de temperaturas entre a face de atrito e a parte de trás da placa de pressão. Essa deformação é convexa, que significa que os diâmetros externos da placa de pressão e do volante se movem em oposição ao outro, ou seja, se afastam, diminuindo o raio médio, diminuindo a pressão no diâmetro externo e aumentando na área interna.

Esta não uniformidade da pressão gera fortes cargas térmicas na área interna da placa ou volante do motor, conhecido por *hot spot*, que podem fazer aparecer trincas nas superfícies das placas de pressão, decorrentes das tensões térmicas.

Placas de pressão mais finas apresentam maiores deformações quando atingem altas temperaturas de trabalho, causando então, deformações plásticas na superfície de contato de forma convexa. Entretanto, durante o resfriamento, ocorre uma forte deformação permanente de forma côncava, ou seja, a deformação inverte, os diâmetros externos da placa de pressão e do volante se movem um contra o outro, aumentando a pressão de contato na área externa. Normalmente, as maiores deformações ocorrem na placa de pressão, em razão de ter aproximadamente metade da massa do volante.

A Figura 31, apresenta os limites térmicos de uma aplicação veicular. No eixo da abscissa, observa-se o tempo de carga de trabalho até a falha da embreagem. Na ordenada da direita, refere-se à temperatura na placa de pressão medida a 0,5 mm abaixo da superfície de contato. Na ordenada da esquerda, observa-se a potência média de fricção.

Essa potência média leva em consideração o tempo de trabalho da embreagem, mais o tempo de resfriamento. Todos os veículos, comerciais ou carros de passeios, comumente, são avaliados entre a linha pontilhada preta e a linha vermelha. O critério de falha para a curva limite é quando ocorre uma patinação da embreagem, com carga total de placa, ou seja, pedal da embreagem 100% liberado.

Para pequenos períodos de operação em altas potências, acima de 10 W/cm^2 , ocorre o *fading*, que é a perda do coeficiente de atrito. Para

potências entre 1 a 10 W/cm², ocorre a destruição térmica dos revestimentos pela degradação térmica dos componentes orgânicos. Para potências menores que 1 W/cm², condição para o qual a embreagem deve ser projetada, ocorre a perda gradativa de carga da mola membrana, em decorrência dos desgastes dos revestimentos, limitando ou impossibilitando a transmissão de torque do motor, quando atinge o desgaste total, que provavelmente irá ocorrer, após uma vida útil adequada para o veículo.

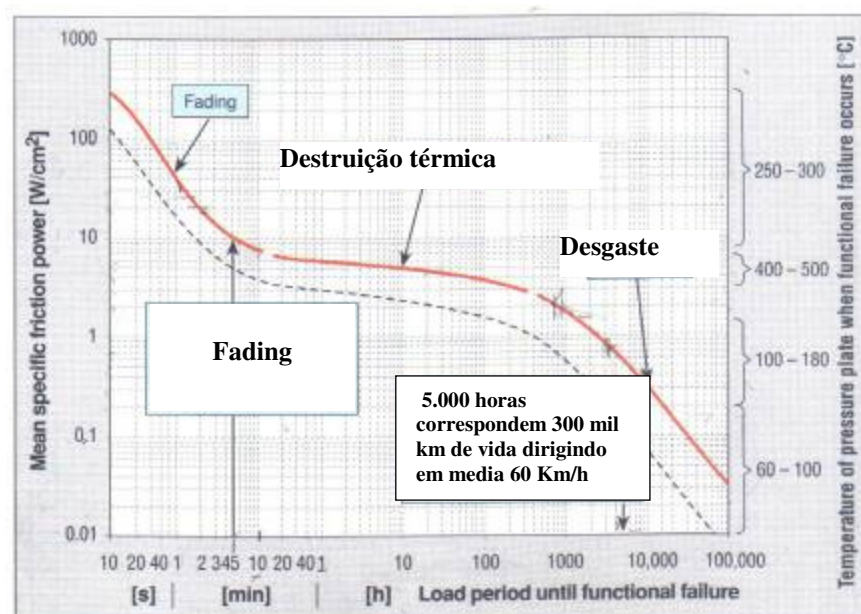


Figura 31 Limite de operação de uma embreagem veicular
Drexl [4], pág. 25

Para um melhor entendimento do gráfico da Figura 31, a mesma foi dividida em três regiões distintas de trabalho: *Fading*, Destruição térmica e Desgaste.

- ***Fading***

Segundo Drexl [9], se o aquecimento na embreagem ocorre rapidamente, a temperatura de contato aumenta violentamente, de tal forma que degrada a resina e a borracha do revestimento, bem como,

pode ocorrer deformações térmicas na placa de pressão e volante do motor fazendo o coeficiente de atrito diminuir consideravelmente.

Se o aquecimento é interrompido, rápido o suficiente para permitir um tempo de resfriamento, a embreagem recupera a capacidade de transmitir torque desde que os revestimentos do disco da embreagem tenham degradado apenas superficialmente, devido à baixa condutividade térmica do material de fricção.

Dessa forma, as placas de pressão com espessura menor que 10 mm são críticas, segundo Drexel [9], pois podem deformar muito ou mesmo quebrar devido às tensões térmicas sofridas.

- **Destruição Térmica**

A embreagem é usada como um conversor de velocidade. Logo, se ela for usada por um período muito longo, a temperatura aumenta não apenas nas superfícies de contato, como também no interior dos revestimentos, causando a degradação térmica da parte orgânica do revestimento. Assim, o revestimento perde suas propriedades mecânicas, podendo comprometer o funcionamento da embreagem.

Nas correspondentes superfícies de contato, placa de pressão e volante do motor, podem ocorrer trincas térmicas e áreas com alterações na micro estrutura de perlítica para martensítica, ou seja, temperaturas maiores que 716°C. Esta situação é típica de aplicações em veículos pesados, ou seja, aplicação em usinas de cana de açúcar, mineradoras, madeireiras ou, até mesmo, em ônibus urbano em rotas muito severas.

- **Desgaste**

Se o revestimento orgânico apresenta uma durabilidade satisfatória, significa que as partidas do veículo não estão excedendo mais do que 2 segundos de deslizamento e a temperatura média nas superfícies de contato trabalha entre 80 a 90°C, e nunca excedem a

130°C, mesmo em tráfego urbano, onde ocorrem muitas partidas por quilômetro.

Se a operação do veículo levar a temperatura a valores acima de 150°C, a inclusão de algum sistema de resfriamento faz sentido, como um fluxo de ar, para melhor troca térmica do platô e isto deve fazer parte do projeto da embreagem.

3.19 Transmissões automatizadas

Frequentemente, a baixa durabilidade em campo, está muito relacionada com operações incorretas da embreagem, como, por exemplo, partidas em marchas mais fracas e rotações do motor muito altas. Atualmente, já existem embreagens automatizadas, tanto para veículos de passeios, como para comerciais.

A Figura 32 mostra alguns modelos de caixas de transmissão automatizadas para torques entre 850 Nm até 2.700 Nm para veículos comerciais.

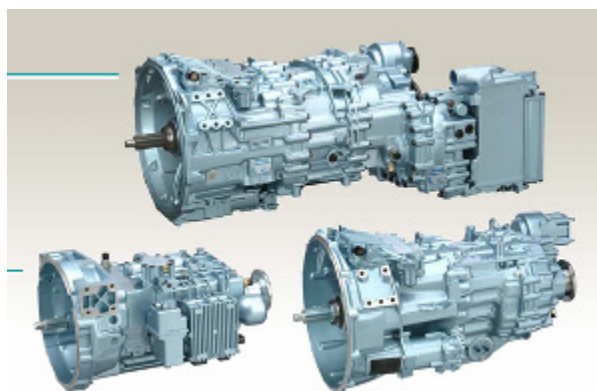


Figura 32 Caixas automatizadas AS TRONIC ZF
 Fonte: III, Seminário de *Powertrain* 2003, SAE Unicamp

As transmissões automatizadas consistem, basicamente, em não existir o pedal da embreagem e as trocas de marchas são realizadas através de um sistema de atuadores pneumáticos/hidráulicos, gerenciados eletronicamente.

Como pode ser visto na Figura 33, ao invés de ter a alavanca para mudança da marcha, e seleção é feita diretamente por cilindros

atuadores. Esta seleção pode ser feita diretamente pelo motorista ou pelo próprio sistema que seleciona as marchas no momento certo.

Conforme informado pelos principais fabricantes de caixas automatizadas, como a ZF e EATON, as vantagens da transmissão automatizadas são várias, tais como, menor consumo de combustível, menor desgaste da embreagem e da própria caixa de engrenagens, por decorrência das trocas de marchas ocorrerem sempre no seu ponto ótimo, através do gerenciamento eletrônico do veículo. O preço da transmissão automatizada situa-se entre a manual e a automática.

A transmissão manual, ou seja, a convencional, tem a embreagem e as trocas de marchas selecionadas pelo motorista. Já na transmissão automática, existe uma particularidade de não ter a embreagem e sim um conversor de torque, que tem a função basicamente equivalente à embreagem de acoplar e desacoplar o motor da transmissão, porém a forma de operar é bem diferente, pois trabalha através da pressão hidráulica exercida internamente, determinada pela posição do pedal do acelerador. A mudança de marcha é realizada através das combinações de engrenagens.

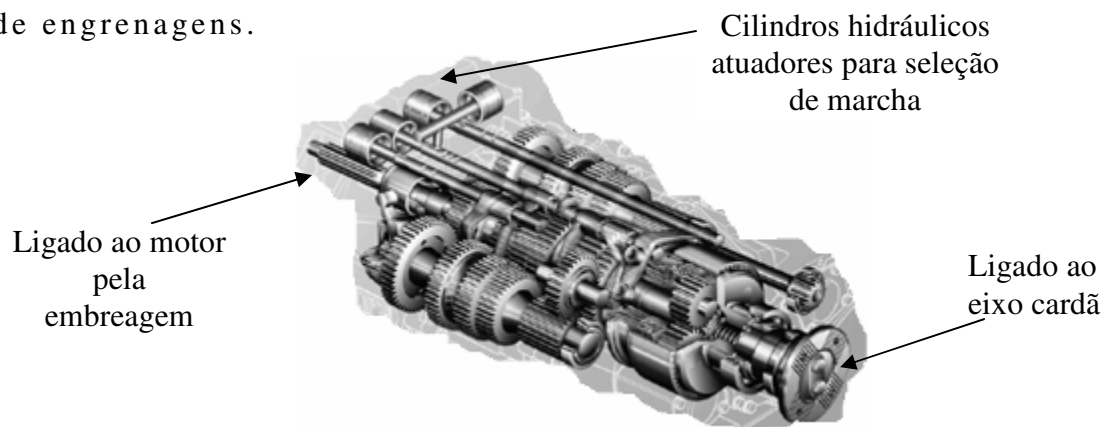


Figura 33 Esquema da caixa automatizadas AS TRONIC ZF
 Fonte: III, Seminário de *Powertrain* 2003, SAE Unicamp

4. VIBRAÇÃO LONGITUDINAL VEICULAR (*JUDDER*)

Trepidação (*judder*), segundo Drex1 [4], é o termo usado para uma considerável oscilação do veículo, durante a fase de sincronização entre o motor e transmissão, por meio da embreagem. Essa frequência é, aproximadamente, de 2,5 Hz para caminhões pesados e 14 Hz para veículos leves, que correspondem com as frequências naturais mais baixas do *driveline*.

A trepidação no veículo pode ser facilmente percebida pelo usuário quando a vibração longitudinal atingir acelerações maiores que 1 m/s^2 , ainda, segundo Drex1 [4], veículos com tração traseira e na marcha ré apresentam maior sensibilidade à trepidação.

De acordo com Albers e Herbst [17], existem duas possíveis causas para que ocorra o *judder*. A primeira causa decorre das vibrações autoinduzidas, essencialmente ligadas ao comportamento do atrito do revestimento da embreagem, ou seja, se o atrito diminuir com o aumento da velocidade relativa. A segunda está relacionada com a pressão induzida, ou seja, pelas flutuações da carga normal da embreagem, vibrações axiais do virabrequim do motor, desalinhamentos entre transmissão e motor, sistema de acionamento da embreagem e amortecimento axial do disco insuficiente. Entretanto, neste trabalho, será estudada apenas a primeira causa, visto que está mais relacionada com o comportamento do material de atrito.

Não é esperado que o revestimento cause trepidação quando novo, ou seja, na fase de assentamento. Normalmente, se ocorrer à trepidação, possivelmente, o veículo já deve ter rodado ao menos de 25 a 35 mil quilômetros.

Uma das situações em que o revestimento pode causar trepidação ocorre quando o veículo é submetido a um uso muito severo, como, por exemplo, sucessivas partidas numa subida de serra, estando este carregado. Neste caso, o termo é muito conhecido como *hot judder*. Este fenômeno ocorre devido às possíveis alterações tribológicas nas superfícies de contato.

Judder, segundo Drexl [4], é um dos mais sérios problemas relacionados à qualidade. Este é o termo usado para descrever quando a primeira frequência natural do *power train* é excitada no veículo e a vibração longitudinal pode ser sentida.

Segundo Drexl [4], a influência do revestimento na trepidação é, muitas vezes, negligenciada, e o *judder*, quase sempre, não é detectado nos testes no veículo, porque somente uma pequena porcentagem dos veículos irá apresentar problema de *judder*. Por esta razão, é absolutamente necessário que o nível de *judder* seja determinado e, estatisticamente confirmado durante o desenvolvimento do revestimento.

De acordo com Maucher [16], a curva do coeficiente de atrito do revestimento da embreagem é essencial para a transmissão de torque. As flutuações no coeficiente de atrito não influenciam em nada numa condição estacionária na força de transmissão, entretanto, na fase de acoplamento, podem influenciar, significativamente, no *judder*.

4.1 Modelo de vibrações autoinduzidas

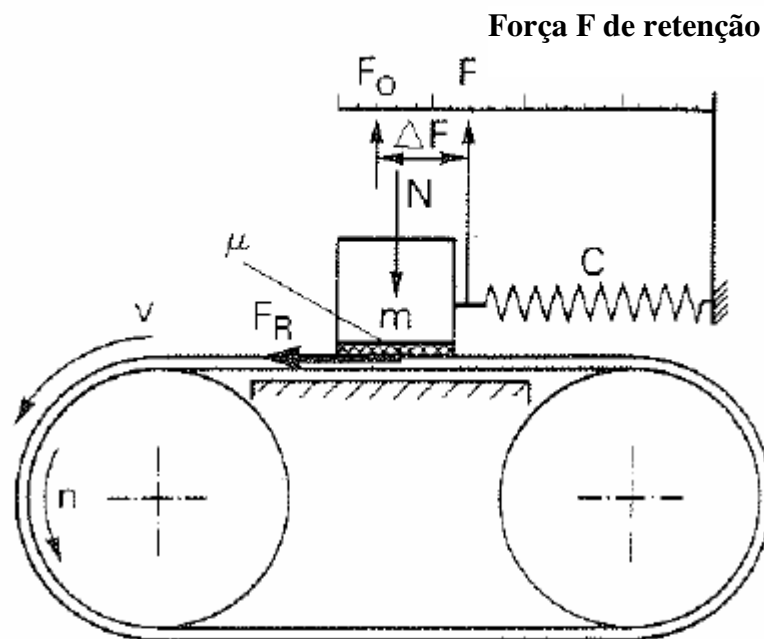
Na Figura 34, mostra-se um modelo clássico usado para a explicação das vibrações autoinduzidas, que segundo Albers e Herbst [17], são uma das possíveis explicações do fenômeno *judder*. O modelo utiliza como base a transição entre o coeficiente estático e dinâmico.

Um corpo de massa m é pressionado por uma força normal contra uma esteira conduzida por dois cilindros. O corpo é preso por uma mola elástica. Se a esteira está sendo conduzida a uma velocidade constante, o corpo, inicialmente, move sobre a esteira, conduzido pelo atrito estático, ou seja, não há movimento relativo entre esteira e corpo, gerando a força F_R .

Nessa situação, começa defletir a mola até alcançar a força máxima de atrito F_{R0} , e o corpo para de se mover, porém a esteira continua em movimento, mas, agora, há movimento relativo entre corpo e esteira. Nessa situação, o coeficiente de atrito muda de estático para dinâmico, assim a força de atrito diminui fazendo o corpo voltar para

sua posição de origem, diminuindo a velocidade relativa entre esteira e corpo, a tal ponto da velocidade relativa ir a zero. A partir daí, o coeficiente de atrito que passa atuar é o estático, repetindo o ciclo, ou seja, a esteira continua sempre em movimento, porém o corpo se desloca sem movimento relativo, esticando a mola novamente.

O processo se repete por si próprio, produzindo um movimento periódico de recuar e avançar o corpo. Este movimento acontece pela queda do coeficiente de atrito e com aumento da velocidade. Isto é um exemplo de vibrações autoinduzidas de fricção.



Máxima força de atrito

$$F_{RO} = N \cdot \mu_o$$

Mínima força de atrito

$$F_R = N \cdot \mu$$

$$\Delta F = F_o - F = N (\mu_o - \mu)$$

Figura 34 Efeito da diminuição de atrito num sistema vibratório
Fonte: Maucher [16]

4.2 O gradiente do coeficiente de atrito

Segundo Maucher [16], testar e avaliar o revestimento da embreagem, em relação ao *judder*, requer uma definição geral da dependência do coeficiente de atrito com a velocidade de deslizamento. Essa dependência é descrita por um gradiente de coeficiente de atrito.

Na equação 4.1 tem-se o cálculo do gradiente do coeficiente de atrito.

$$\mu' = \frac{\Delta \mu}{\Delta v} = \frac{\mu_2 - \mu_1}{v_2 - v_1} \text{ [s/m]}. \quad (4.1)$$

Se o coeficiente de atrito aumentar com a velocidade de deslizamento, $\mu' > 0$ o gradiente de coeficiente de fricção será positivo, se, $\mu' < 0$, o gradiente será negativo e, $\mu' = 0$, será descrito conforme a lei de Coulomb.

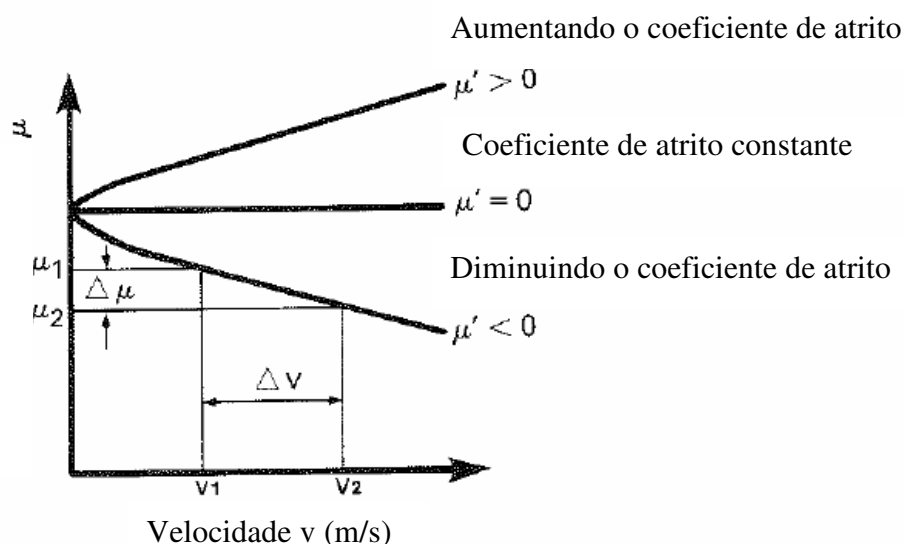


Figura 35 Gradiente do coeficiente de atrito μ'
Fonte: Maucher [16], pag 5.

4.3 Limites de gradientes para causar trepidação

Segundo Albers e Herbst [17], uma explicação para a vibração autoinduzida ocorre quando o coeficiente de atrito diminui durante a fase de acoplamento, com aumento da velocidade de deslizamento na face de contato.

Na Figura 36, mostram-se algumas referências de gradiente de coeficiente de atrito, quanto à sensibilidade de causar trepidação (*Judder*).

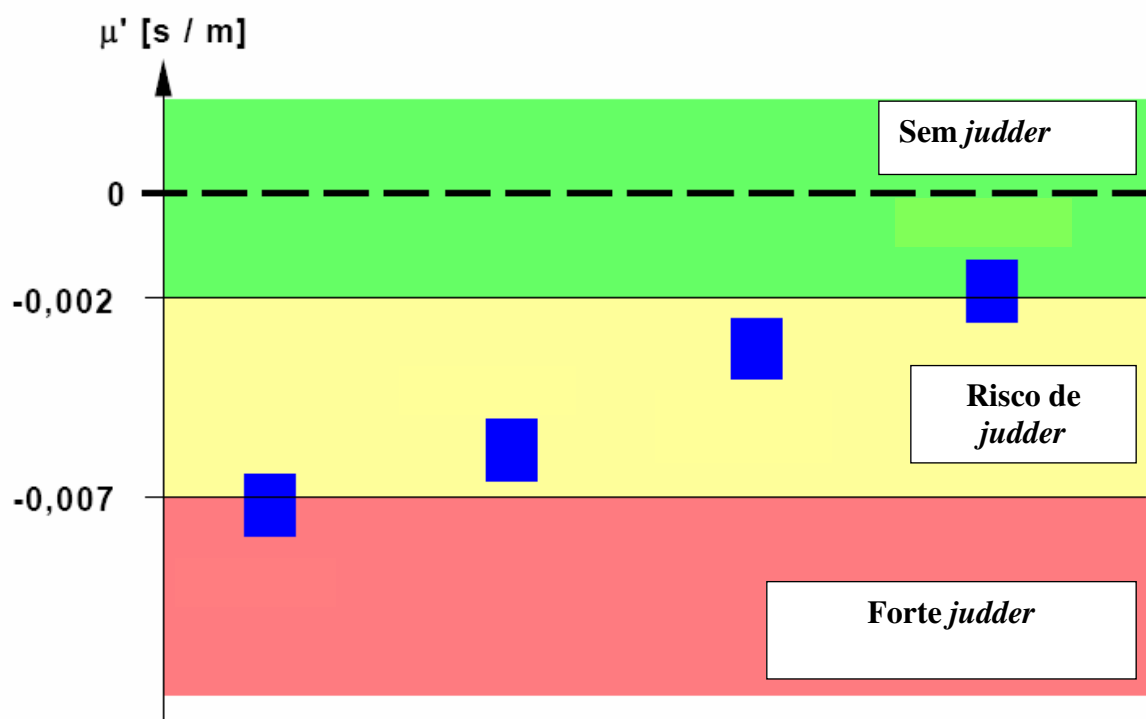


Figura 36 Limite para gradientes do coeficiente de atrito μ'
Fonte: Albers e Herbst [17], pag 9

Segundo Albers e Herbst [17], o *judder* é uma oscilação do torque na fase de deslizamento da embreagem em torno da primeira frequência natural do *driveline*, que para veículos de passageiros se encontra entre 8 a 12 Hz e a velocidade do motor entre 480 a 720 rpm.

As rodas do veículo convertem as vibrações torcionais do *driveline* na direção longitudinal, que pode ser sentida no assento do veículo, causando desconforto aos ocupantes.

Alberts e Herbst [17] mencionam que na faixa de ressonância do *driveline*, numa transmissão de torque de 500 Nm, esse poderá excitar e causar uma desagradável trepidação, apenas com uma variação na amplitude do torque de 0,2%, ou seja, 1 Nm. A variação do torque está relacionada às vibrações autoexcitadas, que ocorrem quando o coeficiente de atrito diminui com aumento da velocidade, ou seja, um gradiente negativo de atrito.

Segundo Alberts e Herbst [17], atualmente, existem revestimentos com gradientes positivos, que teriam menos propensão a causar trepidação, mas que na prática, em certas aplicações, existe um potencial de se obter gradientes negativos, devido aos fatores operacionais da embreagem.

Por outro lado, não existe *driveline* sem amortecimento, portanto mesmo que o revestimento apresente algum nível de gradientes negativos de atrito, pode-se não observar *judder* no veículo. Entretanto, a situação pode se agravar, ou seja, ocorrer trepidação caso ocorra alguma contaminação na embreagem, como óleo ou água nas faces de contato da embreagem.

4.4 Modelo de vibração de um veículo

Segundo Maucher [16], pode-se simplificar um modelo de vibração veicular para estudar as questões físicas do *judder*, conforme Figura 37, onde a inércia do disco da embreagem e da transmissão é representada por J , conectado ao veículo de inércia J_V , através de uma mola K e de um amortecimento C . J_V (veículo) é considerado infinito quando comparado com J . J_M é a inércia do virabrequim, volante do motor e platô da embreagem, conectada a J , por meio de um momento $M(\theta)$.

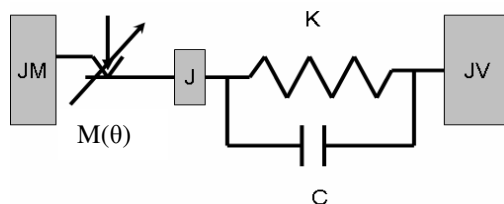


Figura 37 Modelo simplificado de um veículo para estudo do *judder*
Fonte: Maucher [16]

A equação 4.2 diferencial descreve o modelo proposto conforme Figura 37.

$$J\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = M(\theta) = F \times rm \times (\mu_0 + \mu' \times \dot{\theta}) \quad (4.2)$$

Assim, o comportamento de vibração de um *driveline*, simplificado, é influenciado pelos seguintes fatores:

- Gradiente do coeficiente de atrito μ' (taxa de variação do atrito pela velocidade).
- μ_0 Atrito para velocidade aproximadamente zero
- Amortecimento C
- Inércia J
- Rigidez K do *drivetrain*
- F Força normal da mola membrana
- θ Deslocamento angular
- $M(\theta)$ Momento da embreagem
- R_m Raio médio calculado pela equação (3.14)

A Figura 38 mostra uma simulação em forma de matriz, da influência do amortecimento C e o gradiente de atrito nas vibrações torcionais. Observa-se que para altos amortecimentos, a influência dos gradientes de atrito negativo não é muito significativa nas vibrações. No entanto, para baixos amortecimentos, pequenos gradientes de atrito negativo já apresentam altas vibrações.

Assim, observa-se, claramente, que para o fenômeno *judder*, o amortecimento do *drivetrain* de um veículo tem uma forte influência no *judder*. Segundo Alberts [17], a faixa de amortecimento dos *drivetrain* de veículos atuais está entre 0,05 e 0,10Nms

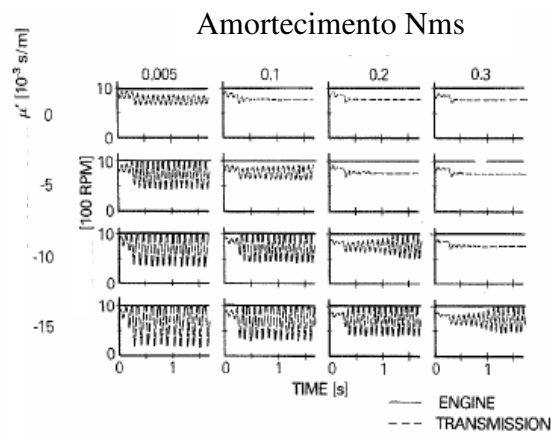


Figura 38 Influência do amortecimento e gradiente de atrito nas vibrações
 Fonte: Maucher[16], pag 7

Outra influência nas vibrações, conforme Maucher [16], está relacionada à força normal da embreagem. A Figura 39 mostra um gráfico onde se tem o amortecimento C , o gradiente do atrito e variação da força normal. Para gradientes de atrito positivo, $\mu' > 0$, nunca ocorre o *judder*. No entanto, se $\mu' < 0$, nota-se, claramente, que o *judder* ocorre mesmo com o aumento da força normal.

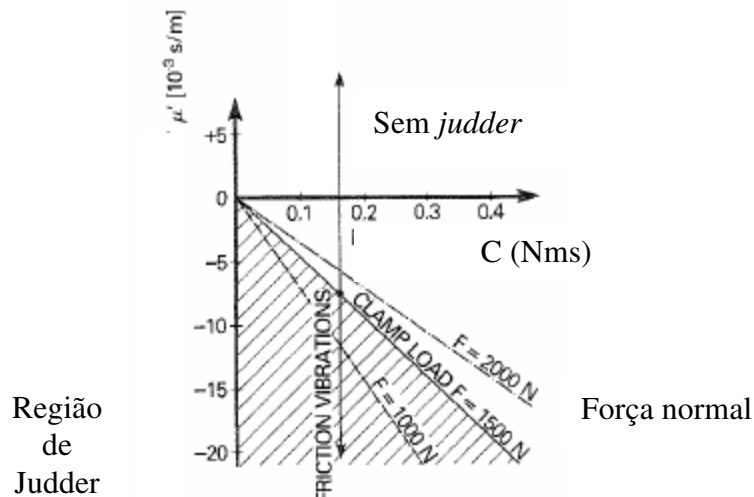


Figura 39 Influência das vibrações com a carga normal da embreagem
 Fonte: Maucher [16], pag 8

A Figura 40 mostra a influência das molas torcionais e o momento de inércia do disco da embreagem. Se admitido constante o gradiente de atrito e o amortecimento, conforme Maucher [16], pode-se esperar notáveis melhorias de *judder*, através das alterações das molas torcionais e da inércia dos discos de embreagens, reduzindo os picos de amplitudes das rotações.

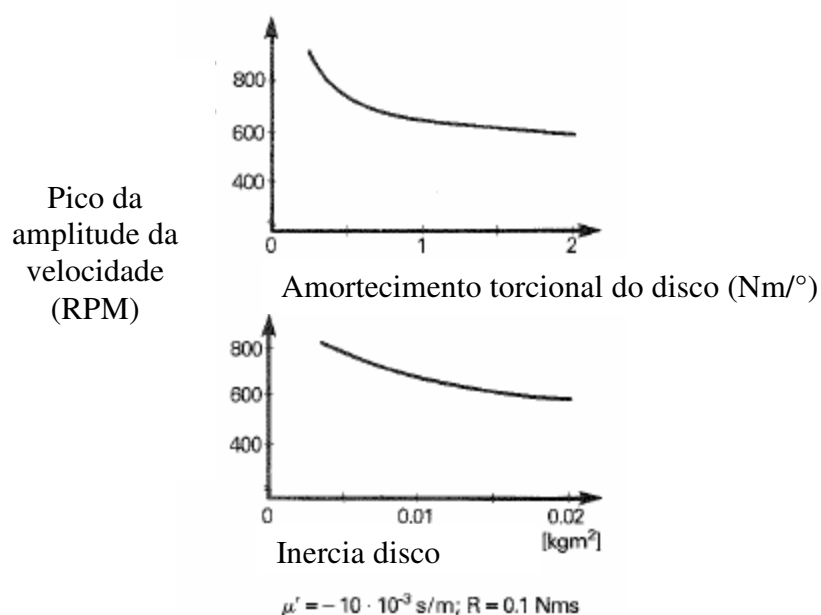


Figura 40 Amplitude da velocidade em função das molas torcionais e momento de inércia do disco de embreagem .

Fonte: Maucher[16], pag 9

A Figura 41 mostra uma situação em que $\mu' = 0$, ou seja, gradiente neutro. No entanto, as vibrações podem ocorrer devido a um disco que não está paralelo a placa de pressão da embreagem, o que resulta em uma força normal pulsante na frequência da velocidade diferencial entre o motor e a transmissão. Assim, a Figura 41 mostra uma condição onde a carga normal é de 1500N, com uma oscilação de $\pm 5\%$. A velocidade diferencial corresponde à velocidade de ressonância do *drivetrain*. A magnitude da amplitude de ressonância depende do fator de amortecimento.

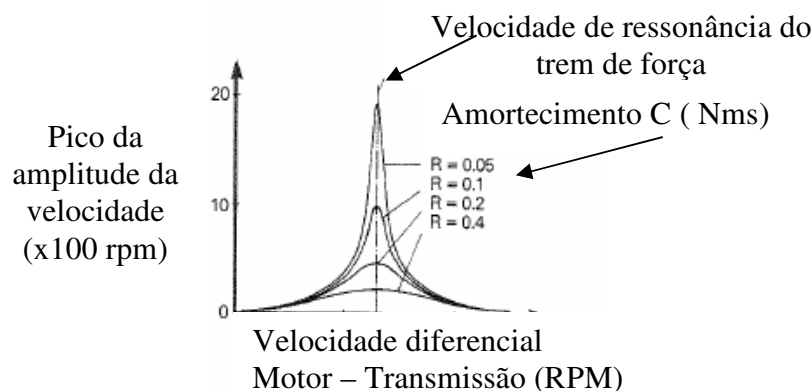


Figura 41 Vibração torsional excitada pela flutuação da carga normal
Fonte: Maucher [16], pag 10

4.5 Modelo do banco de provas para determinar o gradiente de atrito

Segundo Maucher [16], testes padrões usados em desenvolvimentos de revestimentos, ou seja, dinamômetros tradicionais, não são apropriados para determinar o gradiente de atrito devido às flutuações de velocidades que ocorrem na frequência de aproximadamente 10 Hz, o que dificulta determinação do comportamento do atrito de forma mais precisa. Ressalta-se que as frequências naturais mais baixas de *drivelines*, para veículos leves, situa-se em torno de 10Hz.

Assim, para determinar, especificamente, a influência no judder, do material de fricção, pode-se recorrer a um banco de testes projetado para este propósito.

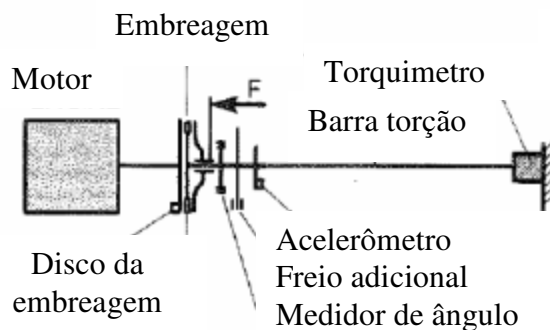


Figura 42 Teste padrão para vibração torsional
Fonte: Maucher [16], pag 11

A embreagem é acionada através de um motor elétrico e o disco da embreagem é engatado numa longa barra de torção de aproximadamente quatro metros de comprimento e 15 mm de diâmetro, a qual simula a elasticidade torcional de um *driveline*. Existem sensores que medem o ângulo e aceleração torcional. Um freio adicional é utilizado como um amortecimento no caso das oscilações divergirem. A barra é rigidamente presa na ponta onde é medido o torque. A carga normal do platô é ajustada através de células de carga.

A rigidez K da barra corresponde, aproximadamente, à de um *driveline* de um carro compacto de passeio. A inércia J inclui o disco da embreagem e a transmissão.

Assim, basicamente, o teste consiste em estabelecer os parâmetros de rigidez, inércia e amortecimento do banco. Para excitar a barra de torção, utiliza-se um motor elétrico e um sistema de acionamento da embreagem. Na excitação da barra, a embreagem é acoplada por alguns instantes, onde o comportamento do atrito do material, que esta em função da velocidade de deslizamento e temperatura nas faces de trabalho, tem forte influencia no teste, na seqüência a embreagem é desacoplada, deixando a barra oscilar de acordo com o amortecimento do banco do banco de provas.

5. MODELAGEM DO BANCO DE PROVAS E DO VEÍCULO

5.1. Banco de provas de *judder*

A Figura 43 mostra um banco de provas para teste de *judder* em laboratório cuja principal finalidade é caracterização de materiais de fricção.

Esse modelo de banco de provas de *judder* tem sido utilizado pelos principais fabricantes do revestimento da embreagem há, pelo menos, 10 anos, principalmente durante a fase de desenvolvimento de novos materiais de fricção.



Figura 43 Banco de provas da ZF Sachs na Alemanha para teste de *judder*

Para um melhor entendimento desse banco de provas, a Figura 44 mostra um esquema com as principais partes. Ainda, como parte importante deste banco, tem-se o *software* de controle e aquisições de dados, bem como, toda parte elétrica de potência.

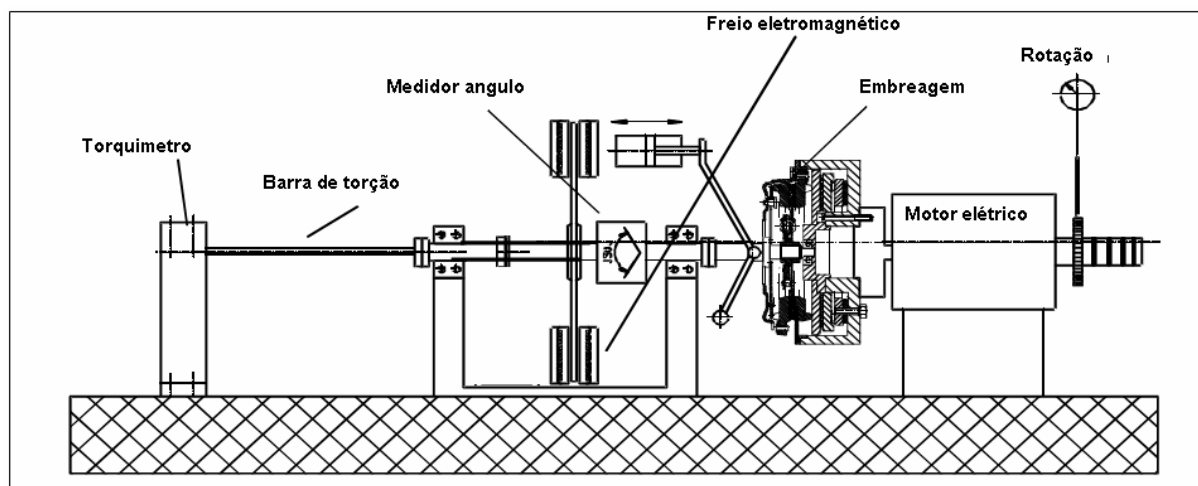


Figura 44 Representação esquemática do banco de provas de *judder*
 Fonte: ZF Sachs *Judder test Procedure*

Essencialmente, o teste consiste em determinar a sensibilidade do revestimento em excitar um *driveline* em várias condições de velocidade e temperatura. São realizados, ao todo, 60 mil engates na embreagem para avaliação do comportamento de atrito nas rotações de 200, 500 e 800 rpm, porém neste trabalho só será considerada, para efeito comparativo, a rotação de 500 rpm, pois, experimentalmente, é a rotação que tem mostrado maior coerência nos resultados com o veículo.

O banco de provas avalia o comportamento do revestimento nas temperaturas de 60, 150 e 250°C aproximadamente.

Para se determinar a sensibilidade ou a propensão do revestimento excitar o *driveline*, calcula-se o fator de amortecimento, que consiste na diferença entre o amortecimento, devido à excitação da barra de torção provocada pelo atrito do disco da embreagem, num deslizamento de aproximadamente dois segundos e da resposta da vibração torcional da barra, sem a influência da embreagem, conforme pode ser observado na Figura 45.

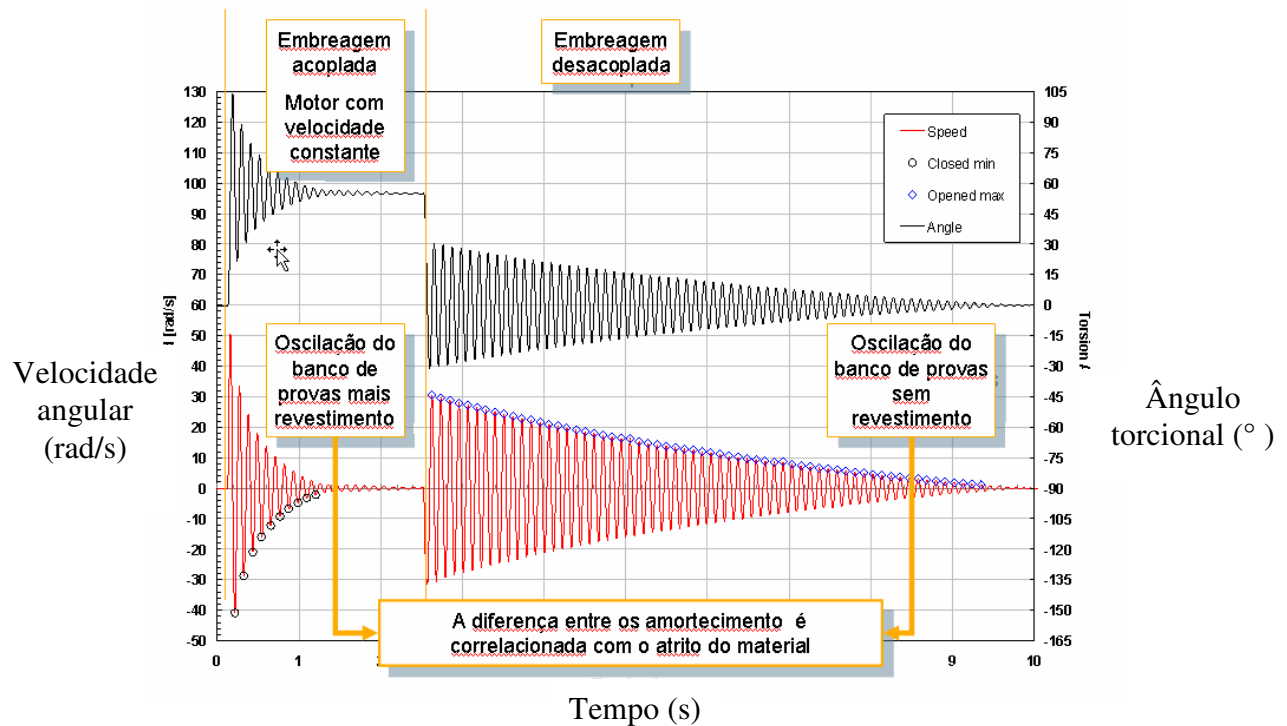


Figura 45 Teste *judder* no banco de provas

O equacionamento de excitação da máquina com a embreagem acoplada segue conforme equação 4.2 do item 4.4.

Para condição da embreagem desacoplada, ou seja, sem a influência da embreagem, a barra de torção oscila por si própria, onde o amortecimento C é apenas da própria máquina, seguindo a equação 4.2.

$$J\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = 0$$

A Figura 46 mostra um decremento logarítmico do amortecimento da barra após ser excitada pela embreagem. O decremento logaritmo representa a taxa de redução da amplitude de uma vibração livremente amortecida. É definida como o logaritmo natural entre duas amplitudes sucessivas.

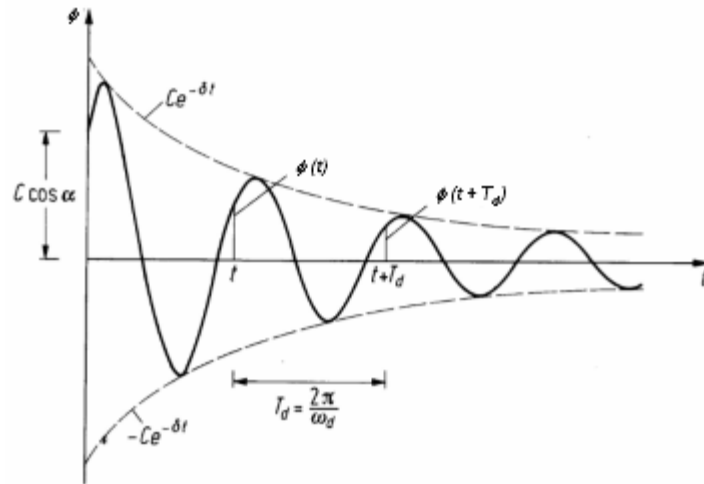


Figura 46 Decremento logarítimo de uma vibração

5.2 Demonstração do cálculo do fator de amortecimento do revestimento

A partir da equação diferencial,

$$J\ddot{\theta} + C_{maq}\dot{\theta} + K\theta = 0 \quad , \text{ condição inicial não nula} \quad (5.1)$$

A equação de posicionamento angular será:

$$\theta(t) = Ce^{-\delta t} \cos(\omega_d t - \alpha) \quad (5.2)$$

pode-se determinar um fator de amortecimento da máquina C_{maq} , derivando $\ddot{\theta}, \dot{\theta}, \theta$ da equação 5.2, substituindo na equação 5.1 e determina-se o decremento logarítimo na equação 5.3.

$$\delta = \frac{C_{maq}}{2J} \quad (5.3)$$

Para determinar a amplitude C de oscilação da barra, é usada a equação,

$$C = \frac{\theta(t)}{\theta(t + T_d)} = e^{\delta T_d} \quad (5.4)$$

Aplicando-se o logaritmo nos dois membros da equação 5.4, tem-se:

$$\ln \frac{\theta(t)}{\theta(t + T_d)} = \delta T_d \quad (5.5)$$

Substituindo δ da equação 5.3 (decremento logaritmo da oscilação) na equação 5.5 e fazendo $T_d=1/f_d$, tem-se:

$$\ln \frac{\theta(t)}{\theta(t+T_d)} = \delta T_d = \frac{C_{maq}}{2J} \cdot \frac{1}{f_d} \quad (5.6)$$

Finalmente, isolando C_{maq} , tem-se:

$$C_{maq} = 2J f_d \ln \frac{\theta(t)}{\theta(t+T_d)} \quad (5.7)$$

A equação 5.7 permite calcular o amortecimento da máquina nas situações com a embreagem acoplada e desacoplada.

Portanto, o fator designado por R será a diferença de amortecimento da máquina com e sem a influência da embreagem. Este fator será um indicador se o revestimento da embreagem terá propensão a excitar ou não um *driveline* de um veículo.

$$R_{(revestimento)} = - (C_{maq \text{ acoplada}} - C_{maq \text{ desacoplada}}) \quad (5.8)$$

Para todas as simulações computacionais realizadas, foram utilizados os conhecidos parâmetros do banco de provas de *judder*.

- J – Inércia= 0,035 Kgm²
- F_d – Frequência 9 Hz
- K – Rigidez da barra = 100 Nm/rd
- C_{maq} – Fator de amortecimento do banco de provas de 0,033Nms, podendo chegar até 0,363 Nms; limite de projeto

O fator C_{maq} , é variável conforme o nível de oscilação da barra, ou seja, se a barra oscila de forma divergente, o fator de amortecimento

do banco é aumentado em 0,033 Nms, assim, sucessivamente, até 0,363 Nms, onde a oscilação deverá convergir.

Para materiais que apresentam baixa sensibilidade a *judder*, o fator R deve ser menor do que 0,10 Nms, pois, conforme mencionado por Alberts e Herbst [17], entre 0,05 a 0,10 Nms, tem-se uma faixa experimental de amortecimento para as transmissões veiculares. Assim, se um revestimento apresenta um fator acima de 0,10 Nms, pode ocorrer a excitação do *driveline*.

5.3 Determinação do gradiente do atrito do revestimento

Conforme visto anteriormente, conhecer o comportamento do gradiente do atrito é fundamental para a determinação da sensibilidade do material quando ao *judder*, ou seja, pode-se verificar se o gradiente é positivo em relação à velocidade diferencial, o que seria um material sem propensão a *judder*, ou se gradiente é negativo, o indicaria propensão a *judder*, dependendo do valor do gradiente.

Assim, para determinar este comportamento do coeficiente de atrito, em várias condições de temperatura, foi utilizado um dinamômetro inercial de durabilidade do laboratório de testes funcionais, modelo KDK24, de fabricação da empresa Alemã Sincotec, conforme pode ser observado na Figura 47.

Este dinamômetro funciona, basicamente, com um motor elétrico AC de 75 CV, com controle de velocidade por inversor de frequência, inércias cambiáveis para simulações das condições de trabalho da embreagem, medição de temperatura na placa de pressão, a medição de torque, através de um torquímetro de alta tecnologia, diretamente no eixo motriz, numa taxa de amostragem de 50 pontos por segundo.

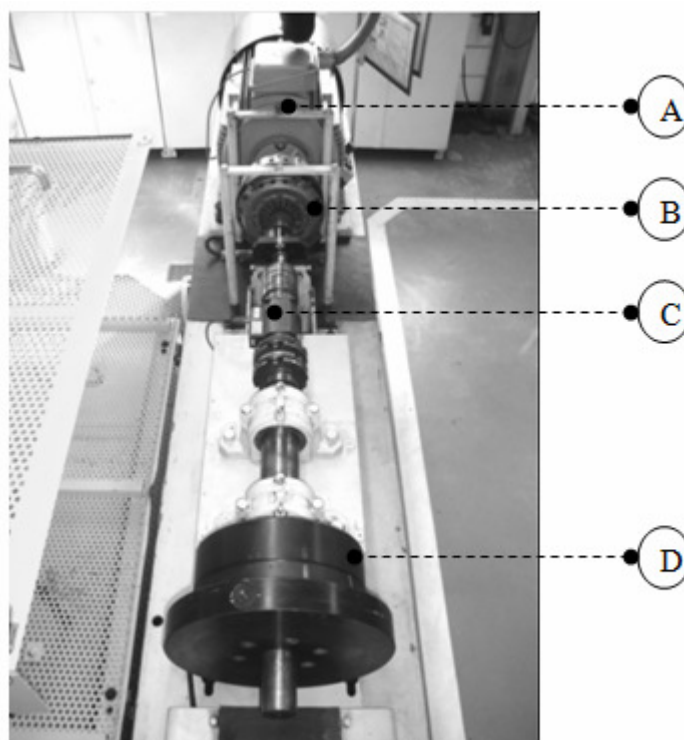


Figura 47 Dinamômetro de testes do laboratório (ZF Sachs Brasil)

A – Motor elétrico, B-Embreagem de teste, C-Torquímetro, D-Massas inerciais

As condições de desgaste da embreagem para determinar posteriormente o gradiente de atrito foram de 0,4 a 0,6 mm do disco, representando aproximadamente de 30% a 40% da vida útil da embreagem, realizados em 2 dias de testes no dinamômetro.

Os parâmetros principais do banco de prova foram de inércia 2,0 Kgm², 1500 rpm para rotação do motor elétrico, força da mola membrana 1800Nm +/- 200 Nm, revestimento padrão com diâmetros externos de 200 mm, interno 134 mm e espessura de 3,5 mm.

O teste foi controlado com a temperatura inicial do engate em 170°C, dissipando uma energia por engate de 25KJ e acumulando 74MJ nos 3.000 engates.

Foram avaliados os gradientes de atrito nas temperaturas de, aproximadamente, 60°C, 150°C e 250°C, bem como, após o resfriamento da embreagem, ou seja, após um *stress* térmico. Essas temperaturas foram escolhidas, conforme recomendações definidas no procedimento interno de testes no banco de provas de *judder*. Para uma maior representatividade dos gradientes do atrito, foram realizadas 100

engates, para cada condição de temperatura mencionada e calculado o gradiente médio do atrito.

A Figura 48, abaixo, mostra um exemplo de uma partida no dinamômetro, onde a linha verde é a rotação do motor elétrico, a linha azul a rotação da inércia e do disco da embreagem, a linha vermelha a medição do torque e a linha marrom a temperatura na placa de pressão do platô, a 4 mm abaixo da face de atrito.

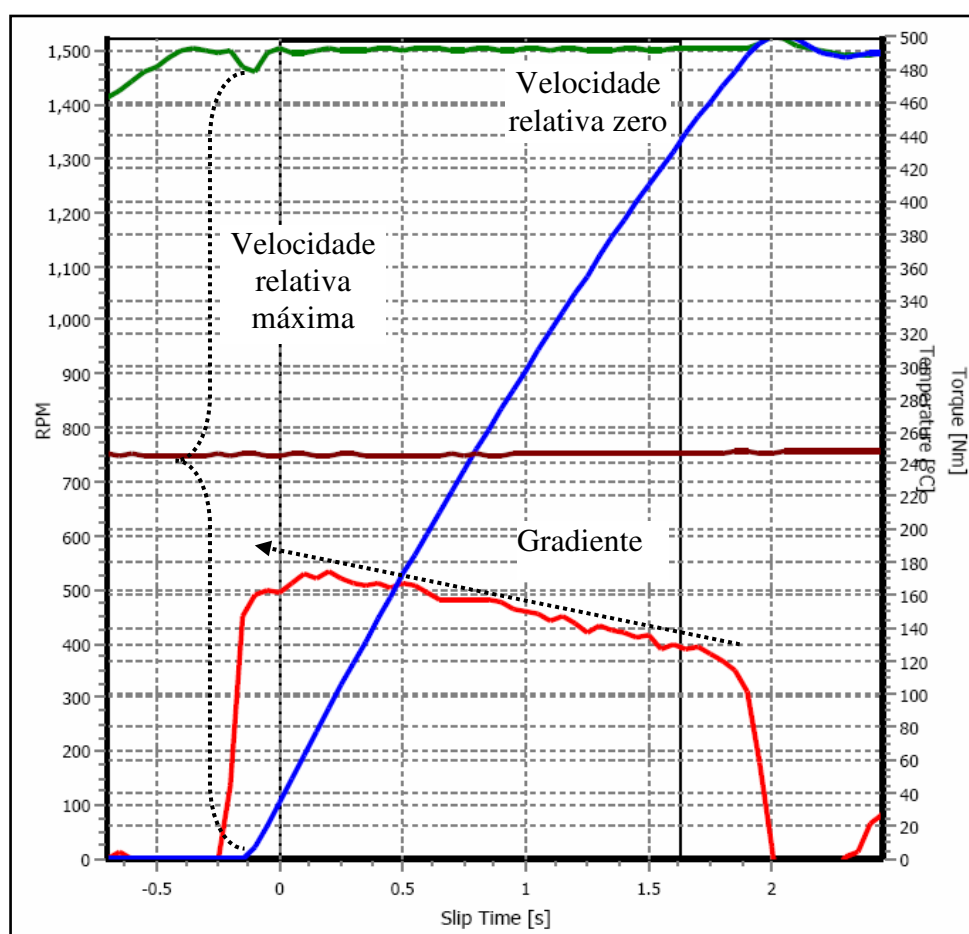


Figura 48 Exemplo de uma partida no dinamômetro KDK24

Para calcular o gradiente de atrito, determina-se o coeficiente angular da curva de torque da Figura 48, entre velocidade zero até a máxima, conforme o sentido da seta da Figura 48.

Apesar dos vários modelos de atrito dinâmicos, na revisão bibliográfica, o que melhor descreve o comportamento do revestimento orgânico da embreagem é o atrito viscoso, visto no capítulo 3 item 3.9, Modelo Coulomb_Viscoso. Isso ocorre porque o atrito do revestimento tem uma forte dependência da velocidade relativa de trabalho.

Por exemplo, calculando o atrito entre a velocidade relativa zero e a máxima (1500 rpm), conforme equação 3.11, e considerando uma força da mola 1700N, obtem-se a equação $\mu = 0,418 + 0,013V$, onde V é a velocidade relativa em m/s e 0,013 o coeficiente angular da reta, que é o gradiente de atrito.

Nesse exemplo, o gradiente é positivo, pois o atrito aumenta com o aumento da velocidade relativa, ou seja, nesta condição, o material não teria propensão a *judder*.

5.4 Simulação numérica do Banco de Testes *Judder*

Para a simulação numérica do banco de provas, a empresa ZF, na Alemanha, forneceu os parâmetros do banco de testes, tais como, inércia do disco da embreagem, rigidez da barra de torção e o critério do amortecimento. Com base nessas informações e nos modelos de atrito determinados pelo procedimento mencionado no item 5.3, foi desenvolvido um algoritmo no Matlab, para resolver a equação diferencial 4.2 e o cálculo do fator de amortecimento do revestimento através das equações 5.7 e 5.8.

Para a solução dessa equação diferencial, foi utilizado o método de integração *ode 45*.

A função *ode 45* do Matlab é baseada num modelo de integração numérica Runge-Kutta (4 a 5 ordem), passo fixo de 0,001 s. De uma maneira geral, a função *ode 45* foi à melhor solução como método de integração encontrada.

Um aspecto importante é o amortecimento variável que o banco de provas *judder* trabalha. Na realidade, existe um amortecimento elétrico magnético (*Eddy Current Brake*) que atua como um dissipador de energia. Assim, se os sensores de deslocamento percebem que a barra começa oscilar de forma divergente, a fim de evitar um dano maior ao equipamento, o engate é interrompido e, de forma automática, o fator de amortecimento é aumentado. Isso pode ocorrer por até onze vezes, que é o limite para o qual a máquina foi projetada.

No modelo numérico, foi claramente percebido esse fenômeno, principalmente para gradientes negativos de atrito, sendo necessário, também, aumentar ou diminuir o fator de amortecimento conforme a necessidade.

Tanto no banco de teste, como no modelo numérico, o fator de amortecimento inicia-se em 0,033 Nms.

O gráfico 49 mostra uma simulação numérica de uma situação de divergência ou instabilidade, devido ao gradiente negativo de atrito, o que na prática poderia implicar em algum dano ao equipamento, caso não houvesse o controle do amortecimento. Nesse caso, foi utilizado um fator de amortecimento de 0,066 Nms, o que não foi suficiente. Na Figura 50 mostra a convergência da oscilação devido ao aumento do amortecimento do sistema.

Para as simulações numéricas, foram utilizados os seguintes parâmetros constantes:

- Inércia disco da embreagem e barra 0,035Kgm²
- Rigidez 100 Nm/rd
- Modelo de atrito $\mu=0,50 - 0,003 \cdot V$
- Rotação 500 rpm
- Força normal de 1800 N
- Raio médio da embreagem 0,0845 m

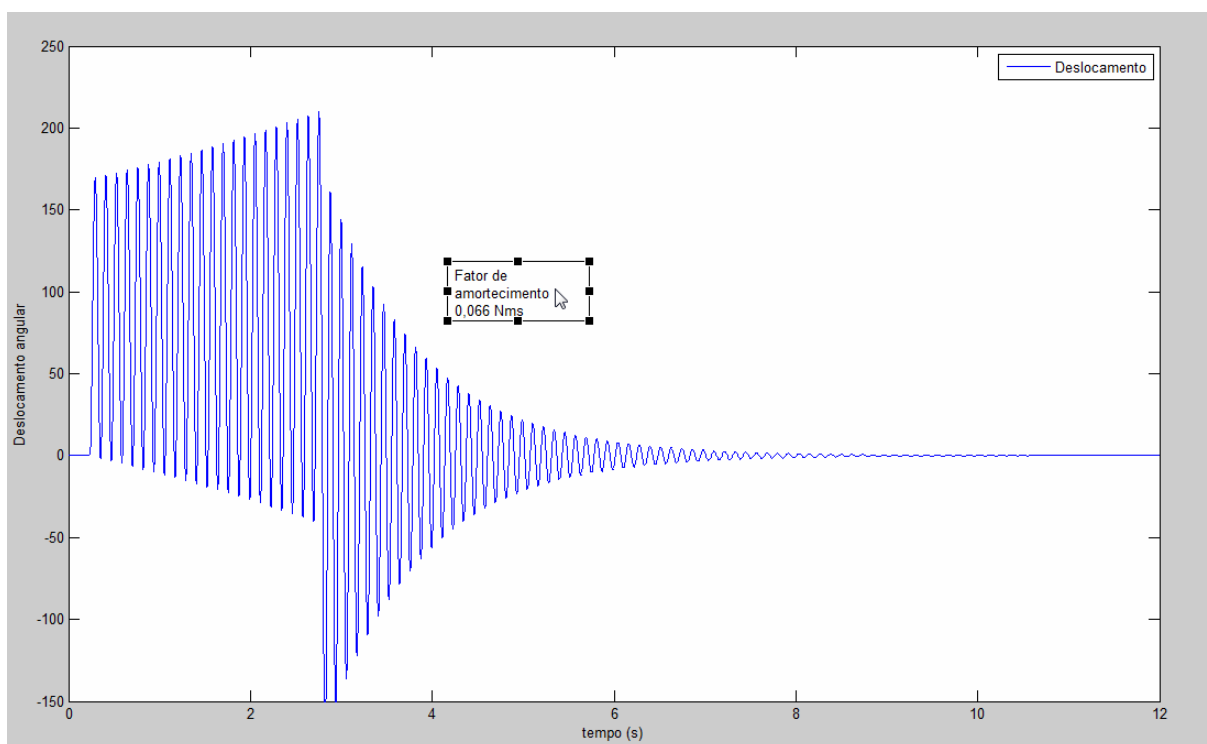


Figura 49 Exemplo de uma simulação divergente

A Figura 50 mostra que se o fator de amortecimento aumentar para 0,231 Nms, a oscilação converge.

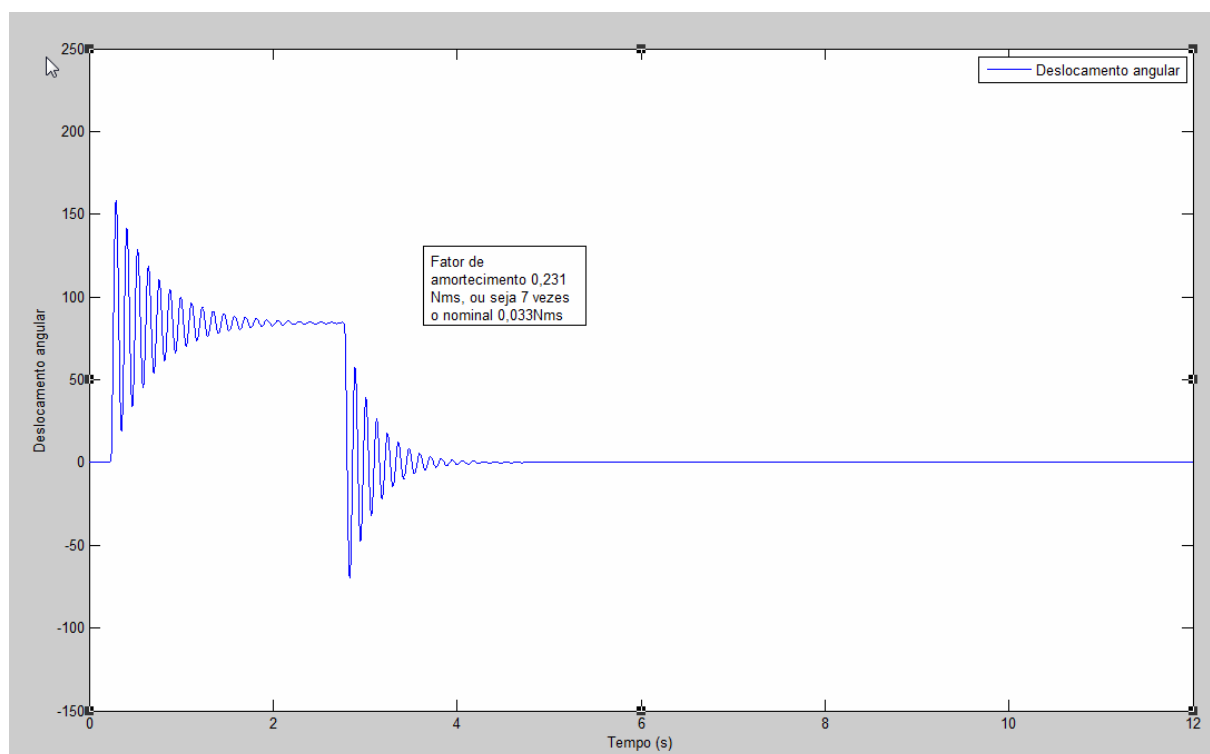


Figura 50 Exemplo de uma simulação estabilizada

O modelo numérico simula a condição de excitação, ou seja, quando ocorre o acoplamento com a velocidade constante do motor elétrico a 500 rpm e neste momento o disco de embreagem excita a barra de torção, até um certo ângulo, conforme a característica de atrito do material de fricção. Após aproximadamente de 1 a 2 segundos, a embreagem é desacoplada e a barra passa a oscilar livremente independente da embreagem e do motor elétrico.

A Figura 51 ilustra, graficamente, o deslocamento angular e velocidade da barra nas duas condições, ou seja, com a embreagem acoplada e desacoplada. Nas duas condições de excitação, são calculados os coeficientes de amortecimento e, finalmente, determina-se o amortecimento do material que será a diferença entre a embreagem acoplada e desacoplada.

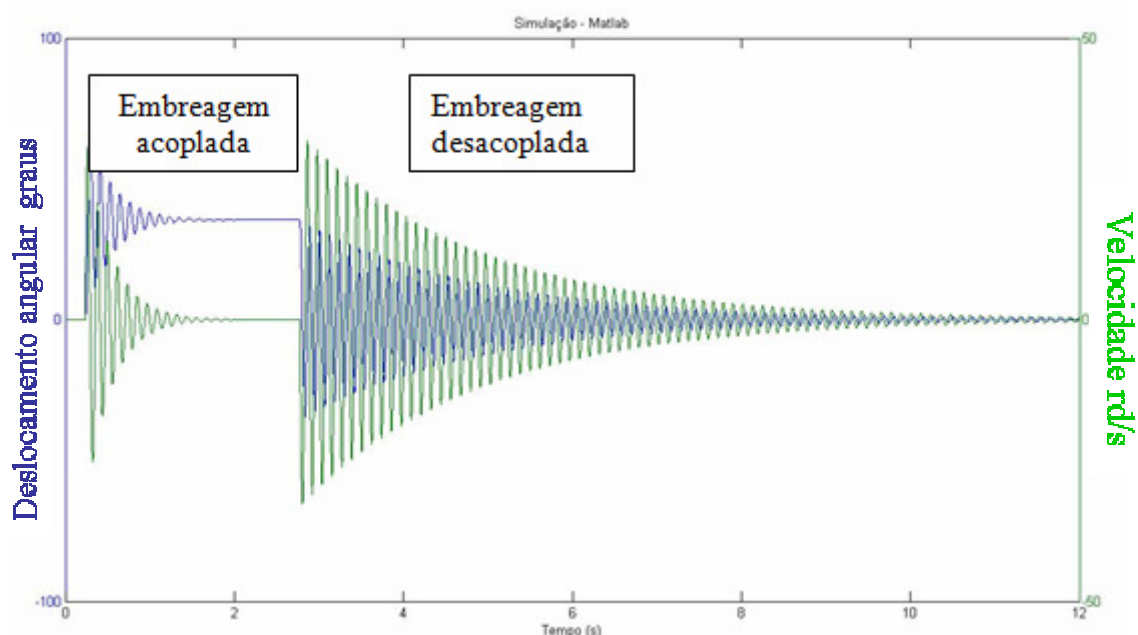


Figura 51 Simulação numérica de uma partida do banco de provas *judder*

5.5 Modelo numérico veicular com cinco graus de liberdade

Para uma caracterização e melhor entendimento do *judder* no veículo, conforme Crowther [18] menciona, esse fenômeno pode ser investigado numericamente, através de um modelo matemático, com 4 ou mais graus de liberdade torcional do *powertrain*, onde o nível do *judder* pode ser avaliado pelo gradiente do coeficiente de atrito em relação a velocidade diferencial entre motor e transmissão.

Assim, foi desenvolvido um modelo numérico, que consiste em cinco massas inerciais rotativas, de deslocamento, velocidade e aceleração $\ddot{\theta}, \dot{\theta}, \theta$, respectivamente, conforme Figura 52, conectadas por elementos de rigidez, amortecimento e contato por fricção.

Na inércia, J1 representa o motor, volante e platô. A primeira e a segunda inércia J2 estão conectadas pelo Torque da embreagem. Esse elemento será essencial na simulação, pois na realidade é o torque que a embreagem irá transmitir. Além do raio médio e força normal, o torque dependerá do comportamento do coeficiente de atrito, que é descrito, essencialmente, em função da velocidade diferencial entre motor e transmissão.

A segunda inércia J2 (embreagem) será conectada por uma rigidez k_1 , (rigidez torcional do disco da embreagem), com a terceira inércia J3 (transmissão). Entre a terceira J3 e quarta inércia J4 (diferencial), será conectada por uma rigidez K_2 , que representa o eixo cardã. Entre a inércia quatro J4 e cinco J5 (veículo), existe a rigidez K_3 (Semi-eixo). Serão considerados, para efeito da modelagem, os elementos de dissipação de energia C_1, C_2 e C_3 , um torque constante T de entrada.

Será analisada na simulação, a aceleração longitudinal A para avaliação do nível de trepidação que poderia atingir o veículo, dependendo dos parâmetros de simulação e comparado com os valores reais medidos de acelerações no veículo, quando ocorre o *judder*.

5.5.1 Equacionamento do modelo na fase de deslizamento

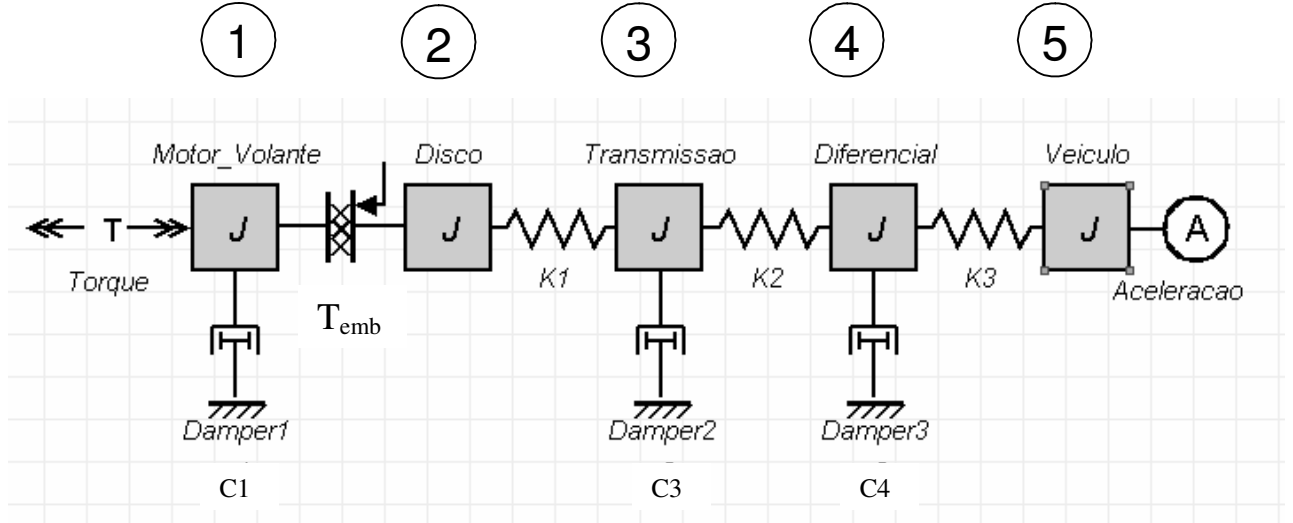


Figura 52 Modelo sistema de trem de força com 5 graus de liberdade

Serão assumidas as seguintes condições: $\theta_1 > \theta_2 > \theta_3 > \theta_4 > \theta_5$, T torque constante de entrada e T_{emb} é o torque transmitido pela embreagem, seguindo a equação 5.9.

$$T_{emb} = i \times F \times rm \times (\mu_0 + \mu' \times \dot{\theta}) \quad (5.9)$$

Onde: i, rm, F já definidos em 3.11, μ' é o gradiente do atrito, $\dot{\theta}$ é a velocidade relativa entre motor e transmissão.

$$\text{Inércia J1: } J_1 \ddot{\theta}_1 = T - T_{emb} - C_1 \dot{\theta}_1 \quad (5.10)$$

$$\text{Inércia J2: } J_2 \ddot{\theta}_2 = T_{emb} - K_1(\theta_2 - \theta_3) \quad (5.11)$$

$$\text{Inércia J3: } J_3 \ddot{\theta}_3 = K_1(\theta_2 - \theta_3) - K_2(\theta_3 - \theta_4) - C_3 \dot{\theta}_3 \quad (5.12)$$

$$\text{Inércia J4: } J_4 \ddot{\theta}_4 = K_2(\theta_3 - \theta_4) - K_3(\theta_4 - \theta_5) - C_4 \dot{\theta}_4 \quad (5.13)$$

$$\text{Inércia J5: } J_5 \ddot{\theta}_5 = K_3(\theta_4 - \theta_5) \quad (5.14)$$

5.5.2 Equacionamento do modelo acoplado

Nesta situação, com a embreagem acoplada, o torque do motor é transmitido, porém, sem deslizamento do disco de embreagem. A inércia 2 passa fazer parte da inércia 1, como apenas um corpo.

Serão assumidas as seguintes condições: $\theta_1 > \theta_3 > \theta_4 > \theta_5$, sendo T o torque constante de entrada.

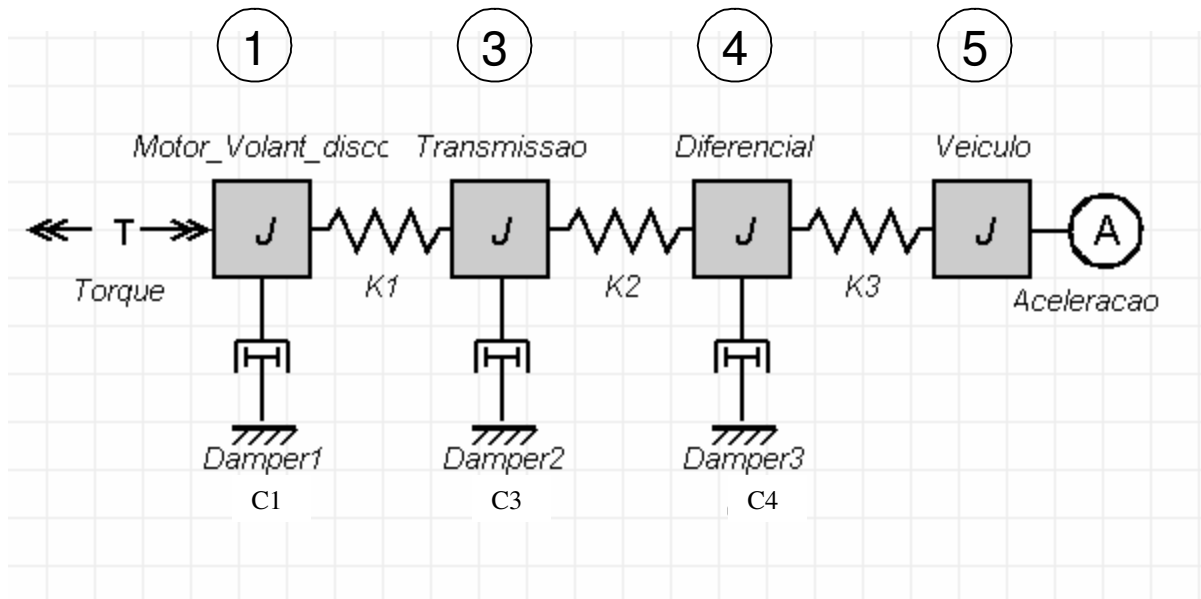


Figura 53 Modelo sistema de trem de força com 4 graus de liberdade

$$\text{Inércia J1: } J_1 \ddot{\theta}_1 = T - K_1(\theta_1 - \theta_3) - C_1 \dot{\theta}_1 \quad (5.15)$$

$$\text{Onde: } J1 = J_{\text{Motor, volante, plato}} + J_{\text{embreagem}}$$

$$\text{Inércia J3: } J_3 \ddot{\theta}_3 = K_1(\theta_1 - \theta_3) - K_2(\theta_3 - \theta_4) - C_3 \dot{\theta}_3 \quad (5.12)$$

$$\text{Inércia J4: } J_4 \ddot{\theta}_4 = K_2(\theta_3 - \theta_4) - K_3(\theta_4 - \theta_5) - C_4 \dot{\theta}_4 \quad (5.13)$$

$$\text{Inércia J5: } J_5 \ddot{\theta}_5 = K_3(\theta_4 - \theta_5) \quad (5.14)$$

6. RESULTADOS NUMÉRICOS DA SIMULAÇÃO DO BANCO DE TESTES *JUDDER*

Para verificar a eficácia do método proposto, será estudado o comportamento em relação à sensibilidade de excitação do *driveline*, (*judder*) por meio de três revestimentos comerciais. Eles são usados em discos de embreagens, tanto na linha leve, como na linha pesada, e serão identificados como F6, F8, F9, por questões confidenciais.

Esses três materiais foram testados no banco de teste *judder* na ZF Sachs na Alemanha. Assim, espera-se que os resultados obtidos na simulação com o Matlab sejam concordantes com os resultados obtidos no banco de provas, ou seja, os fatores R devem apresentar a mesma tendência.

Para realização da comparação dos fatores de amortecimentos entre o banco *judder* e a simulação numérica, serão determinados os gradientes de atrito dos três materiais de fricção propostos, com base no banco de provas de durabilidade KDK-24, no laboratório de testes funcionais ZF Sachs Brasil, nas temperaturas de 60°C, 150°C e 250°C.

Adicionalmente, nesses estudos, serão determinados os gradientes de atrito da embreagem resfriada, pois foi percebido que pode ocorrer uma inversão no gradiente de atrito quando o revestimento é submetido a um *stress* térmico, sendo na sequência resfriado. Os gradientes serão calculados após resfriamento nas condições de 150°C e 250°C, para realizações das simulações computacionais e determinação da tendência de excitar o *driveline* através do fator R.

6.1 Determinação do gradiente de atrito do material F6

A Figura 54 mostra uma partida no banco de provas, sendo que, na linha verde, tem-se a rotação do motor elétrico; na linha azul a rotação das massas inerciais; na linha vermelha, o torque, e na marrom, a temperatura, nesse caso, 60°C.

É justamente no torque que se deve observar se é crescente (positivo) ou decrescente (negativo) com a velocidade relativa, pois o atrito terá o mesmo perfil.

Para a determinação das equações de atrito *versus* a velocidade em cada condição estudada, foi utilizado o Método dos Mínimos Quadrados, baseado na média de 10 engates.

A Figura 54 mostra um comportamento médio do gradiente de atrito de 0,003. Assim, nessa condição o material não deve apresentar trepidação no veículo.

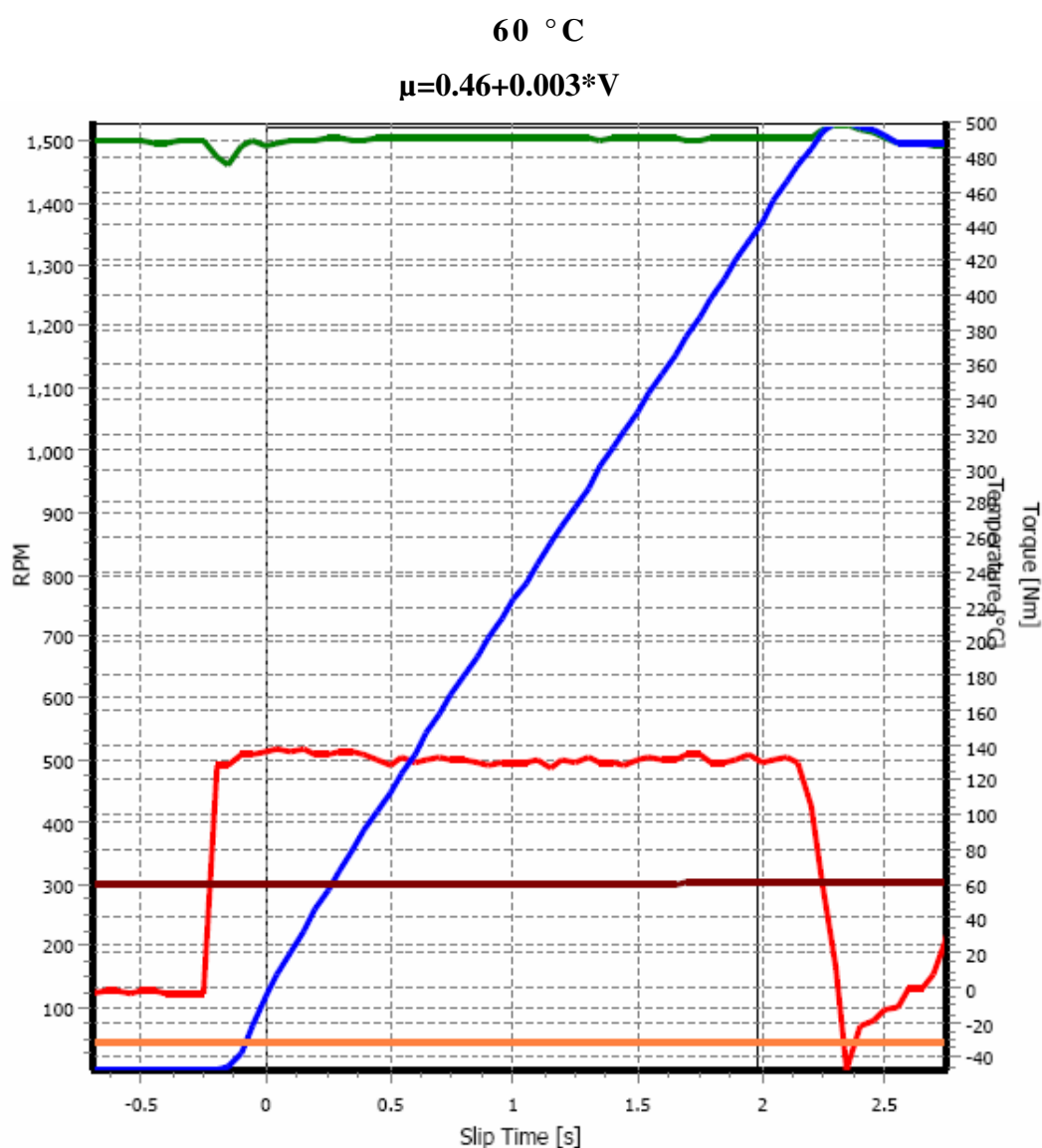


Figura 54 Partida no banco de provas KDK24 60 °C

A Figura 55 mostra que o revestimento a 150 °C apresenta um comportamento favorável a não trepidar, pois seu gradiente de atrito é de 0,005, ou seja, positivo. Pode ser observado que o torque já apresenta certa inclinação positiva, quando é observada a curva da velocidade relativa do ponto zero até máxima, conforme já mencionado no item 5.3.

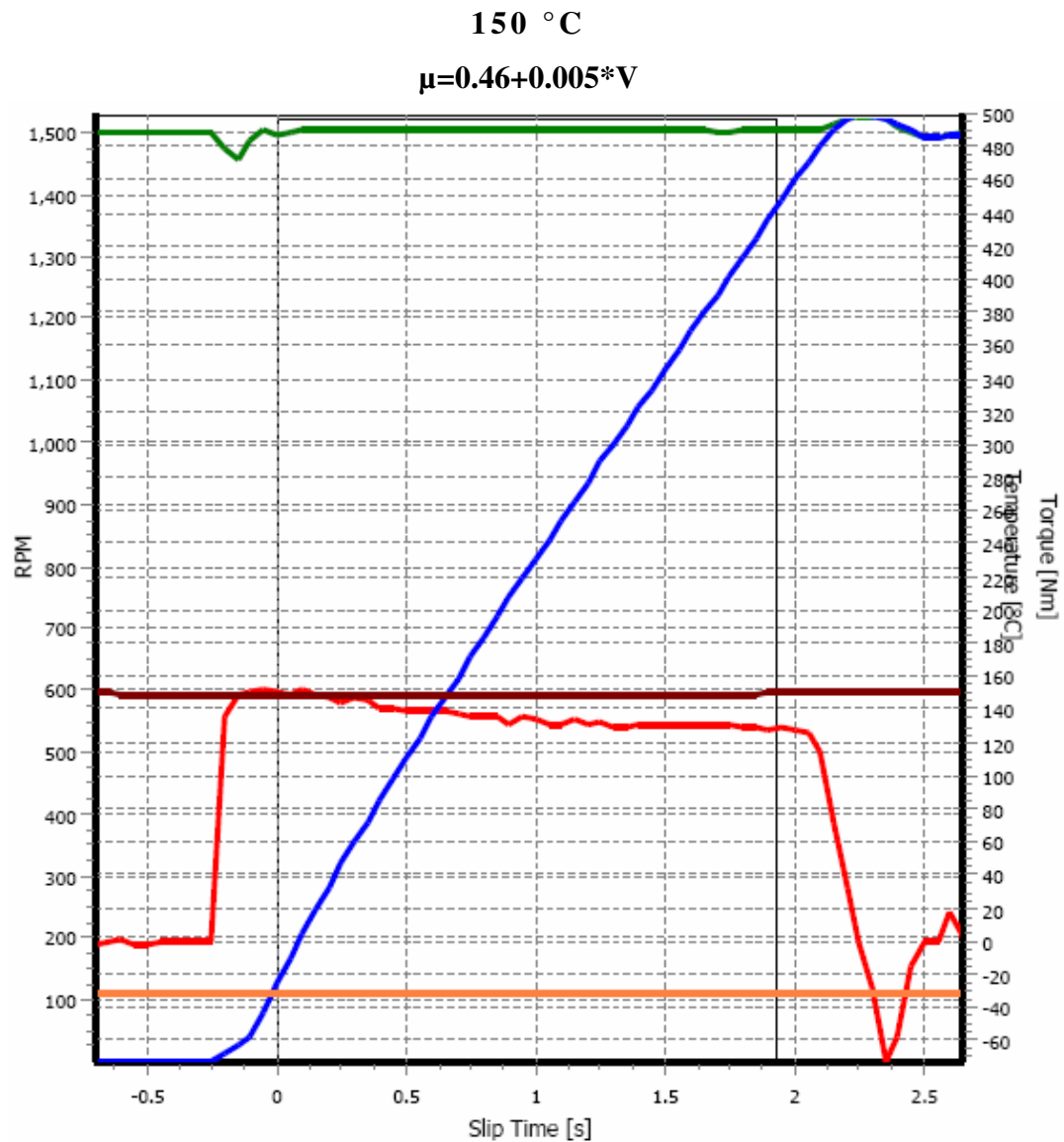


Figura 55 Partida no banco de provas KDK24 150 °C

A Figura 56 mostra que o revestimento a 240 °C não apresentou um comportamento linear. Assim, o melhor ajuste para descrever o comportamento do atrito em função da velocidade foi um polinômio de segundo grau. Para esta situação, a influência do coeficiente do termo de primeiro grau, favorece a ocorrência do *judder*, pois é negativo, já o coeficiente do termo de segundo grau é favorável a não causar *judder*, pois é positivo. Para esses casos, a melhor maneira de avaliar se o revestimento causará *judder* ou não, é rodar a simulação do banco de provas, com o modelo polinomial ajustado.

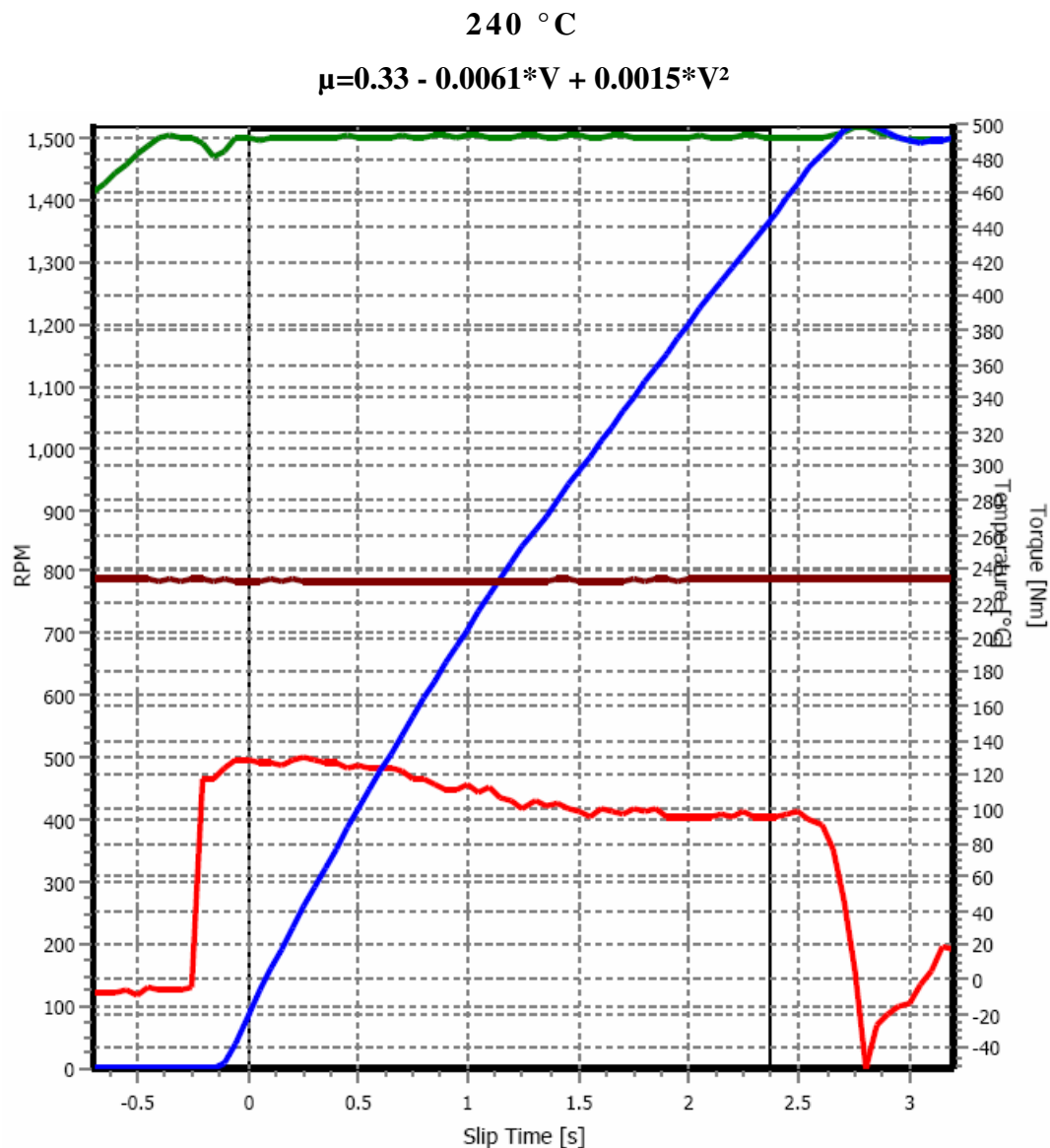


Figura 56 Partida no banco de provas KDK24 250 °C

6.2 Determinação do gradiente de atrito do material F8

A Figura 57 mostra um gradiente de atrito claramente negativo para a temperatura de 60 °C, ou seja, -0,013. Para esta situação, o material mostra forte potencial de excitar o *driveline*.

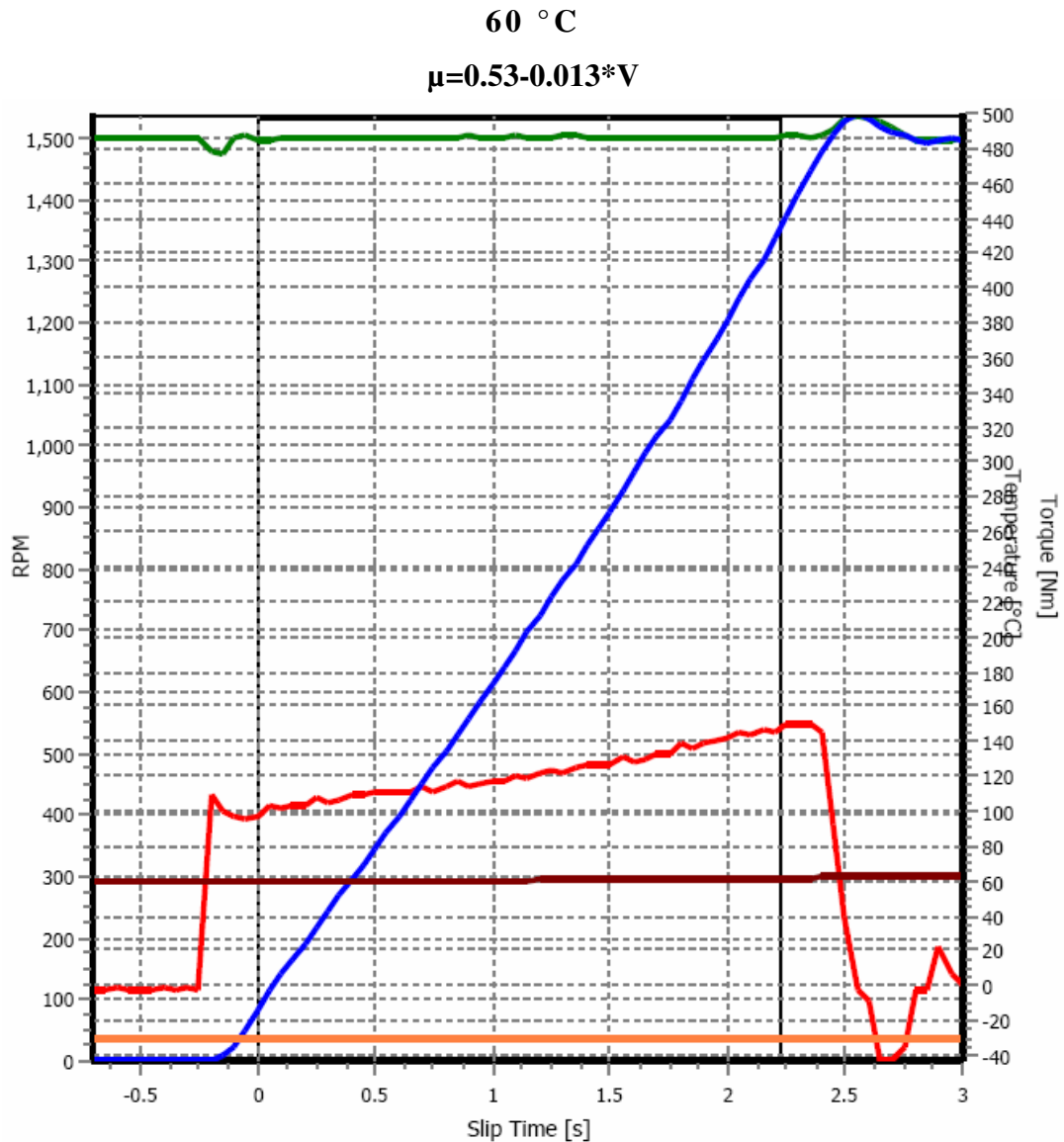


Figura 57 Partida no banco de provas KDK24 60 °C

A Figura 58 mostra que o revestimento a 150 °C apresenta um comportamento muito favorável a não excitar o *driveline*, pois seu gradiente de atrito é de 0,01, ou seja, positivo, conforme pode ser observado na inclinação da reta do torque, partindo da velocidade relativa de zero até a máxima.

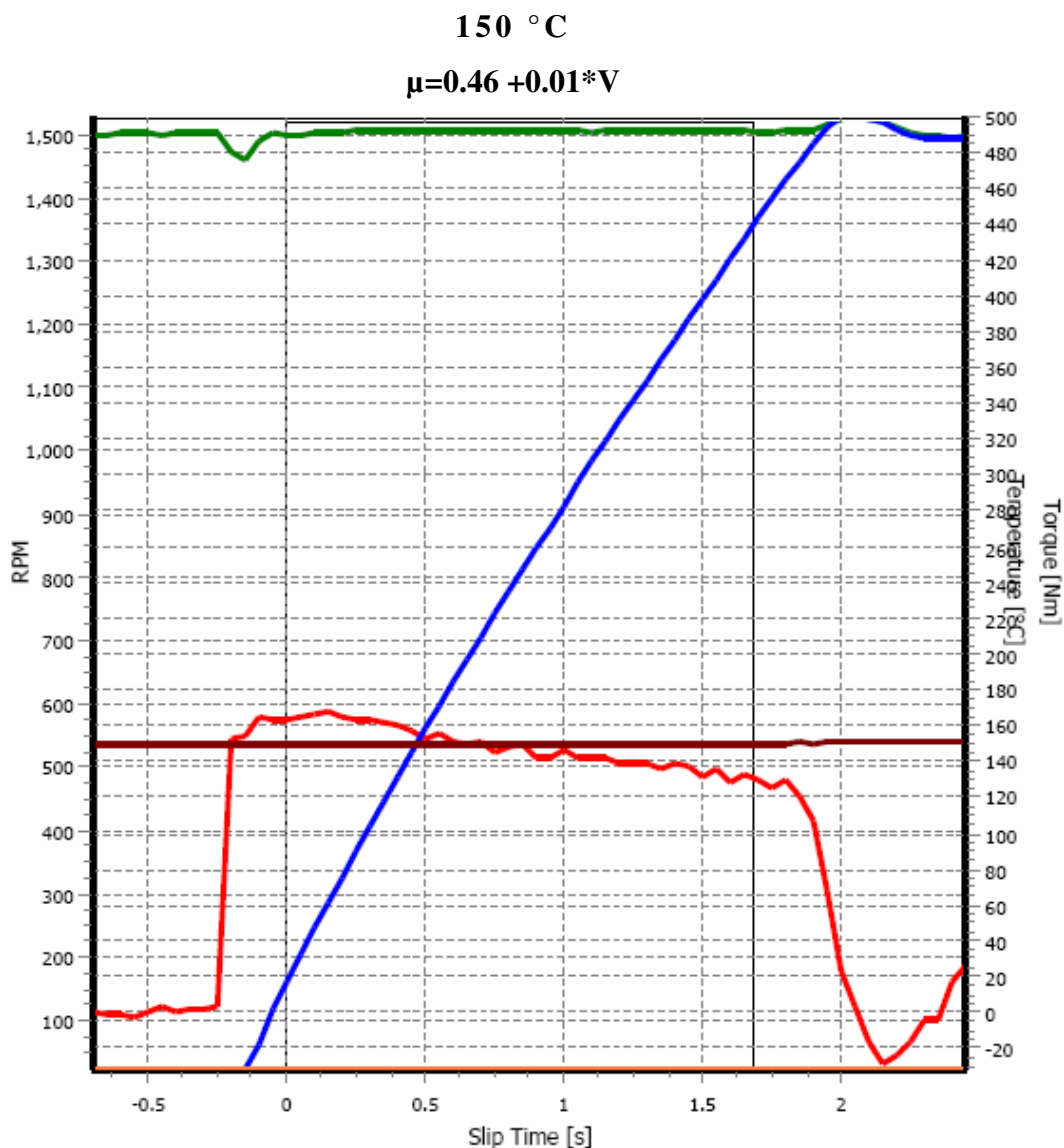


Figura 58 Partida no banco de provas KDK24 150 °C

A Figura 59 mostra que o revestimento a 250 °C apresenta um comportamento bem similar a 150 °C, ou seja, favorável a não excitar o *driveline*.

$$250\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 0.43 + 0.013 * V$$

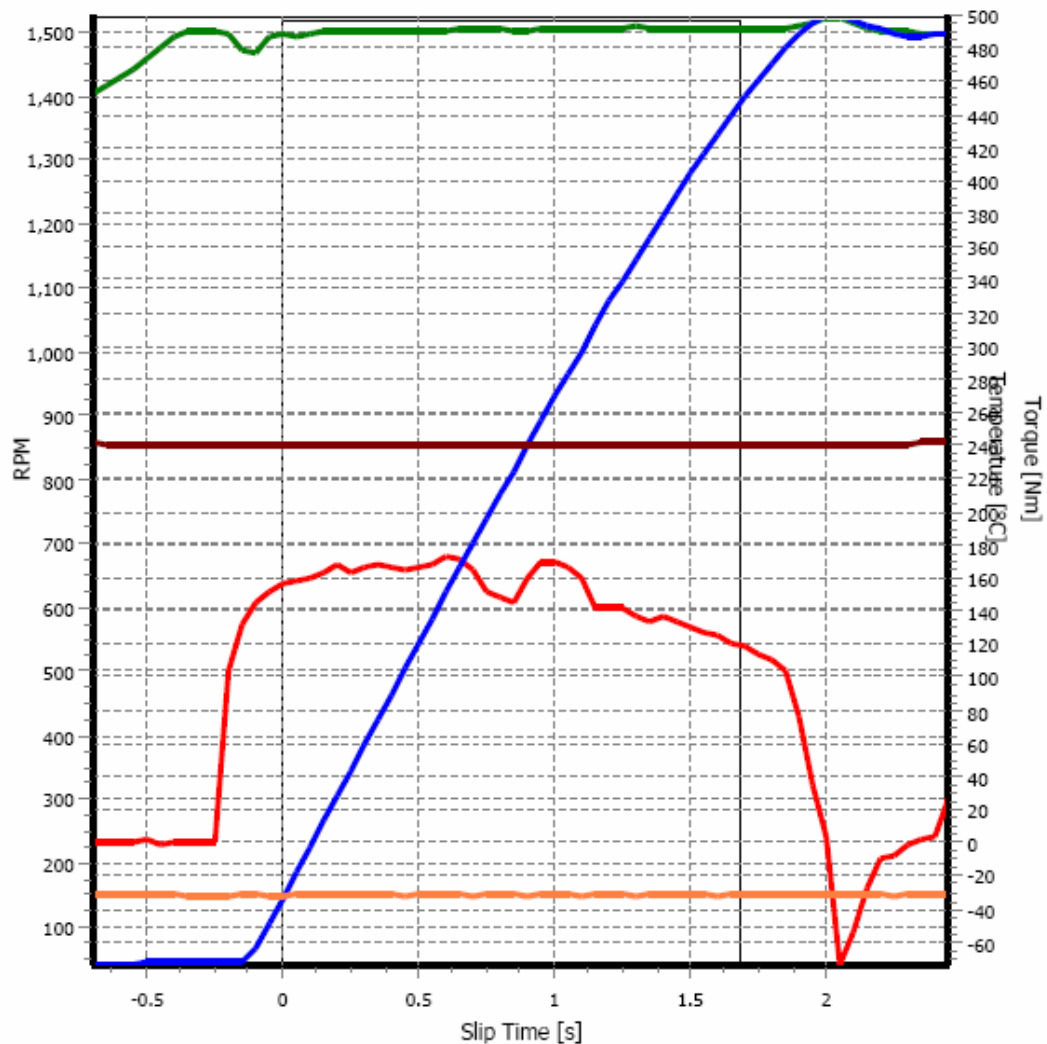


Figura 59 Partida no banco de provas KDK24 250 °C

6.3 Determinação do gradiente de atrito do material F9

A Figura 60 mostra um comportamento neutro do gradiente de atrito a 60 °C, ou seja, praticamente zero (-0,0008). Este comportamento é de neutralidade caso ocorra *judder* e, provavelmente, estará relacionado a outros parâmetros do veículo.

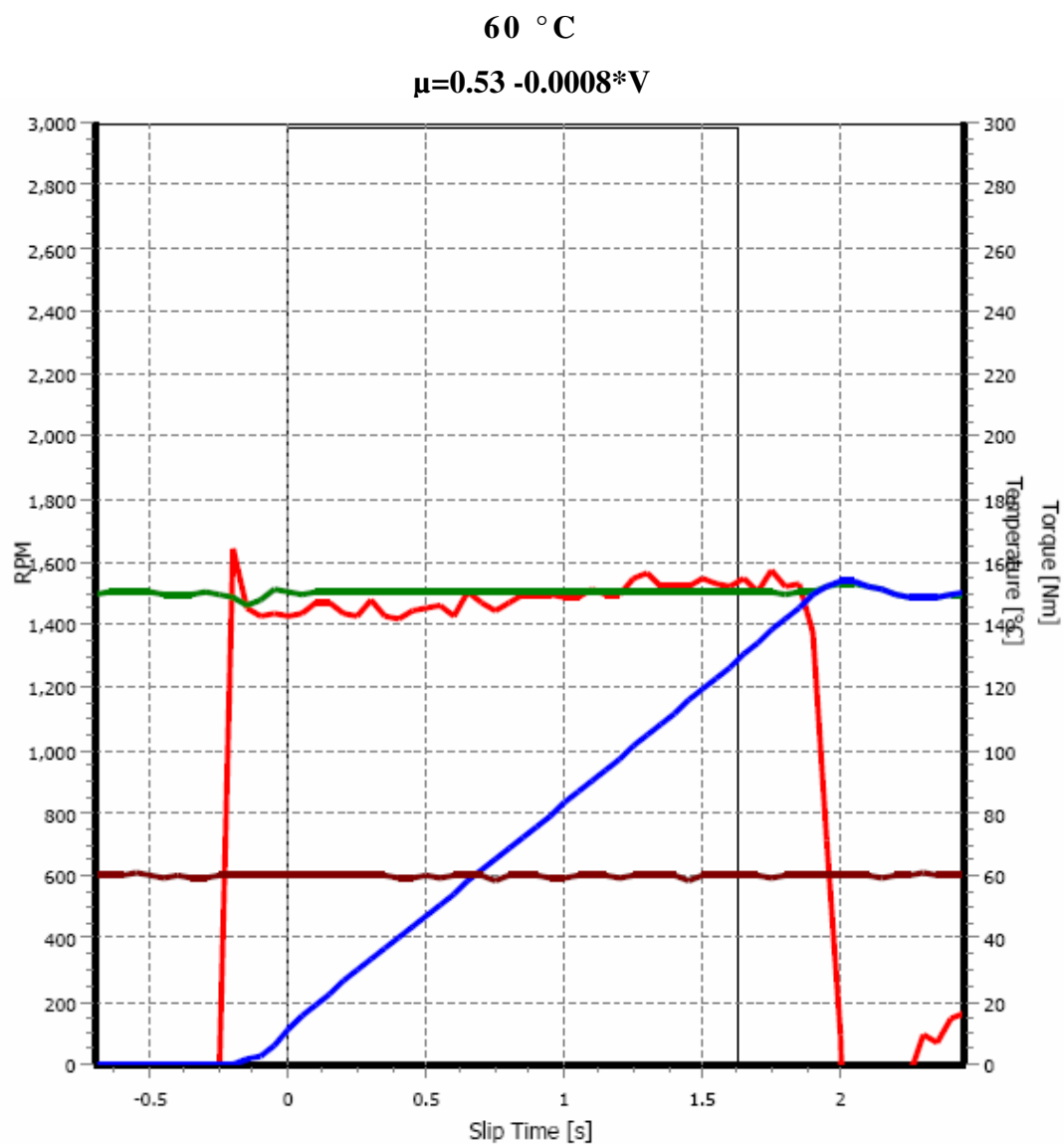


Figura 60 Partida no banco de provas KDK24 60 °C

A Figura 61 mostra que o revestimento a 150 °C apresenta um comportamento muito favorável a não excitar o *driveline*, pois seu gradiente de atrito é de 0,011, ou seja, positivo. Pode ser observado que o torque já apresenta considerável inclinação positiva, considerando curva partindo da velocidade relativa de zero até máxima.

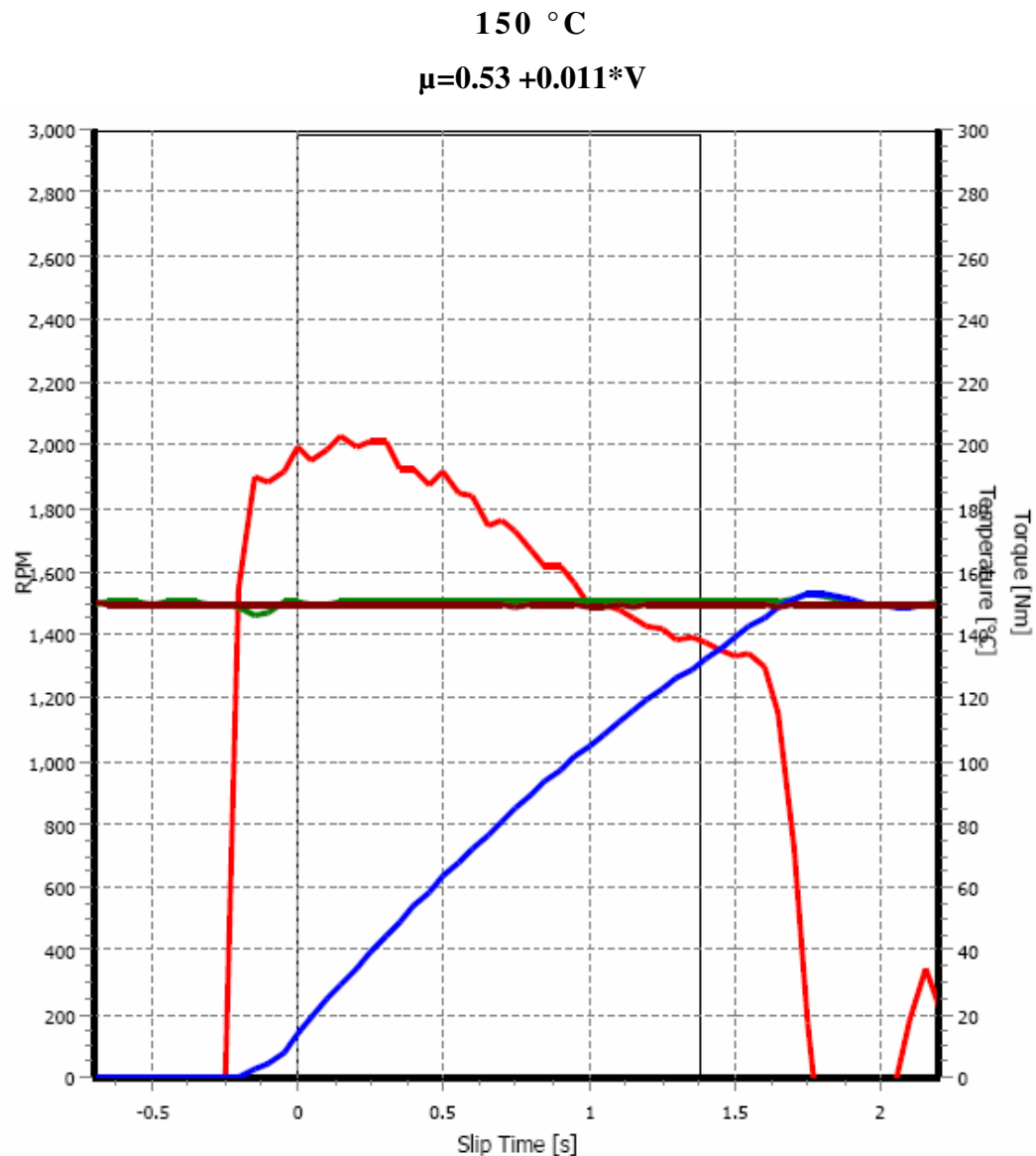


Figura 61 Partida no banco de provas KDK24 150 °C

A Figura 62 mostra que o revestimento a 250 °C apresenta um comportamento bem similar a 150 °C, ou seja, favorável a não excitar o *driveline*.

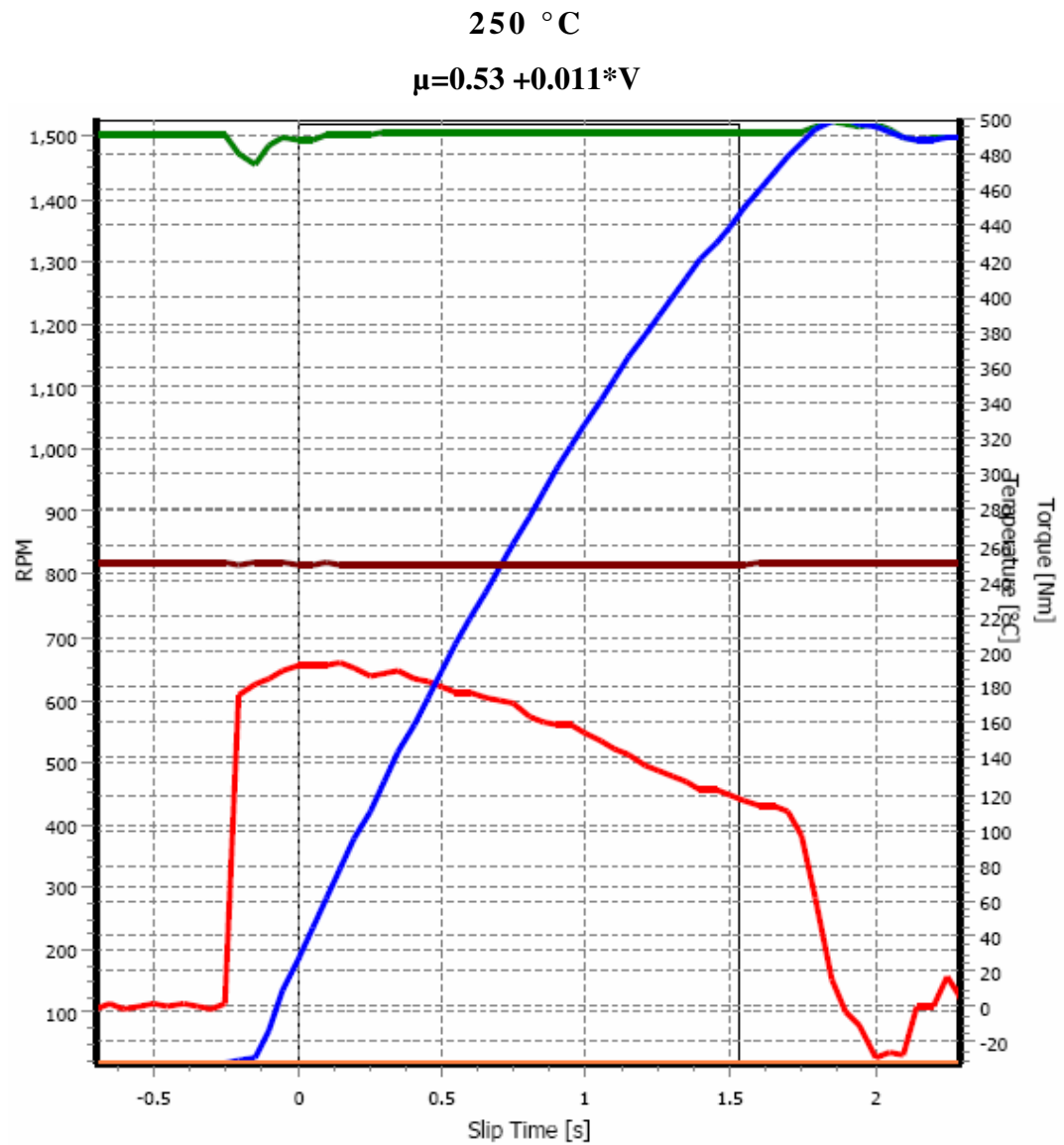


Figura 62 Partida no banco de provas KDK24 250 °C

6.4 Comparativo entre banco de teste *judder* e simulação numérica

O gráfico 63 mostra que os fatores R de amortecimento dos materiais, entre o banco de teste e a simulação, não são os mesmos, no entanto, a tendência praticamente segue a mesma. Por exemplo, o material F8 mostra, tanto no banco, como na simulação a 60°C, um fator acima de 0,1 Nms, o que indica que este material teria propensão a excitar um *driveline* nestas condições. Já para 150°C, nenhum material teria sensibilidade para excitar o *driveline*. A 250°C, o material F6 mostra, tanto no banco como na simulação, uma propensão a *judder*, lembrando que essa foi a única condição que foi necessário um ajuste polinomial, para descrever o comportamento do atrito em função da velocidade.

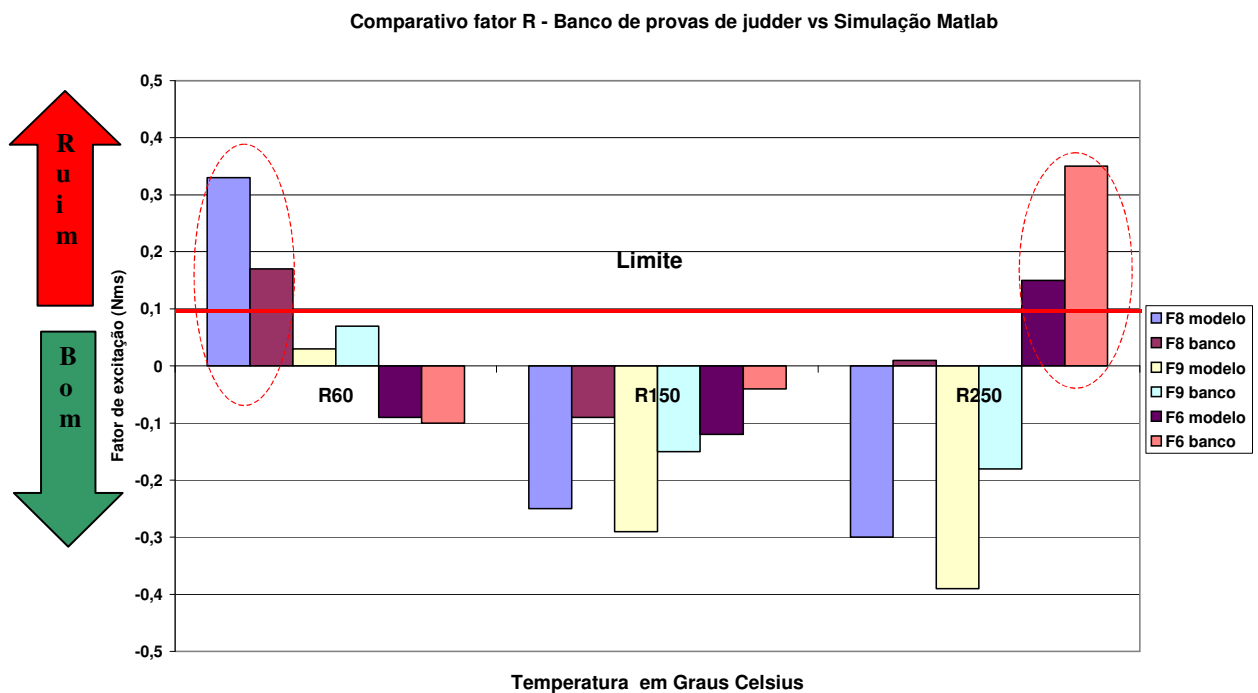


Figura 63 Comparativo entre simulação e banco de provas de *judder*

Para uma maior sustentação na concordância entre os resultados da simulação e do banco de teste, foi decidido fazer se uma análise de Componentes Principais [28], que é uma das técnicas de Análise Multivariada.

O objetivo desta análise é agrupar as variáveis que são matematicamente semelhantes, facilitando a interpretação através de um inter-relacionamento das variáveis em estudo.

A Figura 64 mostra, graficamente, analisando apenas pelo fator 1, que explica 74,83%, que os resultados quanto ao material F6, tanto na simulação quanto no banco, estão próximos no mesmo quadrante, ou seja, existe concordância entre ambos.

Para os materiais F8 e F9, também, foram agrupados no mesmo quadrante, mostrando que os resultados entre simulação e bando de teste são concordantes.

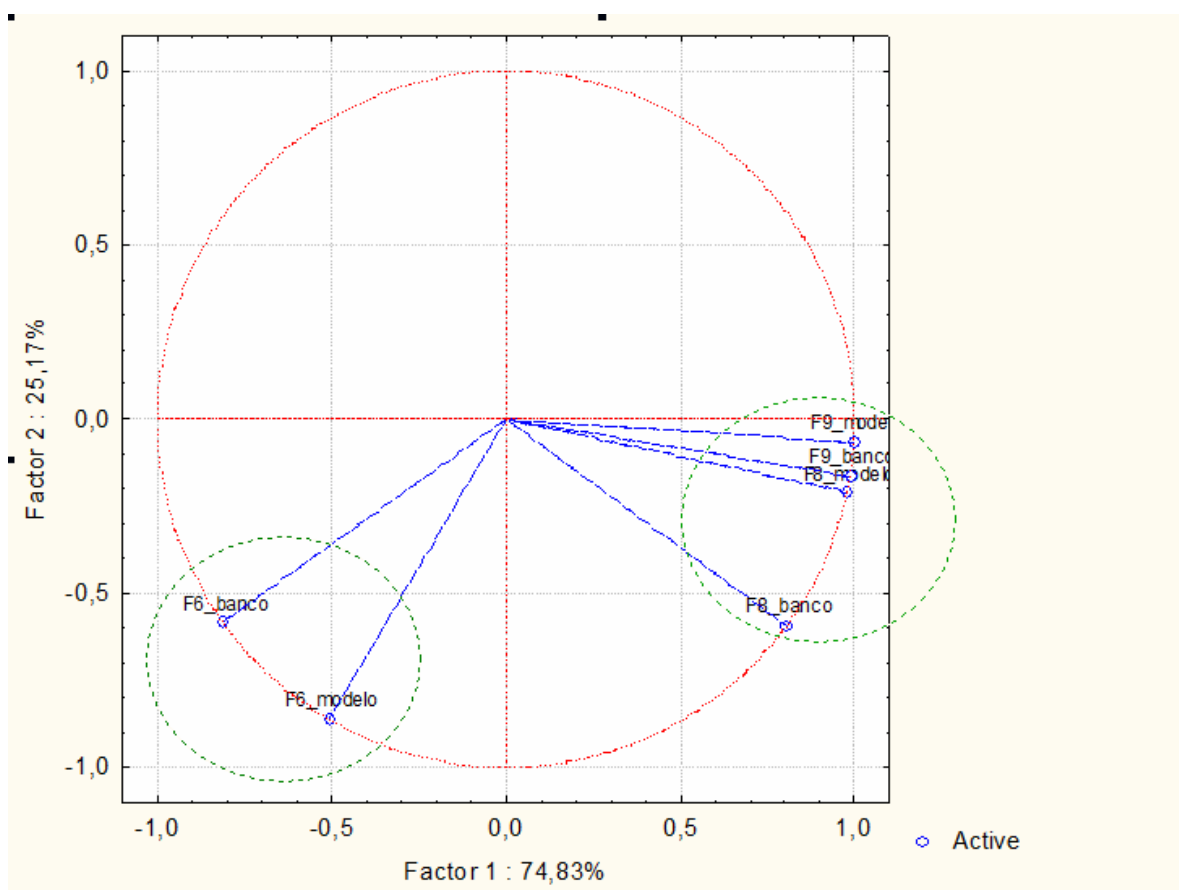


Figura 64 Diagramas de análise de componentes principais

6.5 Material F6 após resfriamento trabalhando a 150 °C

A Figura 65 mostra que o material, após trabalhar a 150 °C e aguardado um resfriamento da embreagem, ainda manteve o gradiente de atrito praticamente zero, ou seja, -0,0008, o que mostra uma neutralidade quanto à excitação.

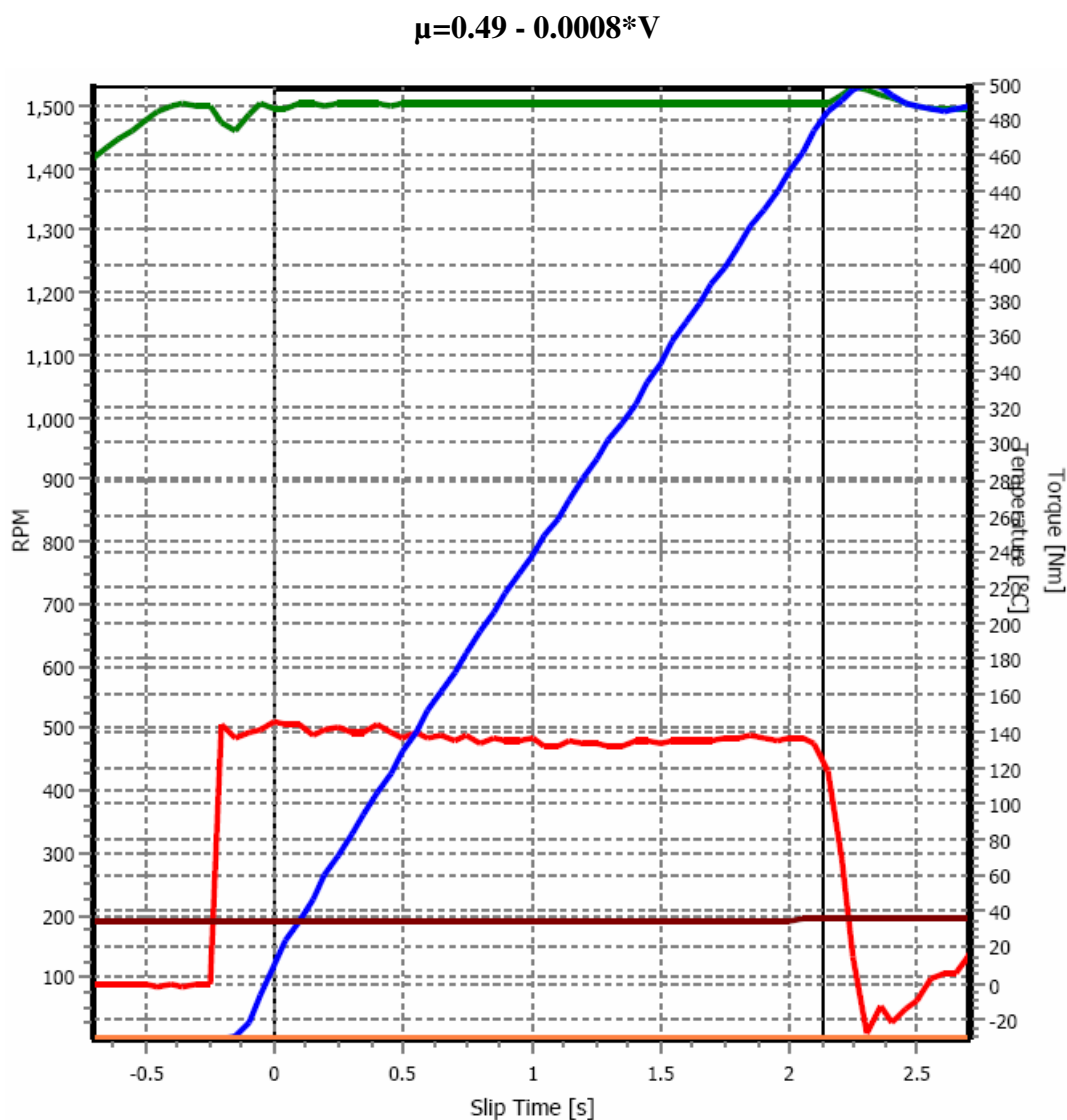


Figura 65 Partida no banco de provas após resfriamento de 150 °C

6.6 Material F6 após resfriamento trabalhando a 250 °C

Na Figura 66, já se observa um comportamento do gradiente de atrito negativo de -0,003, o qual já poderia excitar o *driveline*, embora, a partir de 1000 rpm de velocidade relativa, a inclinação do torque fique positiva.

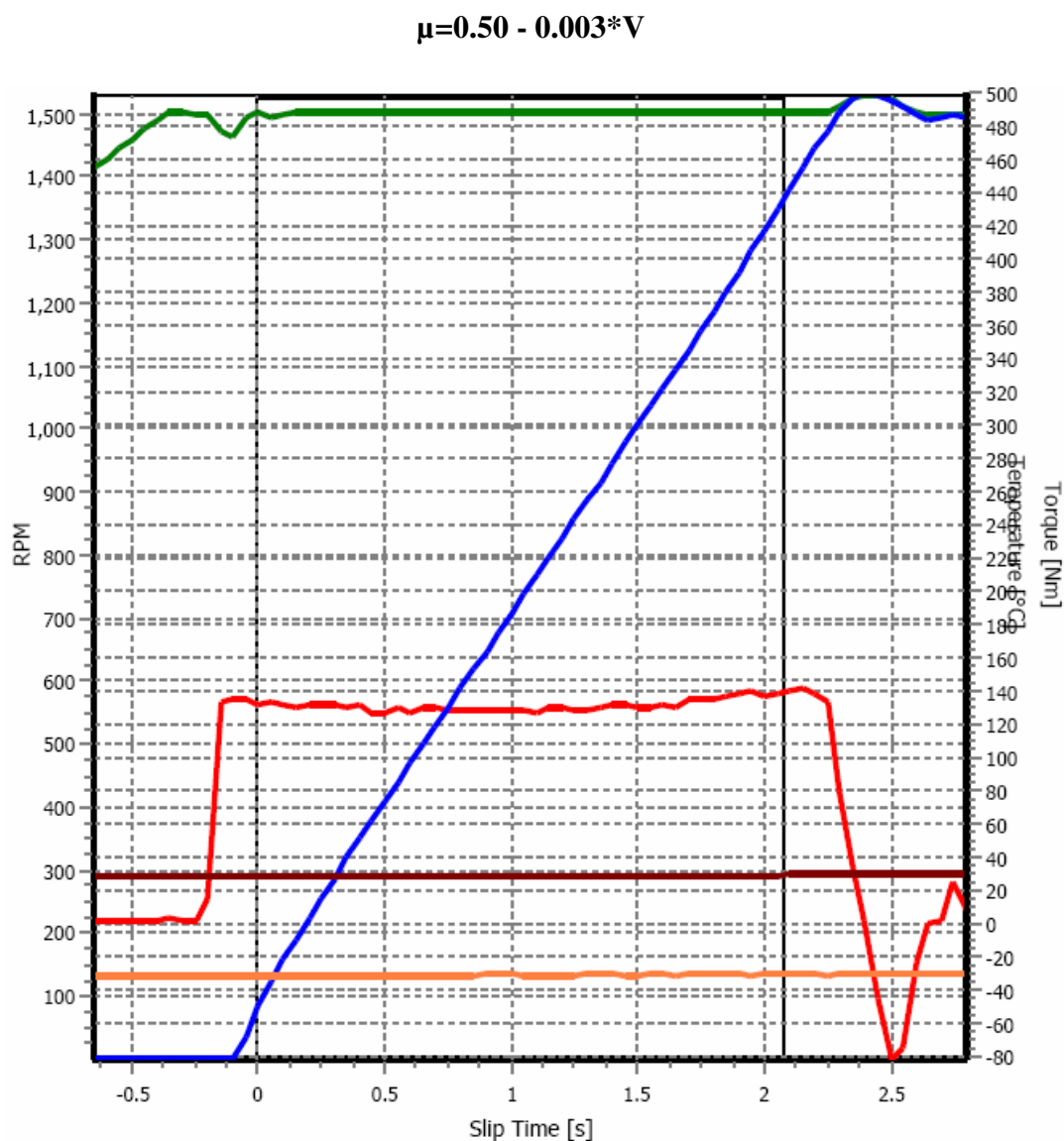


Figura 66 Partida no banco de provas após resfriamento de 250°C

6.7 Material F8 após resfriamento trabalhando a 150°C

A Figura 67 mostra, claramente, a mudança de comportamento do gradiente do atrito do material, para uma condição extremamente favorável à trepidação, como pode ser observado na curva vermelha do torque, ou seja, inclinação negativa. Para esta situação, pode-se esperar níveis de trepidação no veículo consideravelmente altos.

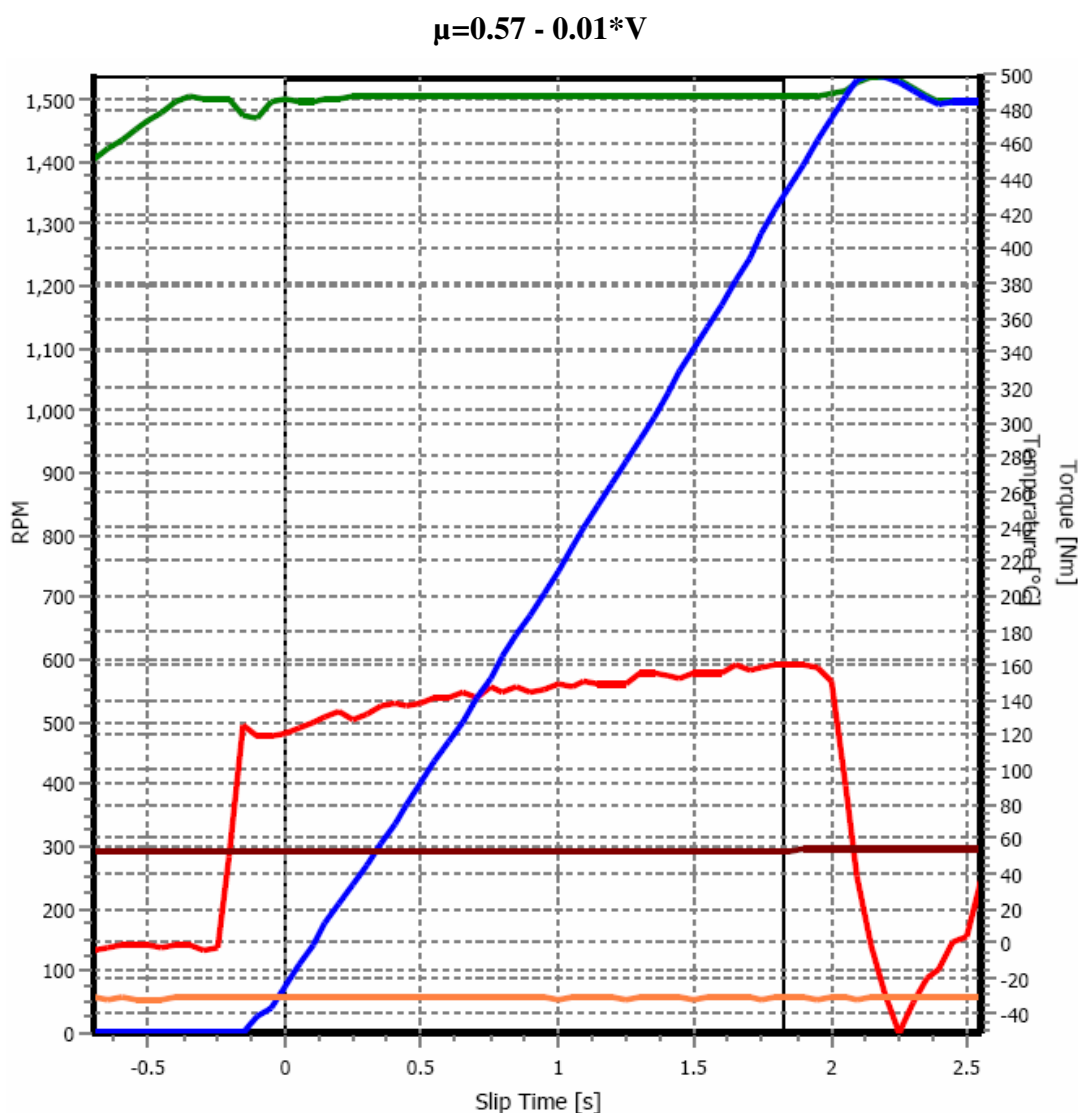


Figura 67 Partida no banco de provas após resfriamento de 150°C

6.8 Material F8 após resfriamento trabalhando a 250°C

A Figura 68 mostra a mesma situação da Figura 67. Uma clara mudança de comportamento do gradiente do atrito do material, para uma condição extremamente favorável à trepidação, como pode ser observado na curva vermelha do torque, ou seja, inclinação negativa.

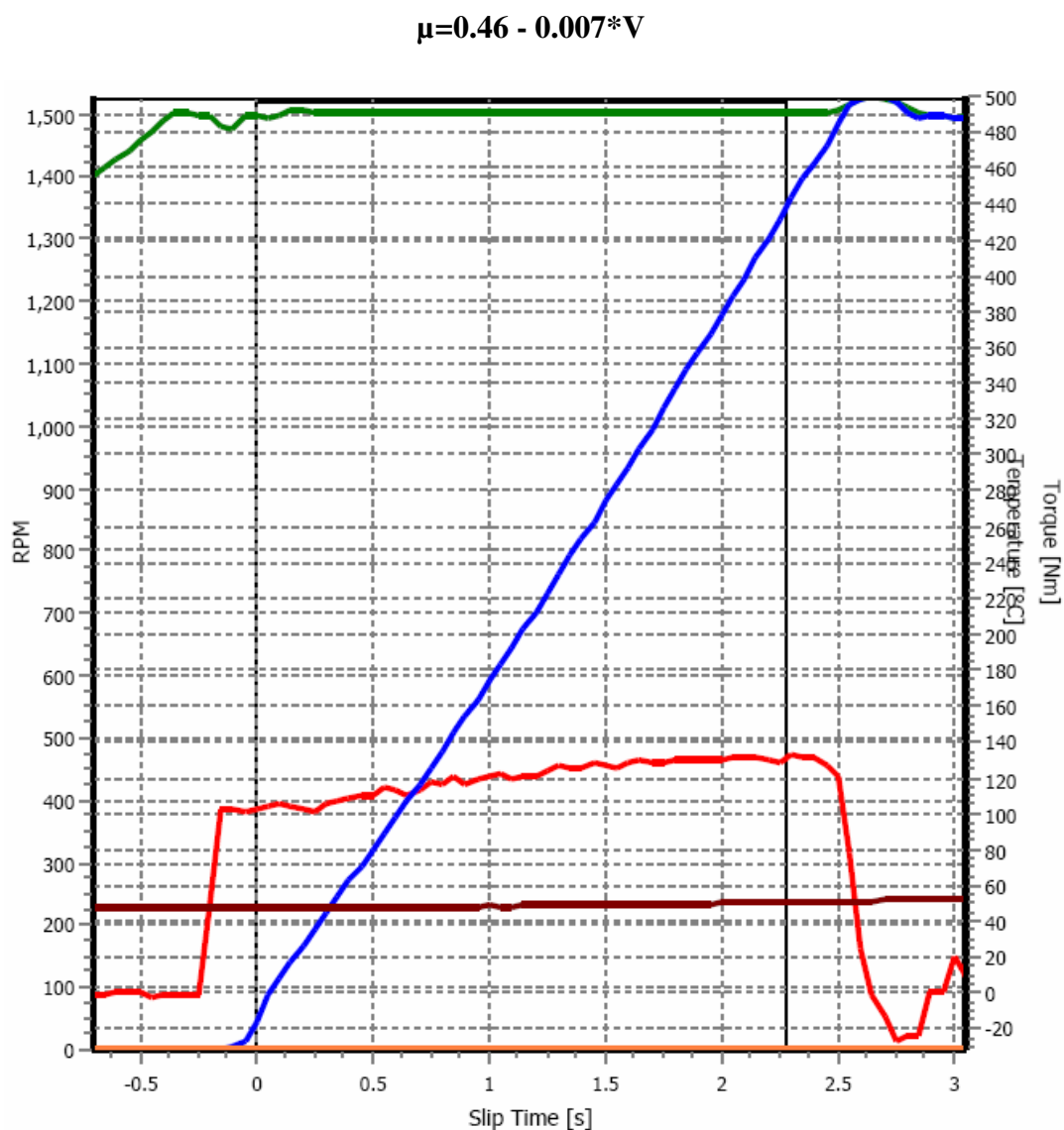


Figura 68 Partida no banco de provas após resfriamento de 250°C

6.9 Material F9 após resfriamento trabalhando a 150 °C

A Figura 69 mostra uma mudança de comportamento do gradiente de atrito, porém, para um nível não tão crítico, como mostra Figura 36, do item 4.3.

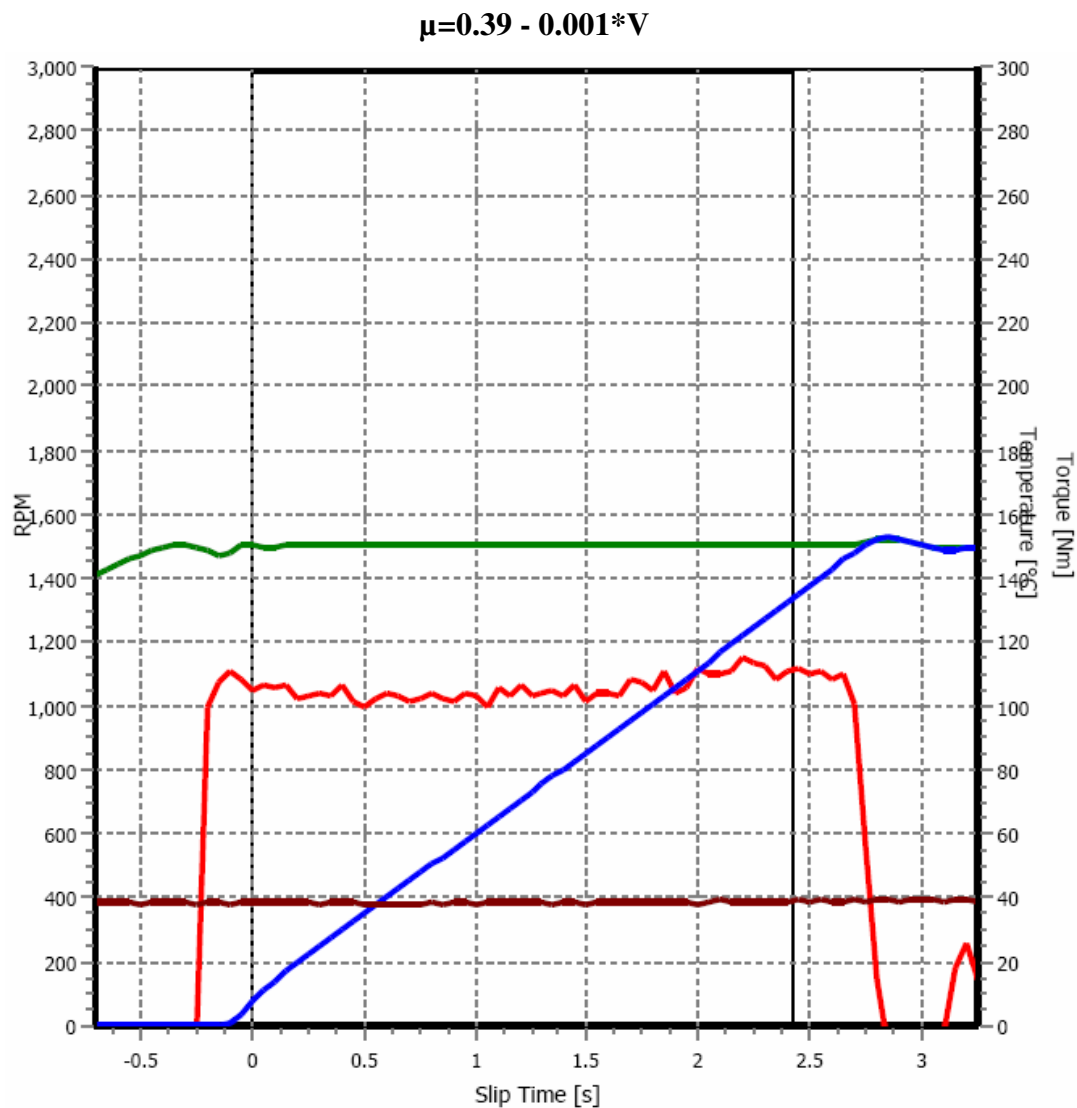


Figura 69 Partida no banco de provas após resfriamento de 150 °C

6.10 Material F9 após resfriamento trabalhando a 250 °C

A Figura 70, também, mostra uma mudança de comportamento do coeficiente de atrito, para um nível crítico para ocorrer *judder*, após ter-se trabalhado a 250 °C.

$$\mu = 0.43 - 0.003 * V$$

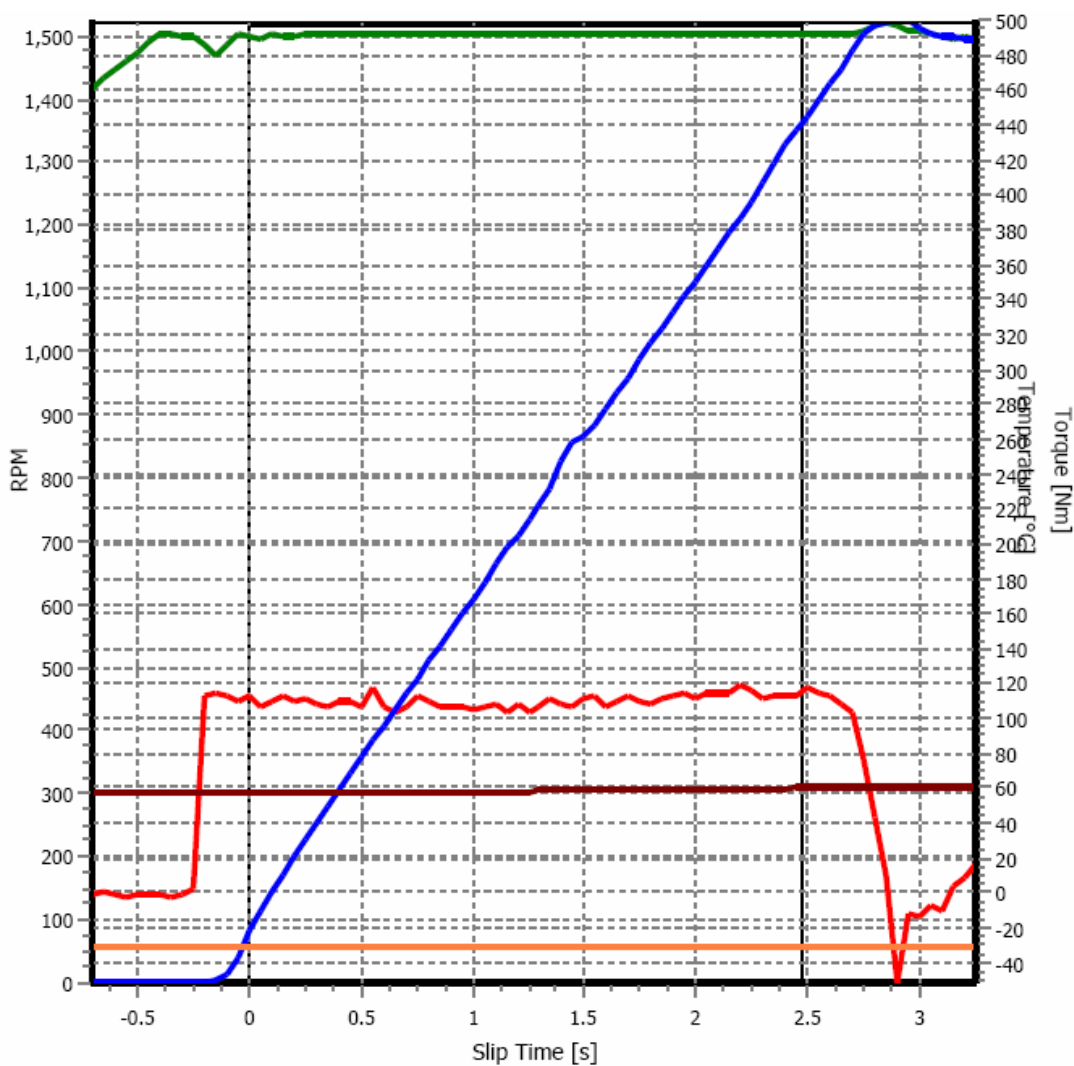


Figura 70 Partida no banco de provas após resfriamento de 250 °C

6.11 Comparação dos fatores de amortecimentos após resfriamento

O gráfico 71 mostra que, principalmente após resfriamento, o material F8 apresenta uma forte propensão a excitar o *driveline* do veículo. Os demais materiais F6 e F9, principalmente após resfriamento de 250°C de trabalho, são marginais e, dependendo do veículo, podem apresentar algum grau de *judder*.

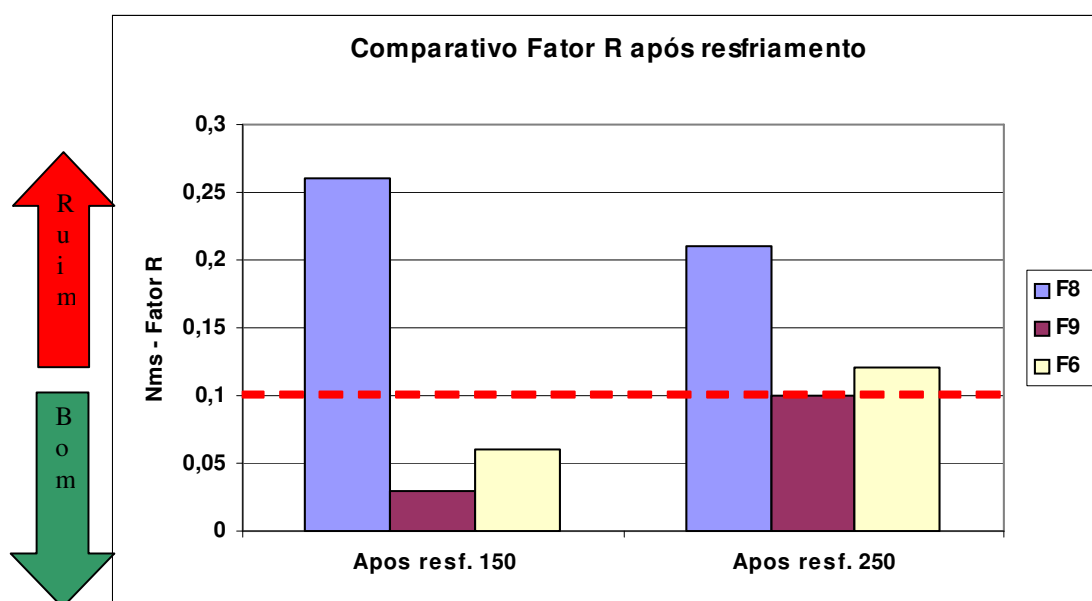


Figura 71 Fator de amortecimento após resfriamento da embreagem

7. RESULTADOS NUMÉRICOS DA SIMULAÇÃO VEICULAR

Para um melhor entendimento do fenômeno *judder*, foram realizadas simulações numéricas do veículo, com base nas equações apresentadas nos itens 5.5.1 e 5.5.2. Para a solução dessas equações diferenciais, foi desenvolvido um algoritmo em Matlab utilizando a função ode 45. Foram simuladas duas situações de partida do veículo: Sem *judder* e com *judder*.

Essas simulações, certamente, ampliam o grau de entendimento do *judder*, permitindo compreender que o *judder* está extremamente, ligado às condições do veículo.

Para a simulação numérica do veículo, foram considerados alguns parâmetros do veículo Mercedes Benz série C180, tais como:

- Diâmetro/comprimento do eixo cardã 60 mm e 1760 mm



Figura 72 Eixo cardã e diferencial Mercedes C180

- Semieixo traseiro diâmetro/comprimento 25 mm e 470 mm



Figura 73 Semieixo traseiro Mercedes C180

- Volante do motor massa 8,16 Kg diâmetro 307 mm
- Platô inércia 0,036Kgm²
- Disco da embreagem – 0,0054 Kgm²

O gráfico 74 mostra uma partida simulada do veículo conforme a equação $\mu = 0,43 + 0,013 \cdot V$, e como pode ser visto, não se observa nenhum problema de *judder*, como era de se esperar pelo gradiente positivo.

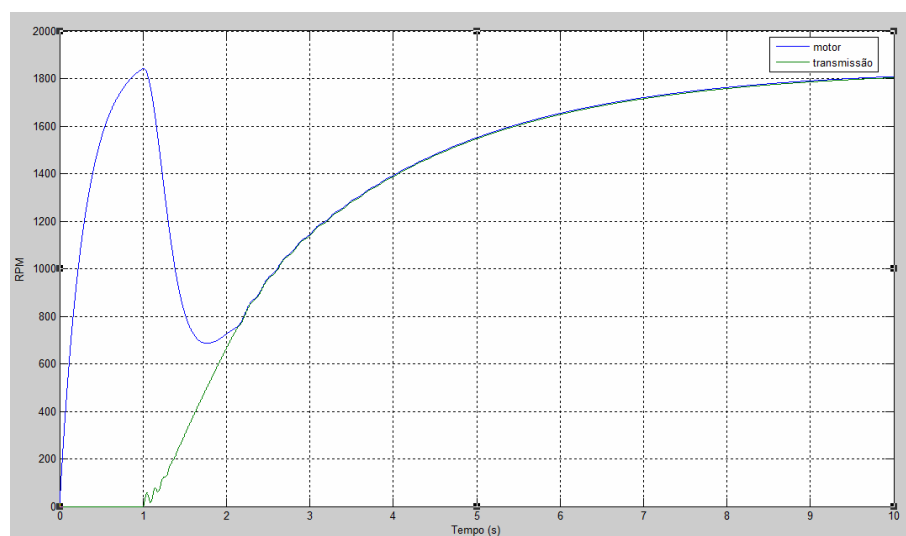


Figura 74 Simulação numérica no veículo sem *judder*

O gráfico 75 mostra uma partida simulada, numericamente, com um gradiente de -0.0015 s/m , através da equação $\mu = 0,43 - 0,0015 \cdot V$. Como pode ser visto, já com este gradiente, observa-se uma forte trepidação, o que consolida o conhecimento de que gradientes de atrito, de fato, podem levar o veículo a trepidar, com altos níveis de acelerações, causando desconforto aos ocupantes do veículo.

Evidentemente, que a modelagem não está levando em consideração todos os fatores de amortecimentos que existem na situação real no veículo, mas sim, mostra a concordância com os resultados observados na simulação do banco de provas.

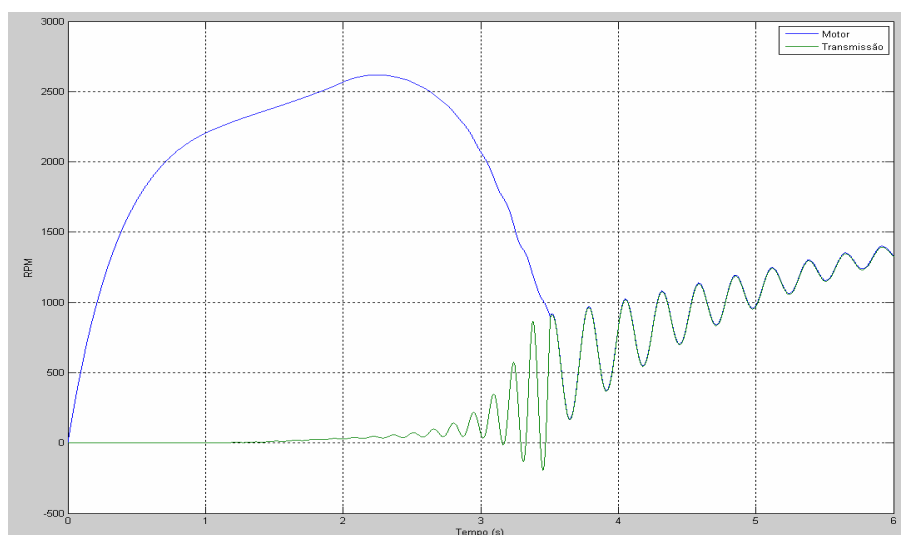


Figura 75 Simulação numérica no veículo com *judder*

O gráfico 76 mostra a aceleração longitudinal do veículo, da partida realizada acima na Figura 75, observa-se um alto nível de aceleração de, aproximadamente, $5,0 \text{ m/s}^2$. Esse nível é extremamente elevado e causará um extremo desconforto aos ocupantes do veículo.

Esta informação da aceleração longitudinal do veículo, no teste de *judder*, faz-se necessária, pois existe uma relação direta entre a aceleração e a percepção do motorista quando ocorre o *judder*, conforme tabela 2.

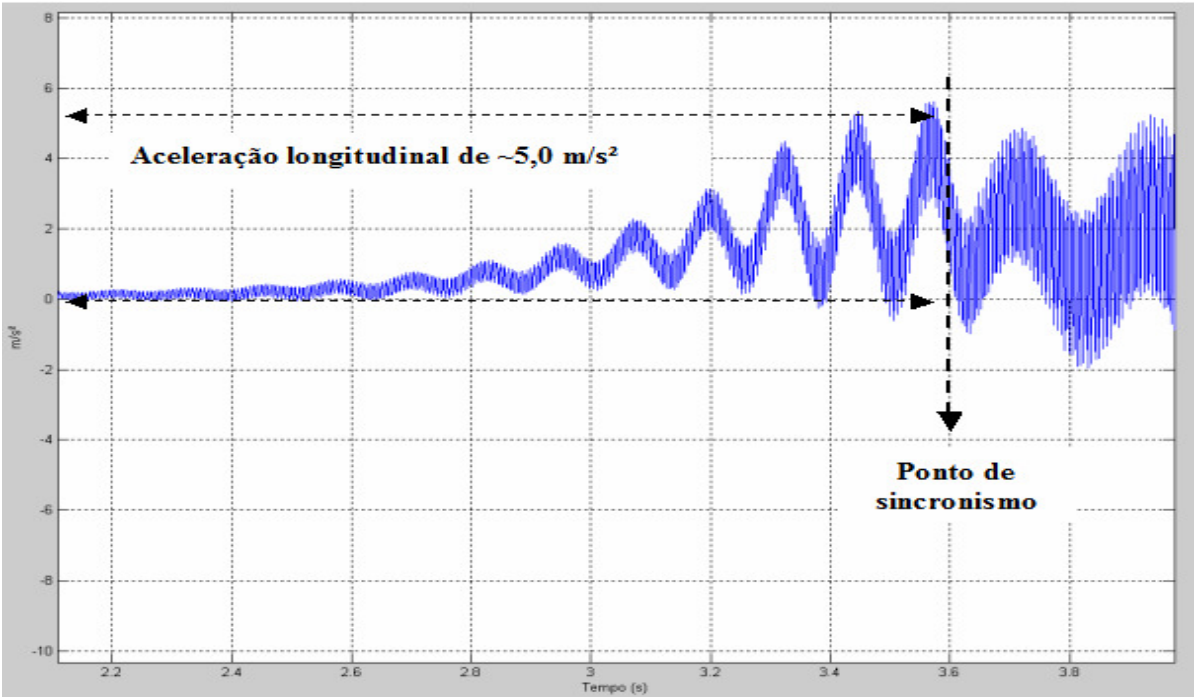


Figura 76 Aceleração longitudinal do veículo com forte *judder*

Nota subjetiva F&S	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
Máx m/s²	0,4	0,7	1	1,4	2	2,7	3,5	4,5
Mín. m/s²	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Índice de avaliação	Aceitável				Caso-limite	Não aceitável		
	10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
Verificado por	Nenhum usuário	Usuário especializado		Usuário crítico		Maioria dos usuários		Todo usuário

Tabela 2 Pontuação subjetiva ZF Sachs

8. VERIFICAÇÕES EXPERIMENTAIS NO VEÍCULO

8.1 Calibração entre a temperatura na embreagem e caixa seca

A medição de temperatura é realizada na caixa seca, ou seja, no ambiente da embreagem entre motor a caixa de transmissão. No entanto, é necessário determinar uma correlação entre a temperatura na face de trabalho (platô) e o ambiente da embreagem.

Para determinar esta correlação, um platô foi instrumentado com um sensor termopar tipo J, a 0,5 mm da face de trabalho da placa de pressão, e um conector para o termômetro, conforme mostram as Figuras 77 e 78. Na caixa seca do veículo, foi realizado um corte retangular, aproximadamente, de 30 x 40 mm, conforme pode ser visto na Figura 80, para permitir conectar o termômetro no momento em que o motor era desligado.

Assim, com o veículo num elevador e as rodas bloqueadas, foram realizados sucessivos deslizamentos em terceira marcha para o aquecimento da embreagem. Quando a temperatura atingiu, por exemplo, 100 °C na caixa seca, o motor era desligado e o termômetro era conectado ao platô.



Figura 77 Platô instrumentado

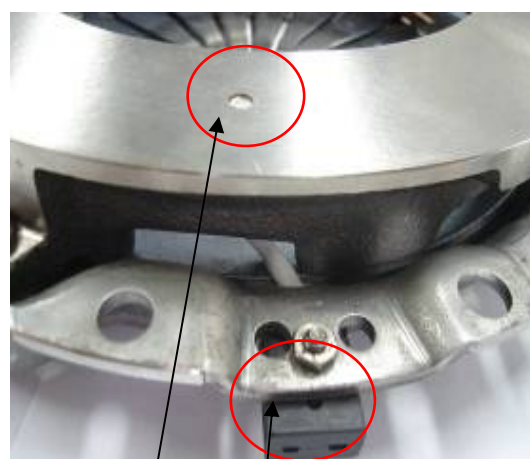


Figura 78 Detalhe da fixação do termopar e conector fêmea

A Figura 79 mostra o veículo no elevador para o aquecimento da embreagem, através de partidas, com as rodas bloqueadas.



Figura 79 Veículo no elevador para realizar a calibração

A Figura 80 mostra o detalhe do corte realizado na caixa seca da embreagem, para serem realizadas as medições da temperatura na placa de pressão da embreagem.



Figura 80 Detalhe da medição da temperatura e abertura da caixa seca

O gráfico 81 mostra a correlação entre as temperaturas na caixa seca e na placa de pressão do platô. Como o controle do teste se estabelece pela temperatura na caixa seca, com esta curva de calibração, facilmente, pode-se conhecer qual a temperatura que o material de fricção está trabalhando.

Em média, o fator de correlação é de **2,25**, ou seja, para conhecer a temperatura na embreagem, basta multiplicar por **2,25** a temperatura de leitura da caixa seca.

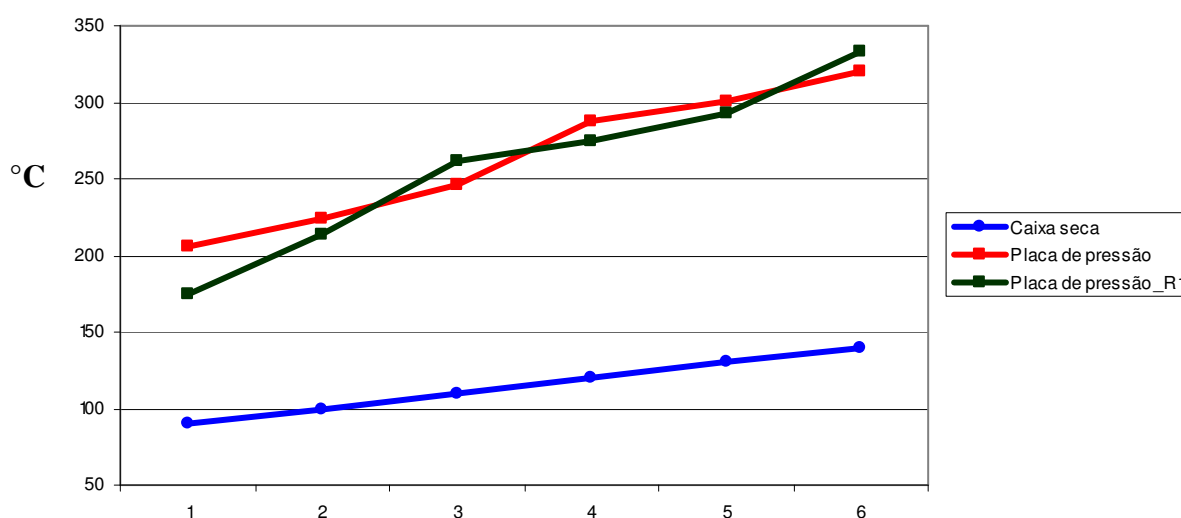


Figura 81 Curva de calibração de temperatura entre embreagem e caixa seca

8.2 Critério de execução dos testes no veículo

Os níveis de *judder*, tanto no aquecimento, como no resfriamento da embreagem, foram verificados, experimentalmente, no veículo Mercedes Benz série C180, devidamente instrumentada, conforme descrito anexo e através de sucessivas partidas em rampa, de aproximadamente 16% de inclinação e com 1/3 da sua capacidade de carga, até a temperatura máxima de 140°C na caixa seca.

Para a realização dos testes no veículo, foram utilizados um procedimento interno ZF Sachs PDMF 29 e um critério de avaliação conforme tabela 2, pág.100, mostrando uma relação entre as pontuações subjetivas com as acelerações longitudinais durante a execução dos mesmos. O critério de pontuação subjetiva tem como referência a norma

ABNT 14375 [26]. As faixas das acelerações longitudinais foram obtidas por histórico de testes realizados na Alemanha, pelo qual foi possível determinar esta relação com avaliação subjetiva.

8.3 Partidas no veículo Mercedes C180 com material F6

A Figura 82 mostra uma partida na temperatura da caixa seca em 105 °C, ou seja, na face de trabalho, conforme calibração mostrada no item 8.1, a uma temperatura de aproximadamente 237 °C, onde foi observada a trepidação de intensidade aproximada de 2,5 m/s², que conforme tabela 2, pág.100, seria crítica, percebida pela maioria dos usuários.

Esse resultado é concordante com a simulação do banco de provas e o próprio teste no banco de provas de *judder* a 250 °C, onde mostra um fator R acima de 0,1 Nms.

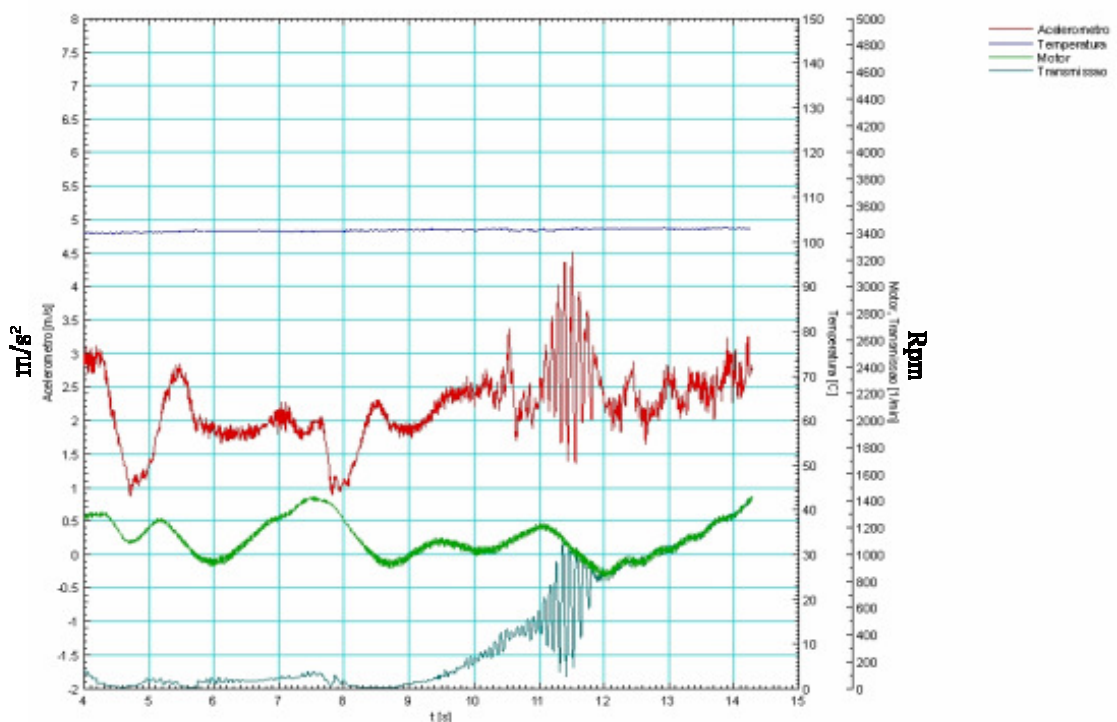


Figura 82 Partida a 105°C material F6 com problema de *judder*

A Figura 83 mostra outra partida na temperatura a 140 °C, ou seja, na face de trabalho, 310 °C, mostrando trepidação. Este tipo de trepidação é bem conhecido com o termo em inglês *Hot Judder*. Neste caso, a intensidade foi de aproximadamente 1,5 m/s², considerado como um limite crítico.

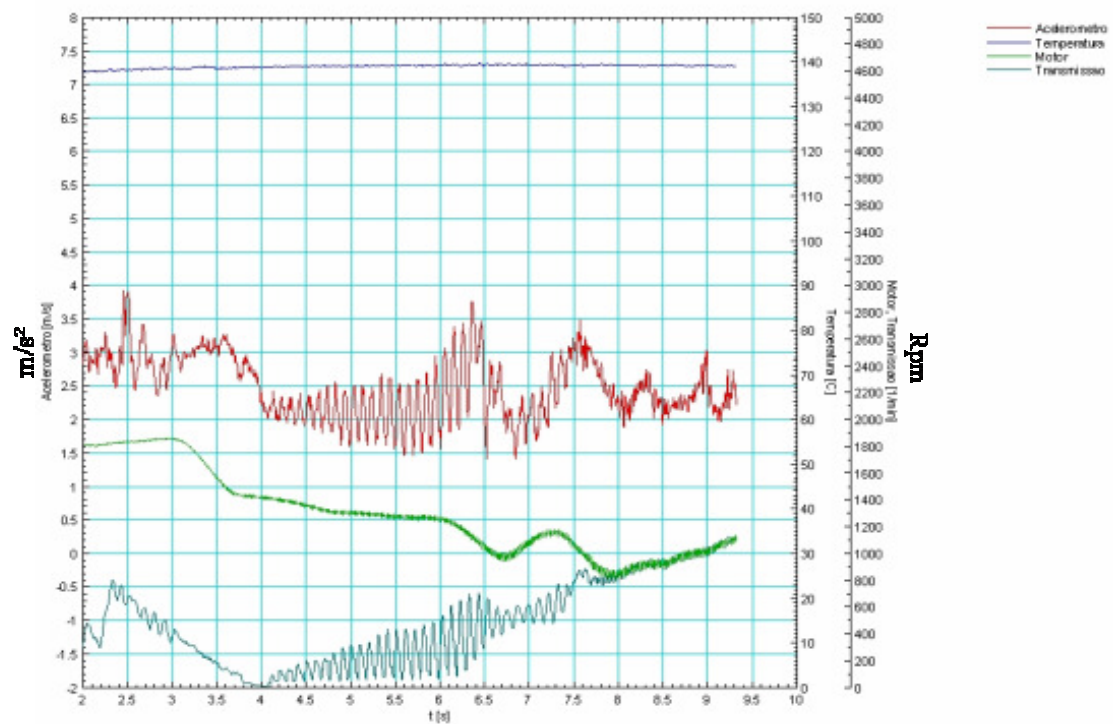


Figura 83 Partida a 140°C com material F6 com problema de *judder*

A Figura 84, mostra uma partida realizada após 15 minutos de resfriamento da embreagem com o motor ligado em marcha lenta e o carro parado. Nesta situação, a trepidação se intensificou, como poderia se esperar, conforme visto no item 6.11, onde o fator R está acima de 0,1 Nms.

Nessa partida, a variação de aceleração longitudinal foi, aproximadamente, de $2,5 \text{ m/s}^2$, ou seja, limite não aceitável.

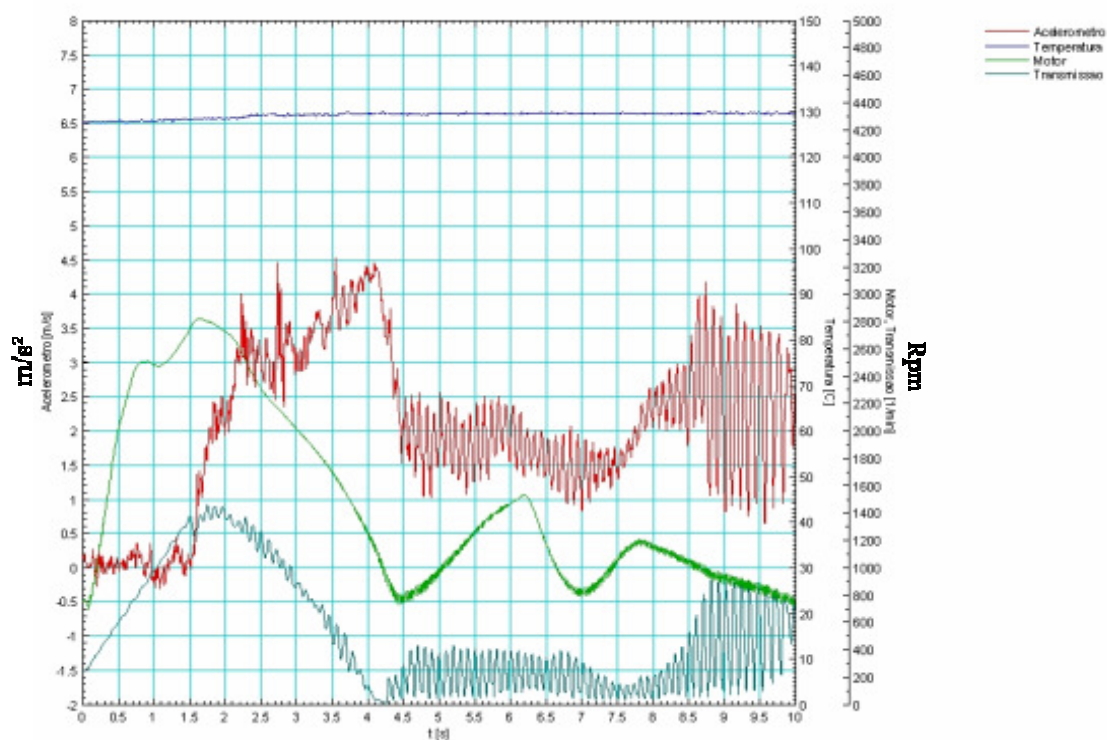


Figura 84 Partida com material F6 após resfriamento 15 minutos

8.4 Partidas no veículo Mercedes C180 com material F8

A Figura 85 mostra uma partida a 100 °C na caixa seca, ou seja, na face de trabalho aproximadamente a 225 °C. Não foi observado nenhum problema de *judder*, resultado concordante com a simulação do banco de provas e o próprio resultado no banco de provas de *judder*, conforme mostrado no item 6.4.

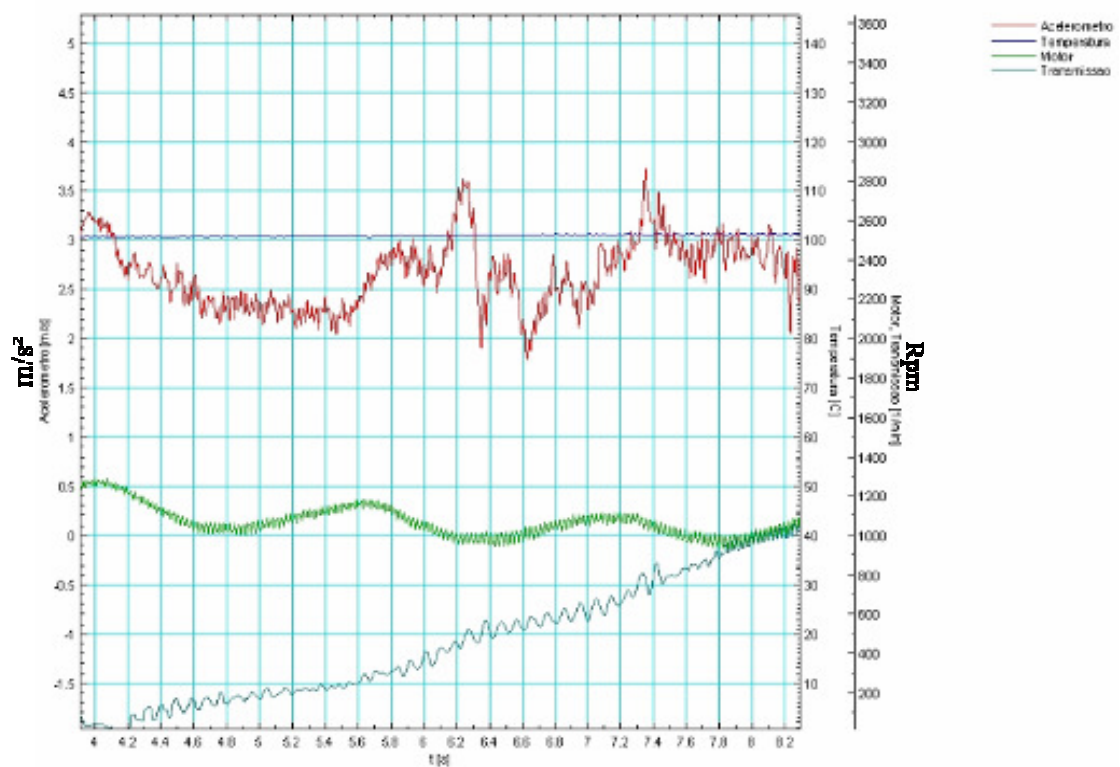


Figura 85 Partida a 100°C material F8 sem problema de *judder*

A Figura 86 mostra uma partida a uma temperatura, na caixa seca, de 140 °C, aproximadamente 313 °C na placa de pressão. Também não foi observado nenhum problema de *judder*, já esperado conforme mostrado no item 6.4.

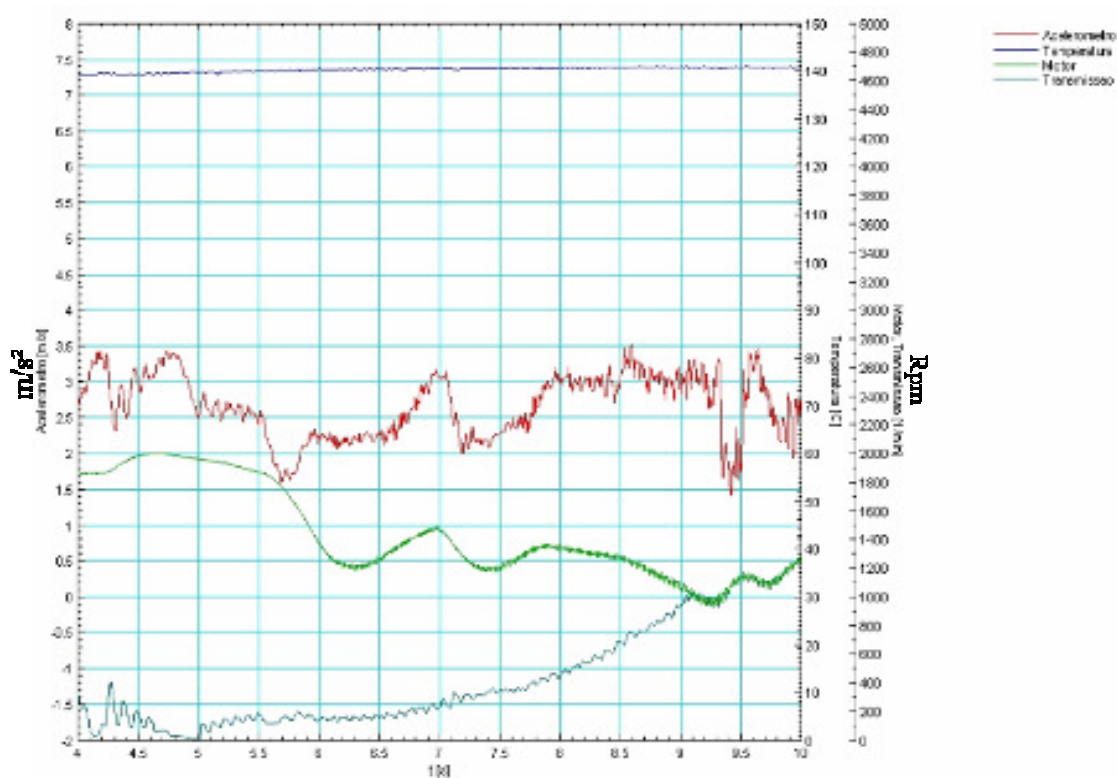


Figura 86 Partida a 140°C com material F8 sem problema de *judder*

A Figura 87 mostra uma partida, porém, após 15 minutos, com o motor ligado em marcha lenta e o carro parado. Nessa situação, após o resfriamento da embreagem, o comportamento mudou radicalmente, ou seja, uma forte trepidação surgiu, com uma variação de aceleração longitudinal maior que 2 m/s^2 , ou seja, um limite não aceitável.

Esse resultado é concordante com o gradiente de atrito negativo, observado no material F8, após resfriamento de 250°C , conforme mostrado no item 6.11.

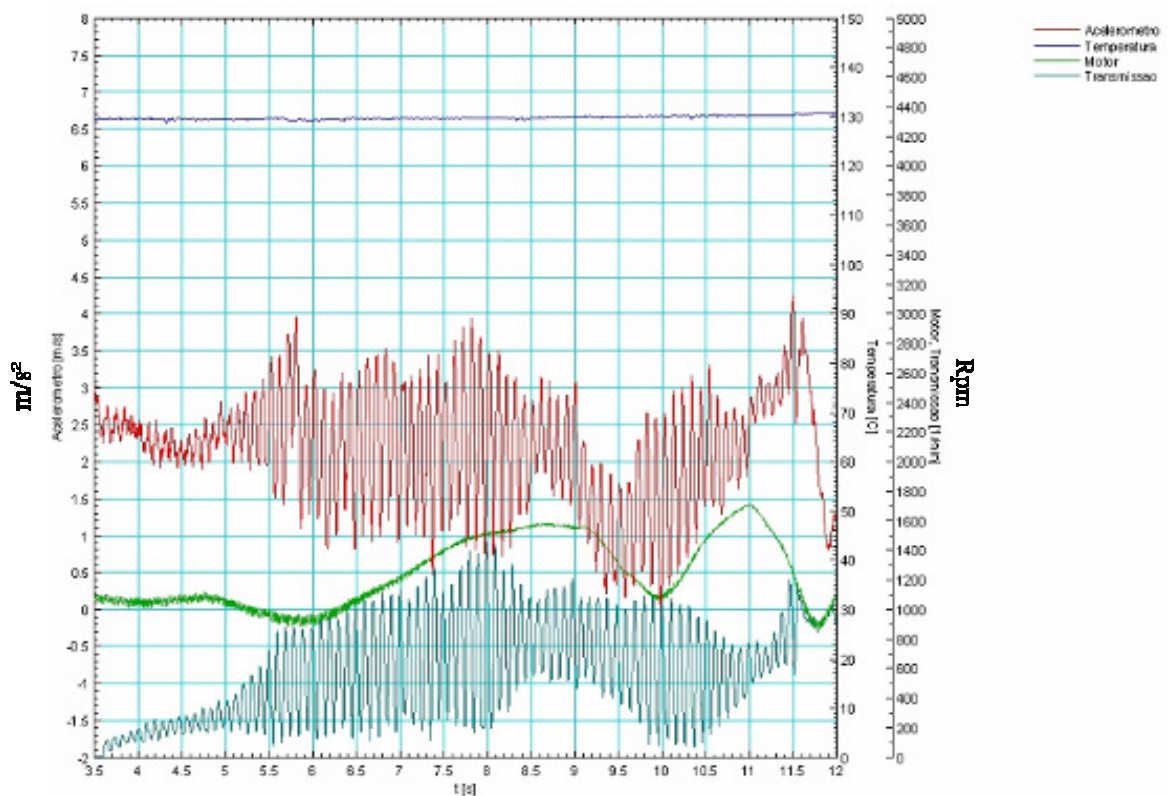


Figura 87 Partida com material F8 após resfriamento 15 minutos

8.5 Partidas no veículo Mercedes C180 com material F9

A Figura 88 mostra uma partida a uma temperatura de 115 °C, aproximadamente 258 °C na embreagem. Não foi observado nenhum problema de *judder*, resultado concordante com a simulação do banco de provas e o próprio resultado no banco de provas de *judder*, conforme mostrado no item 6.4.

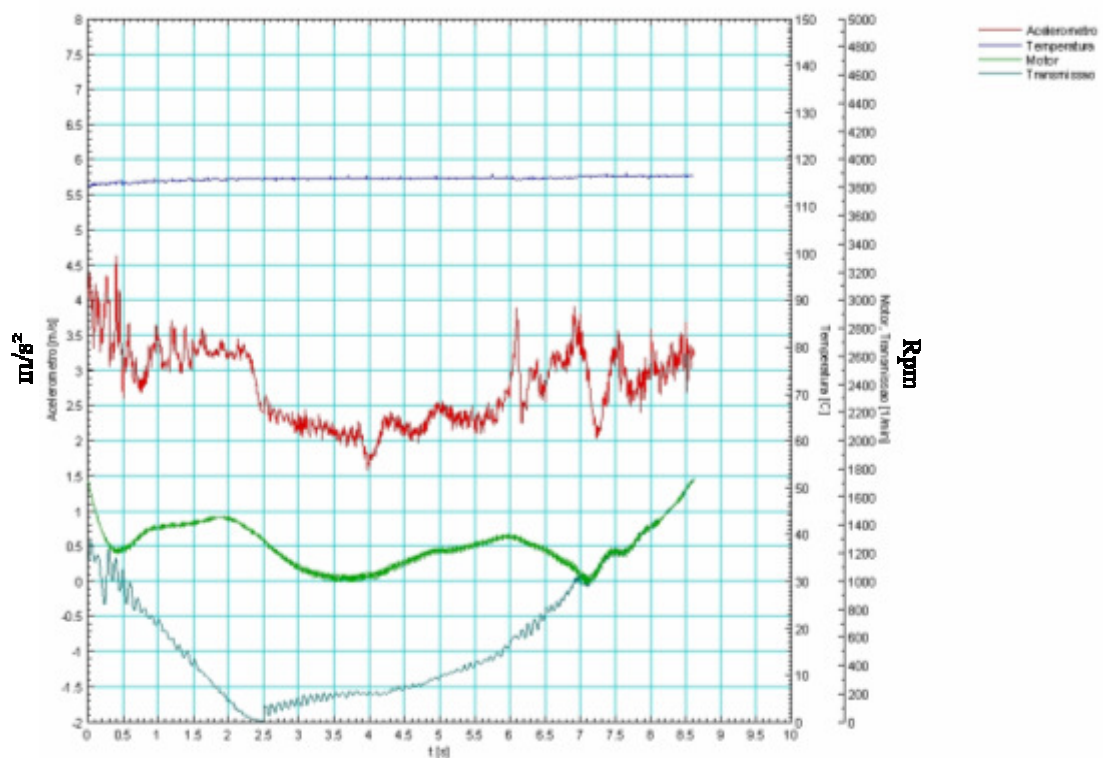


Figura 88 Partida a 105°C material F9 sem problema de *judder*

A Figura 89 mostra uma partida a uma temperatura de 140 °C, ou aproximadamente de 303 °C na embreagem. Nessa condição de extrema temperatura, não foi observado nenhum problema crítico de *judder*, ou seja, menos que 0,5 m/s², resultado concordante com a simulação do banco de provas e o próprio resultado no banco de provas de *judder*, conforme mostrado no item 6.4.

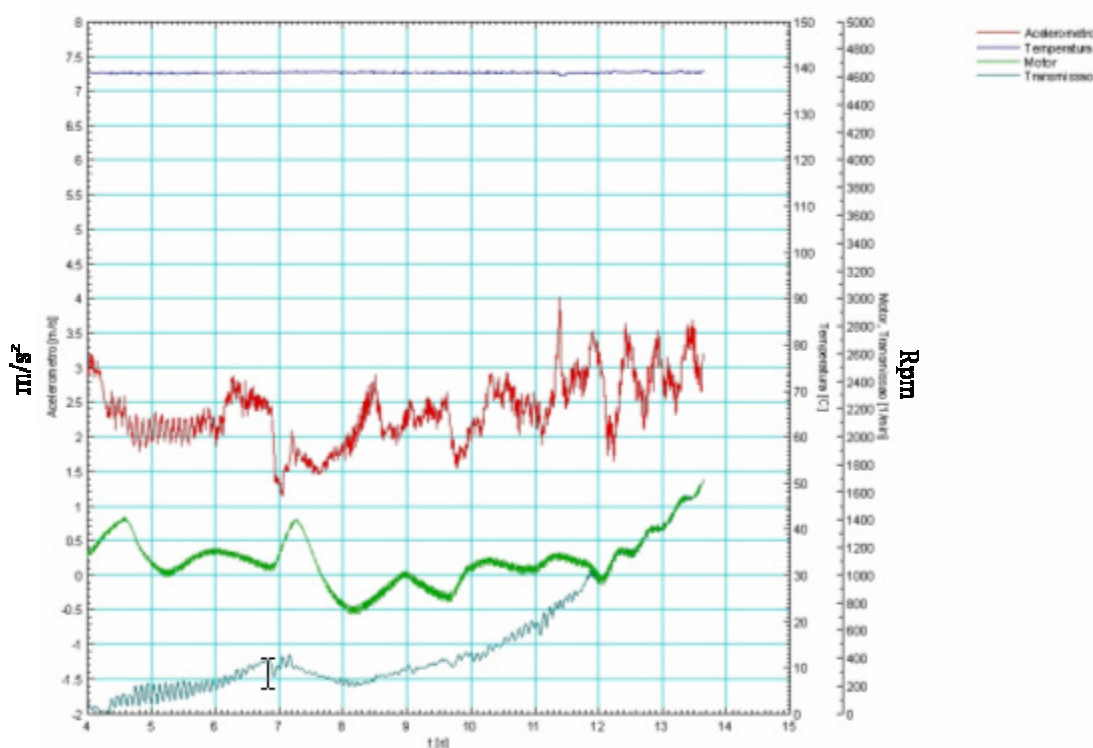


Figura 89 Partida a 140°C material F9 sem problema de *judder*

A Figura 90 mostra uma partida, porém, após 15 minutos de resfriamento, com o motor ligado em marcha lenta e o carro parado. Nessa situação, o comportamento do atrito mudou e uma trepidação surgiu, com uma variação de aceleração longitudinal, aproximadamente, de 2 m/s^2 , ou seja, um caso limite.

Esse resultado é concordante com o gradiente de atrito negativo, observado no material F9, após resfriamento de 250°C , conforme item 6.11.

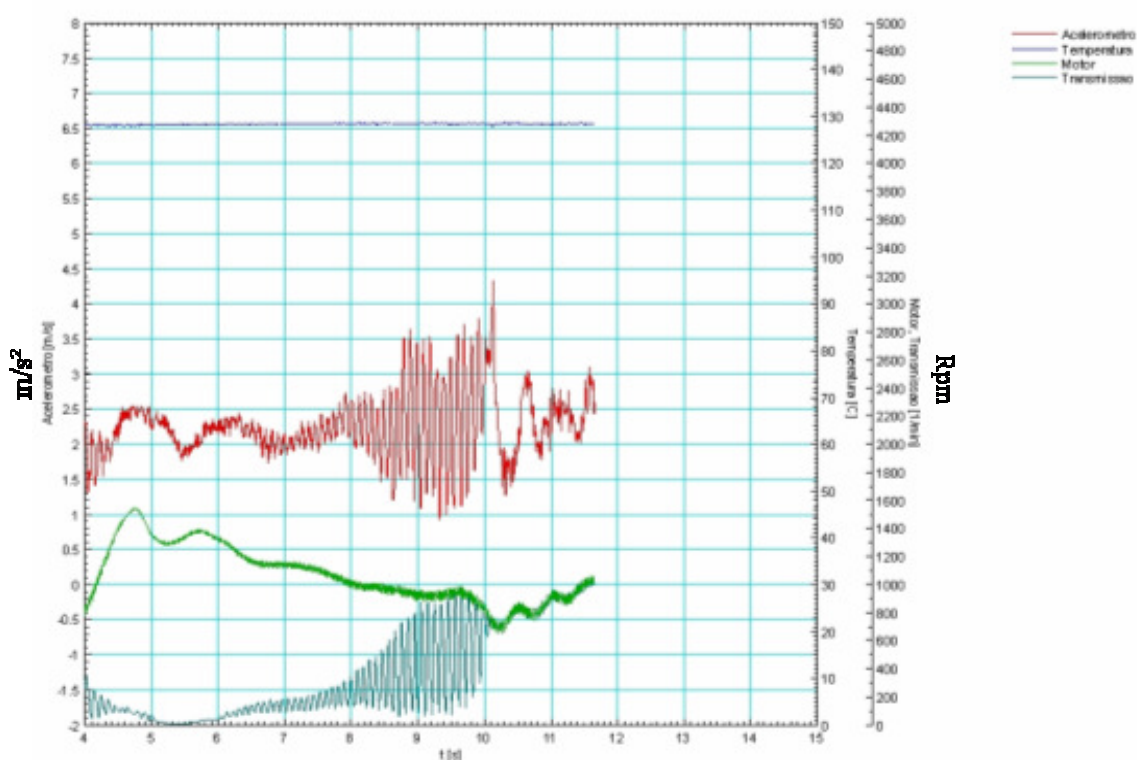


Figura 90 Partida com material F9 após resfriamento 15 minutos

9. CONCLUSÕES

- As simulações numéricas mostraram uma boa aproximação com os resultados observados no próprio banco de *judder*, para três materiais de fricção diferentes, F6, F8 e F9. Isso sustenta a viabilidade de usar a simulação numérica como uma alternativa rápida ao banco de provas *judder*.
- Outra verificação da eficácia da simulação numérica foi à indicação de que, após um estresse térmico no revestimento, o fator R de sensibilidade a *judder* pode mudar, indicando que o material teria características passíveis de excitar o *driveline* do veículo. E isto, de fato, foi confirmado experimentalmente no veículo, observando-se trepidação de maior ou menor intensidade, conforme o material, após um resfriamento de 15 minutos. Particularmente, o material F6 e F8 foram mais críticos quanto ao *judder*.
- Na simulação numérica do veículo, foi confirmada a excitação do *driveline* para gradientes negativos de atrito. Entretanto, para uma simulação mais fiel do veículo seriam necessários todos os parâmetros reais do *powertrain*, que infelizmente não foi possível. De qualquer maneira, a verificação da trepidação no veículo, pela simulação numérica, foi de extrema importância para a consolidação de todo conhecimento anterior e, principalmente, poder entender o veículo como um todo, para verificar a interação com as outras partes do *powertrain* que influenciam diretamente no fenômeno *judder*.
- O trabalho foi finalizado com as avaliações experimentais no veículo, mostrando que os resultados obtidos foram coerentes com os resultados do banco de provas de *judder* e, por conseguinte, com a simulação numérica proposta neste trabalho.

10. REFERÊNCIAS

- [1] BEARDS, C.F. **Vibrations and Control Systems**; Enland, Ellis Horwood Limited, 1.ed., 1988.
- [2] RAO, Singireu S., **Vibrações Mecânicas**, São Paulo, Pearson, 4. ed., 2008.
- [3] HARTOG, J.P.Den, **Vibrações nos Sistemas Mecânicos**, São Paulo, 1. ed., Edgard & Blucher, 1972.
- [4] DREXL, H.J., **Clutch judder—Causes and Countermeasures. In Proceedings of Technical Conference SITEV 90**, pp., Schweinfurt Alemanha, Frankische Nachrichten Druck-und Verlags-GmbH Tauberbischofsheim, pag.7-46, 1990.
- [5] TAYLOR, J.I., **The Vibration Analysis HandBook**, [USA], 1. ed., [1990?].
- [6] LUDEMA, K.C., **Friction Wear, Lubrication**, [USA], CRC Press, 1996.
- [7] LUDEMA, K.C., **Modern Tribology Handbook**, [USA], CRC Press LLC, 2001.
- [8] SHAVER R.F., **SAE Manual Transmission Clutch Systems**, USA, SAE Advances in Engineering Publications, 1. ed., 1997.
- [9] DREXL, H. J., **Motor Vehicle Clutches**, 1. ed., Germany, Ludwig Auer, Donauwörth, 1998.
- [10] CANEVAROLO S. V. , AGNELLI J.A.M. , PESSAN L.A. , **Introdução aos Materiais Poliméricos**, São Carlos SP, Associação Brasileira de Polímeros, 1996.
- [11] CARRO ANTIGO. **História do Automóvel no Brasil**. Disponível em: <http://www.carroantigo.com/portugues/conteudo/curio_hist_carro_brasileiro.htm>. Acesso em 03 maio 2009.
- [12] GORNI. **A Evolução dos Materiais Poliméricos ao Longo do Tempo**. Disponível em: <http://www.gorni.eng.br/hist_pol.html>. Acesso em 03 maio 2009.

[13] DCP/ CENTRO BRASILEIRO DE PESQUISAS FISICAS/MCT, **Atrito e Stick Slip**. Disponível em <<http://www.cbpf.br/~nanos/Apostila/14.html>>. Acesso em 26/05/09.

[14] OLSSON H, ASTROM K.J., CANUDAS C.W, GAFVERT M, LISCHINSKY P. Friction Models and Friction compensation. **European Journal of Control**. v.4, n.3, 1998.

[15] CANUDAS C, OLSSON, ASTROM K.J., LISCHINSKY P. A New Model for Control of Systems with Friction. **IEEE Transactions on Automatic Control**. v.40 n.3, p 419-425, mar. 1995

[16] MAUCHER P. Clutch chatter. **Proceedings of the 4th International Symposium on Torsional Vibrations in Drive Train**. p.109-124, Baden-Baden Alemanha, 1990.

[17] ALBERS A., HERBST D. Chatter – Causes and Solutions. **Proceedings of the 6th LuK Symposium**. p.23 -45, Alemanha,1998.

[18] CROWTHER A.,ZHANG N., LIU D.K., JEYAKUMARAN J.K., Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in automotive powertrain system. **Institution of Mechanical Engineers**. v.28 part D J:Automotive Engineering, p. 1427-1446, UK, 2004.

[19] RABINOWICZ E. The nature of the static and kinetic coefficients of friction. **Journal of Applied Physics**. v.22, USA, 1951.

[20] HAESSIG D. A., FRIEDLAND B. On the modeling and simulation of friction. **ASME Dynamic System and Control**. v.113H3I p.354–362, USA, Set. 1991.

[21] **Catálogo ZF Trading Service**, Alemanha, 2008

[22] **Apostila Técnica Sistemas de Embreagem**, Sachs Brasil, Junho, 2006

[23] **Manual de Reparos Sistemas de Embreagem**, Sachs Brasil, Janeiro, 2005.

[24] TRICHES M. Jr.,GERGES S.N.Y.,JORDAN R. Reduction of Squeal Noise from Disc Brake Systems Using Constrained Layer **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**. v.26, n.3, p.340-348. ISSN 1678-5878, 2004,

[25] MADAKSON, P.B., The Friction Behaviour of Materials, **Wear**. v.87,n.2, maio, 1983, UK.

[26] ABNT Norma NBR 14375: **Critério de Pontuação para Avaliação Subjetiva Veicular**, março 1997.

[27] Normal ABNT NBR 8970, **Guarnição do Disco da Embreagem**, setembro 1997.

[28] HAIR, J. F., ANDERSON, R. E. TATHAM, R. L., BLACK, W. C. **Análise Multivariada de Dados**. 5. ed. Porto Alegre: Bookman, 2006.

[29] Schaeffer. **Luk Symposium 2006**. Disponível em:
http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/library/downloads/03_innovative_clutch_facing_materials.pdf. Acesso em: 03 mar.2009

[30] Norma ABNT NBR 6050, **Embreagem**, março 1995.

11. ANEXOS

Instrumentação veicular

Acelerômetro

Para medição da aceleração longitudinal do veículo foi utilizado um acelerômetro inercial, marca Schaevitz A260, faixa de medição $\pm 3G$, alimentação $+12 V_{cc}$, e saída analógica de $\pm 5 V_{cc}$, instalado no banco de traz do veículo.

Acelerômetro inercial no banco



Schaevitz® A260 Series



Gravity Referenced
Linear Servo
Accelerometer

Pick-up

Medição da rotação do motor e transmissão

Para medição das rotações do motor e transmissão foram instalados sensores magnéticos perpendiculares à cremalheira do volante do motor e na 4ª engrenagem da caixa de transmissão.

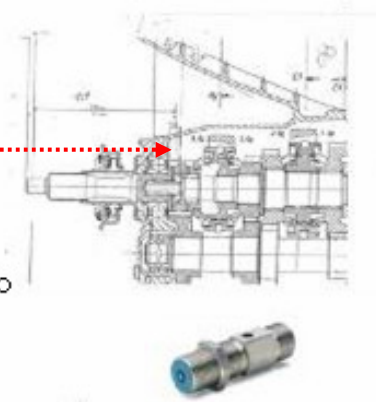
Pick-up

Rotação motor / Temperatura



Pick-up

Rotação Câmbio



16 bits de resolução, marca *Tellert*, importado da Alemanha, conectado ao notebook via porta USB, num software dedicado da empresa *Tellert*, para visualização e gravação dos dados aqisitados, a uma taxa de 1 KHz.

Aquisição de Dados no veículo

Aquisição sinais do motor e câmbio através do sensor magnético

