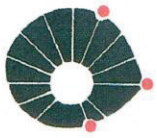
LEANDRO TADEU ROLDÃO PERESTRELO

Modelagem do Trem de Potência Automotivo para Estudo de Trepidação (*Judder*)

29/2013

CAMPINAS
2013



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

LEANDRO TADEU ROLDÃO PERESTRELO

Modelagem do Trem de Potência Automotivo para Estudo de Trepidação (*Judder*)

Orientador: Prof. Dr. Milton Dias Júnior

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO
FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO
ALUNO LEANDRO TADEU ROLDÃO
PERESTRELO, E ORIENTADA PELO
PROF. DR. MILTON DIAS JÚNIOR

.....
ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS
2013

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

R643m

Roldão Perestrelo, Leandro Tadeu
Modelagem do Trem de Potência Automotivo para Estudo de Trepidação (Judder) / Leandro Tadeu Roldão Perestrelo. --Campinas, SP: [s.n.], 2013.

Orientador: Milton Dias Junior.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Veículos a motor - Vibração. 2. Veículos a motor - Dispositivos de transmissão. 3. Veículos a motor - Dinâmica - Métodos de simulação. 4. Embreagens (Máquinas). 5. Mecânica não-linear. I. Dias Junior, Milton, 1961-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Titulo em Inglês: Automotive powertrain model for judder investigation
Palavras-chave em Inglês: Motor vehicles - Vibration, Motor vehicles - Transmission devices, Motor vehicles - Dynamics - Simulation methods, Clutches (Machinery), Nonlinear mechanics
Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico
Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica
Banca examinadora: Robson Pederiva, Claudio Gomes Fernandes
Data da defesa: 28/02/2013
Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Modelagem do Trem de Potência Automotivo para Estudo de Trepidação (*Judder*)

Autor: Leandro Tadeu Roldão Perestrelo
Orientador: Milton Dias Júnior

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

Prof. Dr. Milton Dias Júnior, Presidente
Instituição FEM/UNICAMP

Prof. Dr. Robson Pederiva
Instituição FEM/UNICAMP

Prof. Dr. Claudio Gomes Fernandes
Instituição Peugeot Citroen do Brasil Automóveis

Campinas, 28 de fevereiro de 2013.

Dedico esta dissertação aos meus pais: Eduardo de Meneses Perestrelo e Maria Lúcia Roldão Perestrelo, que com seu exemplo e dedicação cultivaram seus quatro filhos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Milton Dias Júnior, por todo aprendizado que extrapola o acadêmico, por sua dedicação incansável aos seus alunos e pelos trabalhos desenvolvidos junto com a ZF Sachs.

Quero agradecer aos meus pais, Eduardo de Meneses Perestrelo e Maria Lúcia Roldão Perestrelo que sempre cuidaram, incentivaram e mostraram a importância do amor, dedicação, ética e respeito. Agradeço à minha esposa, Nadia Gasparotto Nogueira, pelo apoio e compreensão nessa jornada. Agradeço ainda aos meus filhos Lorena e Vitor que com um simples sorriso tornam a minha vida muito melhor.

Agradeço a Douglas Vinícius Lemes, pela grande amizade e pelo apoio fundamental em diversos momentos desse trabalho.

Quero agradecer a Hugo Heidy Miyasato, a Vinícius Gabriel Segala Simionatto e a Sérgio Junichi Idehara pela amizade, pelas valiosas discussões e suporte no desenvolvimento desse trabalho.

Agradeço ao diretor de engenharia Helio Sacagami e ao gerente de engenharia Ricardo Itoo pelo apoio e compreensão no desenvolvimento desse trabalho.

A realização desse estudo teve a colaboração de muitas pessoas que trabalham na ZF Sachs, deixo aqui meu agradecimento a todas essas pessoas: Amancio Ribeiro, André Santana, Carlos (ferramentaria), Diego Canovas, Edmar Ferreira, Giezel Junior, Giezel Trindade, Ivan Gregori, João Arthur, Julio (ferramentaria), Leandro Ferrari, Lucilene Lopes, Luiz Alberto Caíres Lima, Marcus Ronzio e Sidnei Galvani.

"Our greatest weakness lies in giving up. The most certain way to succeed is always to try just one more time."
Thomas A. Edison

Resumo

Um dos objetivos primários no desenvolvimento de veículos é a eliminação ou minimização de vibrações mecânicas e ruídos associados a essas vibrações que podem comprometer o conforto, a dirigibilidade e em alguns casos a segurança na condução dos veículos. A trepidação (*judder*) é um dos principais problemas de vibrações no trem de potência, ela pode ser definida como uma oscilação da aceleração longitudinal do veículo em decorrência da variação periódica do torque transmitido pela embreagem durante o acoplamento. Em geral sua detecção acontece apenas em fases avançadas do desenvolvimento do veículo ou após o seu lançamento, pois apenas uma parcela muito pequena apresenta esse comportamento. Apesar dos esforços dos engenheiros em evitar o fenômeno, ano a ano sua incidência aumenta, pois há uma tendência geral de diminuição de massa e aumento da eficiência do trem de potência tornando o sistema mais sensível à trepidação. Além disso, a exigência de conforto dos motoristas também vem aumentando ano após ano. Diversos são os fatores que influenciam esse fenômeno e sua ocorrência acontece, geralmente, quando mais de um fator está presente. Entre os principais fatores que influenciam pode-se destacar o comportamento do coeficiente de atrito e erros geométricos da embreagem, o segundo fator foi pouco explorado em trabalhos já publicados. É nesse contexto no qual se insere o presente estudo que visa construir um modelo matemático do trem de potência com atenção especial ao modelo do acoplamento da embreagem, determinando os princípios básicos que governam o fenômeno de trepidação e possibilitando o estudo de alternativas para evitar o desenvolvimento de novos veículos com trem de potência suscetível à ocorrência de trepidação.

Palavras Chave: Embreagem; *Clutch*; Trepidação; *Judder*; Trem de Potência; *Powertrain*; *Driveline*; *Drivetrain*; Vibração; *Vibration*; *NVH*; Veículo; *Vehicle*; Simulação; *Simulation*.

Abstract

One of the primary goals in vehicle development is to eliminate or reduce mechanical vibration and the noise associated with these vibrations which can compromise the driver comfort and in some extreme cases also driver safety. Judder is among the main vibration problems in powertrain, it is defined as an oscillation of vehicle longitudinal acceleration due to the periodic variation of the torque transmitted by the clutch during engagement. In general, judder detection happens only in advanced phases of the vehicle development or after going in production, mainly because only a small percentage of the vehicles exhibit this behavior. Despite the best effort of engineers to avoid the problem, each year the number of reported incidences increases. This result is consequence of driver's higher demands for comfort and the general tendency towards powertrain mass reduction and efficiency increase leading to vehicles more prone to judder. A number of factors have major bearing on the behavior of this phenomena, its occurrence is normally due to the presence of more than one factor. The friction coefficient behavior and the geometrical errors are among the main contributing factors which can influences this vibration problem, the second factor was little researched in previous studies. This work aims to build a mathematical model of the powertrain with special attention to the clutch engagement, defining the basic principles governing judder behavior and allowing the development of new vehicles which are less prone to judder.

Key Words: Clutch; Judder; Powertrain; Driveline; Drivetrain; Vibration; NVH; Vehicle Simulation.

Lista de Ilustrações

Figura 2. 1: Esquema do trem de potência com motor dianteiro transversal e tração dianteira. 7
Figura 2. 2: Trem de potência com motor dianteiro transversal e tração dianteira. Fonte: Reimpell et al (2001). 7
Figura 2. 3: Esquema do trem de potência com motor dianteiro longitudinal e tração dianteira. ... 8
Figura 2. 4: Trem de potência com motor dianteiro longitudinal e tração dianteira. Fonte: Reimpell et al (2001). 8
Figura 2. 5: Esquema do trem de potência com motor dianteiro longitudinal e tração traseira. 9
Figura 2. 6: Trem de potência com motor dianteiro longitudinal e tração traseira. Fonte: Material de treinamento ZF Sachs. 9
Figura 2. 7: Esquema do trem de potência com motor dianteiro longitudinal, caixa de transferência e tração 4x4. 10
Figura 2. 8: Veículo com motor dianteiro longitudinal, caixa de transferência e tração 4x4. Fonte: Reimpell et al (2001). 10
Figura 2. 9: Exemplo de curva de motor a plena carga “torque x rotação” e “potência x rotação”. 11
Figura 2. 10: Esquema dos quatro tempos de funcionamento do motor. 12
Figura 2. 11: Diagrama de pressão na câmara de combustão (função do ângulo do virabrequim). 13
Figura 2. 12: Torque no virabrequim devido à pressão dos gases de motor monocilíndrico. Fonte: Ligier et al (2002). 14
Figura 2. 13: Torque no virabrequim devido à inércia alternativa de motor monocilíndrico. Fonte: Ligier et al (2002). 15
Figura 2. 14: Torque no virabrequim: superposição dos efeitos dos gases e inércia. Fonte: Ligier et al (2002). 15

Figura 2. 15: Medição da rotação de marcha lenta (800 rpm) de um veículo de carga leve. Fonte: Material de treinamento ZF Sachs. 16
Figura 2. 16: Medição da rotação de marcha lenta (750 rpm) de veículo de passeio com motor 4 cilindros. Fonte: Material de treinamento ZF Sachs. 17
Figura 2. 17: Análise de ordem da aceleração angular de motor 4 cilindros. Fonte: Material de treinamento ZF Sachs. 17
Figura 2. 18: Conjunto embreagem composto por disco, platô e mancal. Fonte: Drexl (1999).... 19
Figura 2. 19: Nomenclatura dos principais componentes do conjunto embreagem (disco, platô e mancal). 19
Figura 2. 20: Conjunto embreagem montado no volante do motor: a) embreagem acoplada, b) embreagem desacoplada. 21
Figura 2. 21: Diagrama de carga de placa - força aplicada pela placa de pressão em função da sua posição. 21
Figura 2. 22: Sistema de acionamento de embreagem semi-hidráulico com nomenclatura dos componentes. 22
Figura 2. 23: Diagrama do curso de mancal de embreagem em função do curso de pedal de embreagem..... 23
Figura 2. 24: Disco de embreagem com mola cushion em destaque. Adaptado de Drexl (1999). 23
Figura 2. 25: Diagrama da mola *cushion* - força aplicada no disco em função da deflexão axial. 24
Figura 2. 26: Medição da rotação do motor e da árvore primária da transmissão durante partida de veículo (fase de acoplamento embreagem)..... 25
Figura 2. 27: Medição da rotação do motor e da árvore primária da transmissão durante partida de veículo com presença de trepidação (fase de acoplamento da embreagem)..... 25
Figura 2. 28: Disco de embreagem com nomenclatura dos componentes. Fonte: Drexl (1999)... 27
Figura 2. 29: Diagrama do amortecimento torcional – torque aplicado no disco em função da deflexão angular. 27
Figura 2. 30: Transmissão manual de cinco marchas de veículo com tração dianteira e motor dianteiro transversal..... 28

Figura 2. 31: Sistema de engate sincronizado. Fonte: Lechner et al (1999). 29
Figura 2. 32: Transmissão VW MQ5. Adaptado de Lechner et al (1999). 30
Figura 2. 33: Esquema de redução final e diferencial de veículo com motor longitudinal. 31
Figura 2. 34: Árvore de transmissão: a) com junta universal, b) com junta homocinética. 32
Figura 2. 35: Semi-árvore de veículo de passeio. 32
Figura 2. 36: Exemplo de partida de um veículo: a) Sem Trepidação, b) Com Trepidação. 33
Figura 2. 37: Frequências de ocorrência de trepidação 34
Figura 2. 38: Diagrama da variação do coeficiente de atrito em função da velocidade relativa. .. 35
Figura 2. 39: Esquema de sistema massa mola excitado por força de atrito variável. 36
Figura 2. 40: a) Característica do coeficiente de atrito em função da diferença de rotação, b) Amplitude de trepidação em função do coeficiente de atrito. Adaptado de Drexl (1990). 37
Figura 2. 41: Gradiente do coeficiente de atrito e sua tendência de excitar ou não trepidação. Fonte: Albers et al (1998). 37
Figura 2. 42: Simulação de partida de veículo com diferentes gradientes do coeficiente de atrito. Fonte: Albers et al (1998). 38
Figura 2. 43: Influência do amortecimento do trem de potência e do gradiente do coeficiente de atrito. Adaptado de Maucher (1990). 39
Figura 2. 44: Influência do amortecimento do trem de potência. Fonte Albers et al (1998). 40
Figura 2. 45: Influência do amortecimento do trem de potência - Teste em veículo: a) Nota de avaliação subjetiva de trepidação, b) Oscilação da aceleração longitudinal do veículo durante o acoplamento (partida do veículo). Adaptado de Albers et al (1998). 40
Figura 2. 46: Esquema de sistema massa mola excitado por força variável no tempo 41
Figura 2. 47: Esquema de erro geométrico induzindo trepidação. Fonte Albers et al (1998). 42
Figura 2. 48: Disco em corte, destacando mola cushion e curva característica mais suave (soft) e mais rígida (stiff). Adaptado de Drexl (1990) e Albers et al (1998). 43
Figura 2. 49: a) Rigidez de duas semi-árvores, b) Amplitude de trepidação em função rigidez da semi-árvore. Adaptado de Drexl (1990). 45

Figura 2. 50: a) Rigidez de 3 mecanismos de amortecimento torcional, b) Amplitude de trepidação em função rigidez do mecanismos. Adaptado de Drexl (1990). 46
Figura 2. 51: Diagrama com ajuste do torque transmitido pela embreagem segundo Centea et al (2001) para evitar erros numéricos quando a diferença de rotação fica próxima de zero. 46
Figura 3. 1: Esquema da instrumentação no veículo para avaliação de trepidação. 52
Figura 3. 2: a) Detalhe da instalação dos sensores de rotação do motor e da árvore de entrada da transmissão, b) Detalhe da instalação do sensor de curso do pedal da embreagem. 52
Figura 3. 3: a) Detalhe da instalação do sensor de aceleração longitudinal, b) Detalhe do painel do equipamento de aquisição e processamento de sinais e dos canais de medição. 53
Figura 3. 4: Máquina de medição das características funcionais do disco de embreagem. 54
Figura 3. 5: Esquema da máquina de medição das características funcionais do disco de embreagem 55
Figura 3. 6: Exemplo de medição do diagrama do amortecimento torcional do disco de embreagem 56
Figura 3. 7: Exemplo de medição do diagrama da mola cushion do disco de embreagem. 57
Figura 3. 8: Máquina de medição das características funcionais do platô. 58
Figura 3. 9: Esquema da máquina de medição das características funcionais do platô para medição do diagrama de carga de placa. 59
Figura 3. 10: Exemplo de medição do diagrama de carga de placa do platô de embreagem. 59
Figura 3. 11: Esquema da máquina de medição das características funcionais do platô para medição do diagrama de carga de debreagem. 61
Figura 3. 12: Exemplo de medição do diagrama de carga de debreagem, recuo e paralelismo do platô de embreagem. 61
Figura 3. 13: Detalhe do dispositivo de medição de variação da espessura do disco. 62
Figura 3. 14: Esquema do dispositivo de medição de variação da espessura do disco. 63
Figura 3. 15: Exemplo de medição da variação da espessura do disco de embreagem. 63
Figura 3. 16: Vistas do disco de embreagem utilizado no teste 64
Figura 3. 17: Vista explodida do disco de embreagem utilizado no teste. 65

Figura 3. 18: Esquema de montagem do Disco Original. 66
Figura 3. 19: Esquema de montagem do Disco Cushion NP 1E. 67
Figura 3. 20: Esquema de montagem do Disco Sem Cushion. 67
Figura 3. 21: Esquema de montagem do Disco Sem Cushion 1E. 68
Figura 3. 22: Esquema de montagem do Disco Cushion NP 2E. 68
Figura 3. 23: Esquema de montagem do Disco Cushion NP 3E. 69
Figura 3. 24: Vistas do platô utilizado no teste. 70
Figura 3. 25: Vista explodida do platô utilizado no teste. 70
Figura 3. 26: Vista em corte do platô original e do platô modificado. 71
Figura 3. 27: Medição da curva torcional do disco. 72
Figura 3. 28: Medição da curva *cushion* do Disco Original. 73
Figura 3. 29: Medição da curva *cushion* do Disco Cushion NP 1E. 73
Figura 3. 30: Medição da curva *cushion* do Disco Sem Cushion. 74
Figura 3. 31: Medição da curva *cushion* do Disco Sem Cushion 1E. 74
Figura 3. 32: Medição da curva *cushion* do Disco Cushion NP 2E. 75
Figura 3. 33: Medição da curva *cushion* do Disco Cushion NP 3E. 75
Figura 3. 34: Medição da variação da espessura do disco ao longo do perímetro com carga de 600N. 76
Figura 3. 35: Medição da variação da espessura do disco ao longo do perímetro com carga de 1000 N. 77
Figura 3. 36: Medição diagrama de carga de placa: a) Platô original, b) Platô modificado. 79
Figura 3. 37: Medição diagrama de debreagem e recuo: a) Platô original, b) Platô modificado... 79
Figura 3. 38: Montagem 1 - Medição de partida com platô original e disco original. 81
Figura 3. 39: Montagem 1 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação. 82
Figura 3. 40: Montagem 1 - Análise conteúdo em frequência do sinal de aceleração do veículo. 82
Figura 3. 41: Montagem 1 - Análise conteúdo em frequência do sinal de rotação da transmissão. 83
Figura 3. 42: Montagem 2 - Medição de partida com platô original e disco *cushion* NP 1E. 84

Figura 3. 43: Montagem 2 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação. 84
Figura 3. 44: Montagem 2 - Análise conteúdo em frequência do sinal de aceleração do veículo. 85
Figura 3. 45: Montagem 2 - Análise conteúdo em frequência do sinal de rotação da transmissão. 85
Figura 3. 46: Montagem 3 - Medição de partida com platô original e disco sem *cushion*. 86
Figura 3. 47: Montagem 3 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação. 87
Figura 3. 48: Montagem 4 - Medição de partida com platô original e disco sem *cushion* 1E. 88
Figura 3. 49: Montagem 4 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação. 88
Figura 3. 50: Montagem 4 - Análise conteúdo em frequência do sinal de aceleração do veículo. 89
Figura 3. 51: Montagem 4 - Análise conteúdo em frequência do sinal de rotação da transmissão. 89
Figura 3. 52: Montagem 5 - Medição de partida com platô modificado e disco original 90
Figura 3. 53: Montagem 5 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação. 91
Figura 3. 54: Montagem 6 - Medição de partida com platô modificado e disco cushion NP 1E. . 92
Figura 3. 55: Montagem 6 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação. 92
Figura 3. 56: Montagem 7 - Medição de partida com platô modificado e disco sem *cushion*. 93
Figura 3. 57: Montagem 7 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação. 94
Figura 3. 58: Montagem 8 - Medição de partida com platô modificado e disco sem *cushion* 1E. 95
Figura 3. 59: Montagem 8 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação. 95
Figura 3. 60: Montagem 9 - Medição de partida com platô modificado e disco *cushion* NP 2E. . 96
Figura 3. 61: Montagem 9 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação. 97
Figura 3. 62: Montagem 10 - Medição de partida com platô modificado e disco *cushion* NP 3E. 98
Figura 3. 63: Montagem 10 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação. 98
Figura 4. 1: Esquema do trem de potência com motor dianteiro transversal e tração dianteira. . 100
Figura 4. 2: Modelo torcional do trem de potência com motor dianteiro transversal e tração dianteira. 100

Figura 4. 3: a) Diagrama da variação do coeficiente de atrito em função da velocidade relativa entre as superfícies de atrito, b) Diagrama de força aplicada no disco em função do curso do pedal de embreagem..... 106
Figura 4. 4: Modo representativo do fenômeno de trepidação de modelo de 4 graus de liberdade amortecido (inércia do motor desacoplada do sistema)..... 110
Figura 4. 5: Modo representativo do fenômeno de *shuffle* de modelo de 4 graus de liberdade amortecido. 111
Figura 4. 6: Modo representativo do fenômeno de *rattle* de modelo de 4 graus de liberdade amortecido. 111
Figura 4. 7: Simulação 1 - Partida sem erro geométrico ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$) e gradiente do coeficiente de atrito que não tende a induzir trepidação ($d\mu/d\nu = -0{,}002$)..... 112
Figura 4. 8: Simulação 2 - Partida com erro geométrico ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0{,}15$; $\Psi_T = 0$) e gradiente do coeficiente de atrito que não tende a induzir trepidação ($d\mu/d\nu = -0{,}002$)..... 113
Figura 4. 9:Simulação 3 - Partida com erro geométrico ($\Psi_M = 0{,}02$; $\Psi_D = 0{,}20$; $\Psi_T = 0{,}20$) e gradiente do coeficiente de atrito que não tende a induzir trepidação ($d\mu/d\nu = -0{,}002$)..... 114
Figura 4. 10: Simulação 4 - Partida sem erro geométrico ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$) e gradiente do coeficiente de atrito que pode induzir trepidação ($d\mu/d\nu = -0{,}005$)..... 114
Figura 4. 11: Simulação 5 - Partida sem erro geométrico ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$) e gradiente do coeficiente de atrito que induz trepidação forte ($d\mu/d\nu = -0{,}008$)..... 115
Figura 4. 12: a) Simulação ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; $d\mu/d\nu = -0{,}002$),, b) Simulação 2 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0{,}15$; $\Psi_T = 0$; $d\mu/d\nu = -0{,}002$), c) Simulação 4 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; $d\mu/d\nu = -0{,}005$), d) Simulação 6 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0{,}15$; $\Psi_T = 0$; $d\mu/d\nu = -0{,}005$)..... 116
Figura 4. 13: a) Simulação 1 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; $d\mu/d\nu = -0{,}002$), b) Simulação 2 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0{,}15$; $\Psi_T = 0$; $d\mu/d\nu = -0{,}002$), c) Simulação 5 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; $d\mu/d\nu = -0{,}008$), d) Simulação 7 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0{,}15$; $\Psi_T = 0$; $d\mu/d\nu = -0{,}008$)..... 117

Figura 4. 14: a) Simulação 1 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; $d\mu/d\nu = -0,002$), b) Simulação 3 ($\Psi_M = 0,02$; $\Psi_D = 0,20$; $\Psi_T = 0,20$; $d\mu/d\nu = -0,002$), c) Simulação 4 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; $d\mu/d\nu = -0,005$), d) Simulação 8 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0,15$; $\Psi_T = 0$; $d\mu/d\nu = -0,005$)..... 118
Figura A. 1: Esquema do material de fricção do disco e de um infinitésimo de material. 126

Lista de Tabelas

Tabela 3. 1: Critério de notas de avaliação subjetiva de trepidação utilizado pela ZF Sachs. 49
Tabela 3. 2: Critério de notas de avaliação subjetiva de trepidação e valores correspondentes de aceleração longitudinal (avaliação objetiva) utilizado pela ZF Sachs. 50
Tabela 3. 3: Resumo da montagem experimental para avaliação de trepidação no veículo..... 51
Tabela 3. 4: Descrição das amostras de disco..... 66
Tabela 3. 5: Descrição das amostras de platô. 71
Tabela 3. 6: Principais resultados das medições funcionais dos discos de embreagem. 78
Tabela 3. 7: Descrição das montagens de disco e platô em veículo. 80
Tabela 4. 1: Parâmetros físicos do modelo teórico.....105

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO 1
1.1. Motivação *3*
1.2. Objetivo *4*
1.3. Estrutura do trabalho *5*
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 6
2.1. Configurações do trem de potência automotivo *6*
2.2. Elementos do trem de potência *11*
2.3. Trepidação *33*
2.4. Simulação numérica - Instabilidades *46*
3. AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL 48
3.1. Avaliação de trepidação *49*
3.2. Descrição da montagem experimental no veículo *50*
3.3. Descrição da montagem experimental para caracterização da embreagem *53*
3.3.1 Medição funcional do disco de embreagem *54*
3.3.2 Medição funcional do platô de embreagem *57*
3.3.3 Medição da variação da espessura do disco de embreagem *62*
3.4. Amostras *64*
3.4.1 Disco *64*
3.4.2 Platô *69*
3.5. Resultados da medição das características funcionais do disco de embreagem *71*
3.6. Resultados da medição das características funcionais do platô de embreagem *78*
3.7. Resultados da avaliação de trepidação no veículo *79*
3.7.1 Montagem 1 – Platô Original e Disco Original *80*
3.7.2 Montagem 2 – Platô Original e Disco Cushion NP 1E *83*
3.7.3 Montagem 3 – Platô Original e Disco Sem Cushion *86*

3.7.4 Montagem 4 – Platô Original e Disco Sem Cushion 1E *87*
3.7.5 Montagem 5 – Platô Modificado e Disco Original *90*
3.7.6 Montagem 6 – Platô Modificado e Disco Cushion NP 1E *91*
3.7.7 Montagem 7 – Platô Modificado e Disco Sem Cushion *92*
3.7.8 Montagem 8 – Platô Modificado e Disco Sem Cushion 1E *94*
3.7.9 Montagem 9 – Platô Modificado e Disco Cushion NP 2E *95*
3.7.10 Montagem 10 – Platô Modificado e Disco Cushion NP 3E *97*
4. MODELAGEM TEÓRICA 99
4.1. Torque transmitido pela embreagem - T_{EMB} *105*
4.2. Torque de resistência ao movimento - T_{RES} *108*
4.3. Modos e frequências naturais *109*
4.4. Resultados de simulação de partida *112*
5. CONCLUSÕES 119
6. SUGESTÃO PARA PRÓXIMOS TRABALHOS 121
REFERÊNCIAS 123
ANEXO A – TORQUE TRANSMITIDO PELA EMBREAGEM 126
ANEXO B – INÉRCIA E RIGIDEZ EQUIVALENTE 130

1. INTRODUÇÃO

Os primeiros veículos utilizavam força animal como fonte de potência. A partir do desenvolvimento do motor a vapor e posteriormente do motor de combustão e elétrico foi possível criar o automóvel. O trem de potência automotivo ou *powertrain*[1] é o sistema que possibilita o movimento de carros, caminhões e ônibus. Todas as peças, mecanismos, componentes ou sistemas responsáveis por gerar, converter e transmitir potência até a roda fazem parte desse sistema. Atualmente o motor de combustão interna é a principal fonte de potência utilizada nos veículos, além de disponibilizar a força mecânica necessária para o seu movimento, ele também é a origem de vibrações nos automóveis.

Um dos objetivos primários no desenvolvimento dos automóveis é a eliminação ou minimização de vibrações mecânicas e ruídos associados a essas vibrações que podem comprometer o conforto, a dirigibilidade e em alguns casos a segurança na sua condução. Dessa forma o estudo de fenômenos vibratórios no trem de potência tem grande importância para as montadoras e autopeças. Existem inúmeros fenômenos de ruído e vibrações relativos ao trem de potência, alguns dos principais são: *rattle*, *boom*, *clonk*, *whine*, *squeal*, *whoop*, *shuffle* e *judder*.

O fenômeno de *judder*, também conhecido como trepidação, tem grande importância devido às exigências de conforto. Ele acontece durante o acoplamento (fase de deslizamento) da embreagem e, genericamente, pode ser definido como uma oscilação da aceleração longitudinal do veículo em decorrência da variação periódica do torque transmitido pela embreagem para a

[1] Serão utilizados diversos termos em inglês ao longo do texto pois algumas das palavras não têm tradução exata para a língua portuguesa e outras são termos conhecidos e comumente usados por pessoas que trabalham nesta área.

transmissão. Essa variação acontece devido à influência de diversos fatores, entre eles pode-se destacar três principais:

- Variação do coeficiente de atrito do material de fricção do disco de embreagem em função da velocidade relativa entre as superfícies de atrito;
- Amortecimento do trem de força;
- Desalinhamento e irregularidades geométricas dos componentes do sistema de embreagem.

Para definir o escopo do presente estudo faz-se necessário destacar três elementos, dos diversos que compõem o trem de potência: 1. motor, 2. embreagem ou conversor de torque e 3. transmissão.

O motor pode ser de combustão interna, elétrico, ou ainda uma combinação entre os dois anteriores, nesse caso o veículo é chamado de híbrido. O motor de combustão interna pode ainda ser classificado como rotativo (Wankel) ou alternativo (Otto ou Diesel), sendo que estes últimos se subdividem ainda em motores de 2 ou 4 tempos. Em geral, no mercado brasileiro, veículos de passeio utilizam motores 4 tempos ciclo Otto enquanto veículos comerciais utilizam motores 4 tempos ciclo Diesel

A embreagem por atrito pode ser: a seco ou banho de óleo, mono-disco ou multi-disco, ação por força centrifuga ou por mola membrana ou por mola helicoidal. Normalmente, a embreagem é utilizada em conjunto com uma transmissão manual ou automatizada. A embreagem por atrito seco, mono-disco e ação por mola membrana é utilizada em mais de 90% dos veículos de passeio e comercial no mercado nacional.

O conversor de torque é utilizado em transmissões automáticas convencionais com engrenamento planetário.

A transmissão pode ser: manual (engrenamento contraposto), automática convencional (engrenamento planetário), automatizada (engrenamento contraposto), continuamente variável – CVT, ou ainda *dual clutch transmission* – DCT, também conhecida como transmissão de dupla embreagem (engrenamento contraposto). No Brasil, a transmissão manual tem aproximadamente 88% de participação de mercado em veículos de passeio sendo o restante majoritariamente de transmissão automática e automatizada. No mercado de veículos comerciais a transmissão manual tem aproximadamente 87% de participação de mercado enquanto a transmissão automatizada é responsável por quase 11% de participação.

Embora parte dos conceitos, hipóteses, considerações e resultados desse trabalho possam ser utilizados para todos os trens de potência, o presente estudo está concentrado naqueles que utilizam motor alternativo de combustão interna 4 tempos, embreagem a seco mono-disco com ação por mola membrana e transmissão manual ou automatizada.

1.1. Motivação

A trepidação é um dos principais problemas relacionados com vibrações no trem de potência. Embora seja um problema conhecido há muito tempo, sua ocorrência e detecção pelos motoristas apresentou um aumento significativo nos últimos anos, ganhando maior atenção por parte dos fabricantes de veículos e embreagem. A intensificação de ocorrência do problema pode ser atribuída a maior sensibilidade do *powertrain* devido, principalmente, a sua maior eficiência e, consequentemente, menor amortecimento do sistema. Já o crescimento da detecção pelos motoristas está relacionado ao maior nível de exigência e a evolução dos veículos que tiveram uma redução generalizada de vibrações nos últimos anos, fazendo com que o motorista perceba mais facilmente a trepidação.

A ocorrência de trepidação, em geral, só é percebida em fases avançadas do desenvolvimento do veículo e algumas vezes apenas após o seu lançamento. Como o fenômeno envolve todo o trem de potência, grandes mudanças nesse sistema em fases avançadas do desenvolvimento ou após o lançamento do veículo são extremamente custosas e demoradas.

Diversos são os fatores que influenciam esse fenômeno e, em geral, sua ocorrência acontece quando mais de um fator está presente. Um modelo matemático que contenha esses fatores e que seja capaz de simular a trepidação pode auxiliar em novos desenvolvimentos evitando projetos que sejam mais suscetíveis à ocorrência de trepidação. Além disso, a modelagem matemática pode auxiliar na busca da solução de problemas de veículos já em fabricação e que apresentem comportamento indesejável quanto à trepidação.

1.2. Objetivo

Este trabalho tem como objetivos principais:

- Verificar experimentalmente, em veículo, a influência de erros geométricos da embreagem e do mecanismo de compensação desses erros na trepidação, determinando os princípios básicos que governam o fenômeno.
- Propor um modelo matemático do *powertrain* e particularmente do acoplamento da embreagem que contenha os principais fatores que influenciam na trepidação e que seja capaz de simular e prever este fenômeno.
- Verificar a validade do modelo proposto para prever a tendência de um veículo trepidar e estudar alternativas para evitar a ocorrência de trepidação, através da comparação dos resultados experimentais e teóricos.

1.3. Estrutura do trabalho

O presente trabalho está dividido em cinco capítulos. O Capítulo 2 apresenta uma detalhada revisão bibliográfica dos temas abordados na dissertação. No terceiro capítulo apresenta-se a montagem experimental, os procedimentos de teste, a instrumentação utilizada, as amostras testadas e os resultados obtidos.

No Capítulo 4 é feita a modelagem teórica do problema, um modelo de inércias concentradas é proposto, as hipóteses adotadas são discutidas, as equações de movimento são escritas, o cálculo de transmissão de torque da embreagem é detalhado e os resultados de simulação computacional são apresentados.

As conclusões estão Capítulo 5 e as sugestões para trabalhos futuros no Capítulo 6.

Finalmente, apresenta-se uma lista das referências bibliográficas e os anexos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo tem por objetivo apresentar uma detalhada revisão bibliográfica sobre o fenômeno de trepidação. Adicionalmente será feita uma revisão sobre o *powertrain* automotivo, suas configurações mais comuns, o funcionamento básico dos principais sistemas e as principais características.

2.1. Configurações do trem de potência automotivo

A seguir são apresentadas as principais configurações conforme Lechner *et al* (1999) e Reimpell *et al* (2001).

As Figuras 2.1 e 2.2 mostram a arquitetura mais comumente encontrada no mercado brasileiro de automóveis de passeio: **motor dianteiro transversal** e **tração dianteira**. Essa montagem é bastante compacta, exigindo pouco espaço, sendo também mais leve e menos custosa em relação a outras configurações.

Os principais elementos presentes nesse arranjo são: motor, embreagem, transmissão mecânica, redução final e diferencial (integrados na transmissão), semi-árvore com junta homocinética, roda e pneu.

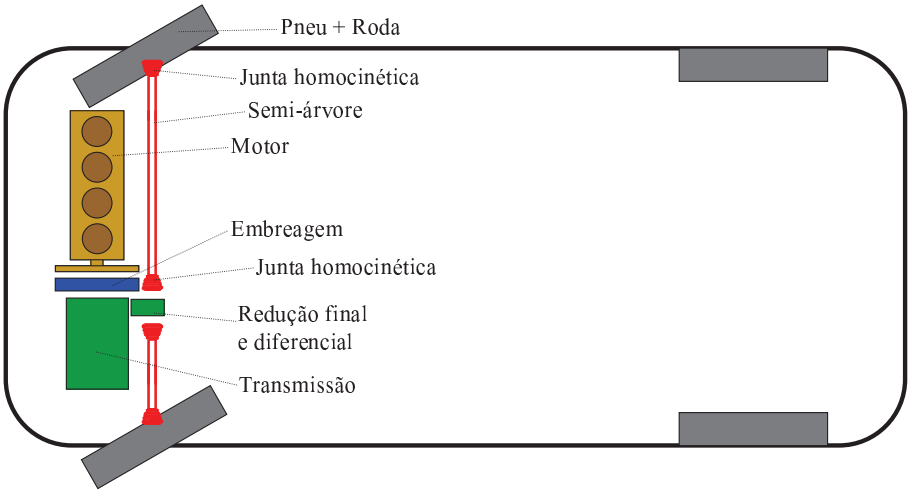


Figura 2. 1: Esquema do trem de potência com motor dianteiro transversal e tração dianteira.

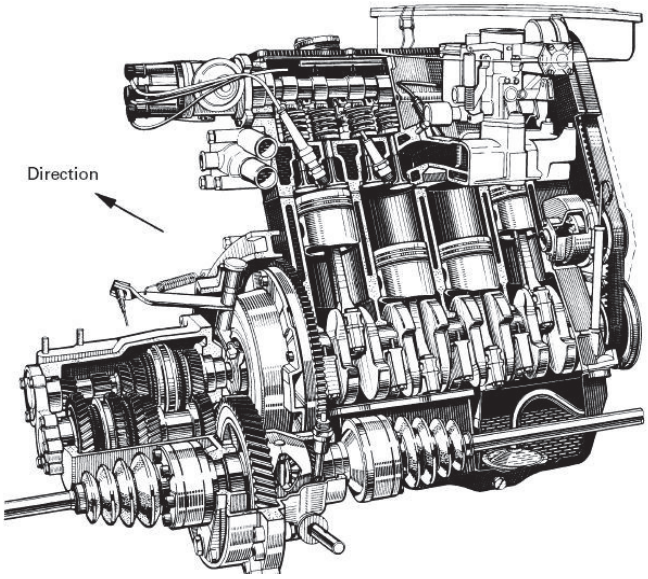


Figura 2. 2: Trem de potência com motor dianteiro transversal e tração dianteira. Fonte: Reimpell et al (2001).

As Figuras 2.3 e 2.4 apresentam outra arquitetura utilizada em alguns automóveis de passeio: **motor dianteiro longitudinal** e **tração dianteira**. Essa montagem também é compacta, porém requer mais espaço que a configuração anterior devido à disposição do motor e da transmissão, motivo pelo qual há a tendência de deixar de utiliza-la em veículos compactos. Os principais elementos presentes nesse arranjo são: motor, embreagem, transmissão mecânica,

redução final e diferencial (integrados na transmissão), semi-árvore com junta homocinética, roda e pneu.

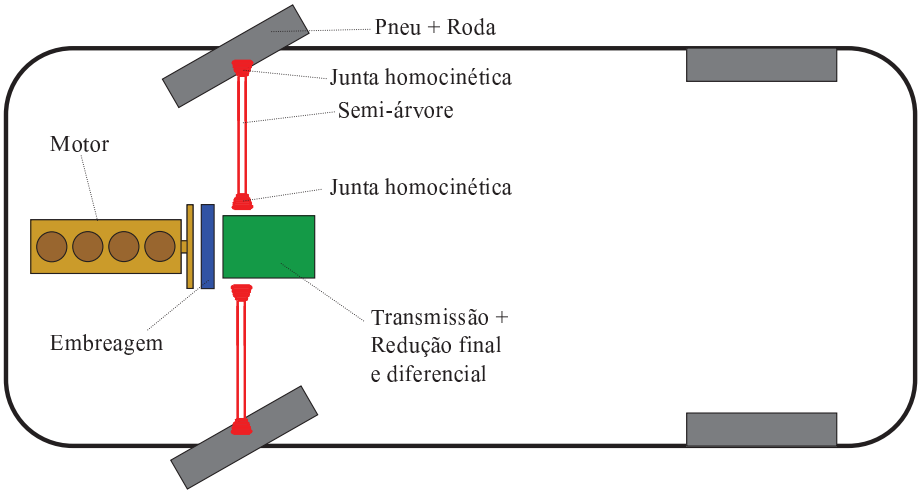


Figura 2. 3: Esquema do trem de potência com motor dianteiro longitudinal e tração dianteira.

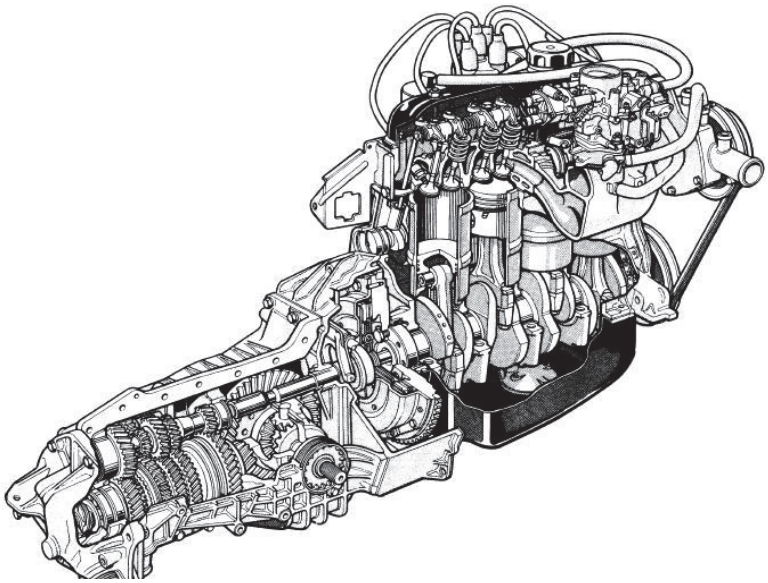


Figura 2. 4: Trem de potência com motor dianteiro longitudinal e tração dianteira. Fonte: Reimpell et al (2001).

As Figuras 2.5 e 2.6 mostram a configuração que apresenta **motor dianteiro longitudinal** e **tração traseira**. Ela não é compacta como as anteriores, porém é utilizada em uma infinidade de

aplicações, como: caminhões, *pick-ups*, vans, veículos de passeio de alto desempenho e ônibus. As principais razões para a utilização dessa arquitetura são suas características de robustez e desempenho. Os principais elementos presentes nesse arranjo são: motor, embreagem, transmissão mecânica, árvore de transmissão, redução final e diferencial (integrados no eixo traseiro), roda e pneu.

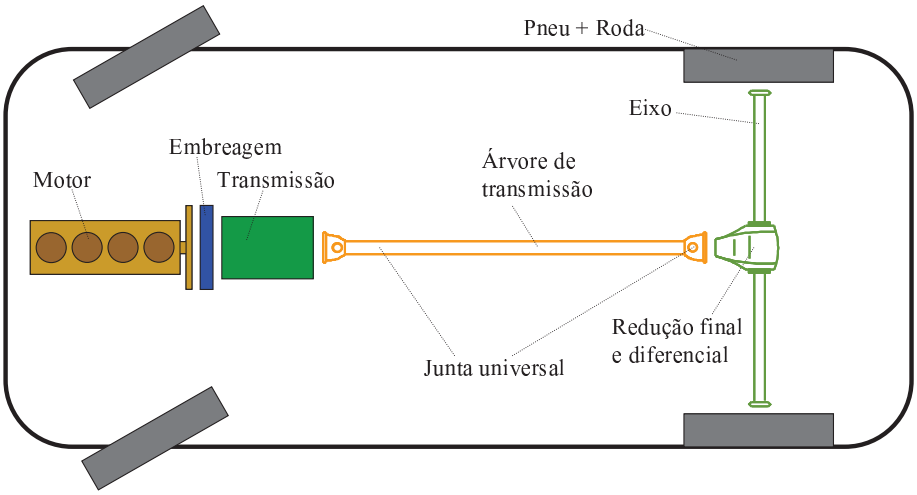


Figura 2. 5: Esquema do trem de potência com motor dianteiro longitudinal e tração traseira.

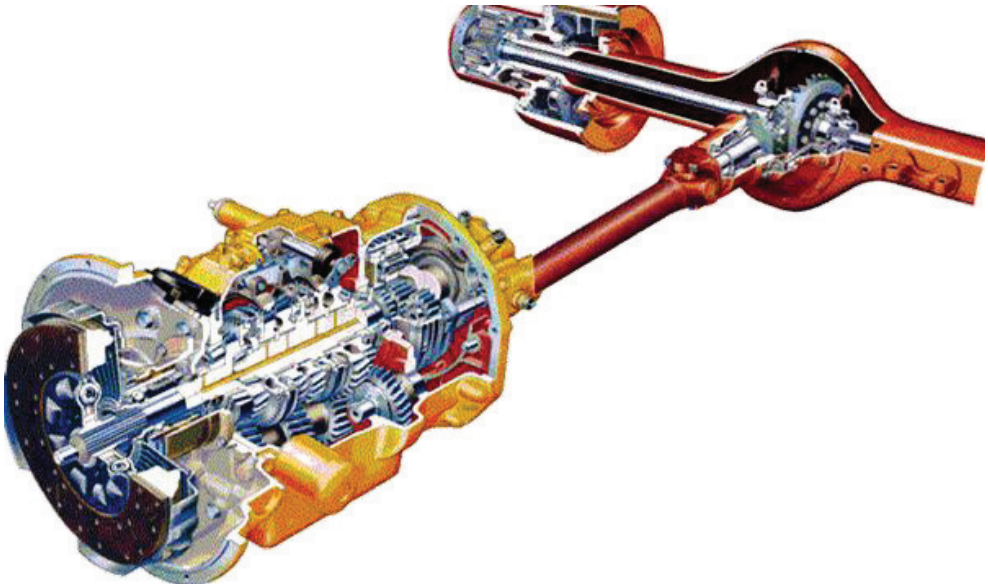


Figura 2. 6: Trem de potência com motor dianteiro longitudinal e tração traseira. Fonte: Material de treinamento ZF Sachs.

As Figuras 2.7 e 2.8 mostram a configuração que apresenta **motor dianteiro longitudinal** com caixa de transferência e **tração 4x4 (traseira + dianteira)**. Ela é bastante robusta e complexa. Sua utilização é necessária em aplicações especificas como veículos fora de estrada (*off-road*) ou veículos que no inverno são utilizados na neve ou gelo (baixa aderência entre pneu e pista). Os principais elementos presentes nessa configuração são: motor, embreagem, transmissão mecânica, caixa de transferência, árvore de transmissão com junta universal (traseira e dianteira), eixo com diferencial (traseiro e dianteiro), roda e pneu.

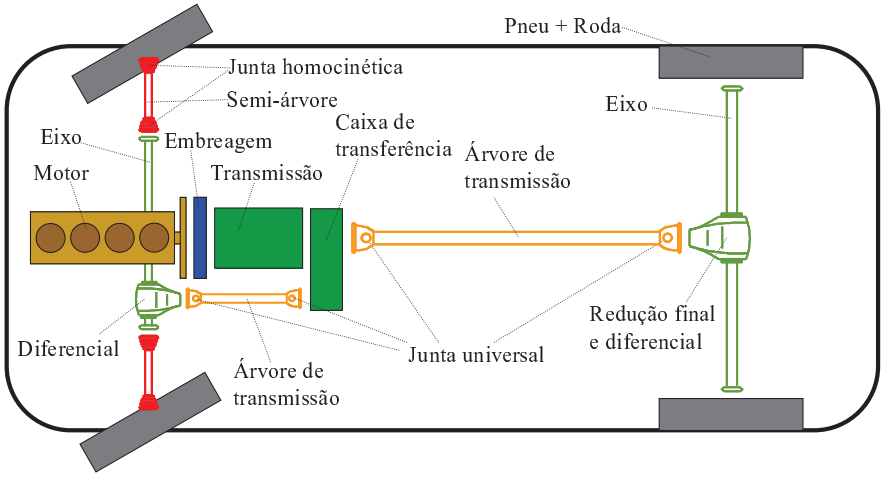


Figura 2. 7: Esquema do trem de potência com motor dianteiro longitudinal, caixa de transferência e tração 4x4.

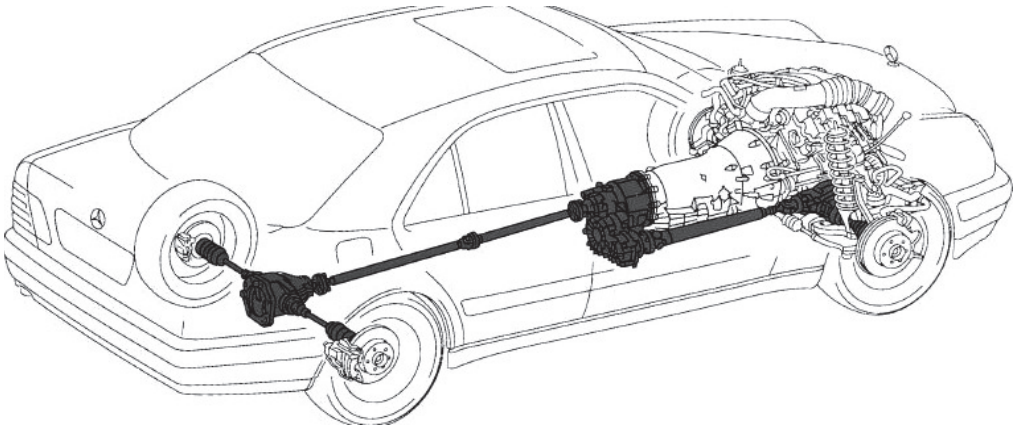


Figura 2. 8: Veículo com motor dianteiro longitudinal, caixa de transferência e tração 4x4. Fonte: Reimpell et al (2001).

2.2. Elementos do trem de potência

2.2.1 Motor alternativo de combustão interna 4 tempos

O motor de combustão interna é a principal fonte de potência utilizada nos veículos. No entanto, além de disponibilizar a força mecânica necessária para movimentar o veículo ele também é a principal fonte de vibrações nos automóveis. Ligier *et al* (2002) mostram como as características de funcionamento do motor geram as vibrações torcionais.

A principal característica funcional do motor é a curva de torque e potência vs. rotação (Figura 2.9). Essa curva é influenciada por diversos fatores de projeto como: volume deslocado dos pistões, taxa de compressão, geometria da câmara de combustão, combustível, perfil de abertura das válvulas, características do sistema de alimentação, exaustão, gerenciamento do motor, etc.

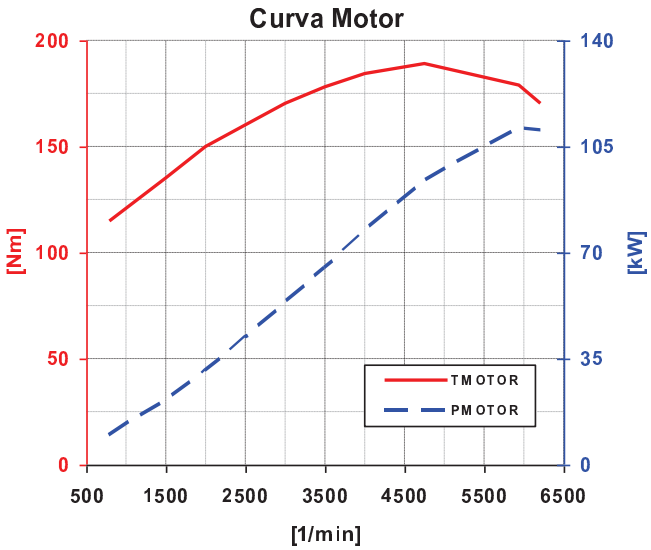


Figura 2. 9: Exemplo de curva de motor a plena carga “torque x rotação” e “potência x rotação”.

O motor 4 tempos recebe esse nome pois em cada ciclo de geração de potência há quatro etapas, são elas: admissão, compressão, expansão e escape. A Figura 2.10 mostra cada uma das etapas. Na admissão os gases entram no cilindro pela válvula de admissão enquanto o pistão desce; na compressão o pistão sobe e comprime os gases aumentando a pressão dentro da câmara; na expansão o pistão desce graças ao aumento da pressão devido à combustão dos gases – esse é o único tempo útil do ciclo –; no escape o pistão sobe e os gases são expulsos do cilindro pela válvula de escape.

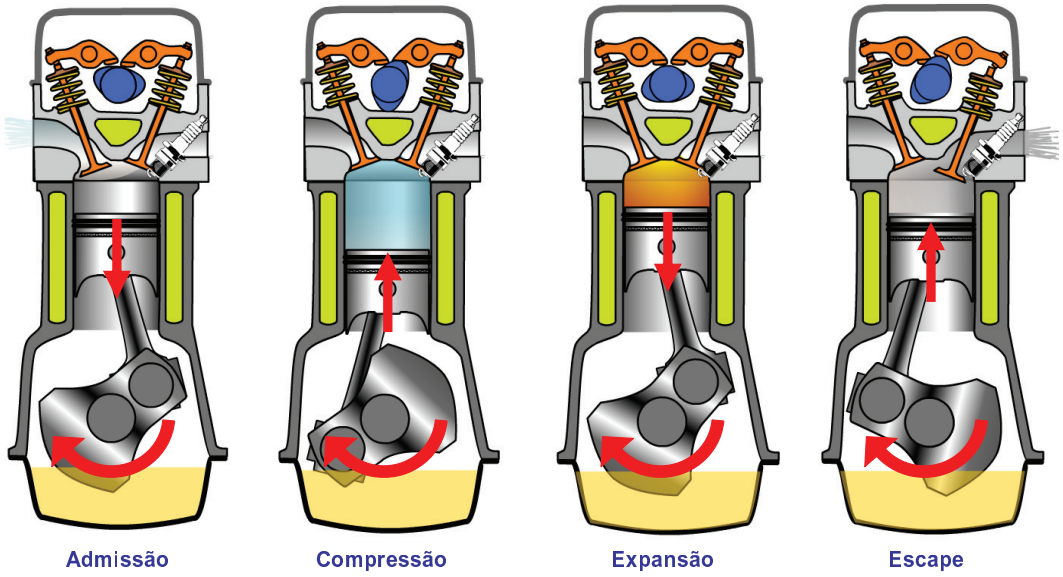


Figura 2. 10: Esquema dos quatro tempos de funcionamento do motor.

A excitação torcional resulta da própria característica de funcionamento do motor alternativo, sendo que ela tem duas origens: uma devido à pressão dos gases e outra devido às inércias do motor (variam com o quadrado da rotação). O efeito da pressão dos gases é predominante em baixa rotação (maior pressão nos cilindros e menores forças de inércia) e em alta rotação predomina o efeito das forças de inércia.

O efeito da pressão dos gases pode ser compreendido através da Figura 2.11, na expansão o aumento de pressão gerado pela combustão aplicando força na cabeça do pistão, gerando torque. Portanto, nessa etapa todo o sistema é acelerado, as outras três etapas apenas utilizam parte do torque gerado na expansão e que foi "armazenado" no volante do motor, sendo que a etapa de compressão tende a desacelerar o sistema.

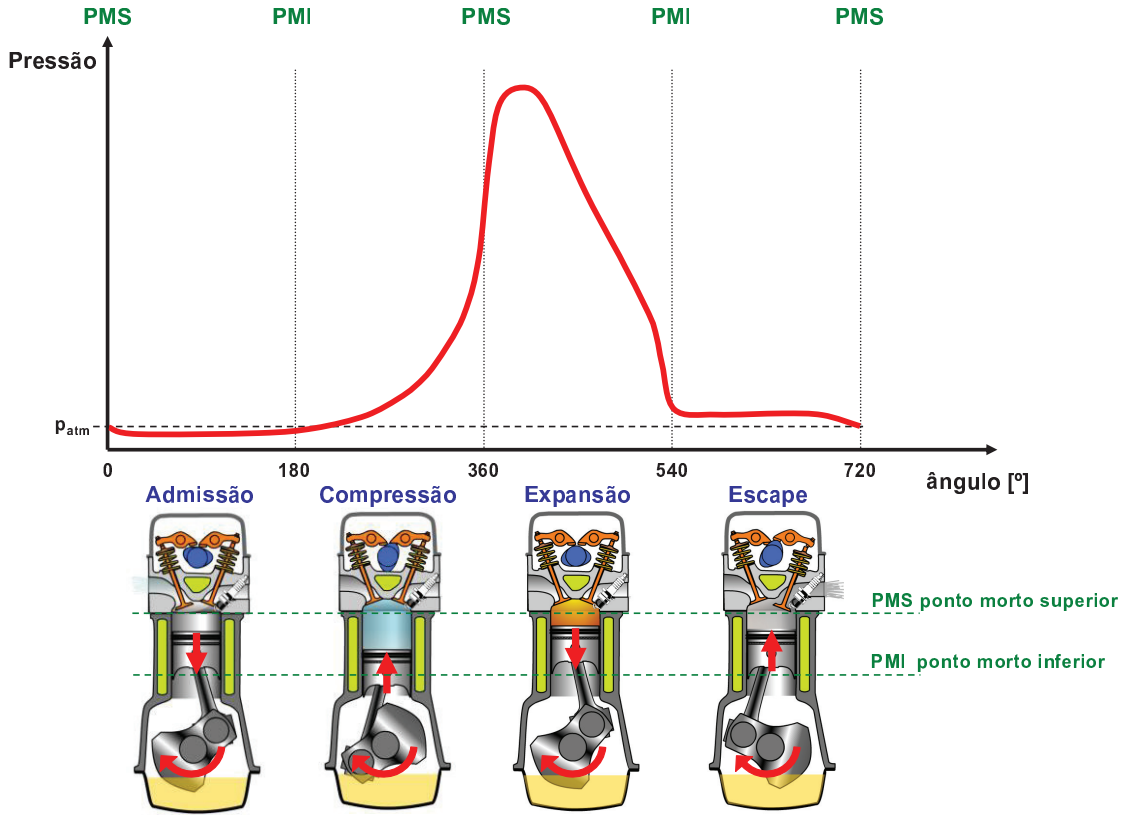


Figura 2. 11: Diagrama de pressão na câmara de combustão (função do ângulo do virabrequim).

A Figura 2.12 mostra um exemplo de variação de torque no virabrequim devido aos gases de motor monocilíndrico em dois regimes de rotação distintos: 3200rpm e 5400rpm. A excitação devido aos gases, em um cilindro, acontece uma vez a cada duas voltas, caracterizando uma excitação importante de 0,5 (meia) ordem. Ordem é uma forma de quantificar o número de eventos por ciclo, no caso de vibração no trem de potência, normalmente o ciclo é uma volta do motor.

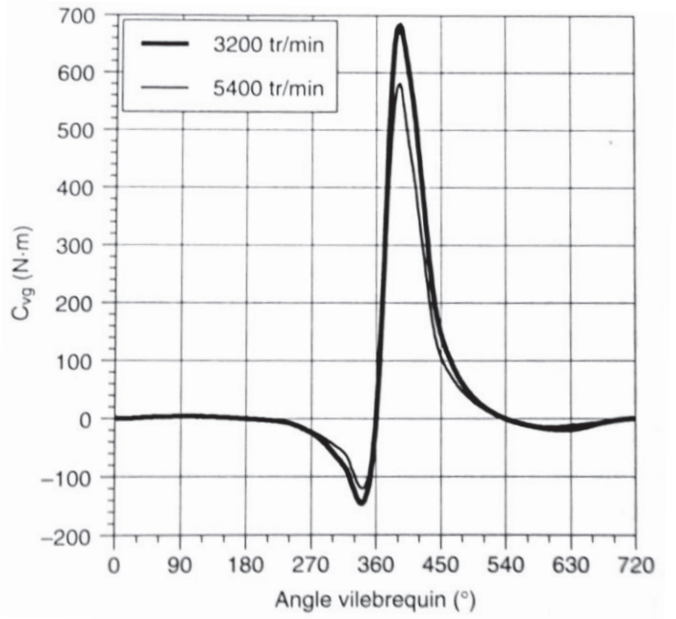


Figura 2. 12: Torque no virabrequim devido à pressão dos gases de motor monocilíndrico. Fonte: Ligier et al (2002).

O efeito das inércias também pode ser compreendido através da observação do ciclo de funcionamento do motor. Nele os pistões e bielas realizam movimento alternativo devido ao sistema biela manivela. Assim, mesmo em rotação constante, a cada volta do motor, a massa desses componentes é acelerada e desacelerada, ora na direção do PMI (ponto morto inferior – menor distância entre a cabeça do pistão e centro do virabrequim), ora na direção do PMS (ponto morto superior – maior distância entre a cabeça do pistão e centro do virabrequim) resultando em forças no sistema que geram torque no virabrequim. A Figura 2.13 mostra um exemplo de variação de torque no virabrequim devido à inércia alternativa de motor monocilíndrico em dois regimes de rotação distintos: 3200rpm e 5400rpm. Essa excitação, em um cilindro, acontece quatro vezes a cada duas voltas, caracterizando uma excitação principal de 2º ordem.

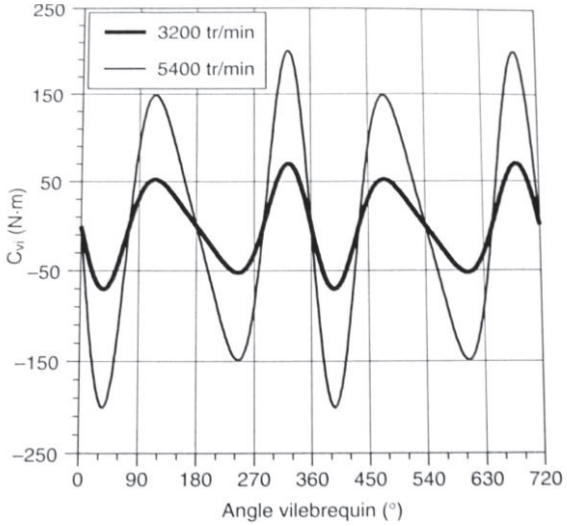


Figura 2. 13: Torque no virabrequim devido à inércia alternativa de motor monocilíndrico. Fonte: Ligier et al (2002).

O torque atuante no virabrequim é a superposição do torque devido aos gases e do torque devido à inércia alternativa. A Figura 2.14 mostra a superposição dos torques das Figuras 2.12 e 2.13 nos dois regimes de rotação de referência: 3200rpm e 5400rpm. Como se pode notar, a excitação resultante, em um cilindro, é rica em harmônicos.

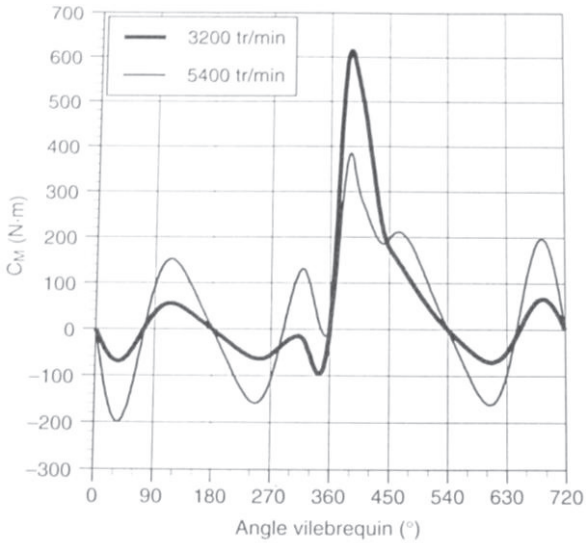


Figura 2. 14: Torque no virabrequim: superposição dos efeitos dos gases e inércia. Fonte: Ligier et al (2002).

A Figura 2.15 é uma medição da rotação de marcha lenta (800rpm) de um caminhão leve com motor 4 cilindros. Nela é possível notar como a variação de torque gera flutuação da rotação do motor.

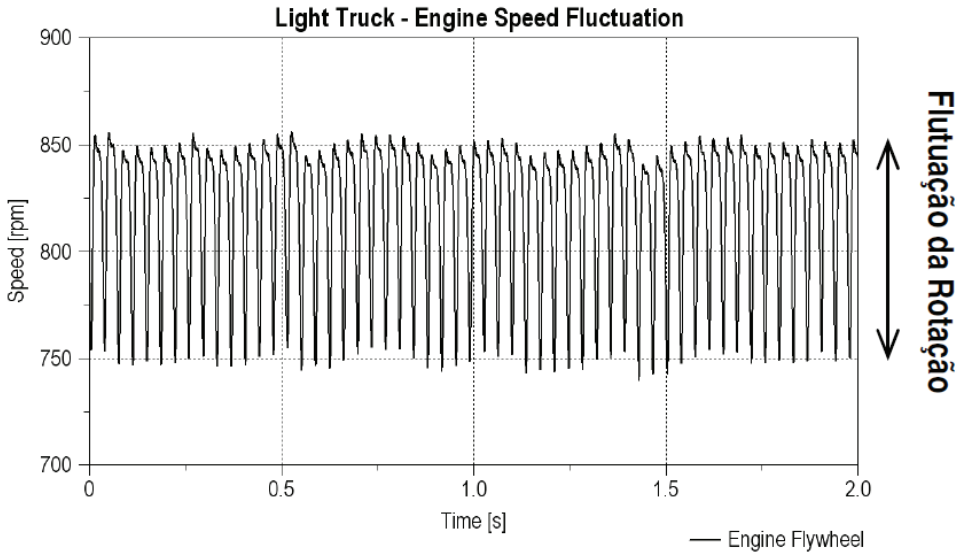


Figura 2. 15: Medição da rotação de marcha lenta (800 rpm) de um veículo de carga leve. Fonte: Material de treinamento ZF Sachs.

O tipo de excitação muda conforme a quantidade de cilindros, a disposição dos cilindros, a forma do virabrequim e a sequência de ignição. Motores de quatro cilindros em linha têm a 2º ordem como a principal componente da força excitadora como pode ser vista na Figura 2.16. As ordens múltiplas, como 4º e 6º ordens, também são relevantes como mostra a análise de ordem da Figura 2.17. O conhecimento das ordens presentes na excitação proveniente do motor é importante na avaliação da vibração, pois elas influenciam fortemente no comportamento vibratório do trem de potência.

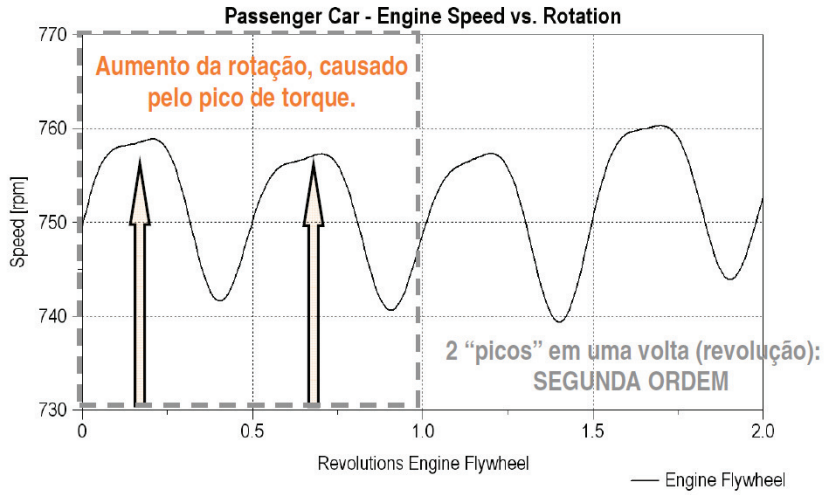


Figura 2. 16: Medição da rotação de marcha lenta (750 rpm) de veículo de passeio com motor 4 cilindros. Fonte: Material de treinamento ZF Sachs.

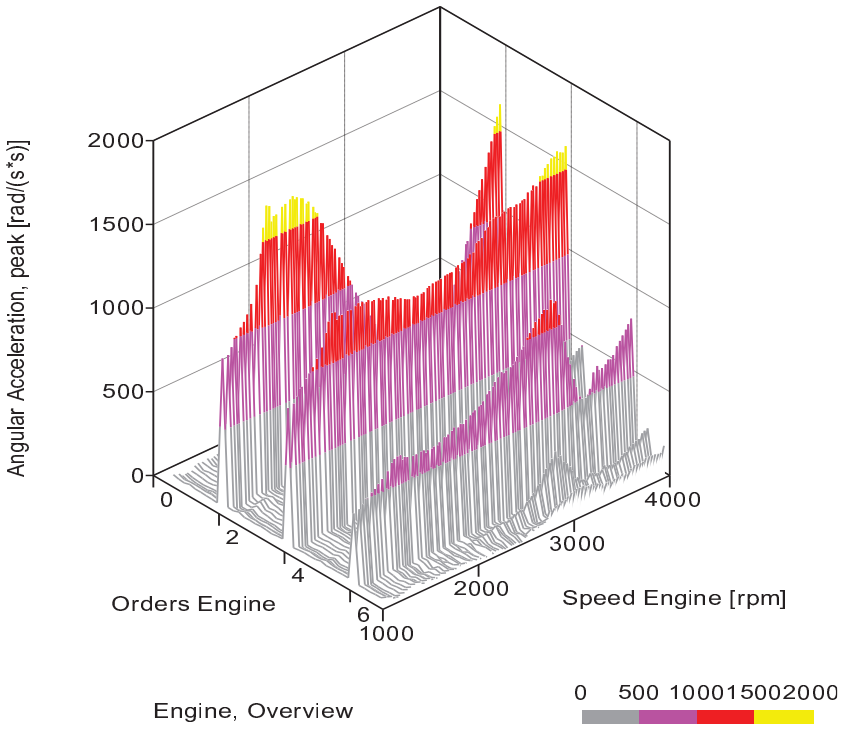


Figura 2. 17: Análise de ordem da aceleração angular de motor 4 cilindros. Fonte: Material de treinamento ZF Sachs.

2.2.2 Embreagem

A embreagem é o elemento que liga o motor à transmissão do veículo. Drexl (1999) explica seu funcionamento, funções, principais características e comportamento no veículo.

Como motores de combustão interna necessitam de rotação mínima de funcionamento, para que um veículo seja colocado em movimento a partir do repouso, é necessário utilizar um sistema que permita transmitir o torque do motor a partir de rotação nula, e a embreagem (Figuras 2.18 e 2.19) é o elemento responsável por essa função nos veículos com transmissão mecânica. Outra função importante da embreagem é a possibilidade de interromper o fluxo de torque entre motor e transmissão, permitindo o engate e a troca de marcha. A embreagem possui ainda outras duas funções: permitir ao motorista modular o torque transmitido e atenuar as vibrações torcionais do motor.

Três peças compõem o conjunto embreagem: disco de embreagem, platô de embreagem e mancal de embreagem. Os principais componentes do disco são: material de fricção, mola *cushion*, disco de torção, mola de torção, disco de retenção e cubo. Os principais componentes do platô são: carcaça, placa pressão, mola membrana, mola de retrocesso e anel de articulação. Os principais componentes do mancal de embreagem são: rolamento e suporte de rolamento.

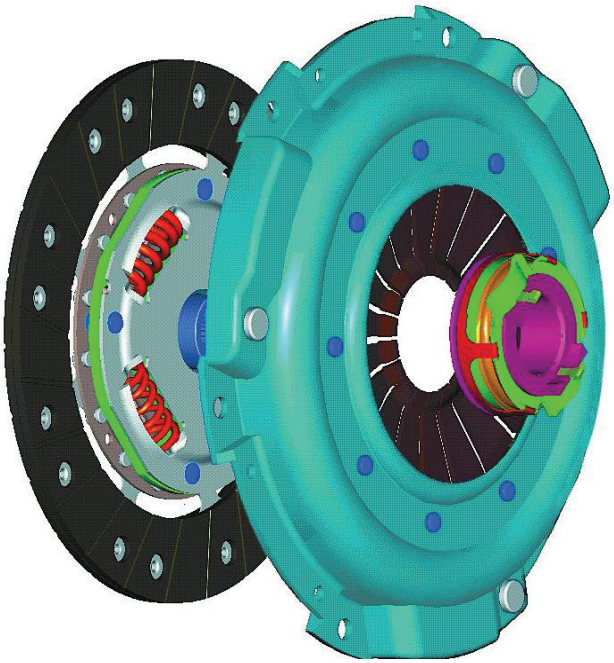


Figura 2. 18: Conjunto embreagem composto por disco, platô e mancal. Fonte: Drexl (1999).

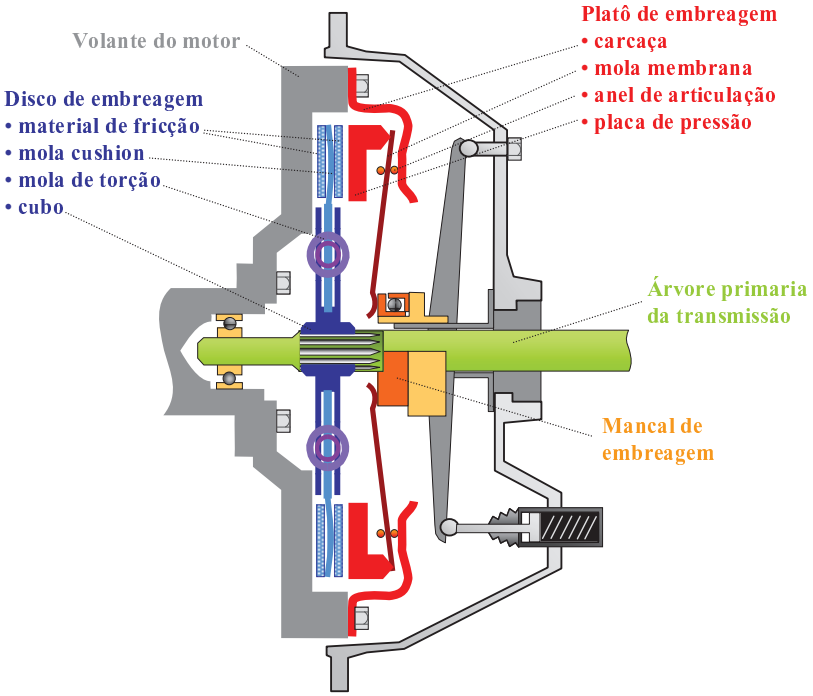


Figura 2. 19: Nomenclatura dos principais componentes do conjunto embreagem (disco, platô e mancal).

O torque do motor é transmitido quando a embreagem está acoplada, a Figura 2.20a mostra a embreagem nessa condição. Nela o disco fica pressionado contra o volante através da força aplicada pela placa de pressão (Figura 2.21) e todo o torque gerado pelo motor pode ser transmitido pela embreagem devido ao atrito entre superfícies. Assumindo que o coeficiente de atrito seja o mesmo em todas as faces de atrito, o volante do motor e o platô transmitem, cada um, metade do torque para os 2 materiais de atrito do disco. A partir daí o torque passa por mola *cushion*, amortecedor torcional e cubo chegando finalmente na árvore primária da transmissão.

O torque transmitido pela embreagem, $T_{EMB,}$ pode ser calculado pela relação 2.1 (AnexoA):

$$T_{EMB} = z.\mu.F_{PL}.\frac{2}{3}\frac{\left(Ra^3 - Rb^3\right)}{\left(Ra^2 - Rb^2\right)} \tag{2.1}$$

sendo: *z:* quantidade de faces de atrito

μ: coeficiente de atrito entre o material de fricção do disco e as superfícies de atrito

F_{PL}: força aplicada no disco de embreagem

Ra: raio externo do material de fricção do disco

Rb: raio interno do material de fricção do disco

Escrevendo o raio médio, *Rm*, como sendo:

$$Rm = \frac{2}{3}\frac{\left(Ra^3 - Rb^3\right)}{\left(Ra^2 - Rb^2\right)}, \tag{2.2}$$

pode-se reescrever a equação 2.1 da seguinte forma:

$$T_{EMB} = z.\mu.F_{PL}.Rm \tag{2.3}$$

Para desacoplar a embreagem (interromper o fluxo de torque entre motor e transmissão) é necessário que o mancal de embreagem acione a mola membrana, fazendo com que o platô deixe de aplicar força no disco. A Figura 2.20.b mostra a embreagem desacoplada, nessa condição o disco pode girar livremente entre o volante a placa de pressão do platô, não transmitindo torque.

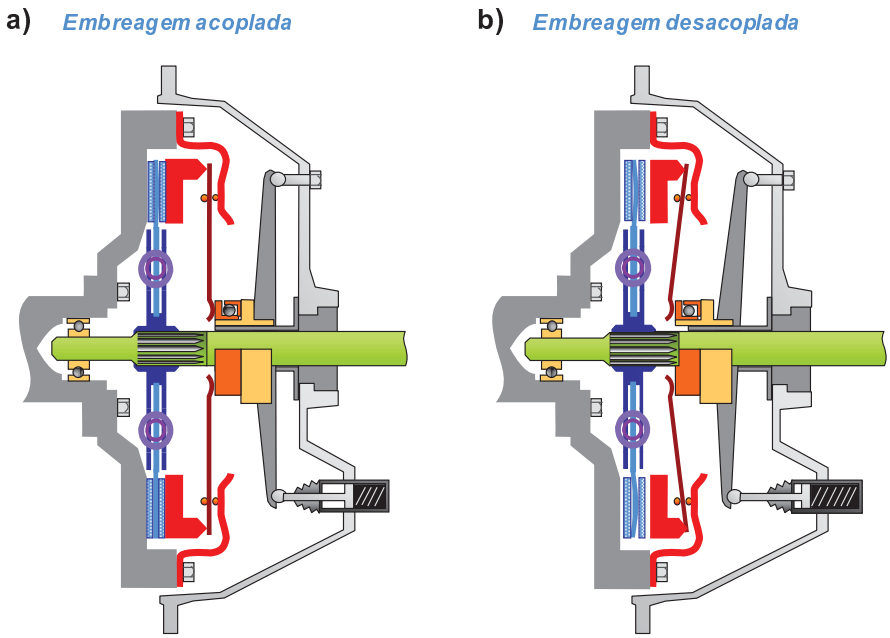


Figura 2. 20: Conjunto embreagem montado no volante do motor: a) embreagem acoplada, b) embreagem desacoplada.

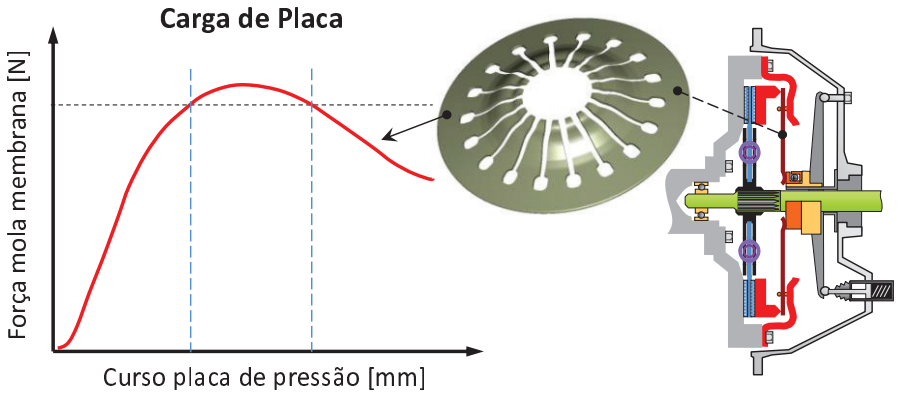


Figura 2. 21: Diagrama de carga de placa - força aplicada pela placa de pressão em função da sua posição.

A Figura 2.22 mostra um sistema de acionamento de embreagem, esse mecanismo permite que o motorista, através do acionamento do pedal de embreagem, movimente o mancal de embreagem. A Figura 2.23 mostra um diagrama do curso do mancal de embreagem em função do curso do pedal de embreagem.

Existem diversas configurações de sistemas de acionamento de embreagem, sendo que as mais utilizadas em veículos de passeio são: sistema mecânico a cabo, sistema semi-hidráulico e sistema hidráulico. Veículos comerciais geralmente utilizam sistema semi-hidráulico com servo-assistência.

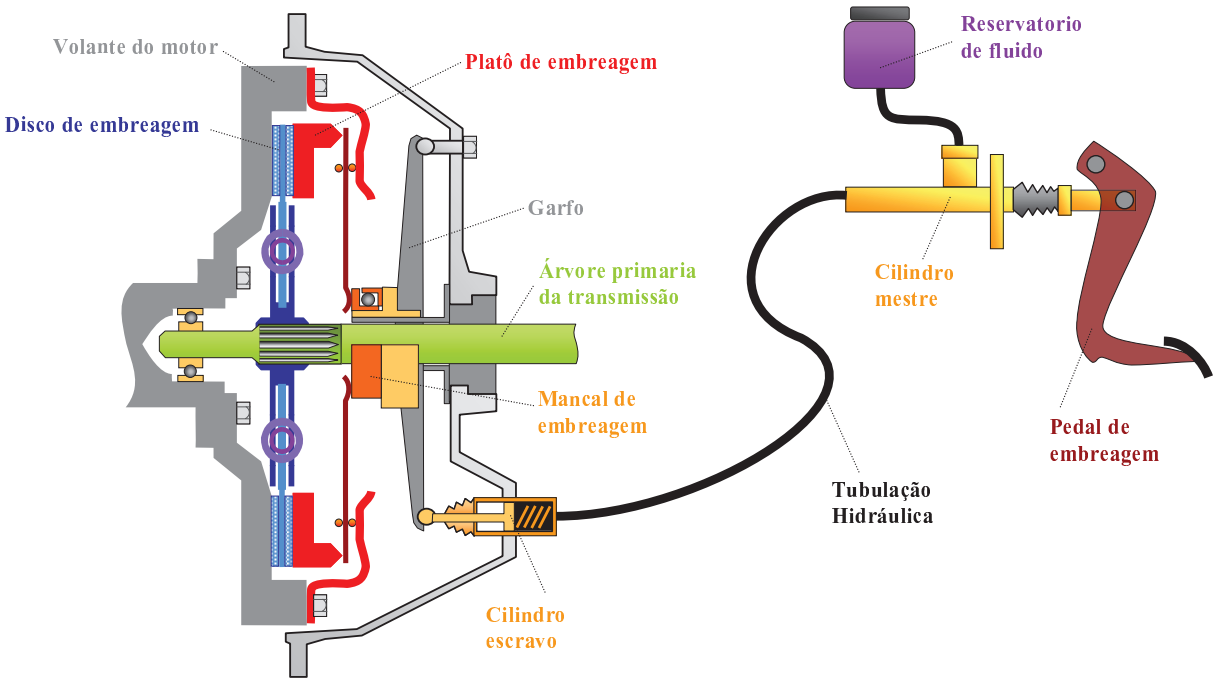


Figura 2. 22: Sistema de acionamento de embreagem semi-hidráulico com nomenclatura dos componentes.

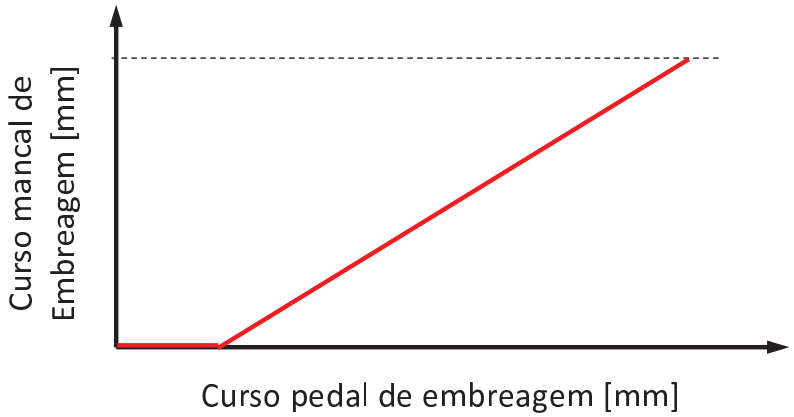


Figura 2. 23: Diagrama do curso de mancal de embreagem em função do curso de pedal de embreagem.

A modulação do torque transmitido pela embreagem é totalmente controlada pelo motorista através do pedal de embreagem e é particularmente importante para colocar o veículo em movimento a partir do repouso. Ela depende da rigidez dos seguintes componentes: mola *cushion*, dedos da mola membrana, carcaça do platô e sistema de acionamento de embreagem. A Figura 2.24 mostra em destaque a mola *cushion* do disco, essa mola confere ao disco uma característica de força em função da deflexão axial não linear, o diagrama da Figura 2.25 mostra essa característica.

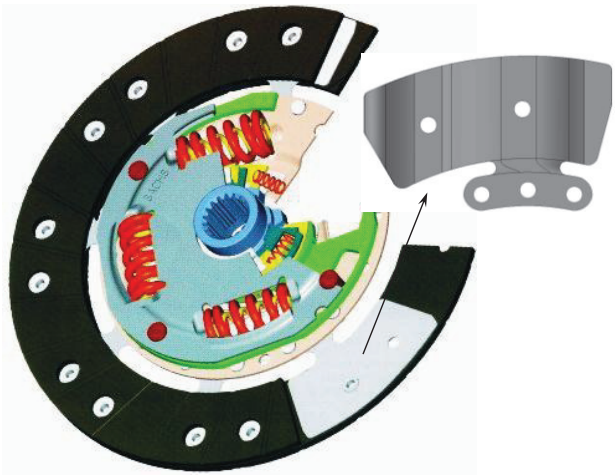


Figura 2. 24: Disco de embreagem com mola cushion em destaque. Adaptado de Drexl (1999).

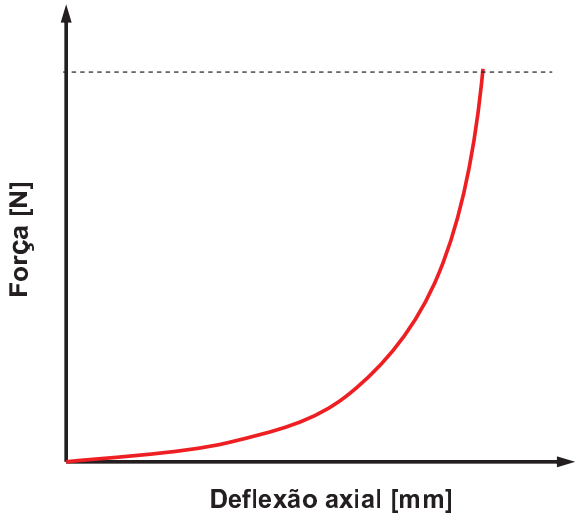


Figura 2. 25: Diagrama da mola *cushion* - força aplicada no disco em função da deflexão axial.

A modulação do torque transmitido pela embreagem acontece durante o acoplamento (fase de deslizamento), e é uma situação transiente entre as condições de embreagem desacoplada e embreagem acoplada. Em uma partida de veículo, a embreagem está inicialmente desacoplada e, através do movimento do mancal de embreagem, a placa de pressão se aproxima e em seguida toca o material de fricção do disco, pressionando-o contra o volante do motor. Quanto mais o mancal se desloca, mais a mola *cushion* fica deformada e maior a força aplicada no disco e, consequentemente, maior o torque transmitido pela embreagem. A transmissão de torque ocorre com deslizamento (movimento relativo) das superfícies de atrito (atrito dinâmico), causando desgaste e gerando calor. O movimento relativo permanece até que a rotação da árvore primária da transmissão se iguale à rotação do motor e a embreagem possa ser totalmente acoplada.

A Figura 2.26 mostra uma medição da rotação do motor e da árvore primária da transmissão durante uma partida de veículo (fase de acoplamento embreagem). Nessa medição nota-se que a rotação da transmissão aumenta progressivamente.

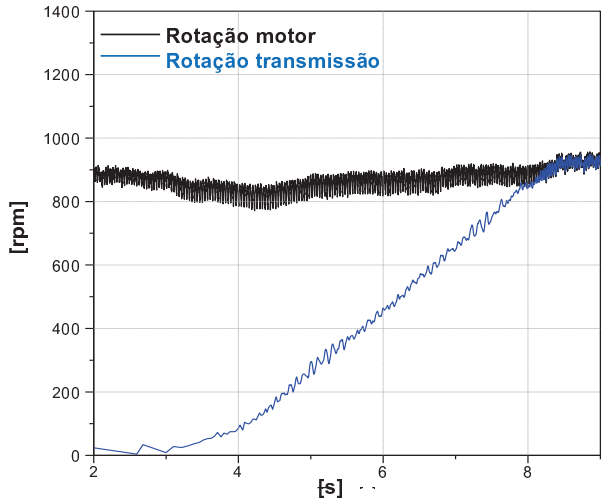


Figura 2. 26: Medição da rotação do motor e da árvore primária da transmissão durante partida de veículo (fase de acoplamento embreagem).

É na fase de acoplamento (deslizamento) que acontece a trepidação, já definida como uma oscilação da aceleração longitudinal do veículo. A Figura 2.27 apresenta uma medição da rotação do motor e da rotação da árvore primária da transmissão durante uma partida com presença de trepidação. A medição mostra uma grande oscilação da rotação da transmissão durante a partida.

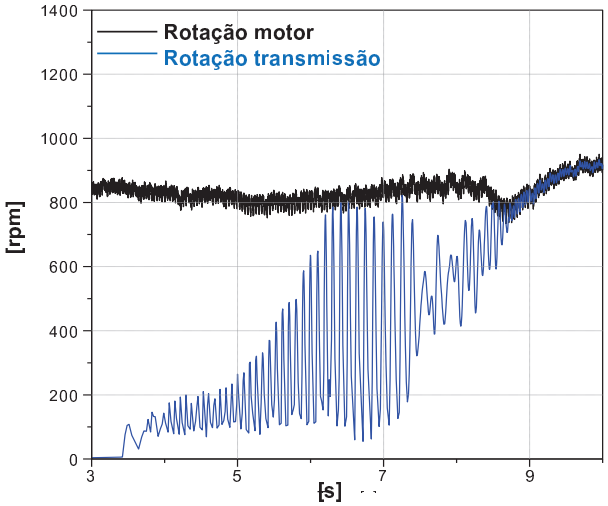


Figura 2. 27: Medição da rotação do motor e da árvore primária da transmissão durante partida de veículo com presença de trepidação (fase de acoplamento da embreagem).

O trem de potência pode ser idealizado como um sistema de múltiplos graus de liberdade, assim vários modos de vibrar e frequências naturais estão presentes. O motor alternativo é fonte de vibrações fornecendo torque e rotação irregulares para o sistema. Assim, o powertrain está sujeito a uma infinidade de fenômenos vibratórios que podem gerar inconvenientes para motorista e passageiros. O amortecedor torcional do disco de embreagem pode contribuir com a solução de alguns desses inconvenientes. Ele exerce a função da embreagem de atenuar as vibrações torcionais do motor. O nome amortecedor torcional, ou amortecimento torcional, é comumente utilizado na indústria automotiva e refere-se ao mecanismo presente no disco de embreagem que tem baixa rigidez e atrito de Coulomb. A Figura 2.28 mostra um disco de embreagem em corte destacando os principais componentes do amortecimento torcional. Pode-se ainda destacar duas designações desse mecanismo: amortecimento principal e pré-amortecimento. Os dois são mecanismos de baixa rigidez e atrito de Coulomb montados em série, a Figura 2.29 mostra um exemplo dessa característica torcional de disco de automóvel compacto. A curva presente no diagrama relaciona o torque no disco em função do ângulo relativo entre revestimento (entrada de torque) e cubo do disco (saída de torque). No diagrama é possível notar que a principal diferença entre os dois mecanismos é a ordem de grandeza dos parâmetros físicos (rigidez e atrito) No pré-amortecimento esses parâmetros são entre 40 e 100 vezes menor que no amortecimento principal. Outra diferença importante entre eles é a condição de funcionamento. O pré-amortecimento funciona quando o veículo está em marcha lenta em ponto morto, enquanto que o amortecimento principal é solicitado quando a marcha está engatada e o veículo em condição de tração ou freio motor.

Na condição de marcha lenta, o fluxo de torque no disco tem a seguinte sequência: material de fricção, mola *cushion*, disco de torção, mola de torção, flange, disco de torção do pré-amortecimento, mola de torção do pré-amortecimento, flange do pré-amortecimento e cubo. O pré-amortecimento atua em ângulo pré-determinado por uma folga entre o flange e o cubo de embreagem. Na condição de tração ou freio motor, o fluxo de torque no disco tem a seguinte sequência: material de fricção, mola *cushion*, disco de torção, mola de torção, flange e cubo,

nesse caso o pré-amortecimento está totalmente acionado e a folga entre o flange e o cubo foi consumida permitindo que o torque passe diretamente do flange para o cubo.

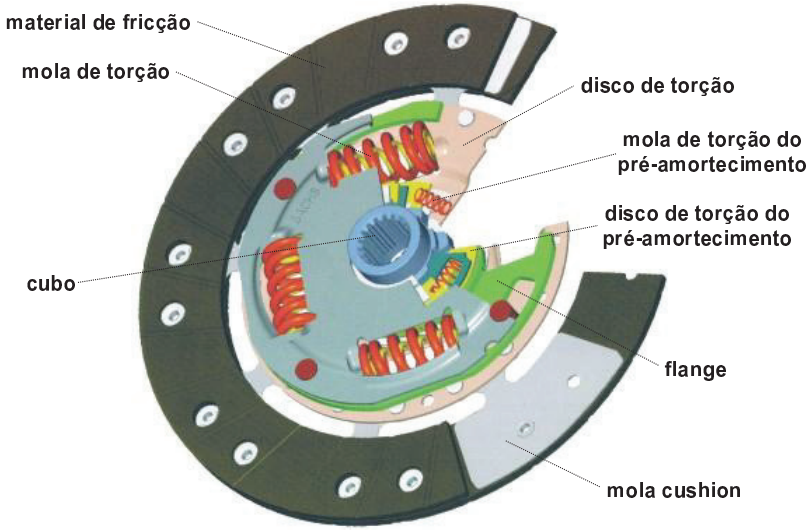


Figura 2. 28: Disco de embreagem com nomenclatura dos componentes. Fonte: Drexl (1999).

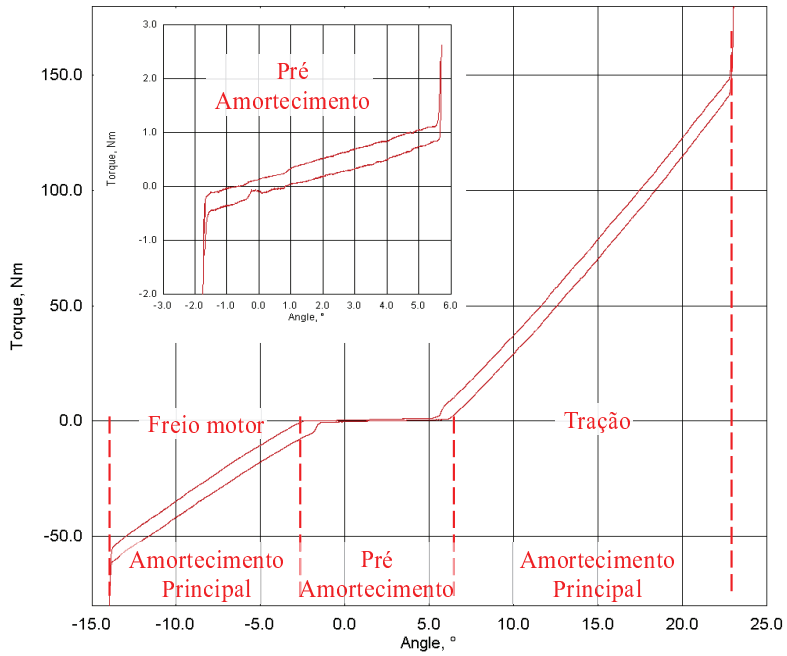


Figura 2. 29: Diagrama do amortecimento torcional – torque aplicado no disco em função da deflexão angular.

2.2.3 Transmissão

A transmissão, também conhecida como caixa de mudanças, tem a função de adequar o torque (multiplica o torque nas marchas mais reduzidas) gerado pelo motor ao torque necessário na roda. Assim, ela ajusta o regime de trabalho do motor de combustão interna (torque e rotação) às necessidades de aceleração, capacidade de rampa e velocidade definidas no estudo de desempenho do veículo. A transmissão possui múltiplas relações de velocidade devido à estreita faixa de variação de rotação do motor, permitindo que o veículo possa desenvolver alta velocidade final e, simultaneamente, em baixa velocidade, tenha grande capacidade trativa, ou seja, força para acelerar rapidamente e capacidade de vencer grandes aclives. A Figura 2.30 mostra uma transmissão manual de engrenamento contraposto, ela é classificada como escalonada, pois existem relações de velocidade fixas.

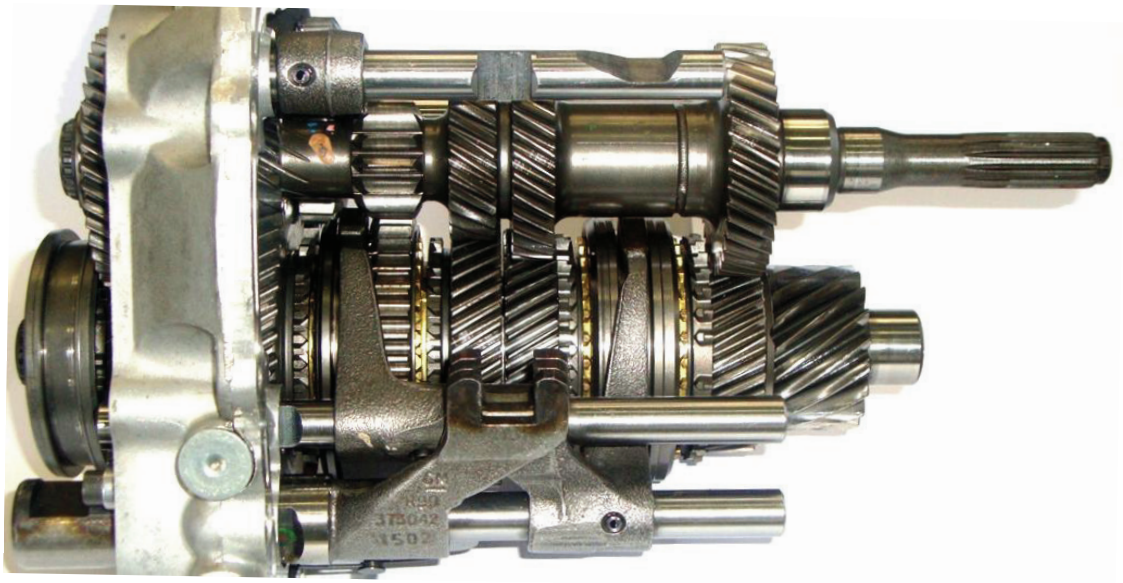


Figura 2. 30: Transmissão manual de cinco marchas de veículo com tração dianteira e motor dianteiro transversal.

Em geral, todos os pares de engrenagens das marchas à frente de uma transmissão automotiva estão em contato. Em cada par engrenado há uma engrenagem fixa na árvore enquanto a sua contraposta pode girar livre em relação a sua árvore. Essa montagem é fundamental para o funcionamento da transmissão.

O sistema de engate das marchas é o que permite a escolha da relação a ser utilizada. Existem diversos tipos de sistema de engate, sendo que os principais são: sincronizado, de garras constantes e de engrenagem deslizante. Nas transmissões manuais, o sistema sincronizado é mais utilizado, a Figura 2.31 mostra um sistema de engate sincronizado em corte destacando os principais componentes.

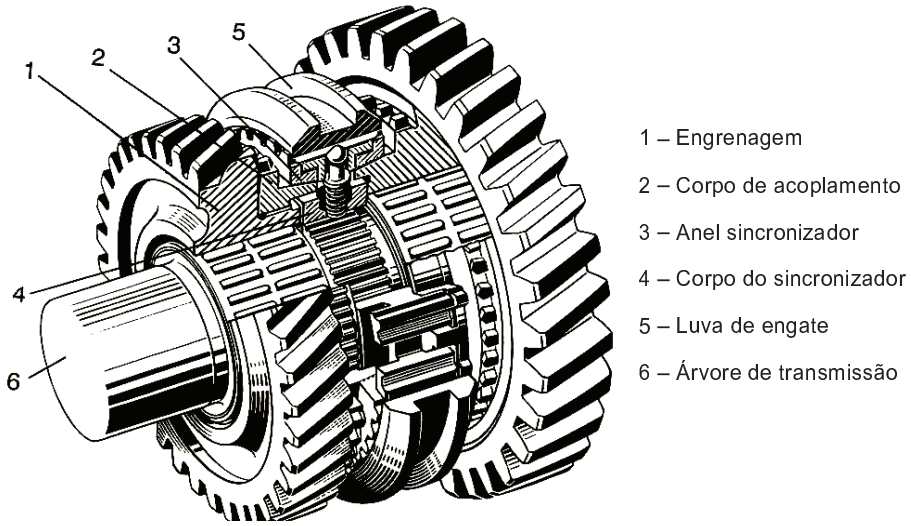


Figura 2. 31: Sistema de engate sincronizado. Fonte: Lechner et al (1999).

A Figura 2.32 mostra a transmissão MQ5 da VW; nela as engrenagens fixas dos pares de 1ª, 2ª, 3ª e 4ª estão na árvore primária e a engrenagem fixa do par de 5ª está na árvore de saída.

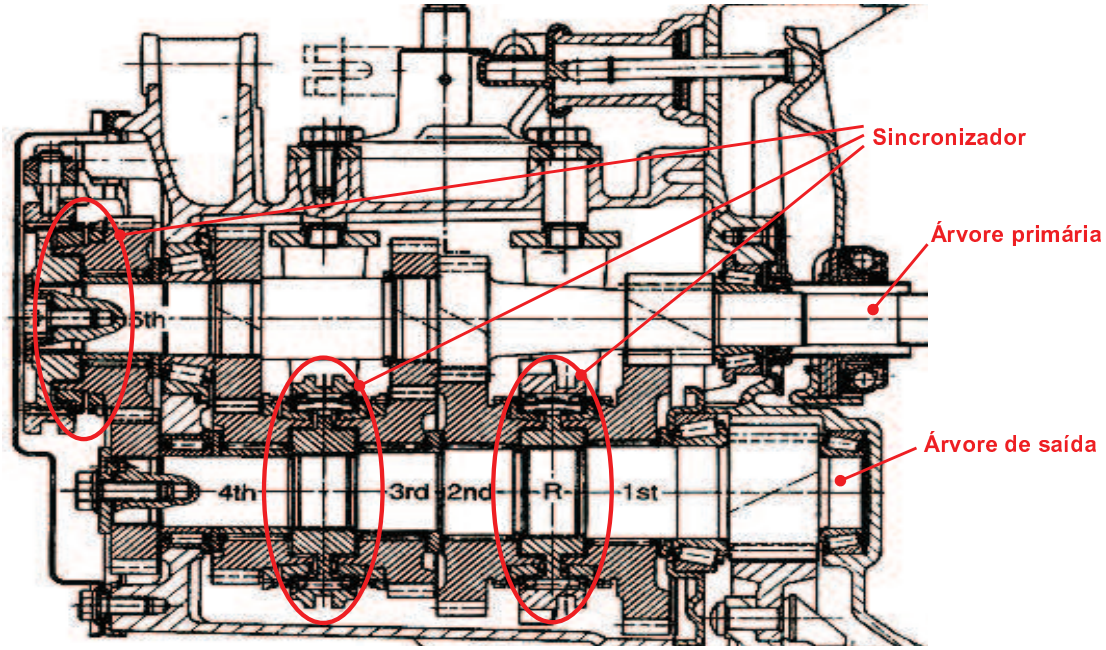


Figura 2. 32: Transmissão VW MQ5. Adaptado de Lechner et al (1999).

A transmissão mecânica dos veículos de passeio possuem, em geral, 5 marchas embora alguns veículos já possuam transmissões de 6 marchas. Veículos comerciais utilizam transmissões de 5 até 16 marchas. A maior quantidade de marchas em veículos comercias é necessária devido à baixa potência desses veículos em relação a sua carga máxima (potência específica) e à estreita faixa de variação de rotação dos motores diesel.

2.2.4 Redução final com diferencial

A redução final tem a função de multiplicar o torque proveniente da transmissão. O diferencial distribui o torque proporcionalmente para as rodas, permitindo que a rotação de cada roda de tração possa ser distinta. Essa característica é necessária para contornar uma curva sem ocorrer escorregamento entre pneu e pista.

A Figura 2.33 mostra um esquema de redução final e diferencial de veículo com motor longitudinal. Uma redução final com diferencial típico possui os seguintes componentes: pinhão, coroa, caixa de satélites, engrenagem satélite e engrenagem solar. O torque entra pelo pinhão, é multiplicado no par coroa e pinhão, passa para a caixa de satélites que fica fixa na coroa e é transmitido para as satélites, estas últimas distribuem o torque para as engrenagens laterais.

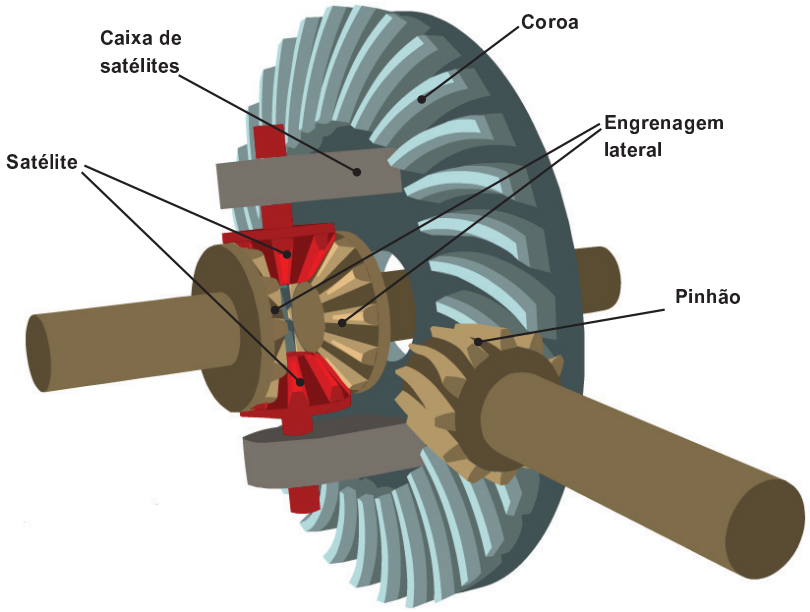


Figura 2. 33: Esquema de redução final e diferencial de veículo com motor longitudinal.

2.2.5 Árvore de transmissão

A árvore de transmissão tem a função de transmitir a potência da transmissão para a redução final e diferencial em veículos com tração traseira e motor dianteiro. Ela permite que o torque seja transmitido em ângulo. Uma árvore de transmissão típica possui os seguintes componentes: juntas mecânicas e tubo. O torque entra por uma das juntas, é transmitido pelo tubo e chega em outra junta. Essa junta pode ser uma junta cardan, também conhecida como junta

universal, ou uma junta homocinética. A Figura 2.34a mostra uma árvore de transmissão com junta universal e a Figura 2.34b com uma árvore com junta homocinética.

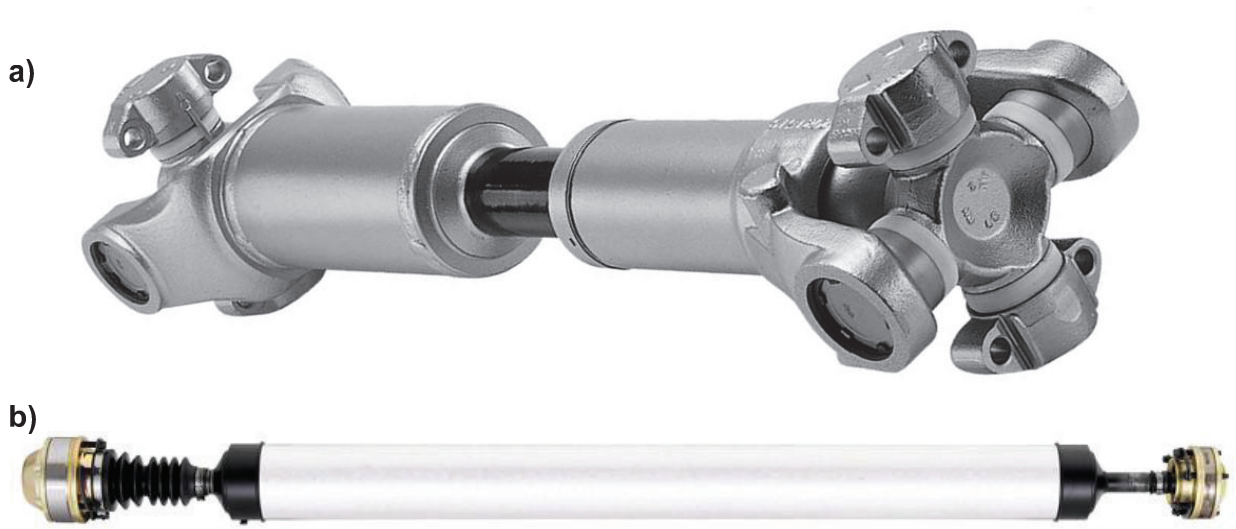


Figura 2. 34: Árvore de transmissão: a) com junta universal, b) com junta homocinética.

2.2.6 Semi-árvore

A semi-árvore tem a função de transmitir a potência proveniente do diferencial para as rodas. Ela permite que o torque seja transmitido em ângulo. Uma semi-árvore típica possui juntas homocinética e árvore. O torque entra por uma das juntas, é transmitido pela semi-árvore e chega na outra junta. Uma semi-árvore de veículo de passeio é mostrada na Figura 2.35.

Figura 2. 35: Semi-árvore de veículo de passeio.

2.3. Trepidação

Comumente denominado de *judder*, esse fenômeno também recebe a designação de *chatter*, embora essa última seja menos comum. Pode ser definido como uma oscilação da aceleração longitudinal do veículo em decorrência da variação periódica do torque transmitido pela embreagem para a transmissão. Ele acontece durante o acoplamento da embreagem, quando o veículo sai da imobilidade. A Figura 2.36a mostra uma medição de partida sem trepidação, a rotação da transmissão aumenta suavemente até alcançar a rotação do motor, quando a embreagem pode ser então totalmente acoplada. A Figura 2.36b mostra uma partida com forte trepidação, a rotação da transmissão apresenta grande oscilação até alcançar a rotação do motor, quando essa é atingida e a embreagem é totalmente acoplada e a oscilação termina.

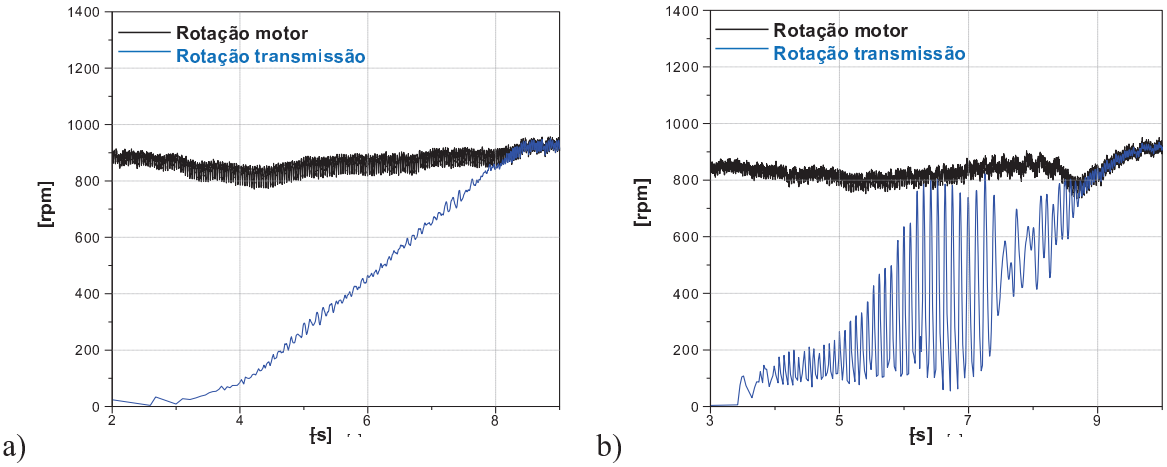


Figura 2. 36: Exemplo de partida de um veículo: a) Sem Trepidação, b) Com Trepidação.

Além da trepidação, outros fenômenos relacionados a vibrações podem surgir no trem de potência: *rattle*, *boom*, *clonk*, *whine*, *squeal*, *whoop* e *shuffle*. O fenômeno denominado *shuffle* também tem como característica a oscilação da aceleração longitudinal do veículo, porém diferencia-se da trepidação já que a oscilação não é causada por variação periódica do torque transmitido pela embreagem. No *shuffle* a embreagem está totalmente acoplada e transfere todo o torque do motor para a transmissão, o fenômeno é excitado com o veículo já em movimento,

quando da atuação repentina do pedal do acelerador (*Tip in*) ou da interrupção repentina da atuação do pedal do acelerador (*Tip out*).

As faixas de frequências de ocorrência da trepidação podem ser observadas na Figura 2.37. Drexl (1990) indica que as frequências mais baixas ocorrem em veículos comerciais pesados, enquanto as frequências mais altas ocorrem em veículos de passeio. Ainda segundo Drexl (1990), a frequência de ocorrência da trepidação corresponde a menor frequência natural do *powertrain* com as inércias do motor e platô desacopladas do resto do trem de potência, já que o fenômeno acontece durante a fase de deslizamento da embreagem.

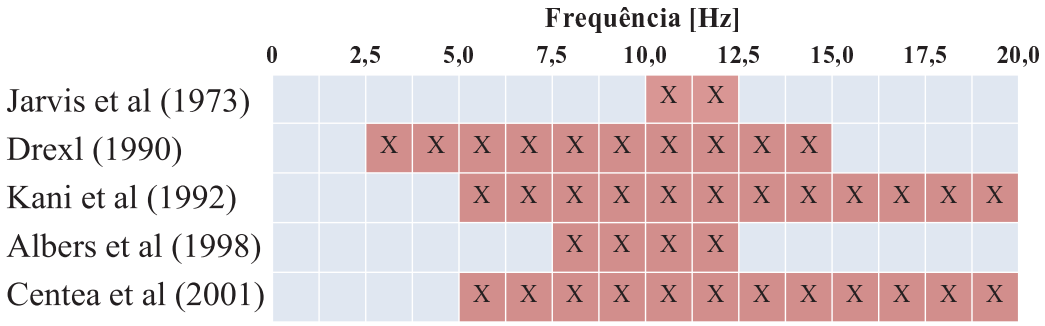


Figura 2. 37: Frequências de ocorrência de trepidação.

Diversos autores publicaram estudos sobre trepidação: Jarvis *et al* (1963-64), Jarvis *et al* (1973), Drexl (1990), Maucher (1990), Kani *et al* (1992), Sawanobori *et al* (1995), Yamada *et al* (1995), Rabieh *et al* (1996), Velde *et al* (1996), Albers *et al* (1998), Bostwick *et al* (1998), Centea *et al* (1999), Centea *et al* (2001), Crowther *et al* (2004), Serrarens *et al* (2004), Crowther *et al* (2005), Kato *et al* (2007), Gregori (2010). A seguir são apresentadas as principais observações e resultados desses estudos.

Segundo esses autores os principais fatores que influenciam na ocorrência de trepidação são:

- Variação do coeficiente de atrito do material de fricção do disco de embreagem em função da velocidade relativa entre as superfícies de atrito;

- Amortecimento do trem de força;
- Desalinhamento e irregularidades geométricas dos componentes do sistema de embreagem;
- *Cushion* do disco de embreagem;
- Estabilidade do comportamento do coeficiente de atrito;
- Rigidez das semi-árvores

2.3.1 Variação do coeficiente de atrito do material de fricção - μ

O coeficiente de atrito entre o material de fricção e as superfícies de atrito do disco varia em função da velocidade relativa e da temperatura de trabalho. Conforme já demonstrado teoricamente por Drexl (1990), Maucher (1990) e Centea *et al* (1999) e experimentalmente por Drexl (1990), Maucher (1990), Kani *et al* (1992), Sawanobori *et al* (1995), Rabieh *et al* (1996), Albers *et al* (1998), Bostwick *et al* (1998) e Centea *et al* (1999), quando o gradiente da variação do coeficiente de atrito é negativo em função da velocidade relativa, o material de atrito tende a excitar trepidação, quando positivo tende a evitar trepidação (Figura 2.38).

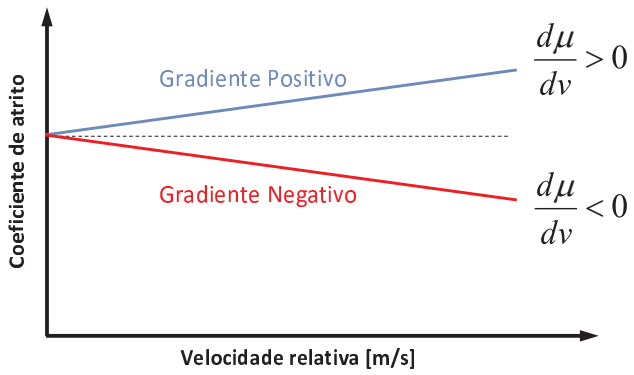


Figura 2. 38: Diagrama da variação do coeficiente de atrito em função da velocidade relativa.

Segundo Maucher (1990) o modelo da Figura 2.39 pode ser usado para explicar o efeito da variação do coeficiente de atrito na excitação do sistema. Um corpo de massa, m, é pressionado pela força da gravidade, P, contra uma esteira movida por dois rolos que giram com rotação, n. O corpo está preso por uma mola e a esteira aplica uma força de reação, N, no corpo devido a gravidade.

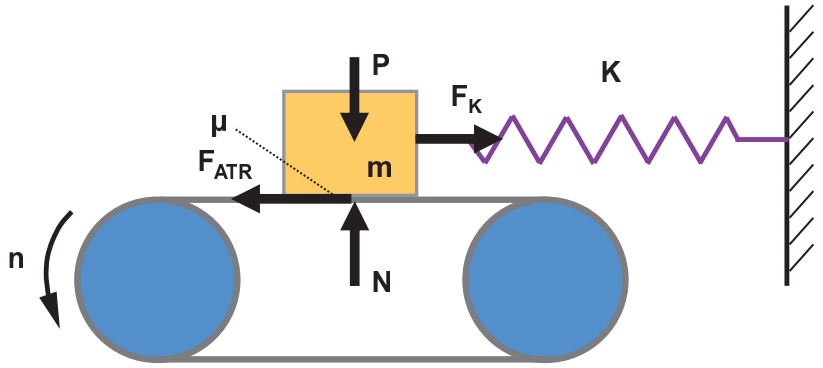


Figura 2. 39: Esquema de sistema massa mola excitado por força de atrito variável.

Partindo da hipótese que o coeficiente de atrito, μ, diminui com o aumento da velocidade (gradiente negativo). Quando a esteira é movida com velocidade constante, inicialmente o corpo movimenta-se com a esteira devido à força de atrito, F_{ATR}. Quando força da mola, F_K, atinge o valor da força de atrito, F_{ATR}, o corpo para de se movimentar. A esteira continua seu movimento, resultando em velocidade relativa entre o corpo e a esteira. O coeficiente de atrito, μ, cai devido à velocidade relativa e consequentemente diminui a força de atrito, F_{ATR}, o corpo inicia seu retorno para a posição inicial. Com o corpo movimentando-se para a posição inicial a força da mola, F_K, diminui gradualmente até um novo ponto de equilíbrio ser alcançado e o corpo parar em relação à esteira. Quando a nova posição de equilíbrio é encontrada a velocidade relativa diminui, fazendo com que o coeficiente de atrito, μ, aumente e consequentemente a força de atrito, F_{ATR}, aumente. Com a força de atrito, F_{ATR}, maior o bloco volta a se movimentar novamente junto com a esteira, buscando nova posição de equilíbrio, esse processo continua indefinidamente. Esse fenômeno recebe o nome de vibração auto-induzida.

Drexl (1990) apresenta resultados de simulação mostrando a influência do gradiente do coeficiente de atrito na amplitude da trepidação, seus resultados são mostrados na Figura 2.40.

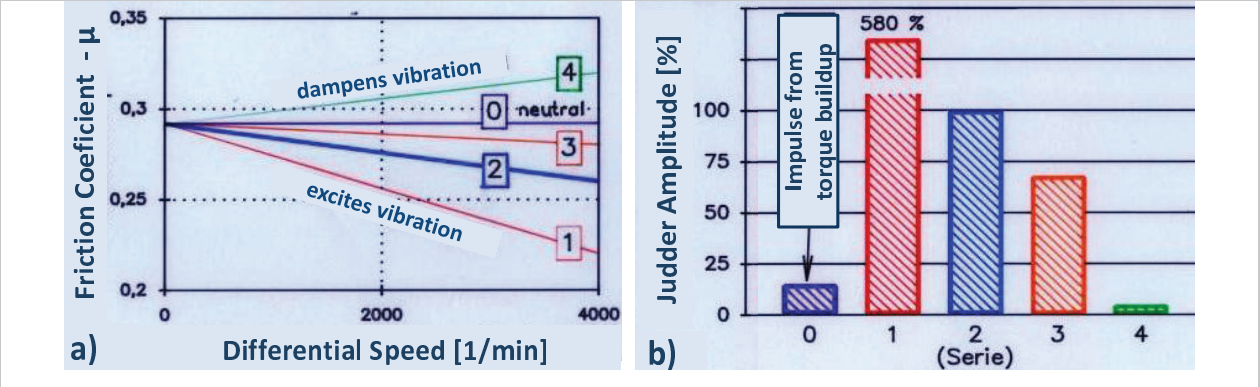


Figura 2. 40: a) Característica do coeficiente de atrito em função da diferença de rotação, b) Amplitude de trepidação em função do coeficiente de atrito. Adaptado de Drexl (1990).

Albers *et al* (1990) apresentam faixas de valores de gradientes do coeficiente de atrito e sua tendência de excitar ou não trepidação, a Figura 2.41 mostra essas faixas.

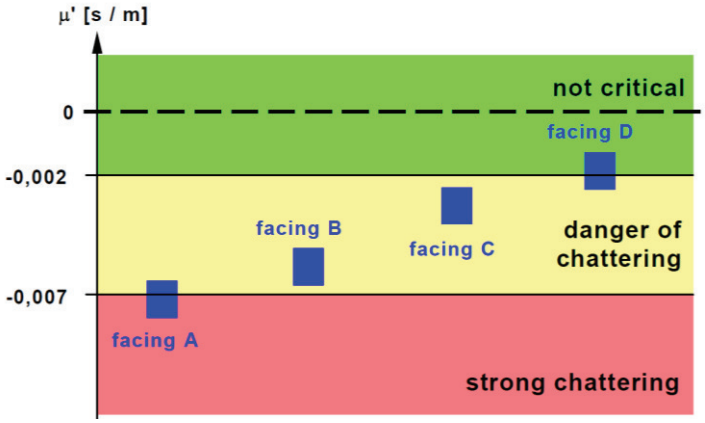


Figura 2. 41: Gradiente do coeficiente de atrito e sua tendência de excitar ou não trepidação. Fonte: Albers et al (1998).

Albers *et al* (1990) fazem ainda simulação numérica de partida com diferentes gradientes de coeficiente de atrito, os resultados são mostrados na Figura 2.42.

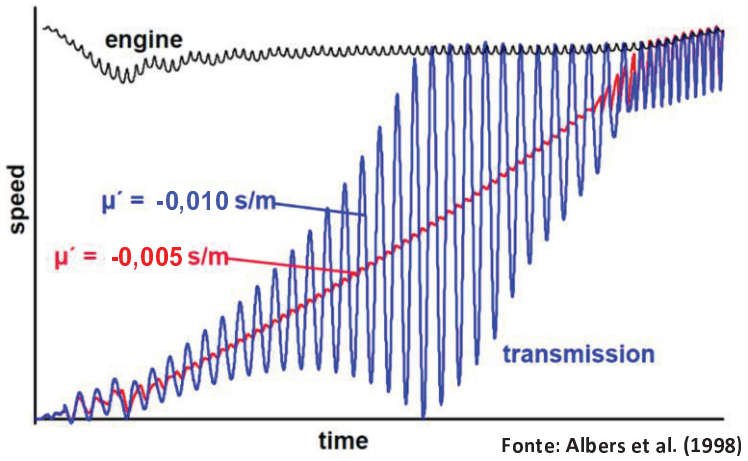


Figura 2. 42: Simulação de partida de veículo com diferentes gradientes do coeficiente de atrito. Fonte: Albers et al (1998).

2.3.2 Amortecimento do trem de força

O amortecimento do trem de potência tem grande influência na ocorrência de trepidação. Maucher (1990) demonstra uma expressão analítica, para um sistema de um grau de liberdade, que relaciona: gradiente do coeficiente de atrito, $d\mu/d\nu$, amortecimento, c, força aplicada no disco, F_{PL}, e raio médio do disco, Rm. A equação 2.4 mostra essa relação.

$$c = -2.F_{PL}.Rm^2 \frac{d\mu}{d\nu} \tag{2.4}$$

Ele mostra que, se $c > -2.F_{PL}.Rm^2 \frac{d\mu}{d\nu}$, as vibrações são amortecidas.

Maucher (1990) também mostra a influência da relação entre gradiente do coeficiente de atrito, $d\mu/d\nu$, e amortecimento, c, através de simulação. A Figura 2.43 mostra os resultados das

simulações, cada gráfico é o resultado de uma simulação com os valores de amortecimento e gradiente combinados um a um. Os gráficos mostram a rotação do motor constante (1000 rpm) ao longo do tempo e a rotação da transmissão variando ao longo do tempo. Através dos resultados é possível notar que quando o amortecimento aumenta há uma tendência geral em diminuir a oscilação da rotação da transmissão, enquanto isso, a diminuição do gradiente (aumento em módulo) tende a aumentar a oscilação da rotação da transmissão.

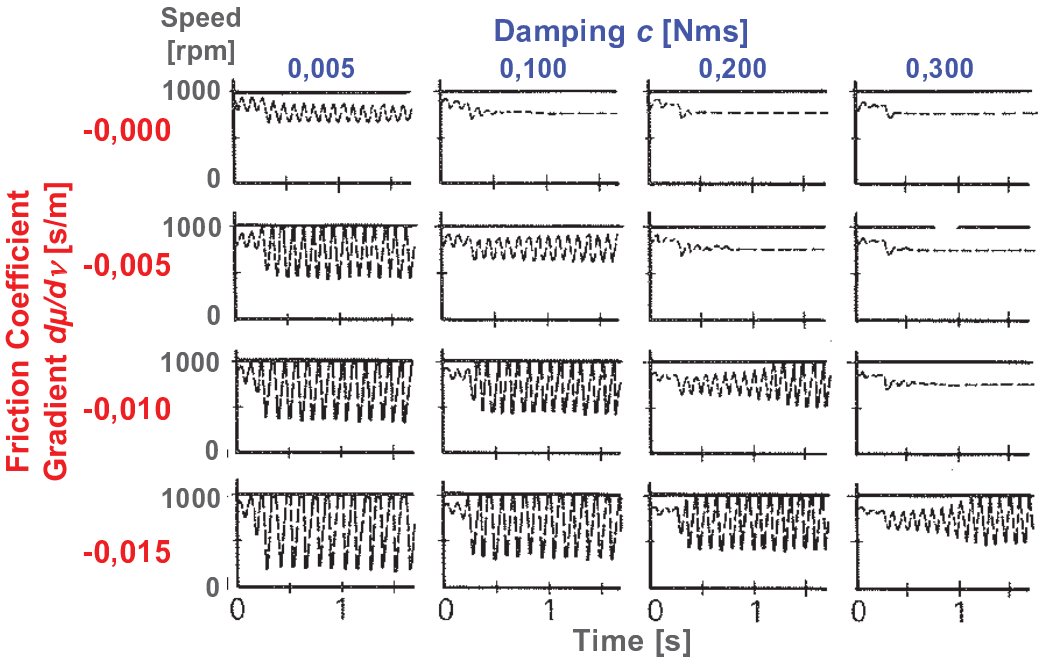


Figura 2. 43: Influência do amortecimento do trem de potência e do gradiente do coeficiente de atrito. Adaptado de Maucher (1990).

Albers *et al* (1998) mostram a influência do amortecimento do *powertrain* através de simulação e de testes em veículo. A Figura 2.44 mostra o resultado de duas simulações com diferentes valores de amortecimento. Os testes foram feitos em veículos do mesmo modelo com anos de fabricação distintos. A Figura 2.45a apresenta o resultado da avaliação subjetiva de trepidação nos dois veículos, o veículo mais novo tem o pior comportamento em relação ao fenômeno. A Figura 2.45b apresenta o resultado da medição da oscilação da aceleração longitudinal do veículo, o veículo mais novo apresenta maior oscilação da aceleração,

confirmando sua maior sensibilidade à trepidação. Segundo os autores, o veículo mais novo era mais sensível à trepidação devido a sua maior eficiência e, portanto, menor amortecimento do *powertrain*.

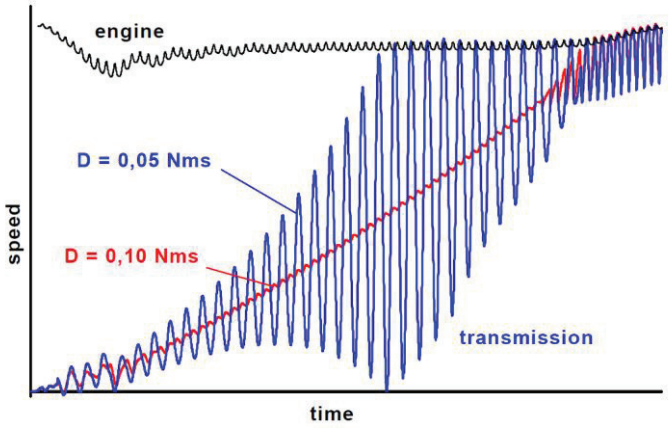


Figura 2. 44: Influência do amortecimento do trem de potência. Fonte Albers et al (1998).

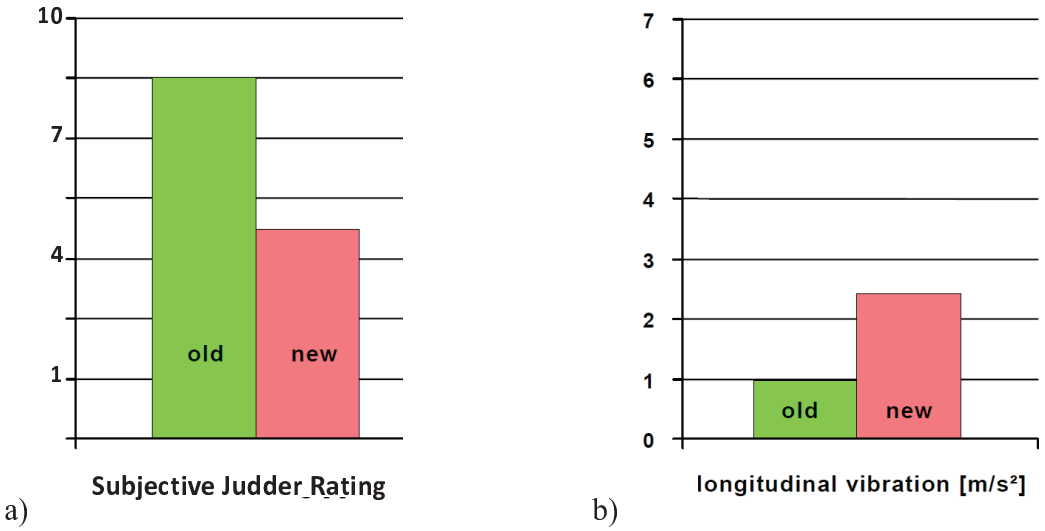


Figura 2. 45: Influência do amortecimento do trem de potência - Teste em veículo: a) Nota de avaliação subjetiva de trepidação, b) Oscilação da aceleração longitudinal do veículo durante o acoplamento (partida do veículo). Adaptado de Albers et al (1998).

2.3.3 Desalinhamento e irregularidades geométricas

Segundo Albers *et al* (1998), a existência de desalinhamento e irregularidades geométricas provoca variação de força aplicada no disco, e essa variação da força pode induzir trepidação. Segundo os autores, o modelo da Figura 2.46 pode ser usado para explicar o efeito da variação da força aplicada no disco na excitação do sistema.

Um corpo de massa, m, é pressionado pela força da gravidade, P, e por uma força variável com o tempo, F(t), contra uma esteira movida por dois rolos que giram com rotação, n. O corpo está preso por uma mola e a esteira aplica uma força de reação, N(t), no corpo devido à gravidade e à força variável no tempo.

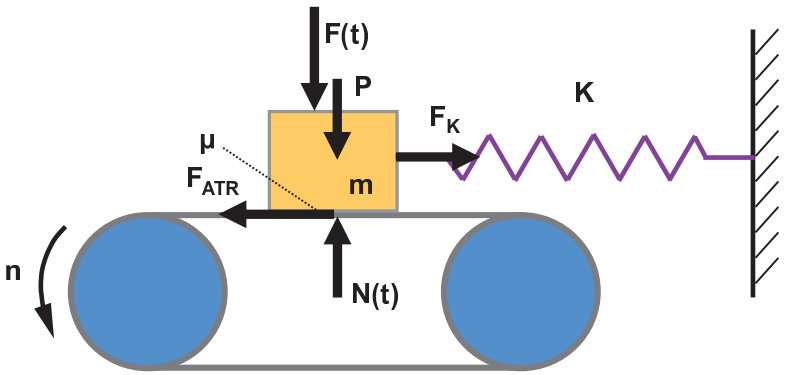


Figura 2. 46: Esquema de sistema massa mola excitado por força variável no tempo.

Quando a esteira é movida, ainda que o coeficiente de atrito, μ, seja constante, a força variável, F(t), com frequência, w, faz com que o corpo não encontre uma posição de equilíbrio em que permaneça parado. Nessa situação a posição do corpo é função do perfil da força de reação, N(t), já que a força de atrito, F_{ATR}, depende da reação e portanto também varia com a frequência da força variável, F(t). O sistema funciona de forma análoga a um sistema massa mola com vibração forçada e pode entrar em ressonância em razão da frequência de excitação.

Albers *et al* (1998) afirmam ainda que a ocorrência de trepidação forçada depende da existência de pelos menos dois erros geométricos, ou seja, a ocorrência do fenômeno está relacionada a irregularidade geométrica de duas fontes. A Figura 2.47 mostra um esquema com dois erros: variação da espessura do disco e desalinhamento do platô.

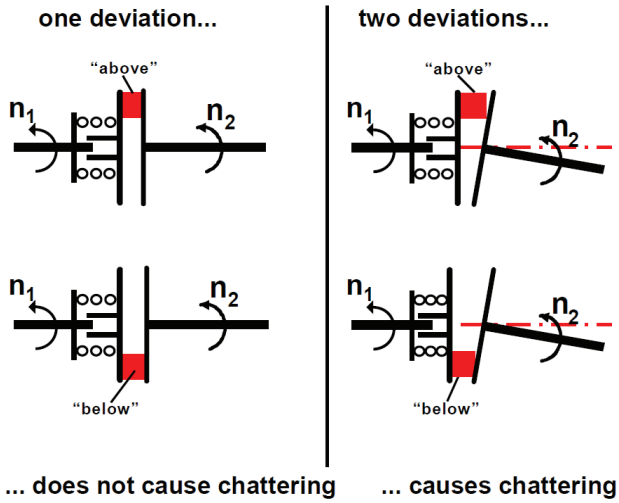


Figura 2. 47: Esquema de erro geométrico induzindo trepidação. Fonte Albers et al (1998).

Sawanobori *et al* (1995) observam em testes em banco de provas que erros geométricos induzem trepidação. Após estudar esses erros, os autores verificaram que a força aplicada no disco de embreagem pode variar em função de falhas geométricas presentes na montagem do motor, embreagem e transmissão. Um modelo de variação da força aplicada na embreagem foi proposto. Esse modelo depende dos erros geométricos, da rotação do motor, da rotação do disco de embreagem e da diferença entre a rotação do motor e a rotação do disco de embreagem. A equação 2.5 mostra o modelo proposto por Sawanobori *et al* (1995):

$$F_{PL}(t) = F_{PL_0}\left\{1 + e_m.sen\,\dot{\theta}_1 + e_f.sen\left(\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1\right) + e_c.sen\,\dot{\theta}_1\right\} \qquad (2.5)$$

sendo: F_{PL} a força aplicada na embreagem;

F_{PL_0} a força média aplicada sem efeito de erro geométrico;

e_m o efeito de irregularidade no motor;

e_f o efeito de erro geométrico entre as superfícies de atrito;

e_c o efeito de irregularidade no *driveline*;

$\dot{\theta}_0$ a rotação do motor e

$\dot{\theta}_1$ a rotação do disco de embreagem.

2.3.4 *Cushion* do disco de embreagem

Segundo Albers *et al* (1998), uma característica mais suave da mola *cushion*, ou seja, de rigidez mais baixa, resulta em menor variação da força aplicada no disco de embreagem devido aos erros geométricos. Observando o diagrama da mola *cushion* da Figura 2.48 é possível justificar essa afirmação. Dado um determinado erro (ΔS), para curva *cushion* mais rígida (stiff), resulta uma variação de força (ΔF_2). Para o mesmo erro com (ΔS), com curva *cushion* mais suave (soft), resulta uma variação de força menor (ΔF_1).

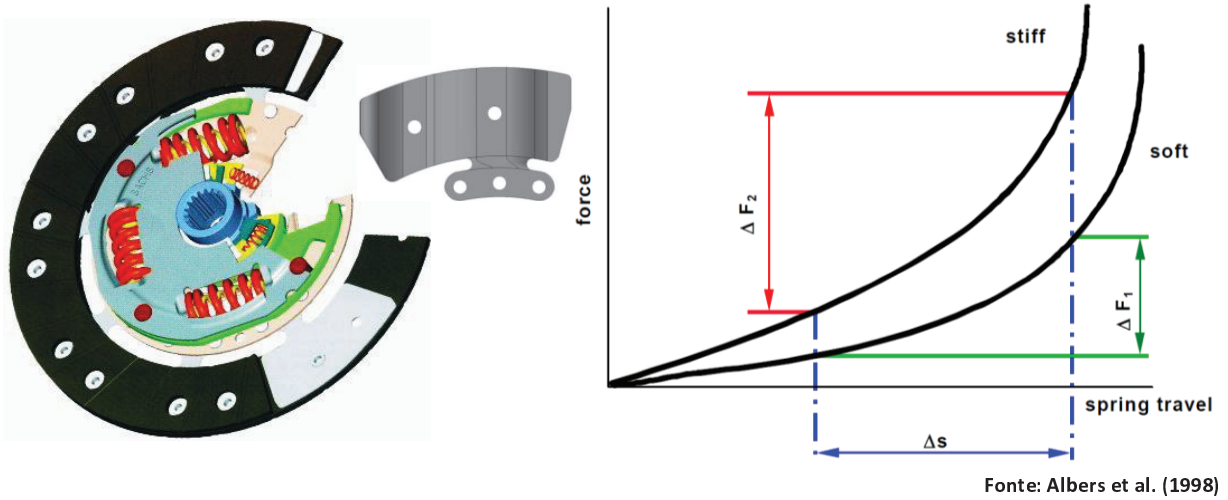


Figura 2. 48: Disco em corte, destacando mola cushion e curva característica mais suave (soft) e mais rígida (stiff). Adaptado de Drexl (1990) e Albers et al (1998).

2.3.5 Estabilidade do comportamento do coeficiente de atrito

Kani *et al* (1992) mostram através de testes que o comportamento do coeficiente de atrito é alterado em função do filme que se forma na superfície de atrito ao longo do uso da embreagem. Assim, é esperado que durante a vida da embreagem o comportamento do coeficiente de atrito e mais precisamente seu gradiente em função da velocidade relativa se altere.

Albers *et al* (1998) afirmam que a presença de óleo, graxa ou água na superfície de atrito pode alterar o comportamento do coeficiente de atrito. Segundo estes autores, o uso de nitrato de sódio como proteção anti-corrosiva tem efeito higroscópio e quando a embreagem é operada por longos períodos em lugares úmidos há ocorrência de trepidação forte.

Gregori (2010) levanta experimentalmente o gradiente do coeficiente de atrito de diversos materiais em diferentes temperaturas e após resfriamento. O estudo mostra que o material de atrito possui gradiente diferente em cada condição. Assim um mesmo material pode induzir ou não trepidação em função da condição de operação.

2.3.6 Rigidez das semi-árvores

Drexl (1990) mostra através de simulação numérica e testes em veículos que a rigidez das semi-árvores influencia a ocorrência de trepidação. Semi-árvores mais rígidas tornam o *powertrain* menos suscetível à trepidação. O resultado da simulação é mostrado na Figura 2.49, nela é possível notar que a semi-árvore 2 (mais rígida) apresenta amplitude de trepidação menor em relação a semi-árvore 1 (menos rígida).

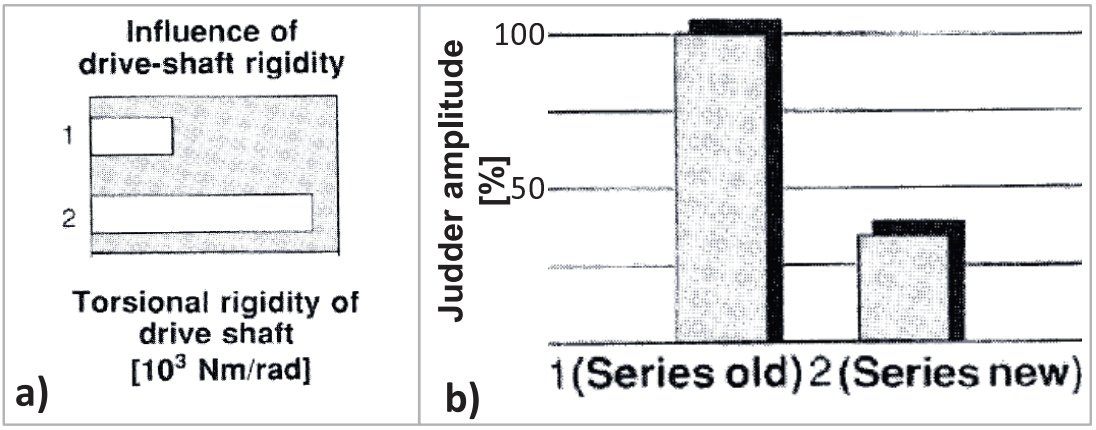


Figura 2. 49: a) Rigidez de duas semi-árvores, b) Amplitude de trepidação em função rigidez da semi-árvore. Adaptado de Drexl (1990).

2.3.7 Rigidez do mecanismo de amortecimento torcional do disco de embreagem

Maucher (1990) e Drexl (1990) mostram através de simulação numérica que a rigidez do mecanismo de amortecimento torcional não influencia o fenômeno de trepidação. Drexl (1990) afirma ainda que esse resultado pode ser explicado através da observação do modo de vibrar da frequência em que a trepidação ocorre. Nesse modo, o grau de liberdade do disco e da transmissão estão quase sem movimento relativo e, portanto, a rigidez torcional do disco tem pouca influência na dinâmica no sistema nesta frequência. A Figura 2.50 mostra os resultados obtidos por Drexl (1990). A rigidez torcional de produção em série é a 2, fazendo simulação com o dobro desse valor (3) e metade dele (1), as amplitudes resultantes quase não mudaram.

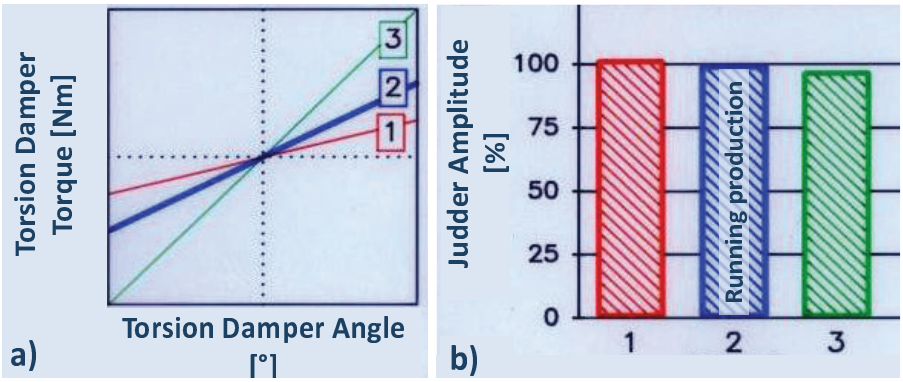


Figura 2. 50: a) Rigidez de 3 mecanismos de amortecimento torcional, b) Amplitude de trepidação em função rigidez do mecanismos. Adaptado de Drexl (1990).

2.4. Simulação numérica - Instabilidades

Segundo Centea *et al* (2001), para calcular o torque transmitido pela embreagem durante o acoplamento, T_{EMB}, é necessário levar em consideração os erros de integração que ocorrem quando a velocidade relativa (diferença de rotação) entre as superfícies de atrito chega próxima de zero ou fica negativa. Para minimizar o problema devido a esses erros pode-se utilizar um modelo que consiste em definir um gradiente, s, na região onde a diferença de rotação fica próxima de zero. Este gradiente deve ser aplicado se a velocidade relativa ficar abaixo de um determinado valor de referência, w_0. O diagrama da Figura 2.51 mostra como, segundo Centea *et al* (2001), o torque transmitido pela embreagem pode ser ajustado nessa situação.

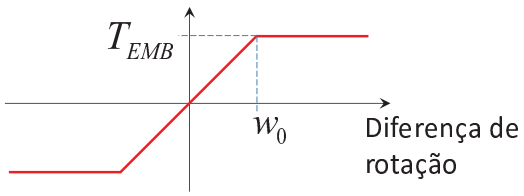


Figura 2. 51: Diagrama com ajuste do torque transmitido pela embreagem segundo Centea et al (2001) para evitar erros numéricos quando a diferença de rotação fica próxima de zero.

O conjunto de equações 2.6 abaixo detalha o modelo proposto por Centea *et al* (2001):

$$T_{EMB_C} = z.\mu.F_{PL}.R_m$$

$$\left.\begin{array}{llllllll}
T_{EMB} = T_{EMB-C} & \text{se} & & & \dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1 & > & w_0 & \\
T_{EMB} = \dfrac{T_{EMB-C}}{w_0}.\left(\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1\right) & \text{se} & w_0 & > & \dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1 & > & 0 & \\
T_{EMB} = 0 & \text{se} & & w_0 & = & 0 & & \\
T_{EMB} = \dfrac{T_{EMB-C}}{w_0}.\left(\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1\right) & \text{se} & 0 & > & \dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1 & > & -w_0 & \\
T_{EMB} = -T_{EMB-C} & \text{se} & -w_0 & > & \dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1 & & &
\end{array}\right\} \quad (2.6)$$

sendo w_0 a velocidade angular de referência.

Segundo estes autores, a desvantagem de utilizar esse modelo é que o gradiente, que depende da velocidade angular de referência, comporta-se como uma rigidez torcional após o acoplamento total da embreagem, fazendo com que o volante passe a apresentar um movimento oscilatório cuja amplitude depende da velocidade angular de referência. Essa desvantagem não compromete o estudo, pois o fenômeno de trepidação acontece apenas durante o acoplamento da embreagem.

3. AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL

A revisão bibliográfica mostra que a ocorrência de trepidação em uma partida depende de diversas variáveis do trem de potência, principalmente aquelas ligadas ao processo de acoplamento da embreagem. Os trabalhos de Albers *et al* (1998) e Sawanobori *et al* (1995) destacam a influência dos erros geométricos da embreagem no fenômeno. Albers *et al* (1998) ressaltam ainda a influência positiva de rigidez da mola *cushion* na diminuição da variação da força aplicada no disco devido a falhas geométricas. Portanto, a mola cushion pode ser considerada como um sistema de compensação de irregularidades geométricas.

No presente trabalho buscou-se explorar a influência dos erros geométricos da embreagem e o sistema de compensação desses erros em testes veiculares. Até o presente momento, a influência de falhas geométricas na trepidação foram pouco pesquisados em veículos. A compreensão de como esses erros influenciam na trepidação visa melhorar o entendimento dos princípios que governam esse fenômeno, além de servir como referência para verificar se o modelo matemático que será proposto é capaz de prever o comportamento vibratório do trem de potência.

Na parte experimental do estudo, o gradiente do coeficiente de atrito não foi analisado, uma vez que o revestimento testado não apresentava características que induzissem trepidação no veículo. O material de atrito utilizado em todos os discos é o mesmo e não induz trepidação. Dessa maneira, essa variável será estudada computacionalmente, no Capítulo 4, através de modelos não lineares com maior flexibilidade para alterações nesse parâmetro.

Esse capítulo tem como escopo apresentar a parte experimental desenvolvida nesse trabalho. Ele inicia na avaliação de trepidação, passando pelo detalhamento da montagem experimental e características das peças e terminando com os resultados das medições no veículo.

3.1. Avaliação de trepidação

A trepidação prejudica o conforto dos motoristas e é comum que montadoras de veículos e fabricantes de embreagem utilizem avaliadores treinados para estimar subjetivamente o nível de trepidação, atribuindo uma nota. Na Tabela 3.1 está reproduzido o critério utilizado para avaliar a trepidação por um dos maiores fabricantes de embreagem mundial, a ZF Sachs.

Nota subjetiva:	10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
	Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:	Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Tabela 3. 1: Critério de notas de avaliação subjetiva de trepidação utilizado pela ZF Sachs.

Ao longo dos anos, após sucessivos testes em diferentes veículos, foi possível relacionar notas subjetivas a medições de aceleração longitudinais mostradas na Tabela 3.2. Assim, notas subjetivas são organizadas por intervalos de aceleração toleráveis. Por exemplo, uma nota subjetiva 5 (Limite de aceitação) passa a ser confirmada através de medições de aceleração entre 1,5 e 2,0 m/s^2, enquanto que acelerações entre 2,1 e 2,7 m/s^2 caracterizam notas subjetivas entre 3 e 4, fora do intervalo aceitável. Essa relação tem sido utilizada satisfatoriamente por engenheiros de ZF Sachs na avaliação de veículos. É possível que, futuramente, essa relação esteja sujeita a alterações devido ao aumento de exigência dos motoristas no quesito conforto.

Aceleração (m/s²)	Máx.	0,4	0,7	1,0	1,4	2,0	2,7	3,5	4,5
	Min.	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Nota subjetiva:		10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
		Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:		Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Tabela 3. 2: Critério de notas de avaliação subjetiva de trepidação e valores correspondentes de aceleração longitudinal (avaliação objetiva) utilizado pela ZF Sachs.

3.2. Descrição da montagem experimental no veículo

Para avaliar objetivamente a trepidação em veículos optou-se por fazer a medição da rotação da transmissão e da aceleração longitudinal do veículo. Apesar da aceleração longitudinal ser o parâmetro mais comumente usado para esse fim, a medição da rotação da transmissão também oferece um bom indicativo sobre a trepidação. Os dois parâmetros estão relacionados, uma vez que a aceleração longitudinal depende do movimento dos pneus e este é dependente da rotação da transmissão. Assim é possível avaliar a trepidação, que é uma oscilação da aceleração longitudinal, através da oscilação da rotação da transmissão. Destaca-se, no entanto, que veículos diferentes, com a mesma oscilação da rotação da transmissão, podem apresentar oscilação da aceleração longitudinal diferentes, devido à: relação de marcha, relação de redução final, raio do pneu, suspensão do veículo e etc.

Além da medição da rotação da transmissão e da aceleração longitudinal do veículo, a rotação do motor e o curso do pedal de embreagem também foram medidos. A rotação do motor é importante para identificar o final do acoplamento da embreagem e também para calcular a diferença entre a rotação do motor e a rotação da transmissão. Conforme Sawanobori *et al* (1995) os erros geométricos podem excitar o sistema quando essa diferença de rotação fica próxima da frequência de ressonância do fenômeno. O curso da embreagem é importante para conhecer o

perfil de aplicação de força no disco de embreagem. O Rotec, sistema de aquisição e processamento de sinais, da Vispiron AG foi utilizado para gravar e processar os sinais. A Tabela 3.3 mostra um resumo da avaliação de trepidação.

Nome do teste	Avaliação de trepidação no veículo
Instrumentação	Sistema de aquisição e processamento de sinais: Rotec RAS Sensor de rotação: Tecnotron - pick up magnético (MS-10/070.1+BNC) Sensor de aceleração: Sherborne - inercial schaevitz (A643-00013G) Sensor de posição: SpaceAge - potenciométrico (180-0803)
Grandezas medidas	Rotação do motor Rotação de entrada da transmissão Aceleração longitudinal do veículo Curso pedal de embreagem
Procedimento de teste	Partida no plano com veículo carregado.

Tabela 3. 3: Resumo da montagem experimental para avaliação de trepidação no veículo.

As partidas foram realizadas com o veículo no plano, com veículo carregado, mantendo rotação do motor constante (marcha lenta – 860 rpm), e buscando o mesmo perfil de acionamento do pedal de embreagem em todas os testes.

Na Figura 3.1 é possível observar o posicionamento da instrumentação e do sistema de aquisição de dados em um layout do veículo. Os sensores de rotação do motor e da árvore entrada da transmissão são posicionados na parte dianteira, abaixo do capô. Os sensores do curso de pedal da embreagem e de aceleração foram colocados na cabine, enquanto que o equipamento de aquisição e processamento de sinais foi acomodado no banco traseiro. Durante as medições, foram necessárias duas pessoas, um motorista e um auxiliar portando um notebook para habilitar e manipular o equipamento de medição.

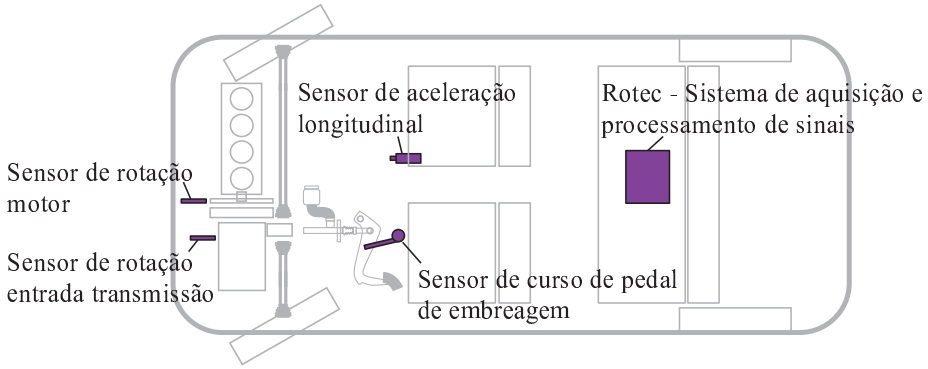


Figura 3. 1: Esquema da instrumentação no veículo para avaliação de trepidação.

A Figura 3.2a mostra, em detalhe, que é necessário realizar furos na carcaça da transmissão para obter acesso à roda dentada do volante (medição da rotação do motor) e a uma engrenagem fixa (segunda marcha - 21 dentes) à árvore primária da transmissão (medição da rotação de entrada da transmissão). O sensor de curso de pedal é mostrado em detalhe na Figura 3.2b, sendo baseado num cabo ligando o pedal a um tambor, que registra a quantidade de cabo liberado num acionamento da embreagem.

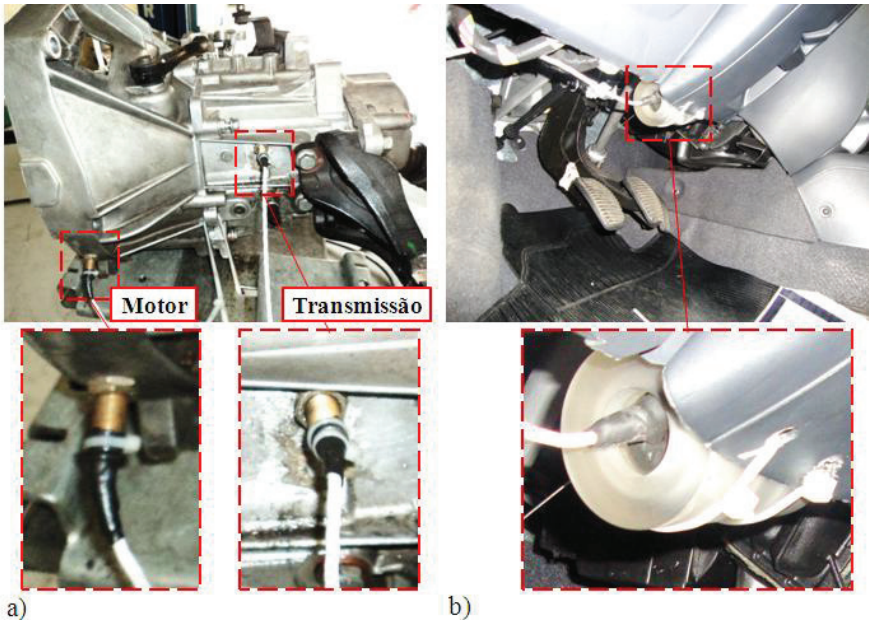


Figura 3. 2: a) Detalhe da instalação dos sensores de rotação do motor e da árvore de entrada da transmissão, b) Detalhe da instalação do sensor de curso do pedal da embreagem.

O acelerômetro é mostrado em detalhe na Figura 3.3a, sendo localizado abaixo do banco do passageiro, registrando a aceleração no sentido longitudinal do veículo. O sistema de aquisição e processamento de sinais é mostrado na Figura 3.3b evidenciando o painel e nele os canais de medição de curso de embreagem, de aceleração longitudinal e os dois de rotação.

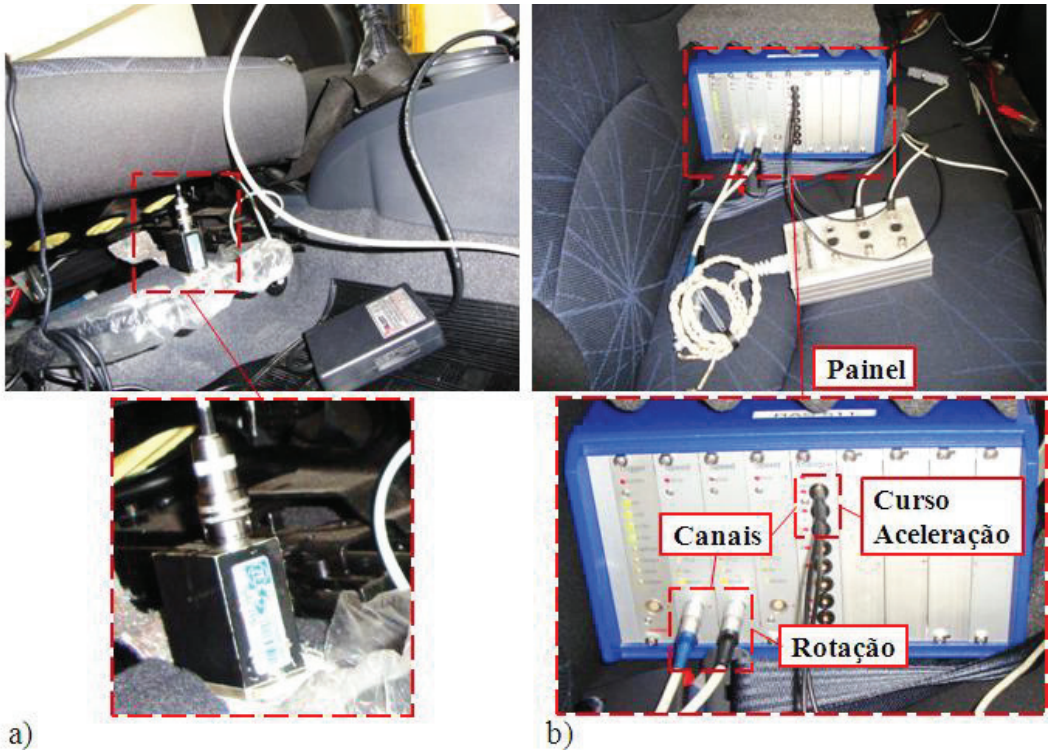


Figura 3. 3: a) Detalhe da instalação do sensor de aceleração longitudinal, b) Detalhe do painel do equipamento de aquisição e processamento de sinais e dos canais de medição.

3.3. Descrição da montagem experimental para caracterização da embreagem

Foram realizados três tipos de testes: medição funcional do disco, medição funcional do platô e medição de variação da espessura do disco. Cada um deles está descrito a seguir.

3.3.1 Medição funcional do disco de embreagem

Na medição funcional do disco são levantadas duas características: diagrama do amortecimento torcional e o diagrama da mola *cushion*. Para executar essas medições é necessária uma máquina de teste com sensores, sistema de aquisição e processamento de sinais, além de atuadores para acionar os dispositivos de medição. A Figura 3.4 mostra a máquina de medição das características funcionais do disco de embreagem da ZF Sachs que foi utilizada na medição das peças.

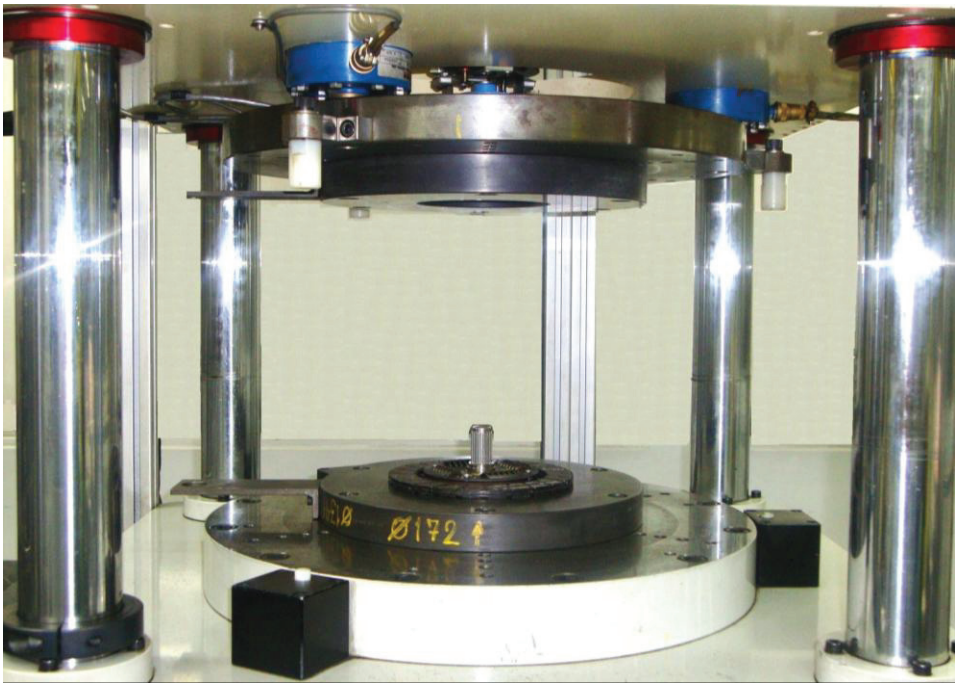


Figura 3. 4: Máquina de medição das características funcionais do disco de embreagem.

A Figura 3.5 mostra o esquema dessa máquina e pode ser utilizada para explicar o procedimento de medição. Para levantar o diagrama do amortecimento torcional (torque aplicado no disco em função da deflexão angular), o disco é colocado em uma base inferior centralizado por um eixo estriado que fica conectado ao estriado do cubo do disco de embreagem. Posteriormente uma base superior movimenta-se na direção da base inferior aplicando força axial

no material de atrito do disco. Essa força aplicada deve ser suficiente para não permitir movimento relativo entre o material de atrito do disco e as bases quando a máquina, através do eixo estriado, aplicar torque no disco. Após aplicação de força axial, a gravação dos sinais do sensor de ângulo na parte superior do estriado e de torque na parte inferior do estriado é iniciada. A partir daí o eixo estriado começa a girar no sentido anti-horário aplicando torque no cubo de embreagem (lado freio motor) comprimindo as molas de torção até atingir um batente mecânico no disco. Quando o batente é atingido, o eixo estriado inverte o sentido e passa a girar no sentido horário, inicialmente diminuindo o torque aplicado no disco até que atinge torque nulo e continuando seu movimento no sentido horário volta a aplicar torque no cubo de embreagem (lado tração) comprimindo as molas de torção até atingir novamente um batente mecânico no disco. Quando o batente é atingido, o eixo estriado inverte o sentido mais uma vez e volta a girar anti-horário, diminuindo o torque aplicado no disco até atingir torque nulo. Os sinais dos sensores de ângulo e de torque, gravados durante o procedimento, são utilizados para fazer o diagrama do amortecimento torcional, a Figura 3.6 mostra um exemplo dessa medição.

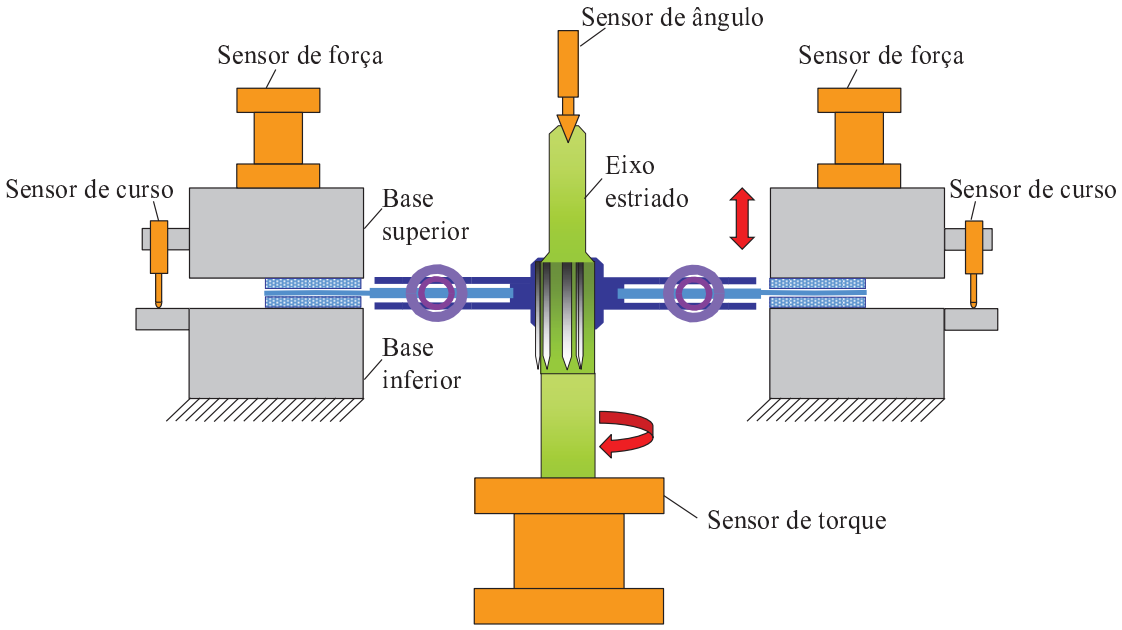


Figura 3. 5: Esquema da máquina de medição das características funcionais do disco de embreagem.

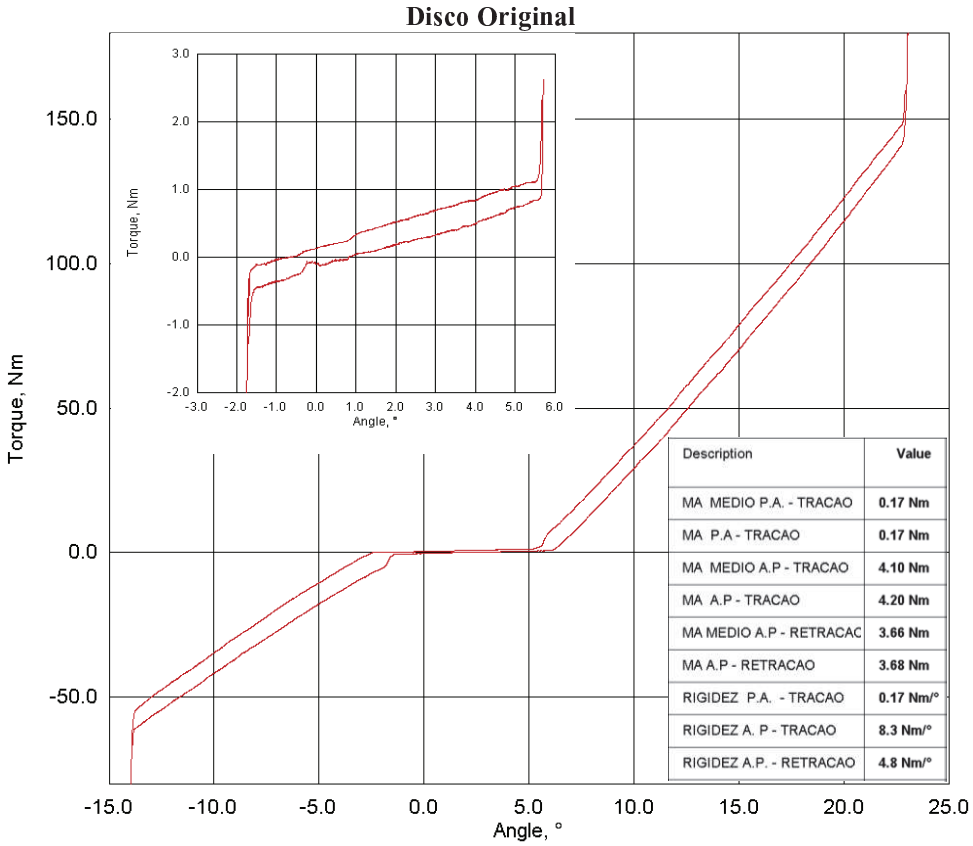


Figura 3. 6: Exemplo de medição do diagrama do amortecimento torcional do disco de embreagem.

A Figura 3.5 pode ainda ser aproveitada para explicar o procedimento de medição do diagrama da mola *cushion* (força aplicada no disco em função da deflexão axial). Para levantar esse diagrama, o disco é colocado em uma base inferior centralizado por um eixo estriado que fica conectado ao estriado do cubo do disco de embreagem. A gravação dos sinais dos sensores de curso (3 sensores posicionados a 120°) e de força (3 sensores posicionados a 120°) da base superior é iniciada. Posteriormente a base superior movimenta-se na direção da base inferior aplicando força axial no material de atrito do disco até atingir um valor de força pré-determinado. Quando esse valor é atingido, a base superior interrompe imediatamente seu movimento e retorna a posição inicial. Para fazer o diagrama da mola *cushion* é necessário processar o sinal dos sensores de curso e de força gravados durante o procedimento. O curso resultante é a média do

sinal dos 3 sensores de curso, enquanto a força resultante é a somatória do sinal dos 3 sensores de força, a Figura 3.7 mostra um exemplo dessa medição.

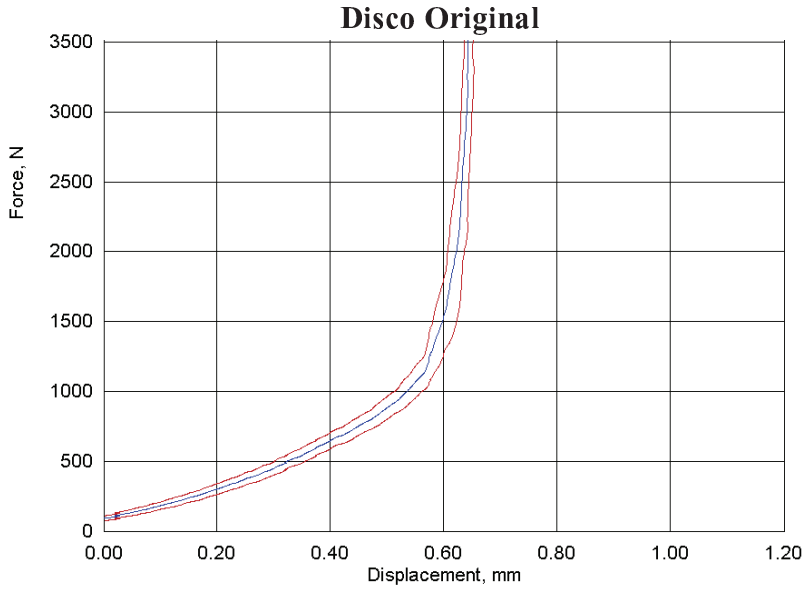


Figura 3. 7: Exemplo de medição do diagrama da mola cushion do disco de embreagem.

3.3.2 Medição funcional do platô de embreagem

Na medição funcional do platô são levantadas quatro características: diagrama de carga de placa, diagrama de carga de debreagem, recuo do platô e paralelismo da placa de pressão. Para executar essas medições é necessária uma máquina de teste com sensores, sistema de aquisição e processamento de sinais, além de atuadores para acionar os dispositivos de medição. O paralelismo da placa de pressão é uma característica que não é medida diretamente e sim calculada a partir do resultado da medição de recuo.

A Figura 3.8 mostra a máquina de medição das características funcionais do platô de embreagem da ZF Sachs que foi utilizada na medição das peças.

Figura 3. 8: Máquina de medição das características funcionais do platô.

A Figura 3.9 mostra o esquema dessa máquina, quando configurada para fazer o levantamento do diagrama de carga de placa, e pode ser utilizada para explicar o procedimento de medição. O diagrama de carga de placa relaciona a força aplicada pela placa de pressão com a sua posição. Para realizar essa medição, o platô é preso por parafusos na base fixa da máquina, nessa condição a mola membrana está na posição livre. A gravação dos sinais dos sensores de curso da placa de pressão (3 sensores posicionados a 120°) e de força da placa de pressão é iniciada. Posteriormente a base móvel movimenta-se na direção da placa de pressão até uma posição pré-definida. Quando essa posição é alcançada, a base interrompe imediatamente seu movimento e retorna a posição inicial. A média dos valores do sinal dos 3 sensores de curso da placa de

pressão e o sinal de força da placa de pressão, são utilizados para fazer o diagrama de carga de placa, a Figura 3.10 mostra um exemplo dessa medição.

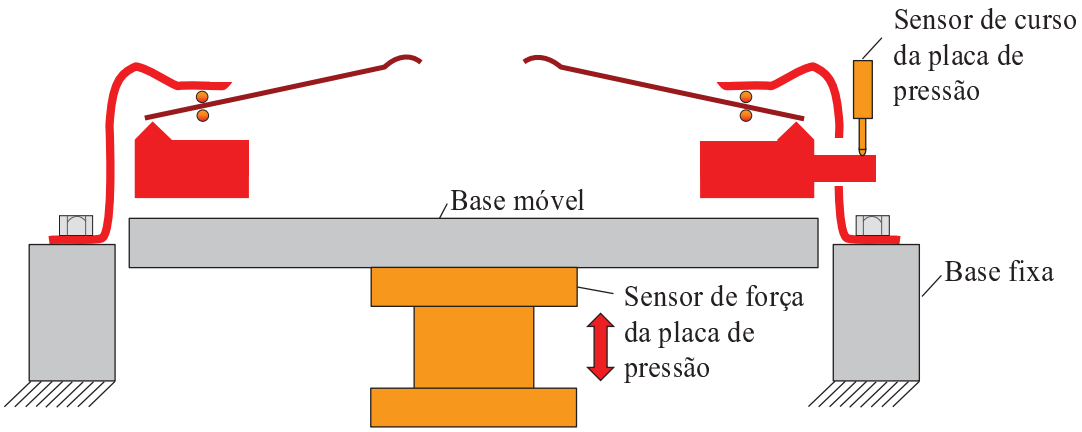


Figura 3. 9: Esquema da máquina de medição das características funcionais do platô para medição do diagrama de carga de placa.

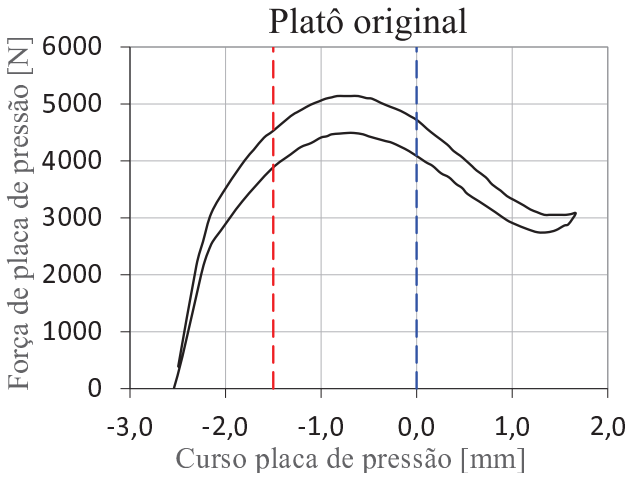


Figura 3. 10: Exemplo de medição do diagrama de carga de placa do platô de embreagem.

A Figura 3.11 mostra o esquema dessa máquina, quando configurada para fazer o levantamento do diagrama de carga de debreagem, recuo e paralelismo do platô. Pode-se utilizar essa figura para explicar o procedimento de medição. O diagrama de carga de debreagem relaciona a força necessária para acionar o mancal de embreagem em função da posição do

mancal. O recuo do platô é o curso de levantamento da placa de pressão quando o mancal de embreagem é acionado com seu curso nominal. Essas duas medições são realizadas simultaneamente. Inicialmente, o platô é preso por parafusos na base fixa da máquina, nessa condição a mola membrana está na posição livre. Posteriormente, a base móvel movimenta-se na direção da placa de pressão até uma posição pré-definida (representada na Figura 3.11) e para. Nessa condição a mola membrana está deformada e a placa de pressão aplica força na base móvel. A posição relativa da placa de pressão é a mesma de quando o platô está montado no volante com o disco de embreagem novo (espessura nominal). A gravação dos sinais dos sensores de curso da placa de pressão (3 sensores posicionados a 120°), de curso de debreagem e de força de debreagem é iniciada. A placa de acionamento move para baixo e a partir do instante que aplica uma pré-carga na mola membrana ela movimenta um curso pré-definido, esse curso é o nominal de acionamento do mancal de embreagem. Quando esse valor é alcançado, a placa de acionamento interrompe imediatamente seu movimento e retorna a posição inicial.

Os sinais do sensor de curso de debreagem e do sensor de força de debreagem, gravados durante o procedimento, são utilizados para fazer o diagrama de carga de debreagem. A Figura 3.12 mostra um exemplo de medição do diagrama de carga debreagem e os valores de recuo e paralelismo do platô.

O recuo do platô é dado pelo valor de cada um dos três sensores de curso da placa de pressão quando o curso de debreagem é o nominal do mancal. Dessa forma o resultado da medição de recuo do platô é um conjunto de 3 valores, sendo que a diferença entre o valor máximo (no exemplo 1,49 mm) e o mínimo (no exemplo 1,45 mm) é o paralelismo da placa de pressão (no exemplo 0,04 mm). O paralelismo da placa de pressão pode ser considerado como um erro geométrico.

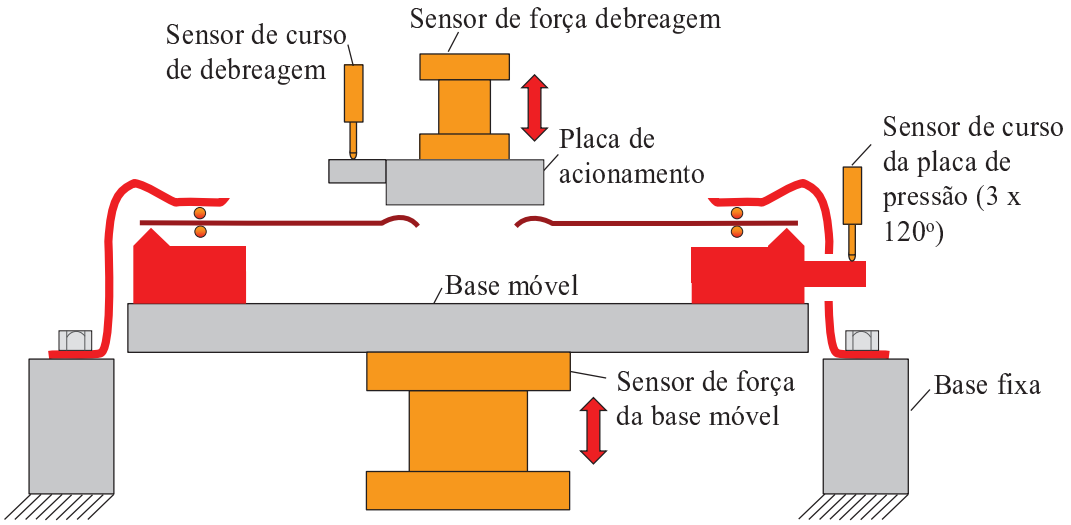


Figura 3. 11: Esquema da máquina de medição das características funcionais do platô para medição do diagrama de carga de debreagem.

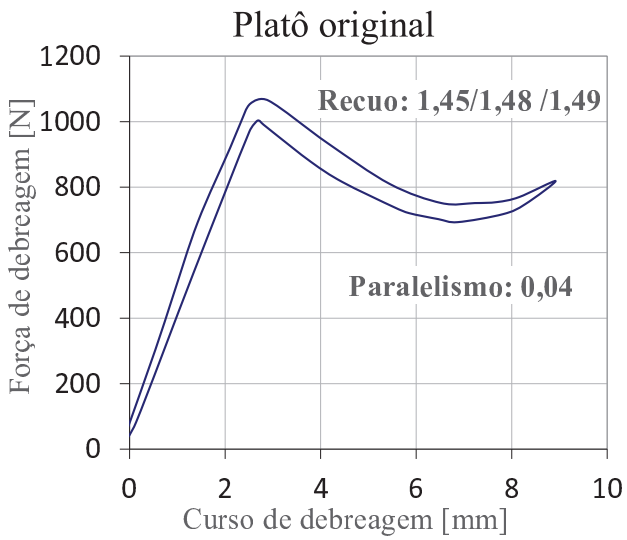


Figura 3. 12: Exemplo de medição do diagrama de carga de debreagem, recuo e paralelismo do platô de embreagem.

3.3.3 Medição da variação da espessura do disco de embreagem

Na medição da variação da espessura do disco de embreagem é levantado um diagrama de variação da espessura ao longo do perímetro do material de atrito. Por conveniência, medição e diagrama são feitos em função do ângulo, iniciando em 0° e terminando em 360°. Para fazer esse levantamento um dispositivo foi projetado e construído. A Figura 3.13 mostra um detalhe desse dispositivo, além de parte mecânica há um sistema de aquisição de sinais MGC Plus da HBM, um sensor de curso e outro de força.

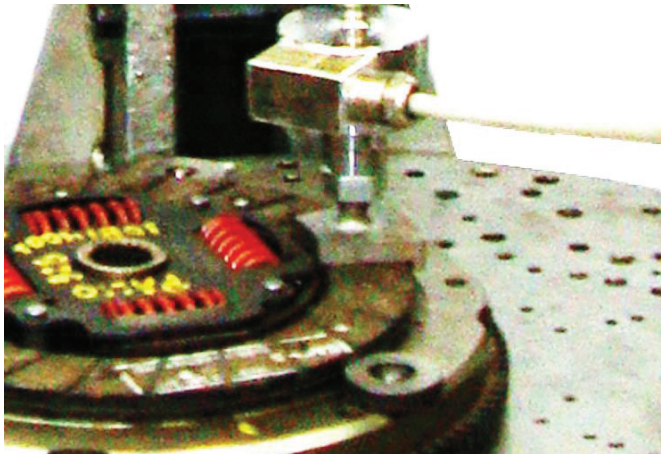


Figura 3. 13: Detalhe do dispositivo de medição de variação da espessura do disco.

A Figura 3.14 mostra o esquema desse dispositivo e pode ser utilizada para explicar o procedimento de medição. O diagrama de variação da espessura do disco de embreagem relaciona a deflexão da espessura devido a uma força aplicada em um trecho do material de atrito, em função do perímetro do material de atrito. Inicialmente o disco é posicionado sobre uma base plana. Em seguida, o segmento para aplicação de força, que apoia em um trecho de 22,5° do material de atrito, é encostado no disco com força próxima de zero, nessa condição o sensor de curso é zerado. Posteriormente uma força de 600N é aplicada e o valor de curso é registrado em uma tabela, então uma força de 1000N é aplicada e o segundo valor de curso é registrado na tabela. Após o registro, a força sobre o segmento deve ser aliviada para permitir que o disco seja

rotacionado de 15°. Em seguida as forças são novamente aplicadas e os valores de curso são novamente registrados na tabela. O procedimento se repete ao todo 24 vezes, até que todo o perímetro do disco (360°) seja verificado. Os valores registrados na tabela, são utilizados para fazer o diagrama de variação da espessura do disco de embreagem, a Figura 3.15 mostra um exemplo dessa medição.

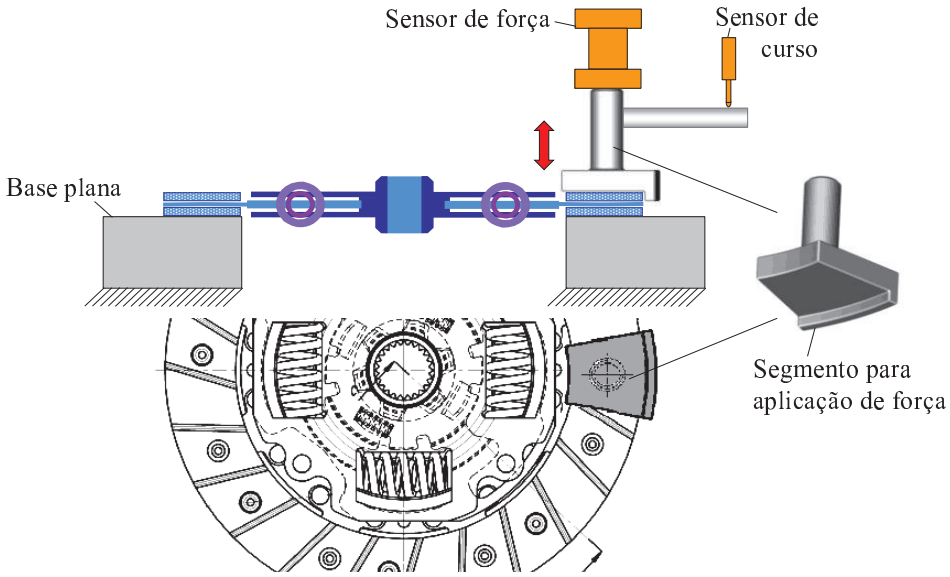


Figura 3. 14: Esquema do dispositivo de medição de variação da espessura do disco.

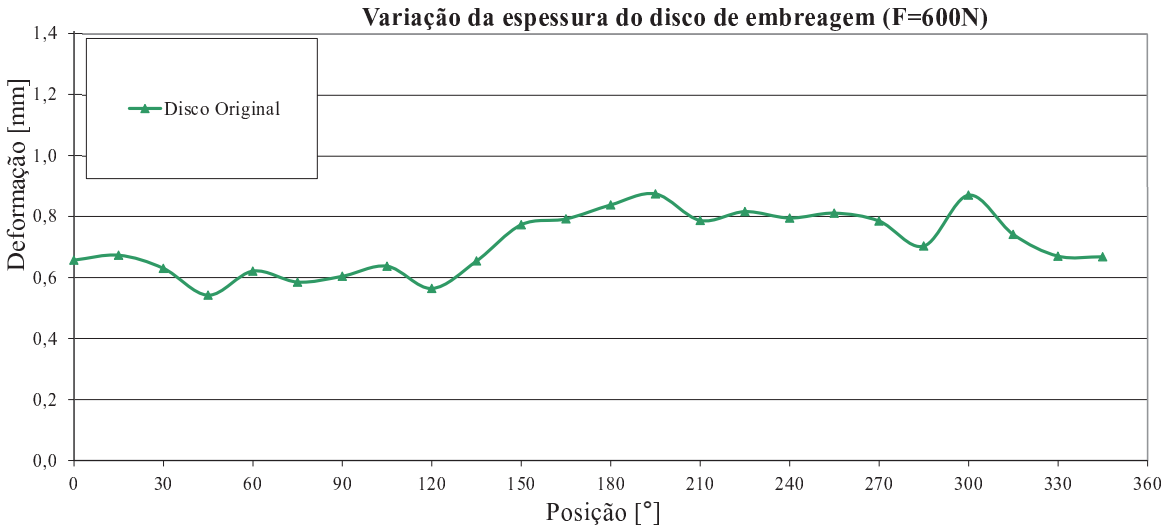


Figura 3. 15: Exemplo de medição da variação da espessura do disco de embreagem.

3.4. Amostras

Para estudar a influência dos erros geométricos e a compensação dos mesmos, foram construídos discos e platôs com diferentes características geométricas e funcionais. Foram fabricados seis discos e dois platôs.

3.4.1 Disco

Nos discos, duas características foram variadas: variação de espessura (erro de geometria) e capacidade de compensar erro de geometria (mola *cushion*). A caracterização dos discos foi feita através das medições: diagrama do amortecimento torcional, diagrama da mola *cushion* e diagrama de variação da espessura. A Figura 3.16 mostra as vistas do disco de embreagem utilizado no teste e a Figura 3.17 mostra uma vista explodida desse mesmo disco.

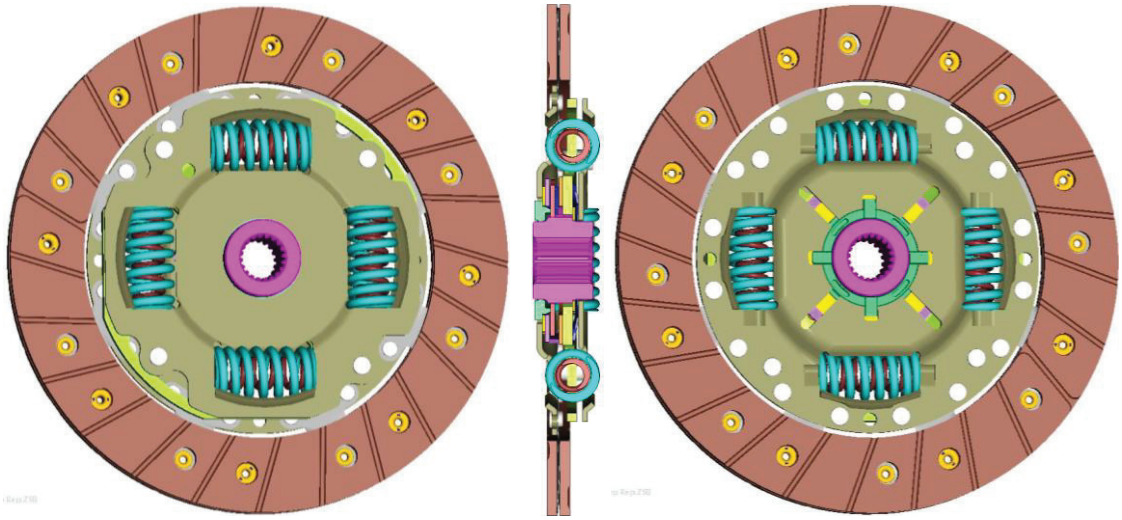


Figura 3. 16: Vistas do disco de embreagem utilizado no teste.

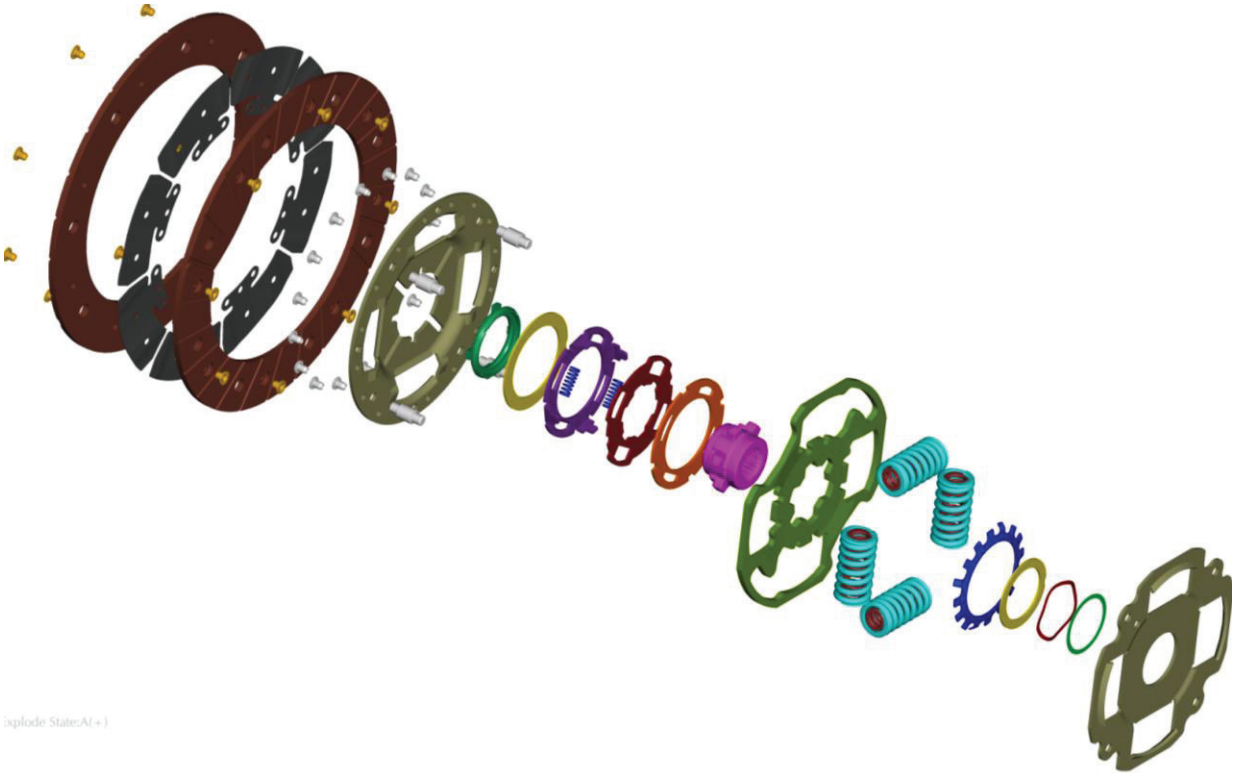


Figura 3. 17: Vista explodida do disco de embreagem utilizado no teste.

O disco original (sem qualquer alteração em relação a peça em produção regular) utilizado no teste tem um total de 8 molas cushion distribuídos ao longo de 8 posições no perímetro. Para criar peças com diferentes erros de geometria, alguns discos foram montadas com mola *cushion* dupla em algumas posições. A mola *cushion* dupla consiste em montar em uma mesma posição no perímetro duas molas lado a lado, provocando, região especifica do perímetro, um aumento significativo da espessura.

A capacidade de compensar erros de geometria foi variada através da montagem de discos sem mola cushion. No lugar das molas, uma chapa plana foi utilizada, conferindo rigidez extremamente alta e nenhuma possibilidade de compensar falhas geométricas. A Tabela 3.4 descreve as amostras de disco.

Disco	Variação de espessura	Cushion
1 Original Figura 3.18	Normal	Mola normal de produção
2 Cushion NP 1E Figura 3.19	Um erro devido a montagem de mola cushion dupla	Mola normal de produção
3 Sem cushion Figura 3.20	Normal	Sem mola (chapa plana)
4 Sem cushion 1E Figura 3.21	Um erro devido à montagem de chapa plana dupla	Sem mola (chapa plana)
5 Cushion NP 2E Figura 3.22	2 erros - montagem de mola cushion dupla opostas	Mola normal de produção
6 Cushion NP 3E Figura 3.23	3 erros - montagem de mola cushion dupla intercaladas	Mola normal de produção

Tabela 3. 4: Descrição das amostras de disco.

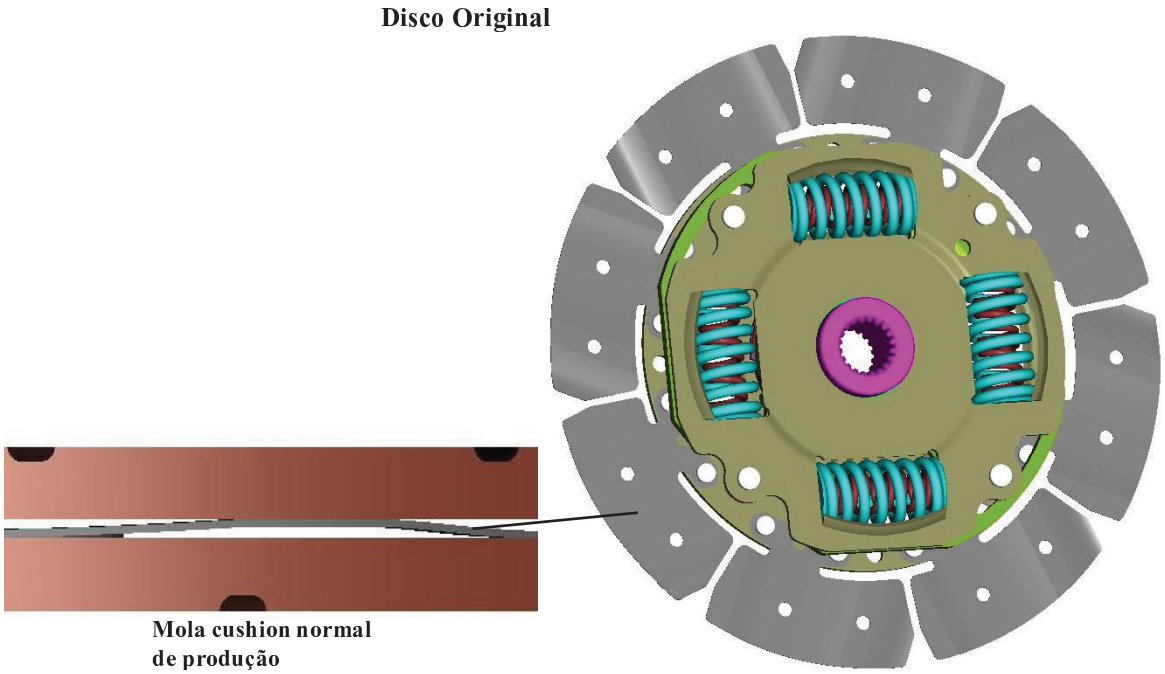


Figura 3. 18: Esquema de montagem do Disco Original.

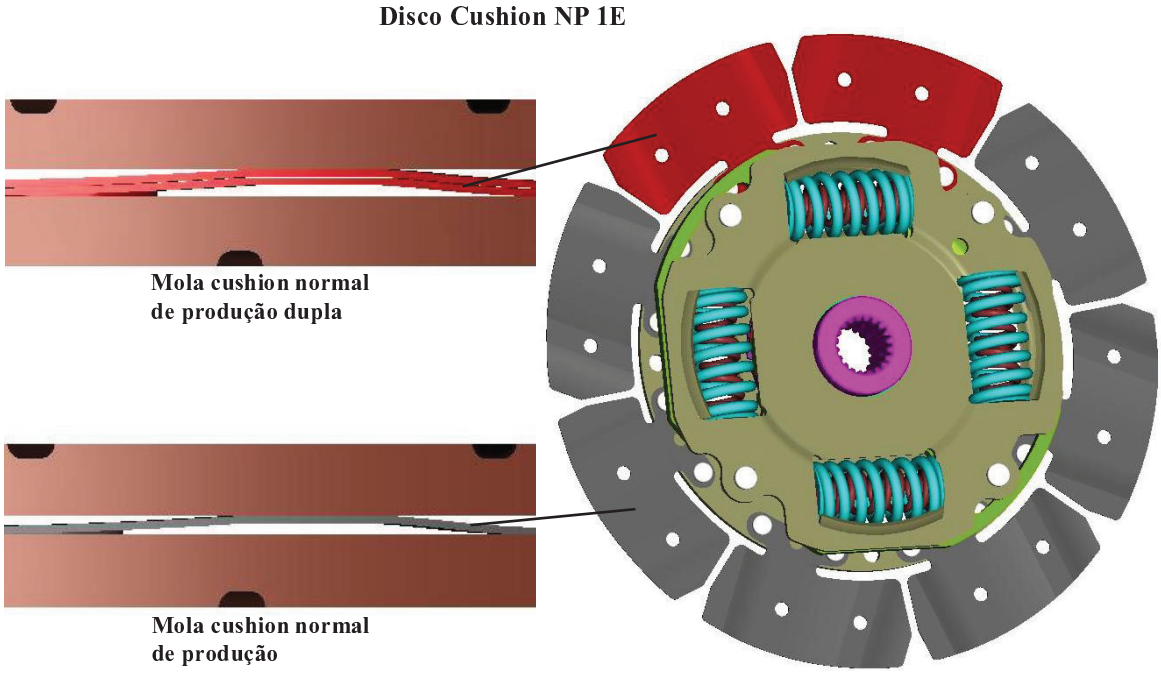


Figura 3. 19: Esquema de montagem do Disco Cushion NP 1E.

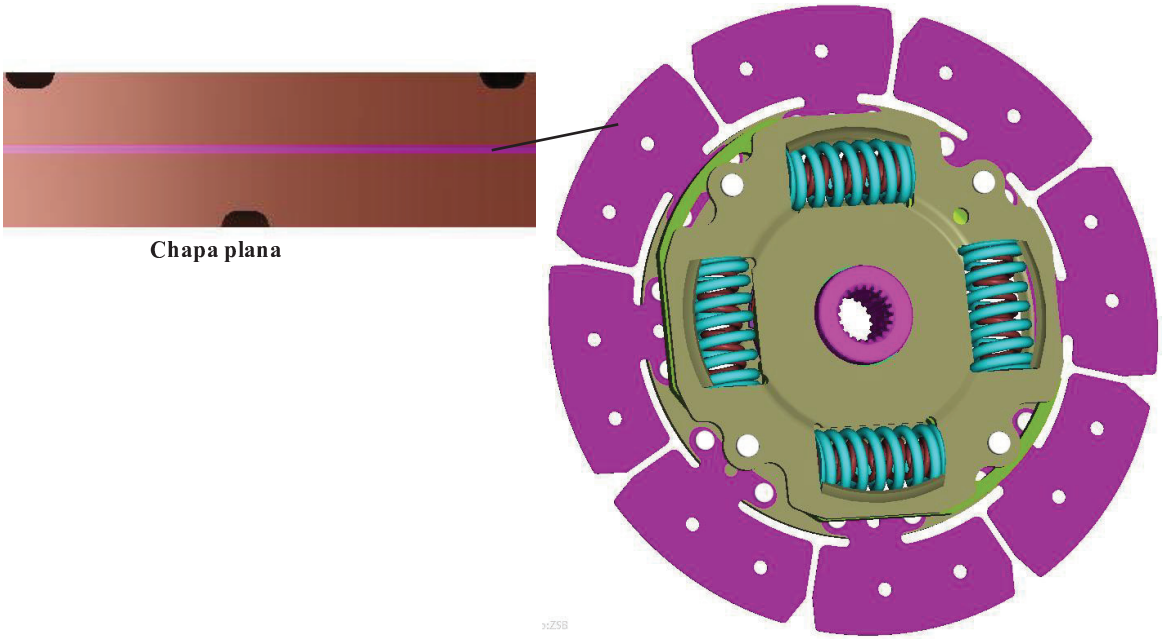


Figura 3. 20: Esquema de montagem do Disco Sem Cushion.

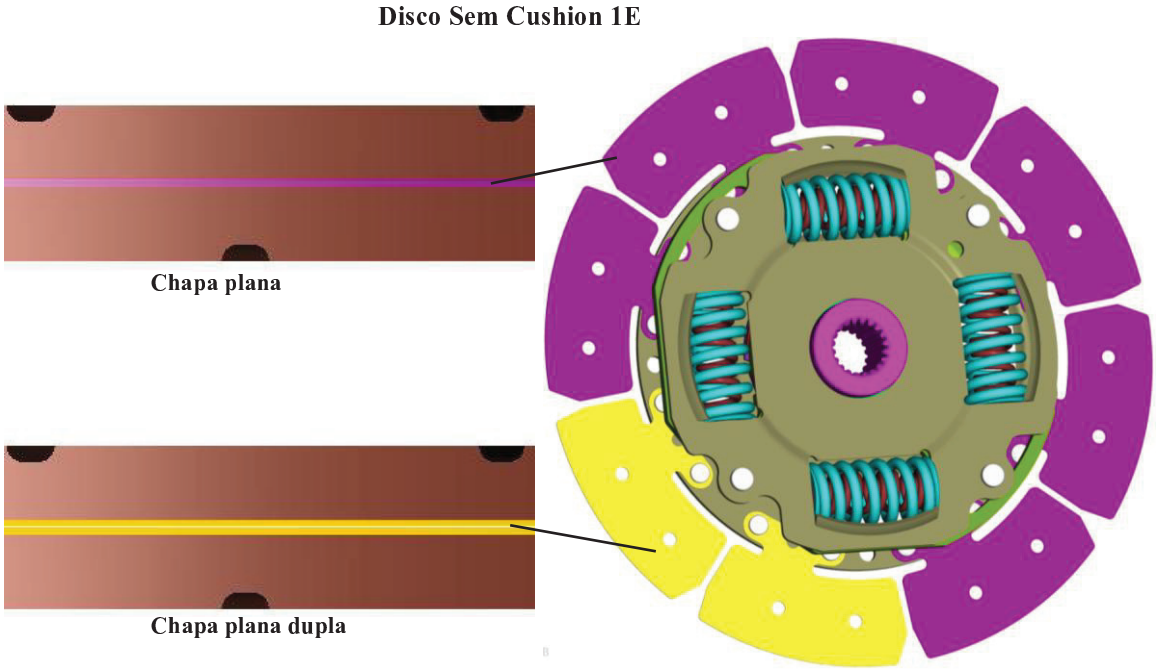


Figura 3. 21: Esquema de montagem do Disco Sem Cushion 1E.

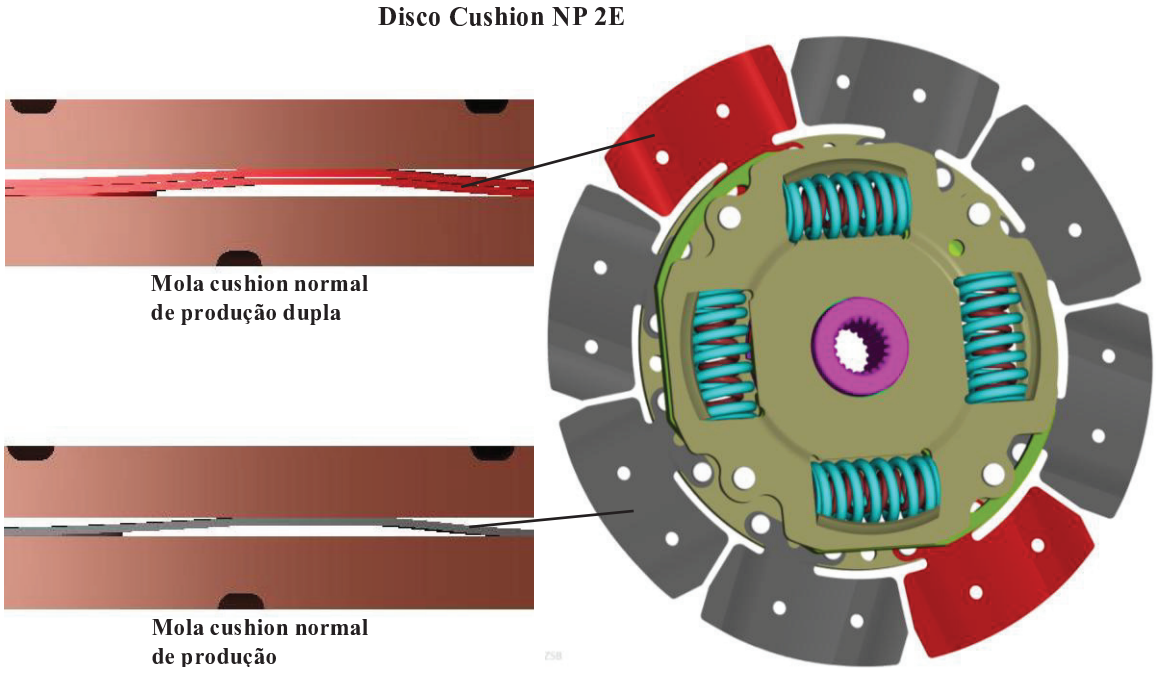


Figura 3. 22: Esquema de montagem do Disco Cushion NP 2E.

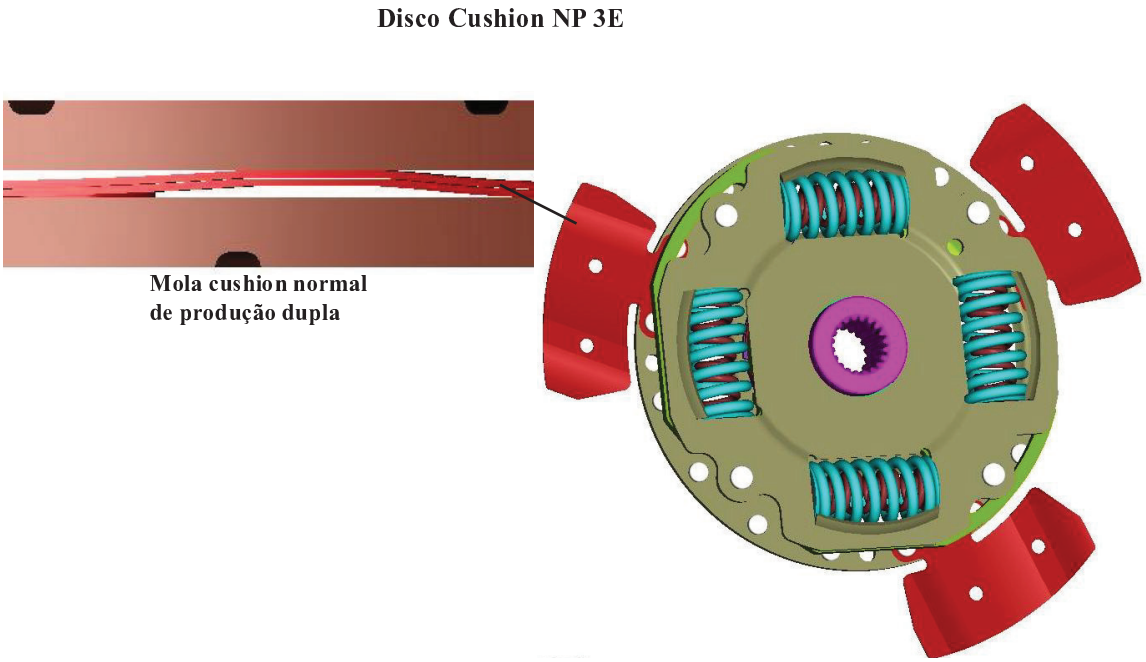


Figura 3. 23: Esquema de montagem do Disco Cushion NP 3E.

3.4.2 Platô

Nos platôs, o paralelismo da placa de pressão (erro de geometria) foi variado. A caracterização das peças foi feita através das medições: diagrama de carga de placa, diagrama de carga de debreagem, recuo do platô e paralelismo da placa de pressão. A Figura 3.24 mostra as vistas do platô de embreagem utilizado no teste e a Figura 3.25 mostra uma vista explodida desse mesmo platô.

Para criar a falha geométrica no platô, foi feito uma usinagem com erro de paralelismo de 0,50 mm de paralelismo. A Tabela 3.5 descreve as amostras de platô.

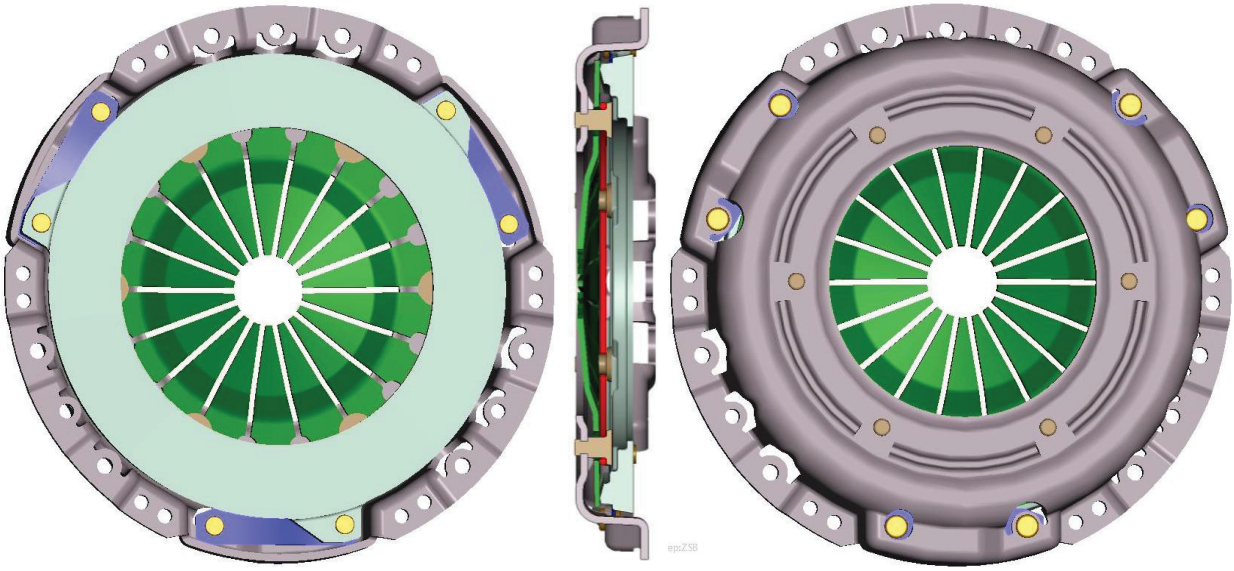


Figura 3. 24: Vistas do platô utilizado no teste.

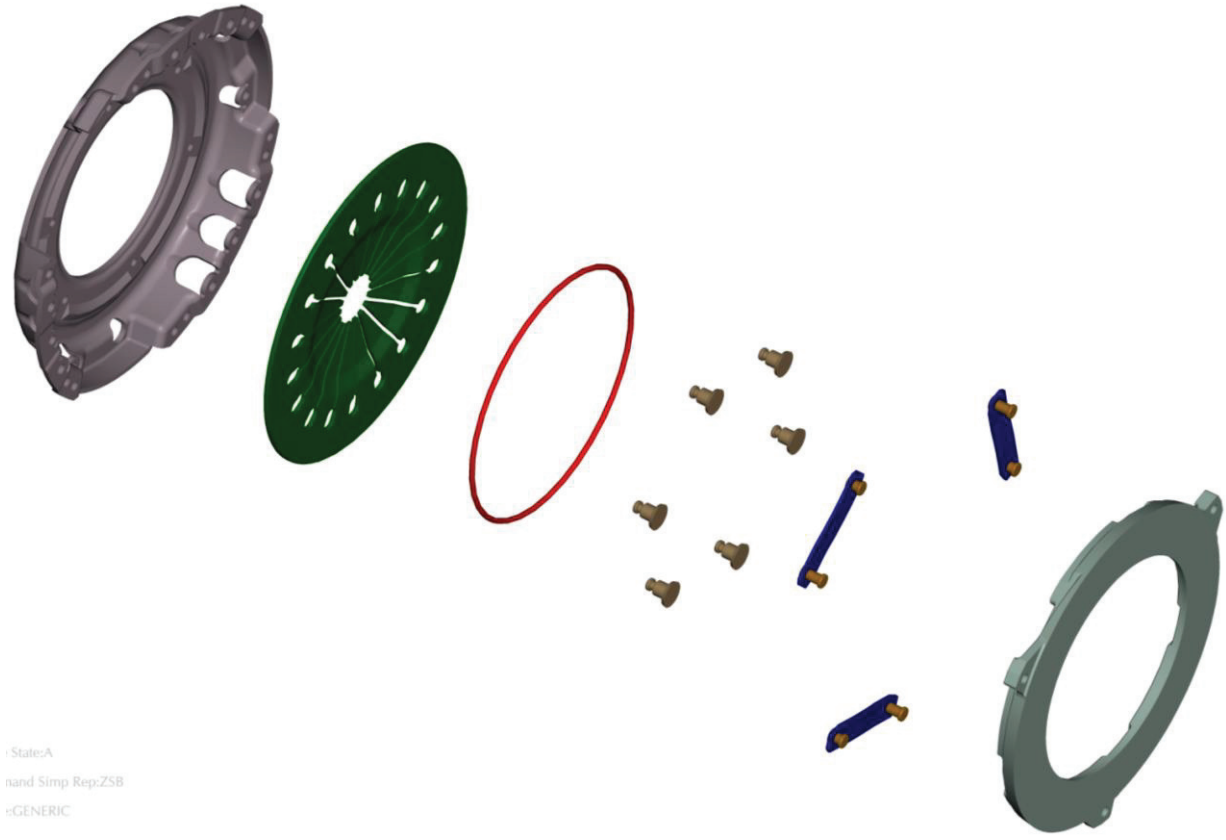


Figura 3. 25: Vista explodida do platô utilizado no teste.

Platô	Paralelismo da placa de pressão
1 Original Figura 26	Normal
2 Modificado Figura 26	Erro de paralelismo de 0,50 mm na usinagem

Tabela 3. 5: Descrição das amostras de platô.

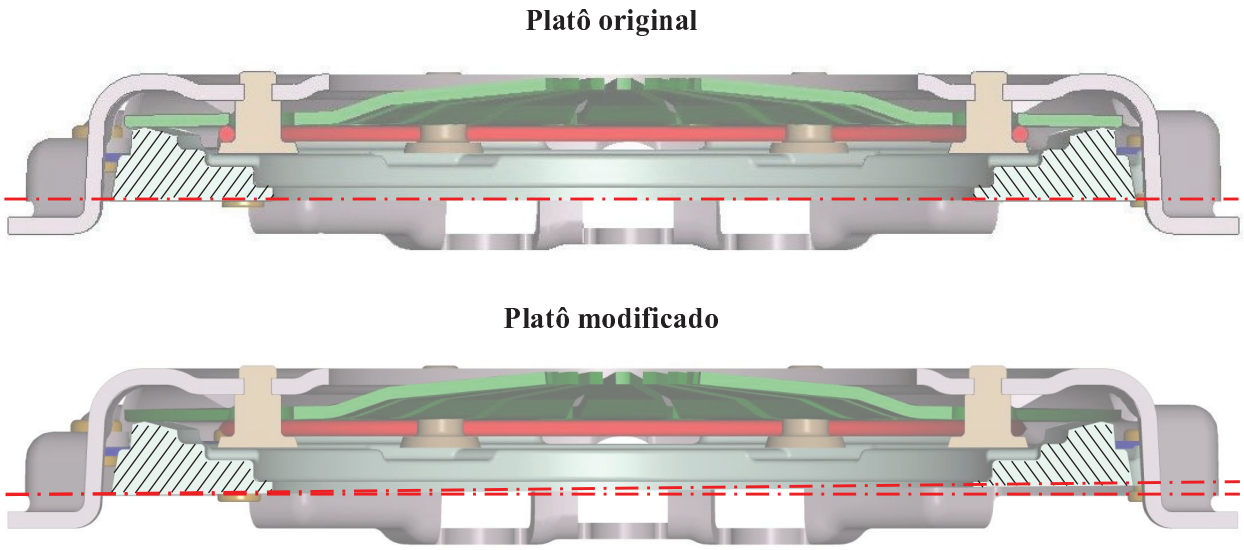


Figura 3. 26: Vista em corte do platô original e do platô modificado.

3.5. Resultados da medição das características funcionais do disco de embreagem

O diagrama do amortecimento torcional do disco é apresentado na Figura 3.27. Essa característica foi mantida em todas as amostras, ou seja, o diagrama do amortecimento torcional de todos os discos testados estavam na mesma condição. Destaca-se que, conforme visto na revisão bibliográfica, o fenômeno de trepidação não é influenciado por essa caraterística.

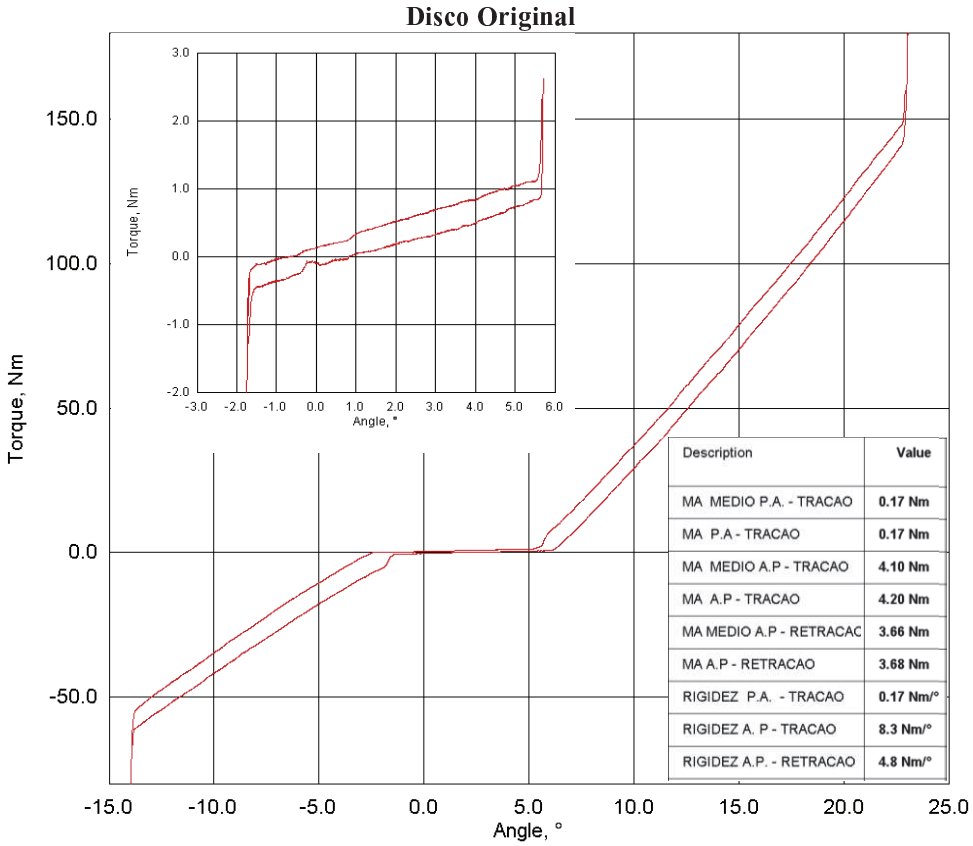


Figura 3. 27: Medição da curva torcional do disco.

O diagrama da mola *cushion* das amostras testadas são apresentados nas Figuras 3.28 a 3.33. A rigidez média da mola *cushion* foi calculada em três faixas de força, que equivalem às regiões de força em que a mola é acionada para cada condição de partida de veículo. A faixa mais relevante para o estudo é a faixa de 90N a 601 N, que equivale a partida no plano. As faixas de 440N a 959N e 976N a 1486N correspondem à partida em rampa com 7% e 18% de gradiente respectivamente.

A rigidez dessas regiões influencia na variação de força que pressiona o disco de embreagem em função de erros geométricos durante o acoplamento. Quanto menor a rigidez, menor a variação da força sobre o disco durante o acoplamento para um mesmo erro geométrico.

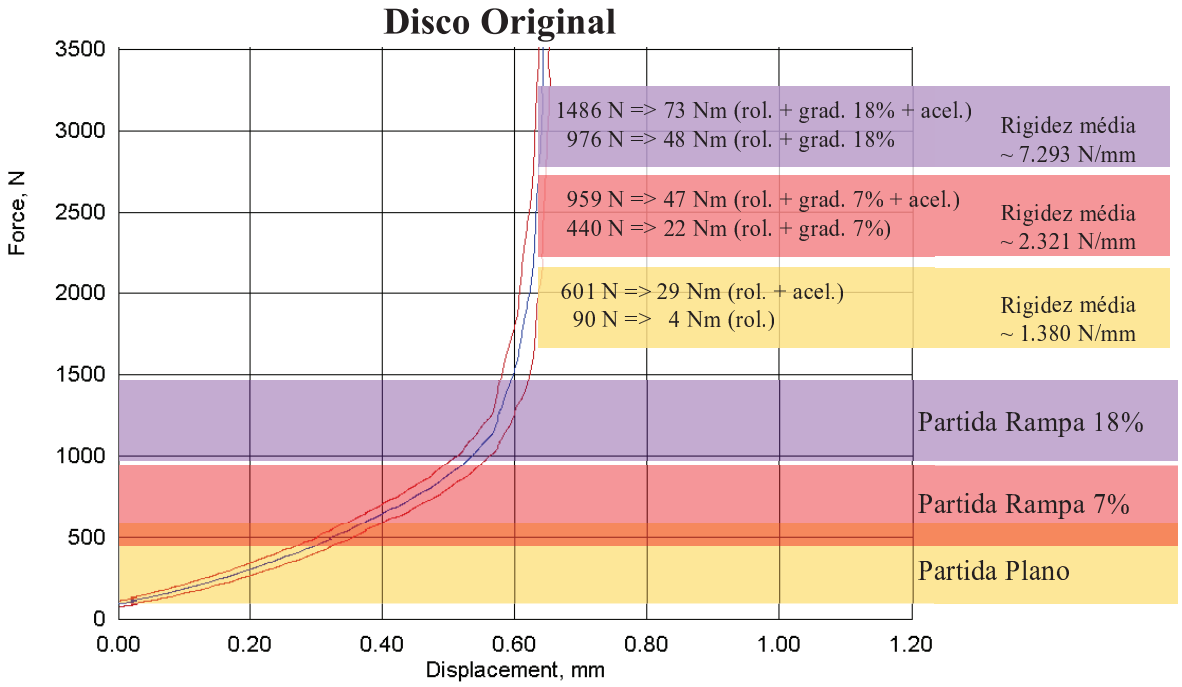


Figura 3. 28: Medição da curva *cushion* do Disco Original.

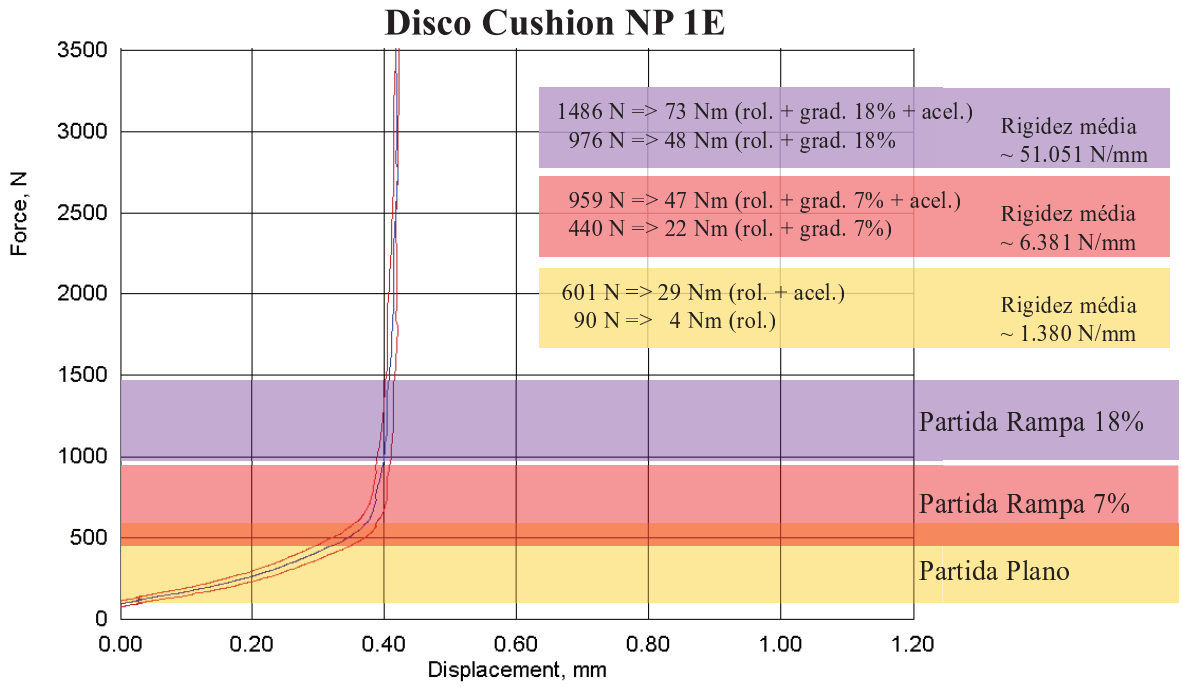


Figura 3. 29: Medição da curva *cushion* do Disco Cushion NP 1E.

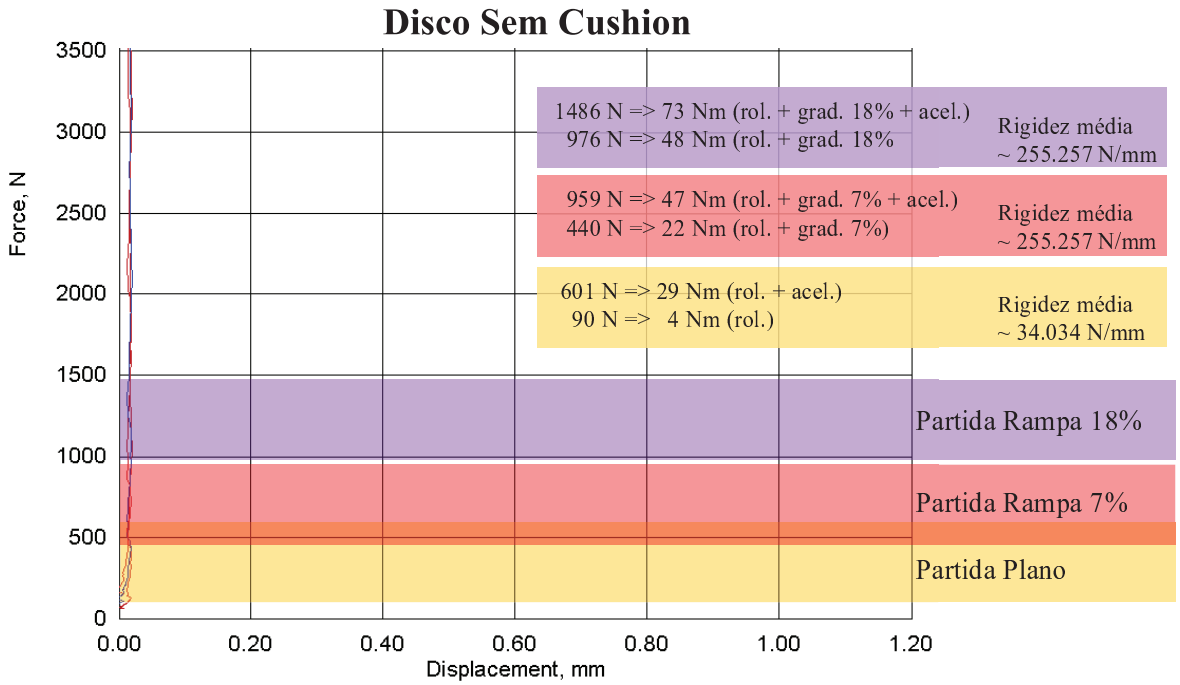


Figura 3. 30: Medição da curva *cushion* do Disco Sem Cushion.

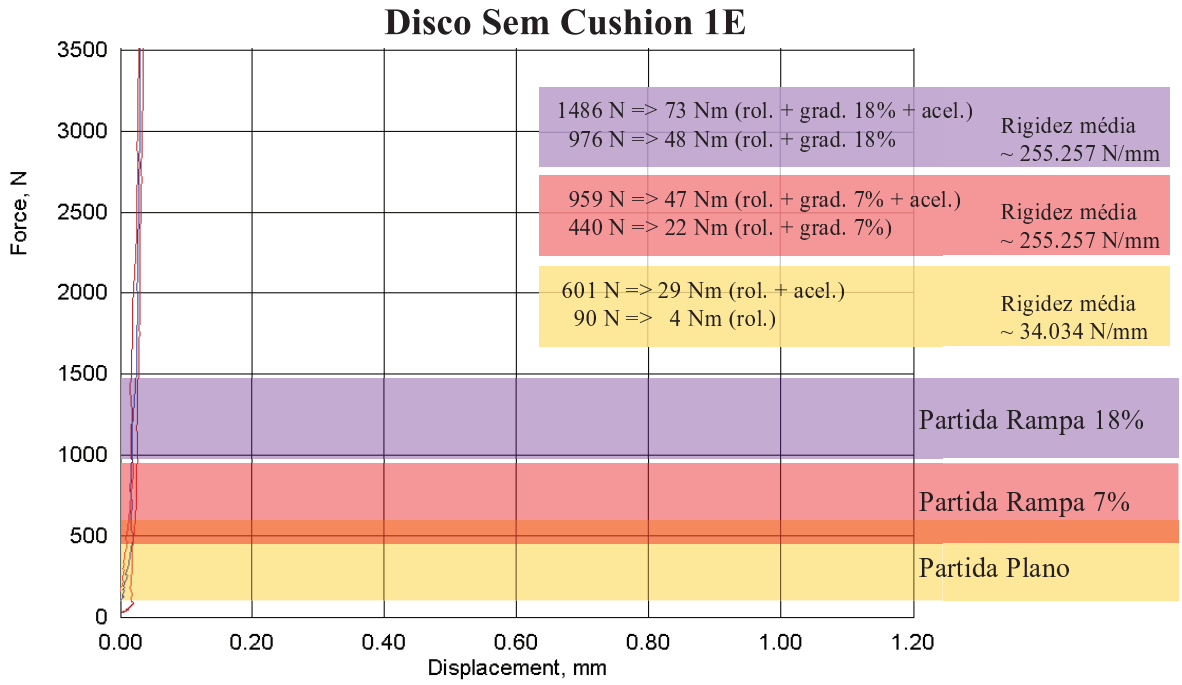


Figura 3. 31: Medição da curva *cushion* do Disco Sem Cushion 1E.

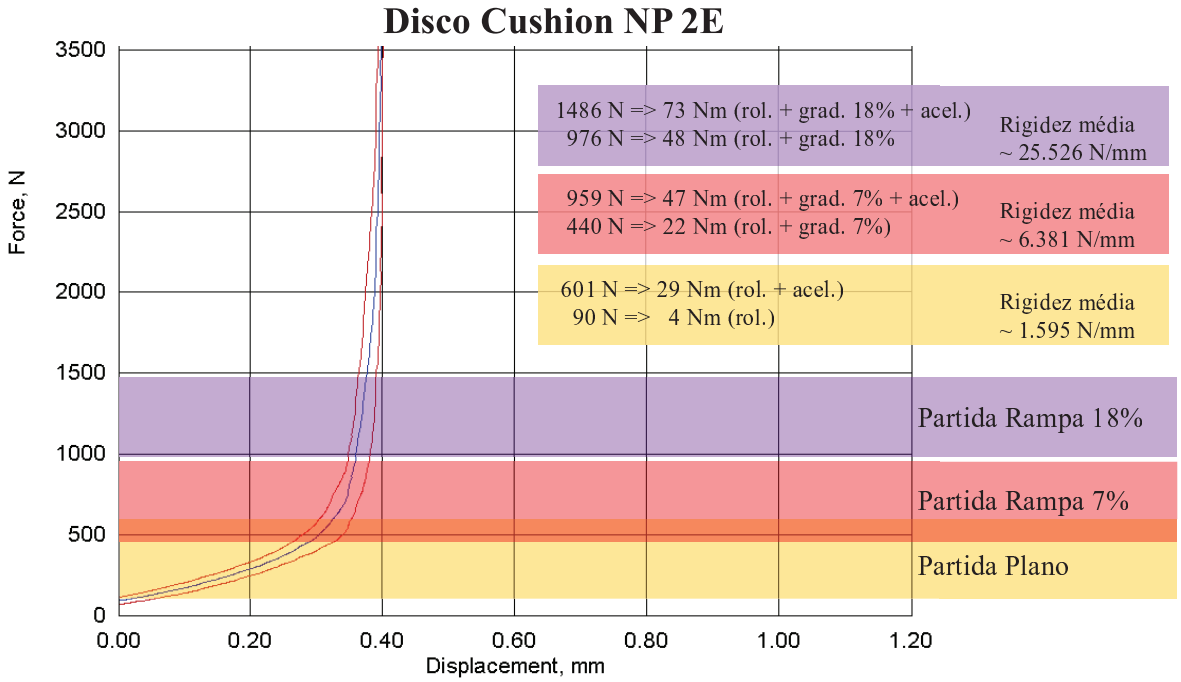


Figura 3. 32: Medição da curva *cushion* do Disco Cushion NP 2E.

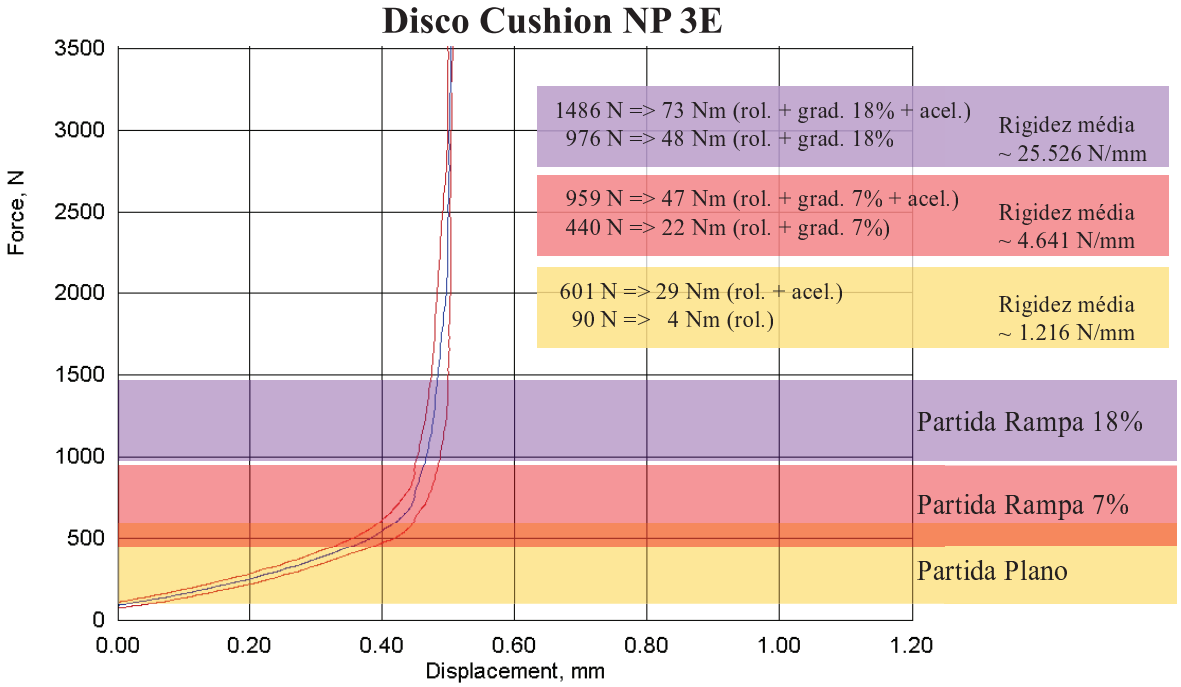


Figura 3. 33: Medição da curva *cushion* do Disco Cushion NP 3E.

A medição da variação da espessura do disco é fundamental para quantificar o erro geométrico presente no disco de embreagem. Com a variação da espessura do disco, a deformação da mola *cushion* e da mola membrana também variam, resultando em variação cíclica da força sobre disco durante o acoplamento da embreagem. Conforme visto na revisão bibliográfica, essa variação da força induz trepidação.

Os resultados das medições da variação da espessura do disco de todas as amostras são apresentados nas Figuras 3.34 e 3.35, com força de 600N e 1000N respectivamente.

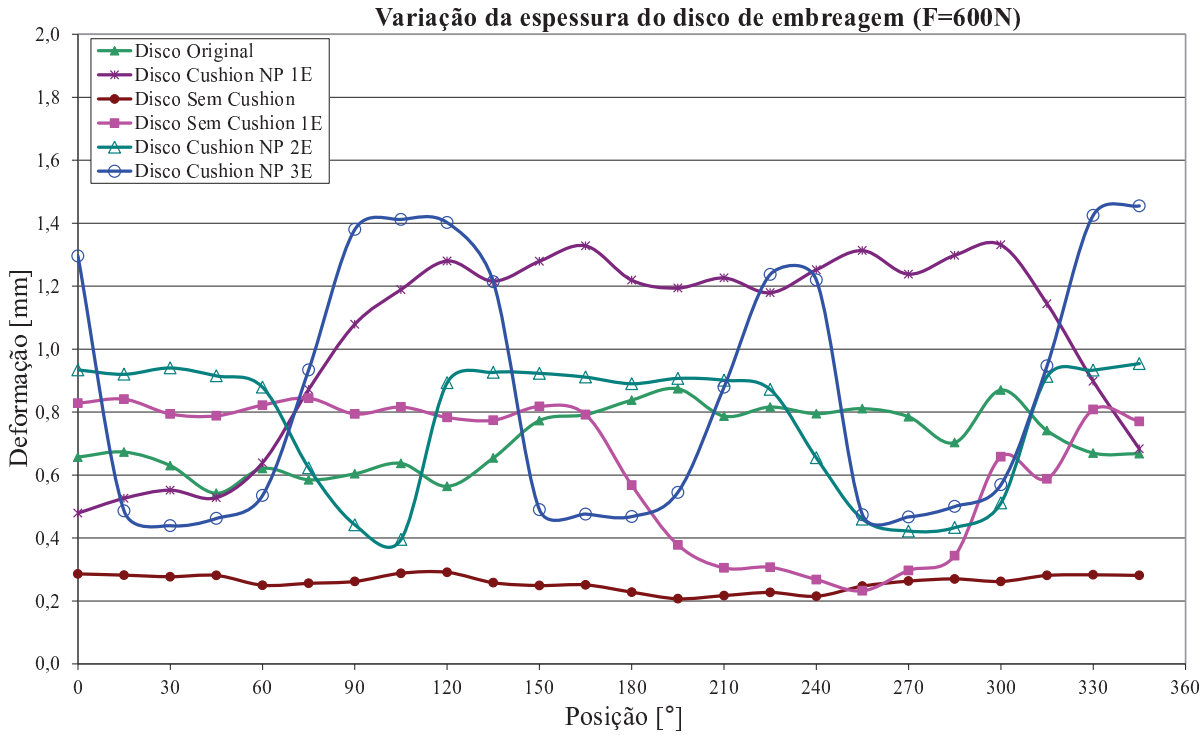


Figura 3. 34: Medição da variação da espessura do disco ao longo do perímetro com carga de 600N.

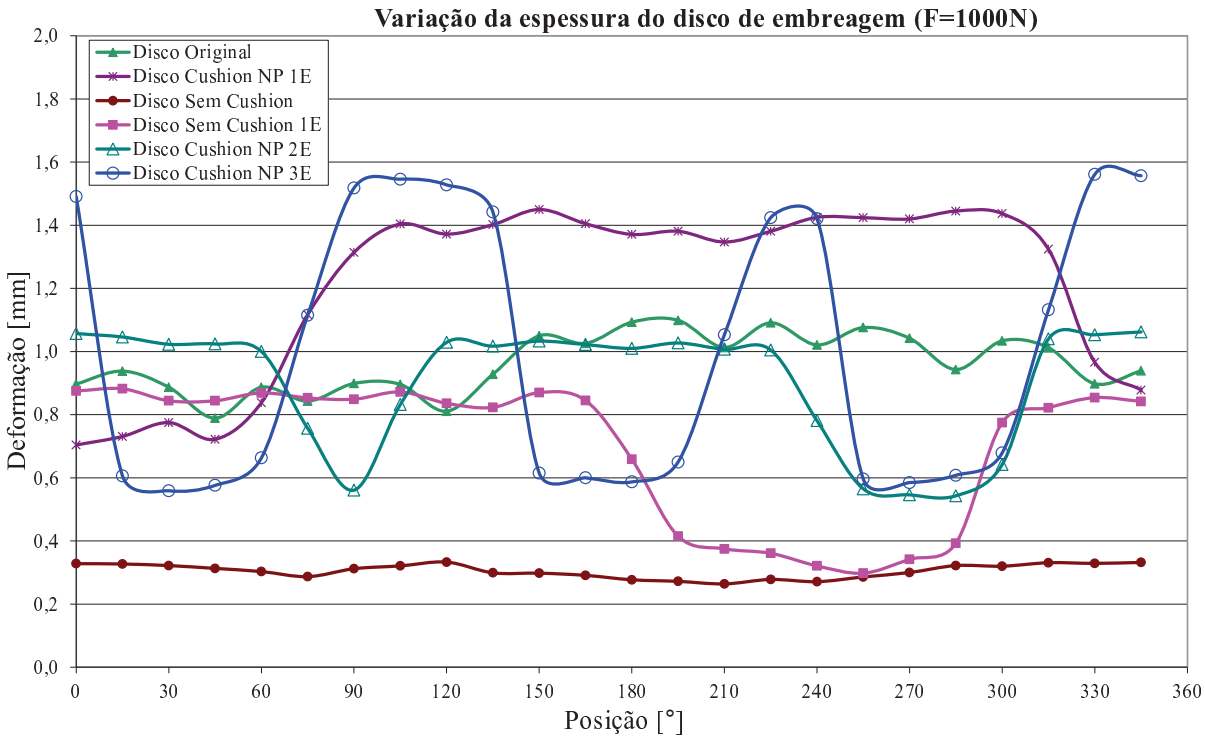
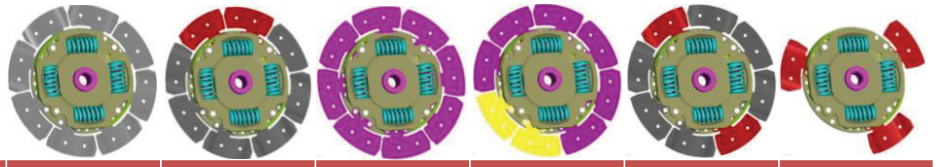


Figura 3. 35: Medição da variação da espessura do disco ao longo do perímetro com carga de 1000 N.

Os resultados encontrados nos diagramas da mola *cushion* e diagrama de variação da espessura das peças testadas estão sumarizados na Tabela 3.6.

Os valores encontrados nas medições aparecem conforme esperado. Por exemplo, o Disco Original, montado com mola *cushion* possuem baixa rigidez 25 vezes menor que o Disco Sem *Cushion*. Em relação ao erro geométrico, o Disco Original possui máxima variação de espessura entre 70% e 40% menor em relação às peças montadas com mola *cushion* dupla. A amostra montada apenas com chapa plana apresenta o menor erro geométrico entre todas as amostras.



Rigidez média cushion		Disco Original	Disco Cushion NP 1E	Disco Sem Cushion	Disco Sem Cushion 1E	Disco Cushion NP 2E	Disco Cushion NP 3E
Plano	[N/mm]	1.380	1.380	34.034	34.034	1.595	1.216
Rampa 7%	[N/mm]	2.321	6.381	255.257	255.257	6.381	4.641
Rampa 18%	[N/mm]	7.293	51.051	255.257	255.257	25.526	25.526
Variação espessura (máxima)		Disco Original	Disco Cushion NP 1E	Disco Sem Cushion	Disco Sem Cushion 1E	Disco Cushion NP 2E	Disco Cushion NP 3E
força 600N	[mm]	0,33	0,85	0,08	0,61	0,56	1,02
força 1000N	[mm]	0,31	0,75	0,07	0,58	0,52	1,00

Tabela 3. 6: Principais resultados das medições funcionais dos discos de embreagem.

3.6. Resultados da medição das características funcionais do platô de embreagem

As Figuras 3.36 e 3.37 mostram os diagramas de carga de placa e de carga de debreagem respectivamente. Embora os resultados sejam ligeiramente diferentes nas duas peças, essa diferença não tem relevância para o estudo, pois o motorista busca uma posição de pedal de embreagem que obtenha a força sobre o disco que transmite o torque que faz o veículo acelerar conforme seu estilo condução.

Conforme era de se esperar, o erro de paralelismo da usinagem da placa de pressão de 0,50mm, resultou em um erro de paralelismo de 0,57mm no platô modificado. No platô original o erro de paralelismo foi de apenas 0,04mm. Assim, enquanto no platô original a placa de pressão aplica força uniformemente, no modificado a aplicação da força é bastante irregular.

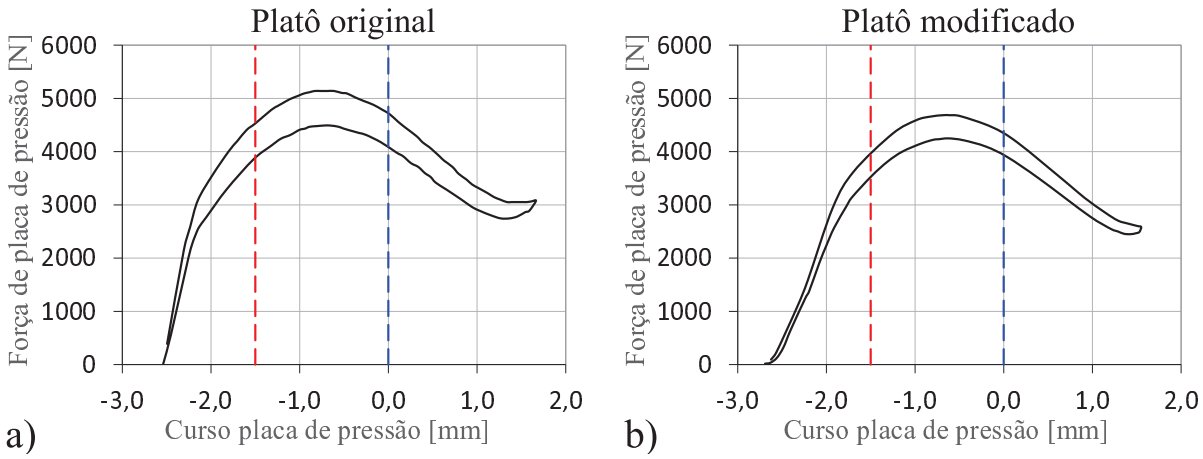


Figura 3. 36: Medição diagrama de carga de placa: a) Platô original, b) Platô modificado.

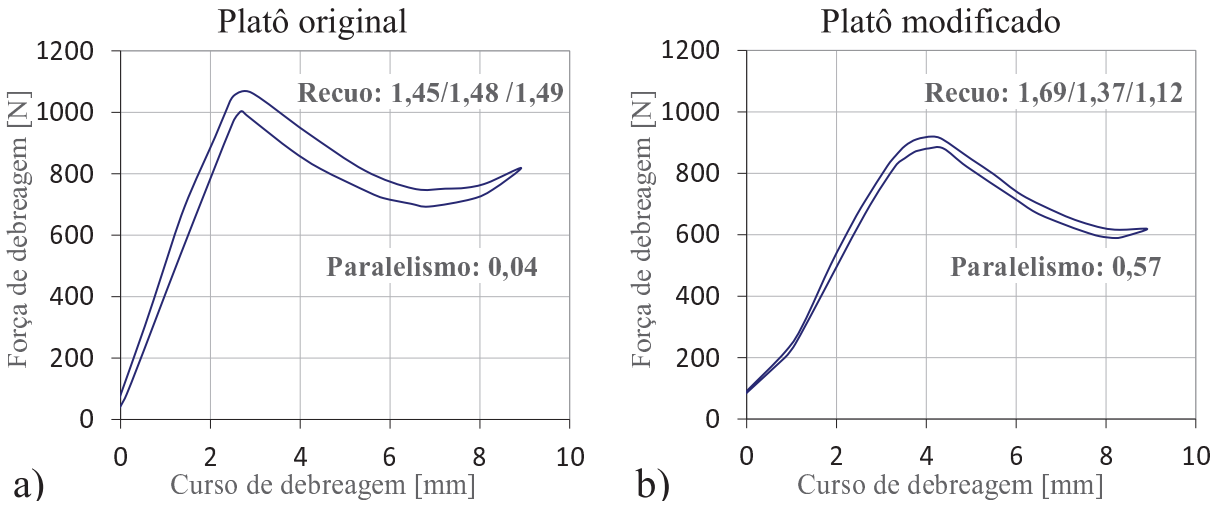


Figura 3. 37: Medição diagrama de debreagem e recuo: a) Platô original, b) Platô modificado.

3.7. Resultados da avaliação de trepidação no veículo

Os testes em veículo foram realizados no plano, com peso máximo carregado. Durante a partida, o pedal do acelerador não foi acionado, assim o sistema de injeção eletrônica mantém a rotação do motor próxima da rotação de marcha lenta enquanto a rotação da transmissão aumenta

progressivamente desde rotação nula até atingir a rotação do motor. O pedal de embreagem é controlado pelo motorista visando uma aceleração longitudinal média constante durante o acoplamento da embreagem, após atingir essa aceleração o pedal é mantido na mesma posição durante todo o acoplamento. Foram realizados testes combinando os discos (6 versões) e platôs (2 versões). As combinações entre eles estão descritas na Tabela 3.7. Das doze combinações possíveis entre platô e disco apenas duas não foram testadas, são elas: a) Disco *Cushion* NP 2E e Platô Original e b) Disco *Cushion* NP 3E e Platô Original. Esses testes não foram realizados pois a montagem 9 e 10, com os mesmos discos e com platô modificado apresentaram pequena trepidação e a montagem desses discos com o platô original resultaria em oscilação ainda menor da aceleração.

Montagem	1	2	3	4	5
Disco	Original	*Cushion* NP 1E	Sem *Cushion*	Sem *Cushion* 1E	Original
Platô	Original	Original	Original	Original	Modificado
Montagem	6	7	8	9	10
Disco	*Cushion* NP 1E	Sem *Cushion*	Sem *Cushion* 1E	*Cushion* NP 2E	*Cushion* NP 3E
Platô	Modificado	Modificado	Modificado	Modificado	Modificado

Tabela 3. 7: Descrição das montagens de disco e platô em veículo.

3.7.1 Montagem 1 – Platô Original e Disco Original

A Figura 3.38 mostra que o teste não apresentou trepidação, a aceleração apresentou uma oscilação de 0,3m/s² e a rotação da transmissão, uma oscilação de 40rpm. A Figura 3.39 apresenta novamente o critério para avalição de trepidação, nele vemos que essa variação de aceleração

equivale a nota máxima (10). Esse resultado era esperado já que o material de fricção utilizado não induz trepidação, os erros geométricos são pequenos e a compensação desses erros é feita pela mola *cushion*.

Embora não tenha sido notada oscilação do veículo durante o teste e as medições também indiquem uma partida bastante suave, a análise do conteúdo em frequência do sinal da aceleração apresentada na Figura 3.40 mostra um resultado bastante interessante. Notam-se claramente duas frequências com amplitude destacada. Ainda que essas amplitudes sejam pequenas e coerentes com ausência de trepidação é oportuno discutir esse resultado. A frequência de 28Hz -29Hz condiz com a segunda ordem da rotação do motor (840rpm - 870rpm) durante a partida. Assim, pode-se dizer que essa amplitude resulta da excitação forçada devido à irregularidade de rotação do motor. A frequência de 10Hz está dentro da faixa de frequência em que trepidação ocorre conforme todos os autores consultados na revisão bibliográfica que indicaram faixa de ocorrência do fenômeno: Jarvis et al (1973), Drexl (1990), Kani et al (1992), Albers et al (1998) e Centea et al (2001).

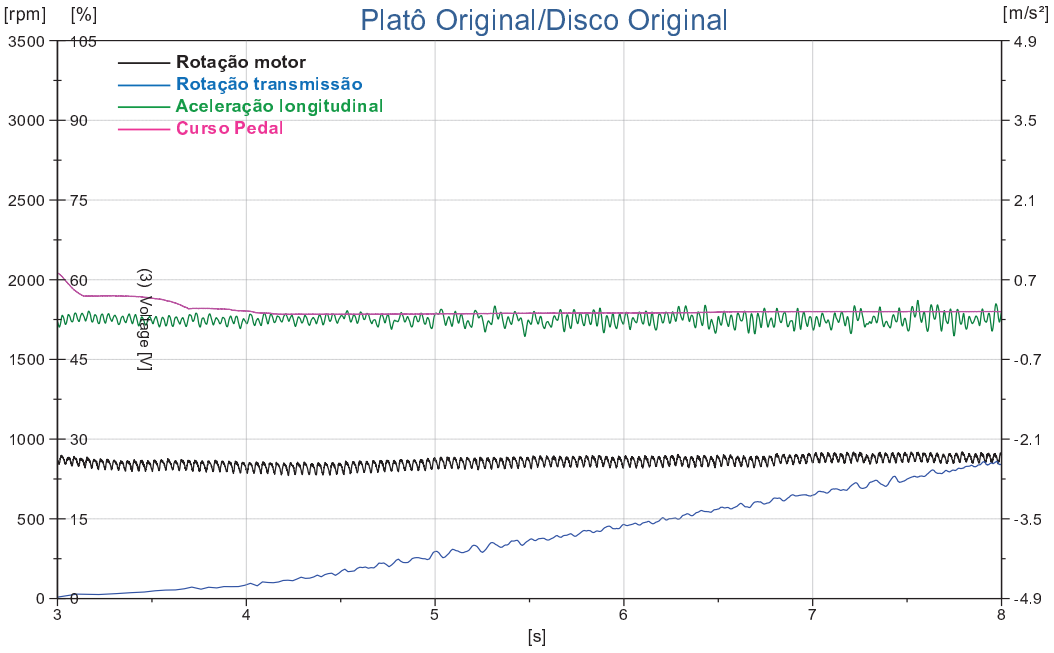


Figura 3. 38: Montagem 1 - Medição de partida com platô original e disco original.

Aceleração (m/s²)									
	Máx.	0,4	0,7	1,0	1,4	2,0	2,7	3,5	4,5
	Min.	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Nota subjetiva:		10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
		Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:		Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Figura 3. 39: Montagem 1 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação.

A Figura 3.41 mostra a análise do conteúdo em frequência do sinal de rotação da transmissão, ela apresenta um indício das mesmas frequências encontradas na análise do sinal de aceleração.

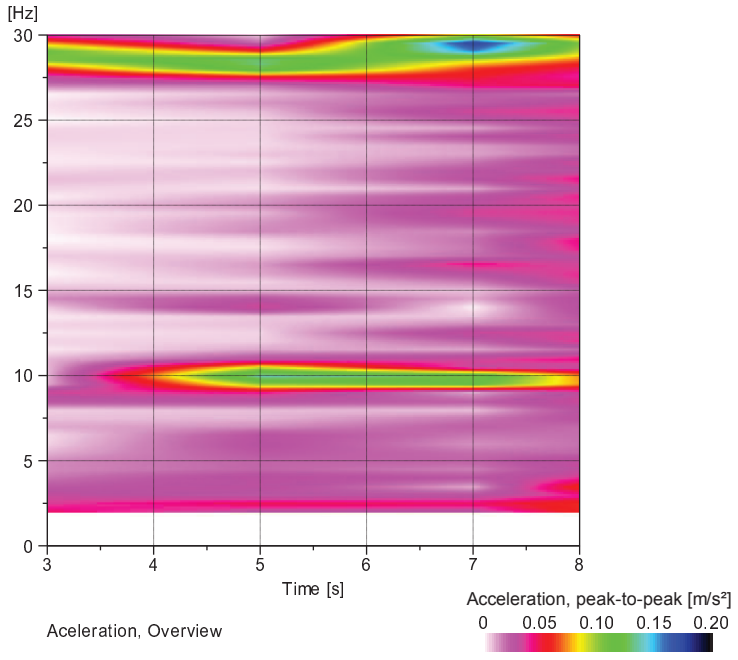


Figura 3. 40: Montagem 1 - Análise conteúdo em frequência do sinal de aceleração do veículo.

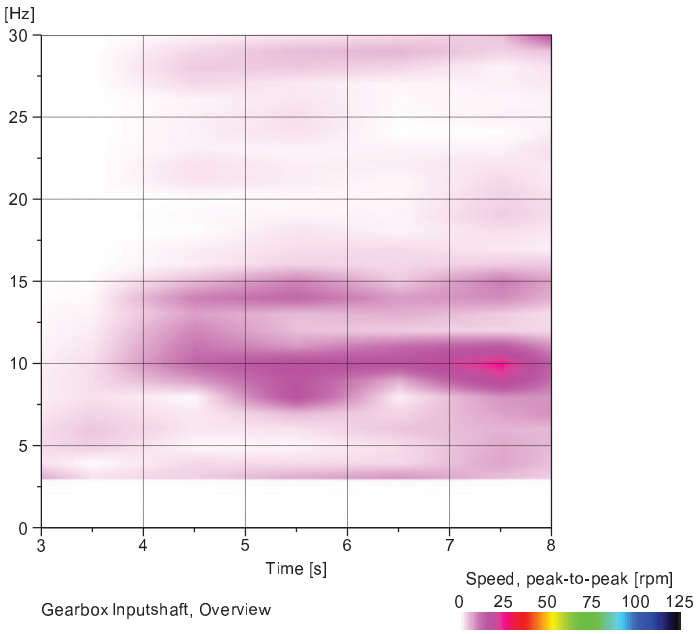


Figura 3. 41: Montagem 1 - Análise conteúdo em frequência do sinal de rotação da transmissão.

3.7.2 Montagem 2 – Platô Original e Disco *Cushion* NP 1E

As Figuras 3.42 e 3.43 apresentam os resultados obtidos nesta montagem. Neste caso, nota-se uma trepidação leve (detectável por motoristas críticos) em dois instantes durante o acoplamento. A amplitude da oscilação da aceleração é de 1,4m/s² e a da rotação da transmissão, de 290rpm. A primeira ocorrência se dá quando a diferença entre a rotação do motor e a rotação da transmissão fica próximo de 600rpm ou 10Hz. A segunda ocorrência se dá quando a rotação da transmissão fica próxima de 600rpm. Esse resultado mostra como o erro geométrico do Disco Cushion NP 1E induz trepidação. Esse comportamento é similar ao encontrado por Sawanobori *et al* (1995) em testes de bancada, quando erros geométricos no disco excitaram o sistema em duas condições distintas: quando a diferença das rotações do motor e da transmissão ficou próxima da frequência natural e quando a rotação do disco se aproximou desta mesma frequência.

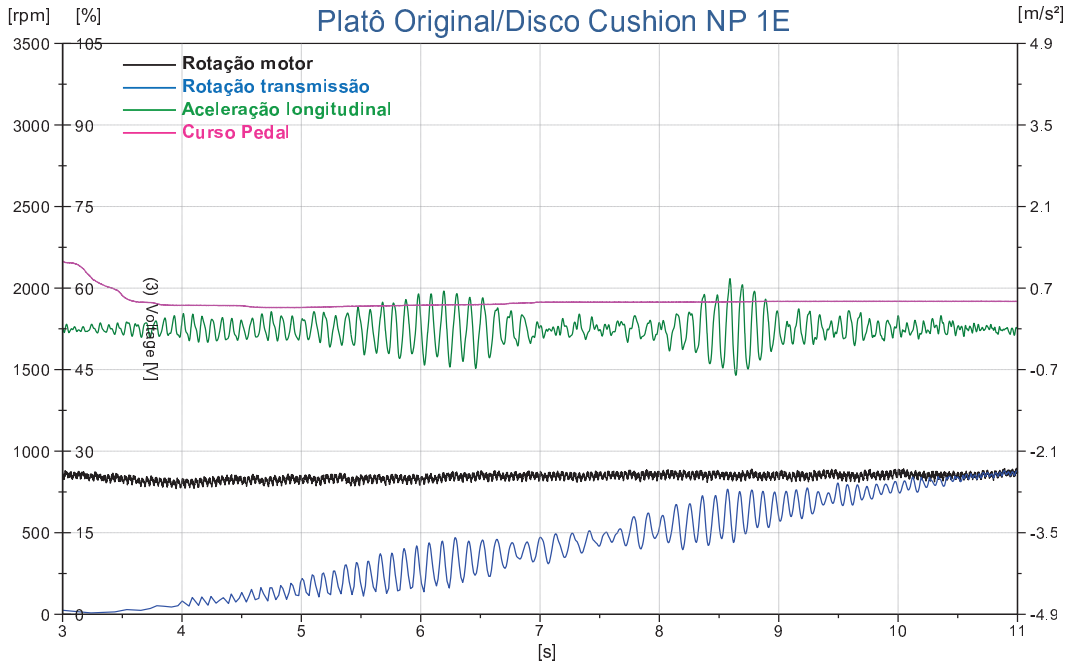


Figura 3. 42: Montagem 2 - Medição de partida com platô original e disco *cushion* NP 1E.

Aceleração (m/s²)	Máx.	0,4	0,7	1,0	1,4	2,0	2,7	3,5	4,5
	Min.	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Nota subjetiva:		10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
		Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:		Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Figura 3. 43: Montagem 2 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação.

As Figura 3.44 e 3.45 mostram a análise do conteúdo em frequência do sinal da aceleração e da rotação da transmissão respectivamente. Nas duas é possível notar os dois instantes em que a amplitude é máxima, tendo os dois ocorrido em frequência próxima de 10Hz.

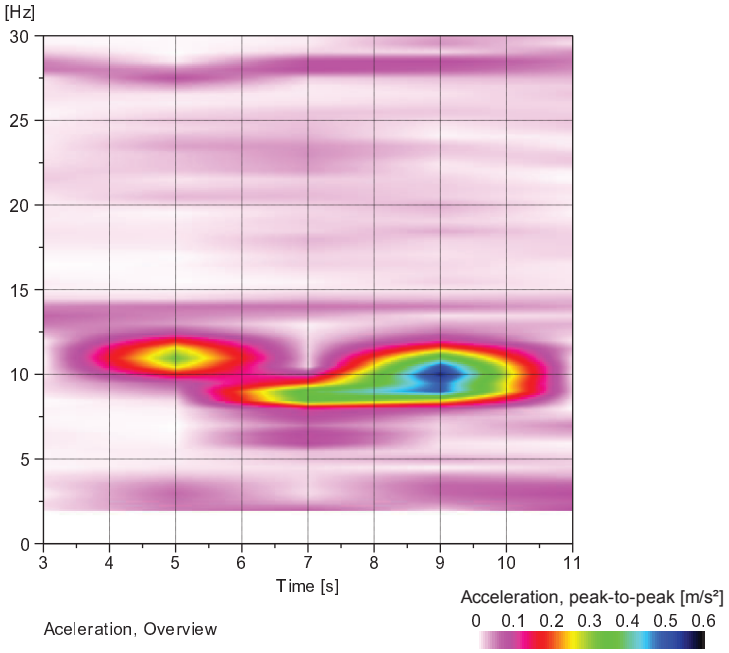


Figura 3. 44: Montagem 2 - Análise conteúdo em frequência do sinal de aceleração do veículo.

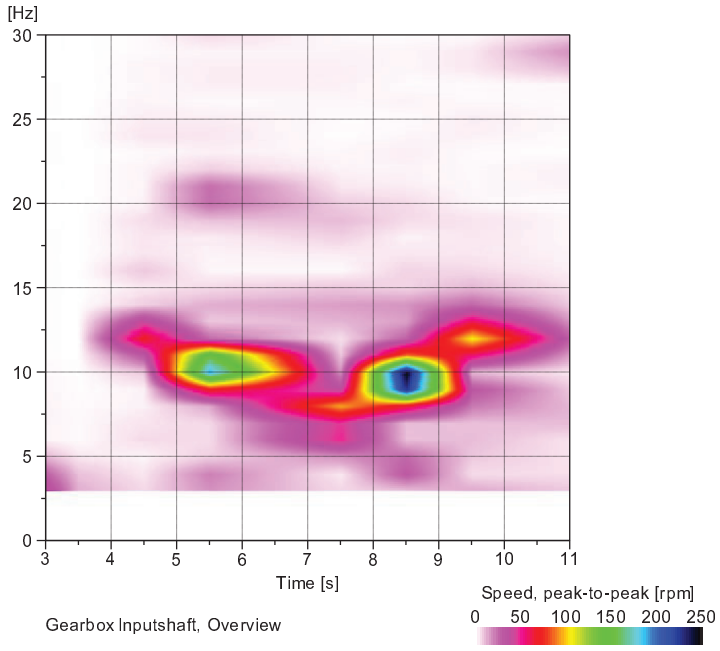


Figura 3. 45: Montagem 2 - Análise conteúdo em frequência do sinal de rotação da transmissão.

3.7.3 Montagem 3 – Platô Original e Disco Sem *Cushion*

As Figuras 3.46 e 3.47 apresentam os resultados obtidos nesta montagem. A partida apresenta trepidação muito leve e detectável apenas por avaliadores treinados. A amplitude da oscilação da aceleração é de 0,8m/s² e a da rotação da transmissão é de 180rpm. O resultado confirma que os erros geométricos induzem trepidação e não a ausência de compensação de erros geométrico. Assim, se os erros geométricos forem mínimos a trepidação não é induzida.

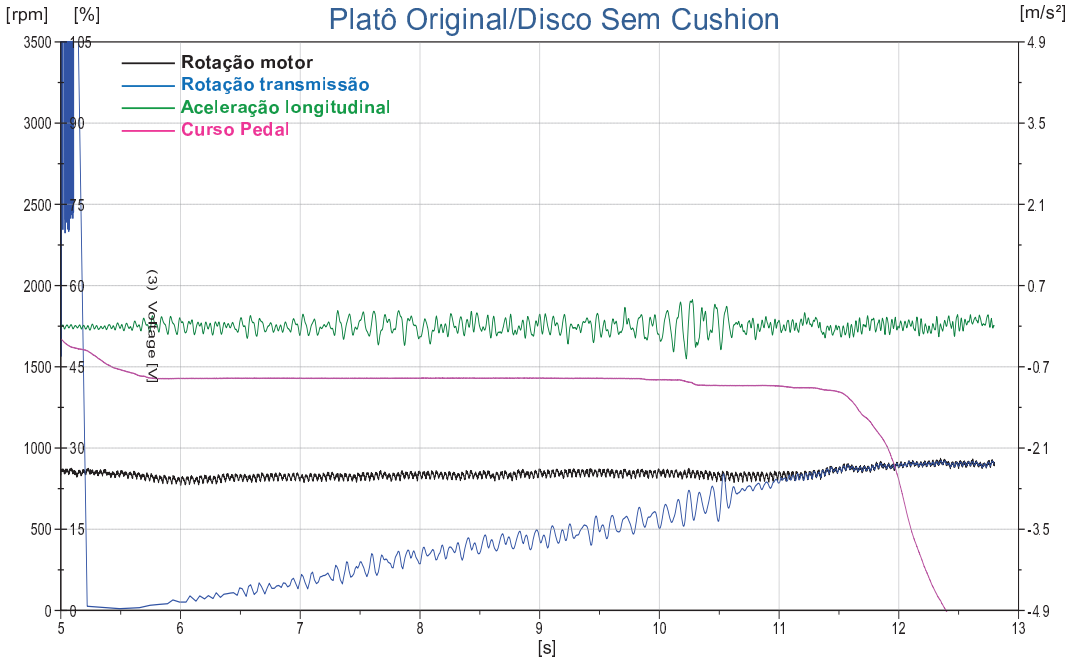


Figura 3. 46: Montagem 3 - Medição de partida com platô original e disco sem *cushion*.

Aceleração (m/s²)	Máx.	0,4	0,7	1,0	1,4	2,0	2,7	3,5	4,5
	Min.	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Nota subjetiva:		10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
		Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:		Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Figura 3. 47: Montagem 3 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação.

3.7.4 Montagem 4 – Platô Original e Disco Sem *Cushion* 1E

A partida dessa montagem apresenta trepidação extremamente alta e é mostrada na Figura 3.48. A avaliação de trepidação é mostrada na Figura 3.49, e pode ser classificada como detectável por todos os motoristas. Além do enorme desconforto, é bastante difícil controlar o veículo durante a partida. A amplitude da oscilação da aceleração é de ~5,3m/s² e da rotação da transmissão de ~770rpm. Esse resultado mostra como o erro geométrico induzido no disco gera trepidação excessiva se não houver compensação de erro (mola *cushion*). Comparando esse resultado (5,3m/s²) com o da Montagem 2 (1,4m/s²), onde o erro de variação de espessura (0,85mm) é maior que nessa Montagem 4 (0,61mm), é possível comprovar a efetividade da compensação do erro geométrico que está presente na Montagem 2 e ausente na Montagem 4.

Nessa montagem a trepidação está presente durante quase toda fase de deslizamento da embreagem, embora seja mais acentuada a partir do momento que a diferença de rotação fica próxima de 600rpm (10Hz). O sistema para de oscilar somente quando a rotação da transmissão coincide com a rotação do motor. Após esse instante, a oscilação é completamente eliminada. Nesse caso, mesmo com grande amplitude de oscilação da rotação da transmissão, esta nunca ultrapassa a rotação do motor.

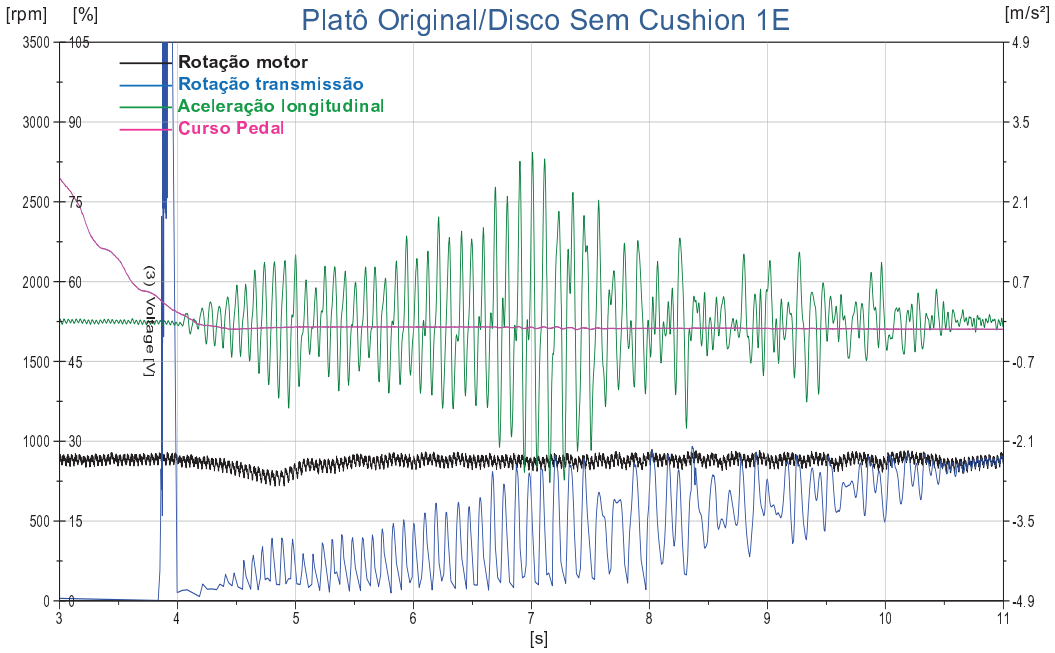


Figura 3. 48: Montagem 4 - Medição de partida com platô original e disco sem *cushion* 1E.

Aceleração (m/s²)	Máx.	0,4	0,7	1,0	1,4	2,0	2,7	3,5	4,5
	Min.	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Nota subjetiva:		10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
		Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:		Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Figura 3. 49: Montagem 4 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação.

A Figura 3.50 mostra a análise do conteúdo em frequência do sinal da aceleração em que a amplitude é máxima em duas frequências distintas: 12Hz e 9Hz. Essa mudança de comportamento pode ser atribuída a não linearidades do sistema. A Figura 3.46 mostra algo similar na análise do conteúdo em frequência do sinal da rotação da transmissão.

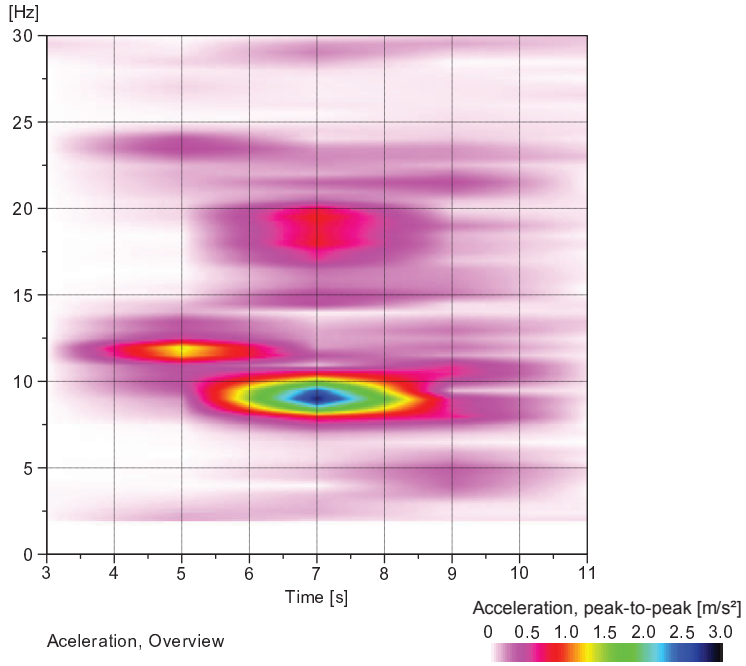


Figura 3. 50: Montagem 4 - Análise conteúdo em frequência do sinal de aceleração do veículo.

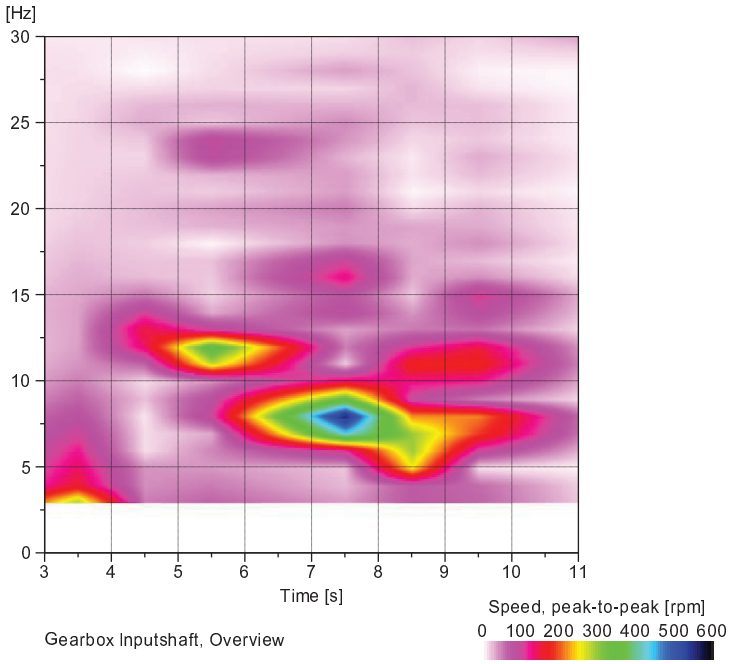


Figura 3. 51: Montagem 4 - Análise conteúdo em frequência do sinal de rotação da transmissão.

3.7.5 Montagem 5 – Platô Modificado e Disco Original

As Figuras 3.52 e 3.53 apresentam os resultados dessa partida. Ela apresenta trepidação leve e detectável por motoristas críticos. A amplitude da oscilação da aceleração é de 1,6m/s² e da rotação da transmissão é de 330rpm. Nessa montagem o erro geométrico está presente apenas no platô e a trepidação ocorre quando a diferença entre a rotação do motor e a rotação da transmissão fica próximo de 600rpm. Esse resultado mostra um comportamento similar ao encontrado por Sawanobori *et al* (1995) em testes de bancada, quando erros geométricos do lado da fonte de potência excitaram o sistema quando a diferença de rotação ficou próxima da frequência natural.

Tendo em vista o exagerado erro de paralelismo da placa de pressão existente nesse platô, a intensidade da trepidação é bastante moderada, mostrando, mais uma vez, a efetividade da compensação de erros geométricos.

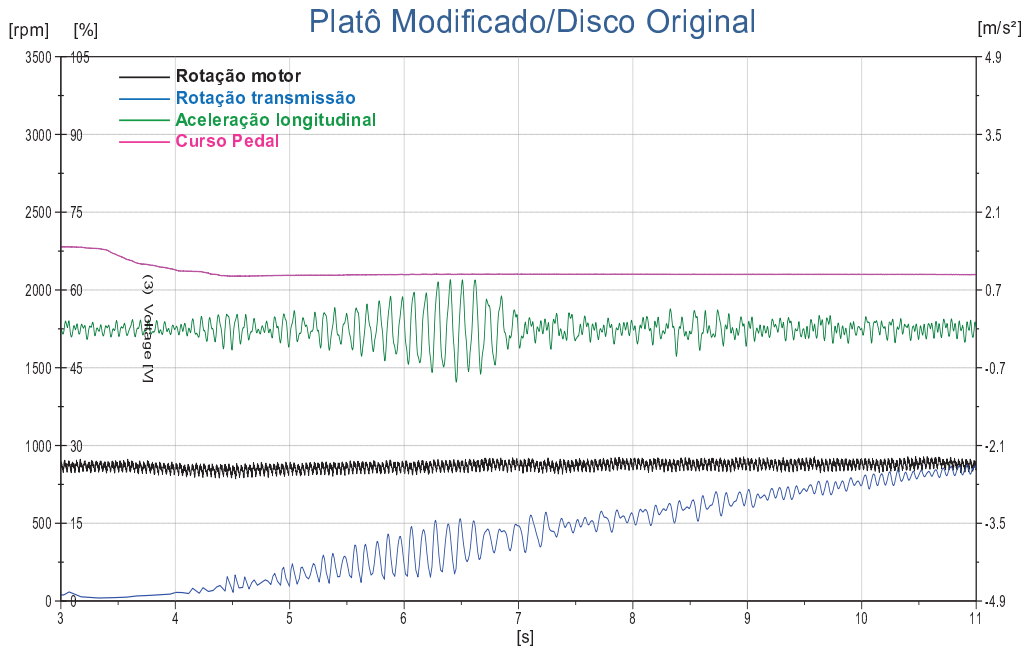


Figura 3. 52: Montagem 5 - Medição de partida com platô modificado e disco original.

Aceleração (m/s²)	Máx.	0,4	0,7	1,0	1,4	2,0	2,7	3,5	4,5
	Min.	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Nota subjetiva:		10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
		Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:		Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Figura 3. 53: Montagem 5 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação.

3.7.6 Montagem 6 – Platô Modificado e Disco *Cushion* NP 1E

As Figuras 3.54 e 3.55 apresentam os resultados obtidos nesta montagem. A partida apresenta trepidação extremamente alta, detectável por todos motoristas. A amplitude da oscilação da aceleração é de 5,0m/s² e da rotação da transmissão é de 720rpm. Nessa montagem o erro geométrico está presente no platô e no disco, embora o disco tenha compensação de erro geométrico (mola *cushion*). A trepidação gerada é extremamente alta dificultando até mesmo a condução do veículo. Nesse caso, assim como na Montagem 4, o fenômeno está presente durante quase toda fase de deslizamento da embreagem, embora seja mais acentuada a partir do momento que a diferença de rotação fica próxima de 600rpm. Mais uma vez é possível notar que o sistema para de oscilar quando a rotação da transmissão atinge a rotação do motor e que mesmo com grande amplitude de oscilação, a rotação da transmissão nunca ultrapassa a rotação do motor.

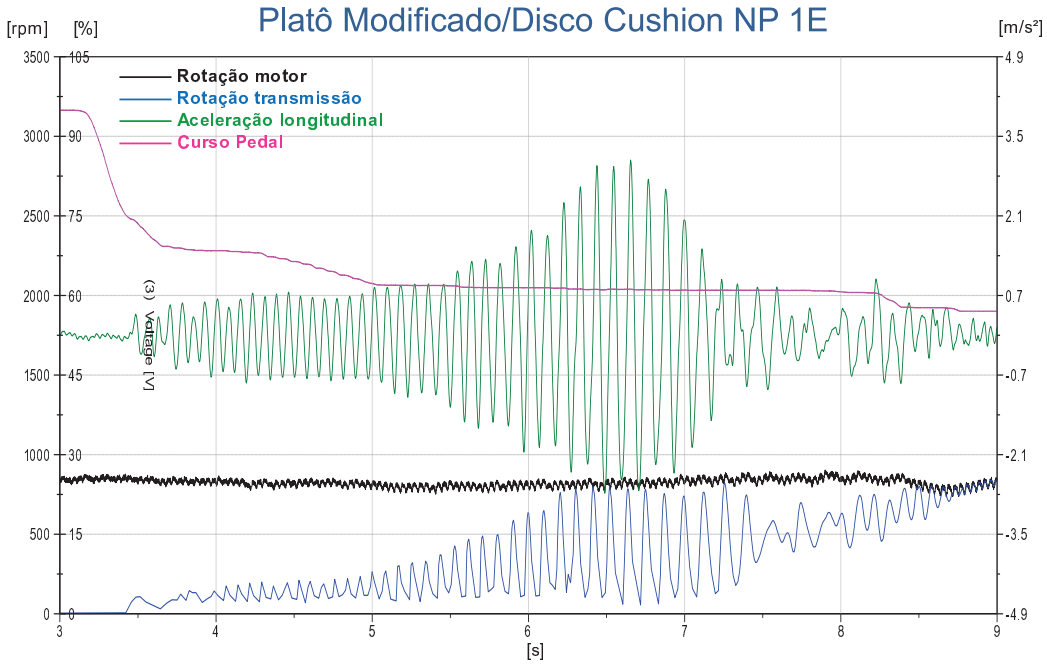


Figura 3. 54: Montagem 6 - Medição de partida com platô modificado e disco cushion NP 1E.

Aceleração (m/s²)	Máx.	0,4	0,7	1,0	1,4	2,0	2,7	3,5	4,5
	Min.	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Nota subjetiva:		10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
		Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:		Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Figura 3. 55: Montagem 6 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação.

3.7.7 Montagem 7 – Platô Modificado e Disco Sem *Cushion*

A partida dessa montagem apresenta trepidação detectável pela maioria dos motoristas e é mostrada na Figura 3.56, a avaliação de trepidação é mostrada na Figura 3.57. A amplitude da

oscilação da aceleração é de 2,1m/s² e da rotação da transmissão é de 510rpm. Nessa montagem o erro geométrico está presente no platô e, como o disco não possui mola *cushion*, a trepidação ocorre. Comparando esse resultado com a Montagem 3, também sem compensação de erro geométrico (mola cushion), mas com erro no disco e não no platô, a intensidade da trepidação é muito inferior nessa montagem (2,1m/s²) do que em relação a Montagem 3 (5,3m/s²). Como o erro geométrico provocado nos dois casos é exagerado, é possível concluir que erros geométricos do disco têm maior influência no fenômeno do que os erros geométricos do platô. A trepidação ocorre durante grande parte da fase de deslizamento da embreagem, embora seja mais acentuada quando a diferença de rotação fica próxima de 600rpm. Após a diminuição da diferença de rotação, a intensidade da trepidação tem uma pequena queda e não aumenta novamente quando a rotação da transmissão fica próxima de 600rpm. Isso confirma mais uma vez a compatibilidade dos resultados encontrados por Sawanobori *et al* (1995) em testes de bancada em relação aos testes em veículo.

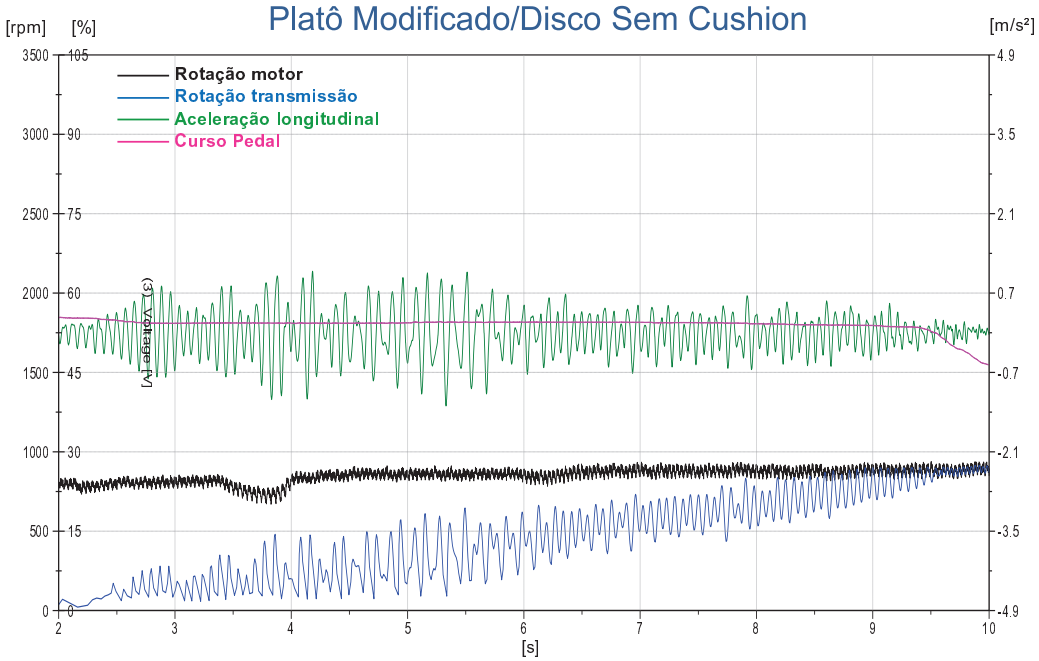


Figura 3. 56: Montagem 7 - Medição de partida com platô modificado e disco sem *cushion.*

Aceleração (m/s²)	Máx.	0,4	0,7	1,0	1,4	2,0	2,7	3,5	4,5
	Min.	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Nota subjetiva:		10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
		Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:		Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Figura 3. 57: Montagem 7 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação.

3.7.8 Montagem 8 – Platô Modificado e Disco Sem *Cushion* 1E

As Figuras 3.58 e 3.59 apresentam os resultados obtidos nesta montagem. A partida apresenta trepidação extremamente alta, detectável por todos motoristas, nível mais crítico encontrado entre todas as montagens. A amplitude da oscilação da aceleração é de 6,0m/s² e da rotação da transmissão é de 760rpm. Nessa montagem, o erro geométrico está presente no platô e no disco e esse não possui compensação de erro geométrico. A condução do veículo, neste caso, é extremamente difícil. O fenômeno está presente durante quase toda fase de deslizamento da embreagem com grande amplitude, o que pode ser facilmente justificado pela montagem realizada.

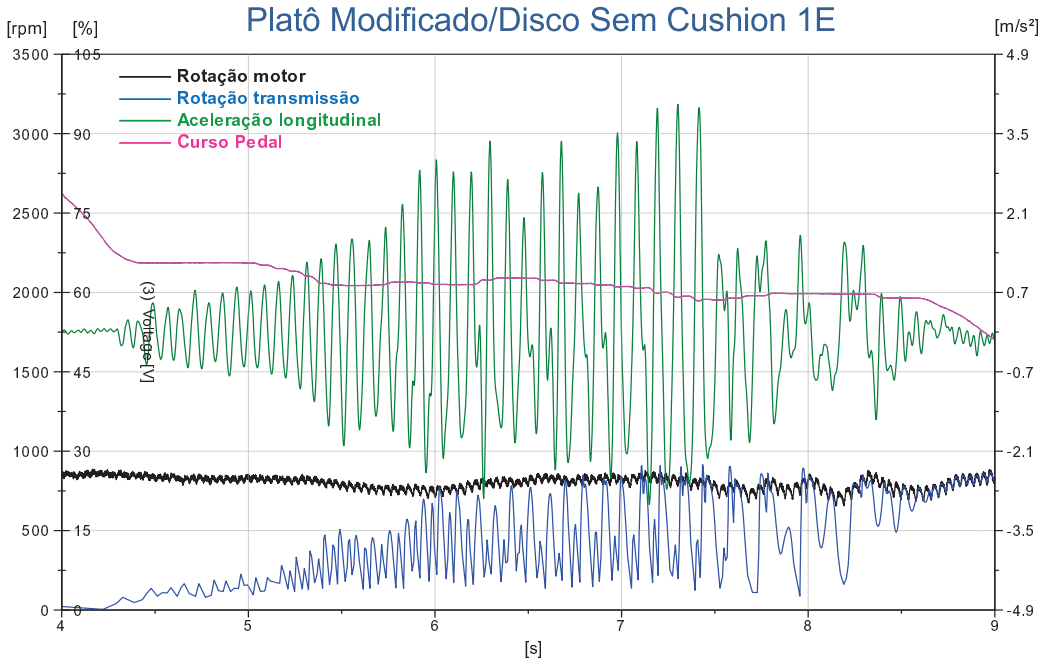


Figura 3. 58: Montagem 8 - Medição de partida com platô modificado e disco sem *cushion* 1E.

Aceleração (m/s²)	Máx.	0,4	0,7	1,0	1,4	2,0	2,7	3,5	4,5
	Min.	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Nota subjetiva:		10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
		Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:		Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Figura 3. 59: Montagem 8 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação.

3.7.9 Montagem 9 – Platô Modificado e Disco *Cushion* NP 2E

A partida dessa montagem apresenta trepidação muito leve e detectável apenas por avaliadores treinados, ela é mostrada nas Figuras 3.60 e 3.61. A amplitude da oscilação da

aceleração é de 0,9m/s² e da rotação da transmissão é de 250rpm. Nessa montagem o erro geométrico está presente no platô e no disco (0,56mm) e este possui mola cushion. O erro geométrico acontece duas vezes ao longo do perímetro do disco. Comparando esse resultado com os resultados das montagens 5 (1,6m/s²) e 6 (5,0m/s²) que utilizam o mesmo platô e discos com compensação de erro e variação da espessura de respectivamente 0,33mm e 0,85 mm, nota-se que o disco da montagem 9 apresenta maior erro que o da montagem 5, entretanto menor amplitude de trepidação. A causa dessa diferença pode estar relacionada com a maior quantidade de erros geométricos existente no disco da montagem 9 em relação ao disco da montagem 5. Esses erros do disco, conjugados com erros do platô, podem estar produzindo esse efeito.

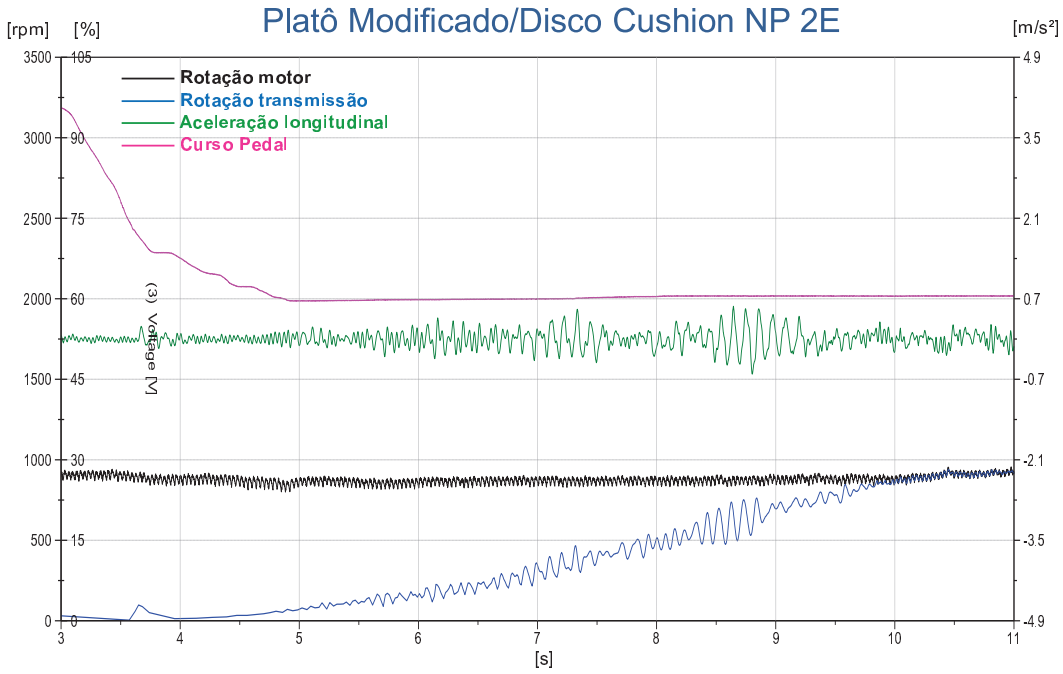


Figura 3. 60: Montagem 9 - Medição de partida com platô modificado e disco *cushion* NP 2E.

Aceleração (m/s²)	Máx.	0,4	0,7	1,0	1,4	2,0	2,7	3,5	4,5
	Min.	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Nota subjetiva:		10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
		Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:		Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Figura 3. 61: Montagem 9 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação.

3.7.10 Montagem 10 – Platô Modificado e Disco *Cushion* NP 3E

As Figuras 3.62 e 3.63 apresentam os resultados obtidos nesta montagem. A partida apresenta trepidação leve e detectável apenas por motoristas críticos. A amplitude da oscilação da aceleração é de 1,5m/s² e da rotação da transmissão é de 380rpm. Nessa montagem o erro geométrico está presente no platô e no disco (1,02mm) e esse possui mola *cushion*. O erro geométrico acontece três vezes ao longo do perímetro do disco. Comparando esse resultado com os resultados das montagens 5 (1,6m/s²) e 6 (5,0m/s²) que utilizam o mesmo platô e discos com disco com mola *cushion* e variação da espessura de respectivamente 0,33mm e 0,85 mm, vemos que o disco dessa montagem apresenta maior erro que o da montagem 6 entretanto menor amplitude de trepidação. A causa dessa diferença pode estar relacionada com a maior quantidade de erros geométricos existente no disco dessa montagem em relação ao disco da montagem 6. Esses erros do disco, conjugados com erros do platô, podem estar produzindo esse efeito.

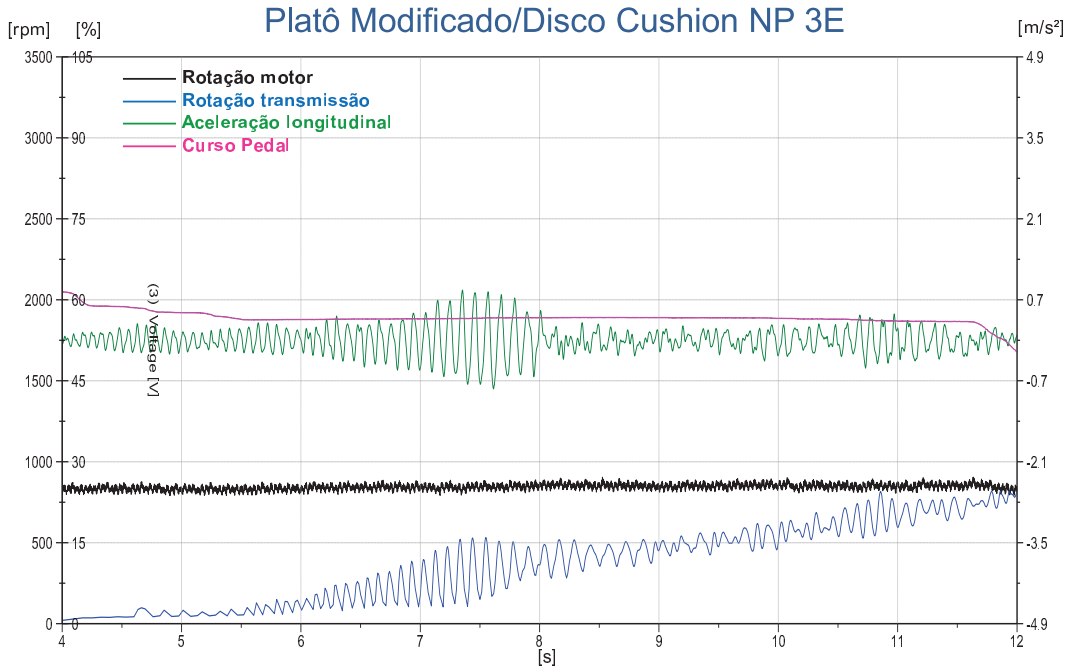


Figura 3. 62: Montagem 10 - Medição de partida com platô modificado e disco *cushion* NP 3E.

Aceleração (m/s²)	Máx.	0,4	0,7	1,0	1,4	2,0	2,7	3,5	4,5
	Min.	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,1	2,8	3,6
Nota subjetiva:		10	9	8	7 - 6	5	4 - 3	2	1
		Aceitável				Limite aceitação	Não aceitável		
Nível notado por:		Ninguém	Avaliadores treinados		Usuários críticos		Maioria dos usuários		Todos

Figura 3. 63: Montagem 10 – Critério e nota subjetiva da avaliação de trepidação.

4. MODELAGEM TEÓRICA

A trepidação ocorre essencialmente devido a não linearidades presentes no acoplamento da embreagem. O trem de potência possui ainda outras não linearidades como: rigidez variável e atrito de Coulomb no amortecimento torcional do disco de embreagem, folga e rigidez variável nas engrenagens da transmissão e diferencial, folga nas juntas mecânicas, etc. Entretanto os modelos idealizados propostos em estudos anteriores levaram em consideração apenas as não linearidades do acoplamento da embreagem e conseguiram resultados satisfatórios. Assim, no presente estudo, serão consideradas as não linearidades ligadas ao acoplamento da embreagem, enquanto as outras características serão linearizadas.

O trem de potência será modelado como um sistema de parâmetros (massa, rigidez e amortecimento) concentrados. Essa abordagem permite equacionar o problema matricialmente facilitando enormemente a resolução das equações de movimento e a análise vibratória do sistema. No modelo idealizado proposto, as não linearidades estão todas inseridas nos vetores de força (torque), fazendo com que a equação de movimento do sistema seja linear e que o seu comportamento vibratório possa ser completamente caracterizado por seus parâmetros modais (frequências naturais, razões de amortecimento e modo de vibrar). No estudo proposto buscou-se um modelo simplificado para o *powertrain*, mas que representasse bem o fenômeno de trepidação.

Um veículo com motor dianteiro transversal e tração dianteira (Figura 4.1), foi modelado para estudar o fenômeno de trepidação. Essa configuração de *powertrain* é a mesma do veículo avaliado experimentalmente. A Figura 4.2 ilustra o modelo torcional utilizado, que foi escolhido baseado principalmente nos estudos de Drexl (1990) e Albers *et al* (1998). Ele possui 5 graus de liberdade quando a embreagem está sendo acoplada. Após o acoplamento total, as inércias J_0 (Motor + Platô de embreagem) e J_1 (Disco de embreagem) ficam juntas e o grau de liberdade θ_0 desaparece. A inércia do disco de embreagem é dividida em dois gruas de liberdade, o grau de

liberdade 1 fica com 2/3 da inércia do disco, enquanto o grau de liberdade 2 fica com 1/3 da inercia do disco. A divisão da inercia do disco é necessária pois a rigidez do disco (K1) esta entre essas duas partes. As únicas não linearidades presentes nesse modelo são: torque do motor, $T_{MOT,}$ aplicado em J0 (inércia de Motor + Platô de embreagem), torque de resistência ao movimento do veículo, T_{RES}, aplicado em J4 (inércia do veículo) e o torque transmitido pela embreagem, T_{EMB}.

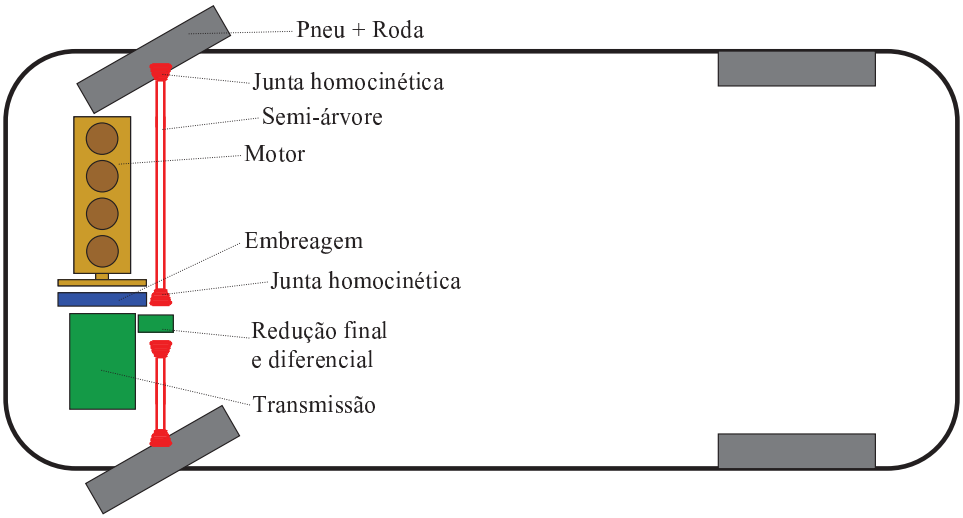
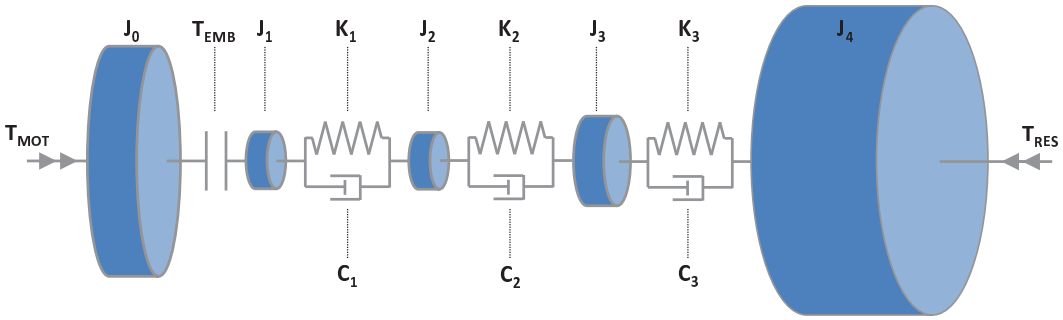


Figura 4. 1: Esquema do trem de potência com motor dianteiro transversal e tração dianteira.



Inércia	Rigidez	Amortecimento	Torque
J_0 Motor + Platô de embreagem	K_1 Embreagem	C_1 Embreagem	T_{MOT} Torque do motor
J_1 Disco (2/3)	K_2 Semi-árvore	C_2 Semi-árvore	T_{EMB} Torque na embreagem
J_2 Disco (1/3) + Transmissão + Diferencial + Junta	K_3 Pneu	C_3 Pneu	T_{RES} Torque de resistência ao movimento
J_3 Pneu + Roda + Cubo de Roda + Junta			
J_4 Veículo			

Figura 4. 2: Modelo torcional do trem de potência com motor dianteiro transversal e tração dianteira.

As equações de movimento que descrevem o comportamento dinâmico deste sistema podem ser escritas da seguinte forma:

$$J_0.\ddot{\theta}_0 = T_{MOT} - T_{EMB} \tag{4.1}$$

$$J_1.\ddot{\theta}_1 + C_1.\dot{\theta}_1 + K_1.\theta_1 - C_1.\dot{\theta}_2 - K_1.\theta_2 = T_{EMB} \tag{4.2}$$

$$J_2.\ddot{\theta}_2 + (C_2 + C_1).\dot{\theta}_2 + (K_2 + K_1).\theta_2 - C_1.\dot{\theta}_1 - K_1.\theta_1 - C_2.\dot{\theta}_3 - K_2.\theta_3 = 0 \tag{4.3}$$

$$J_3.\ddot{\theta}_3 + (C_3 + C_2).\dot{\theta}_3 + (K_3 + K_2).\theta_3 - C_2.\dot{\theta}_2 - K_2.\theta_2 - C_3.\dot{\theta}_4 - K_3.\theta_4 = 0 \tag{4.4}$$

$$J_4.\ddot{\theta}_4 + C_3.\dot{\theta}_4 + K_3.\theta_4 - C_3.\dot{\theta}_3 - K_3.\theta_3 = -T_{RES} \tag{4.5}$$

Escrevendo o sistema de equações na forma matricial, tem-se:

$$\left[J\right]_{5X5}\left\{\ddot{\theta}\right\}_{5X1} + \left[C\right]_{5X5}\left\{\dot{\theta}\right\}_{5X1} + \left[K\right]_{5X5}\left\{\theta\right\}_{5X1} = \left\{T\left(t,\dot{\theta}\right)\right\}_{5X1} \tag{4.6}$$

sendo:

$$\left[J\right]_{5X5} = \begin{bmatrix} J_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 5 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 \end{bmatrix} \qquad \left\{\ddot{\theta}\right\}_{5X1} = \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_0 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4 \end{Bmatrix}$$

$$\left[C\right]_{5X5} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_1 & -C_1 & 0 & 0 \\ 0 & -C_1 & C_1+C_2 & -C_2 & 0 \\ 0 & 0 & -C_2 & C_2+C_3 & -C_3 \\ 0 & 0 & 0 & -C_3 & C_3 \end{bmatrix} \qquad \left\{\dot{\theta}\right\}_{5X1} = \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_0 \\ \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \\ \dot{\theta}_4 \end{Bmatrix}$$

$$\left[K\right]_{5X5} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_1 & -K_1 & 0 & 0 \\ 0 & -K_1 & K_1+K_2 & -K_2 & 0 \\ 0 & 0 & -K_2 & K_2+K_3 & -K_3 \\ 0 & 0 & 0 & -K_3 & K_3 \end{bmatrix} \qquad \left\{\theta\right\}_{5X1} = \begin{Bmatrix} \theta_0 \\ \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \end{Bmatrix}$$

$$\left\{T\left(t,\overset{*}{\theta}\right)\right\}_{5X1} = \begin{Bmatrix} T_{MOT}-T_{EMB} \\ T_{EMB} \\ 0 \\ 0 \\ -T_{RES} \end{Bmatrix}$$

Durante a partida, o torque gerado pelo motor, T_{MOT}, depende de diversas variáveis, inclusive do motorista que, através do pedal do acelerador, controla seu comportamento. Os motores mais modernos possuem mapas de torque em função das condições de operação e da posição do pedal do acelerador. Entretanto é difícil conseguir esses mapas. Além disso, o controle do pedal do acelerador depende totalmente do motorista que percebe a reação do motor em função das condições e aciona mais ou menos o acelerador para atingir uma determinada aceleração e um perfil de rotação do motor. Dessa forma, para resolver as equações de movimento, optou-se por eliminar o grau de liberdade do motor e usar apenas sua posição, θ_0. Essa hipótese pode ser justificada, pois durante o acoplamento da embreagem o grau de liberdade do motor, θ_0, não está conectado ao disco de embreagem através de mola ou amortecedor. O

torque transmitido pela embreagem, T_{EMB}, é o responsável por fazer a conexão entre o motor e o disco de embreagem, e este pode ser calculado através dos parâmetros da embreagem, conforme descrito na seção 4.1. Dessa forma o torque do motor, T_{MOT}, não é necessário para resolver as equações de movimento, podendo este ser calculado pela equação 4.1 e posteriormente verificado se está compatível com a sua capacidade máxima.

Portanto, para calcular os parâmetros modais e integrar as equações de movimento, o sistema completo será reduzido a 4 GL, eliminando a primeira linha e a primeira coluna das matrizes de inércia, amortecimento e rigidez, bem como a primeira linha dos vetores de aceleração, velocidade, deslocamento e torque. O sistema de equações resultante fica:

$$\left[J\right]_{4X4}\left\{\ddot{\theta}\right\}_{4X1}+\left[C\right]_{4X4}\left\{\dot{\theta}\right\}_{4X1}+\left[K\right]_{4X4}\left\{\theta\right\}_{4X1}=\left\{T\left(t,\dot{\theta}\right)\right\}_{4X1} \tag{4.7}$$

Para calcular os parâmetros modais pode-se reescrever a equação 4.7 utilizando a formulação de estado. Para tanto, define-se o vetor de estado q da seguinte forma:

$$\left\{q\right\}=\begin{Bmatrix}\theta\\ \dot{\theta}\end{Bmatrix} \tag{4.8}$$

Reescrevendo a homogênea da equação 4.7 na forma de estado, tem-se que:

$$\begin{bmatrix}[C] & [J]\\ [J] & [0]\end{bmatrix}_{8X8}\begin{Bmatrix}\dot{\theta}\\ \ddot{\theta}\end{Bmatrix}_{8X1}+\begin{bmatrix}[K] & [0]\\ [0] & -[J]\end{bmatrix}_{8X8}\begin{Bmatrix}\theta\\ \dot{\theta}\end{Bmatrix}_{8X1}=\begin{Bmatrix}0\\ 0\end{Bmatrix}_{8X1}$$

ou

$$\left[A\right]_{8X8}\left\{\dot{q}\right\}_{8X1}+\left[B\right]_{8X8}\left\{q\right\}_{8X1}=\left\{0\right\}_{8X1} \tag{4.9}$$

sendo

$$[A] = \begin{bmatrix} [C] & [J] \\ [J] & [0] \end{bmatrix}_{8X8}$$

$$[B] = \begin{bmatrix} [K] & [0] \\ [0] & -[J] \end{bmatrix}_{8X8}.$$

Com a equação 4.9 é possível resolver o problema de auto-valor determinando as frequências naturais e modos de vibrar do sistema.

Por conveniência, para resolver as equações de movimento e determinar os deslocamentos, velocidades e acelerações do sistema, a equação 4.7 foi reescrita utilizando outra formulação de estado.

$$\begin{Bmatrix} \dot{q} \end{Bmatrix}_{8X1} = \begin{bmatrix} D \end{bmatrix}_{8X8} \begin{Bmatrix} q \end{Bmatrix}_{8X1} + \begin{bmatrix} E \end{bmatrix}_{8X4} \begin{Bmatrix} T(t) \end{Bmatrix}_{4X1} \tag{4.10}$$

sendo

$$[D]_{8X8} = \begin{bmatrix} [0]_{4X4} & [I]_{4X4} \\ \left[-[J]^{-1}[K]\right]_{4X4} & \left[-[J]^{-1}[C]\right]_{4X4} \end{bmatrix}_{8X8}$$

$$[E]_{8X4} = \begin{bmatrix} [0]_{4X4} \\ [J]^{-1}{}_{4X4} \end{bmatrix}_{8X4}.$$

Com a equação 4.10, o integrador é possível estimar seus estados em um instante de tempo qualquer, determinando os deslocamentos, velocidades e acelerações do sistema.

A Tabela 4.1 apresenta os parâmetros físicos utilizados no modelo matemático. Os parâmetros de inércia e rigidez foram medidos ou calculados através da geometria aproximada

dos componentes do veículo utilizado nos testes. O amortecimento foi baseado nas publicações pesquisadas, principalmente em Ligier *et al* (2002). Existem nesse modelo torcional duas relações de redução de velocidade, uma na transmissão e outra na redução final. Essas relações de redução impõem uma restrição de deslocamento no sistema e devem ser consideradas no modelo, ver ANEXO B.

Parâmetros Físicos do Modelo Teórico					
Inércia	J_0	J_1	J_2	J_3	J_4
[N.m^2]	0,1200	0,0020	0,0020	0,0034	0,3001
Rigidez	K_1	K_2	K_3	-	-
[N.m/rad]	481	19,2	220		
Amortecimento	C_1	C_2	C_3	-	-
[N.m.s/rad]	0,2000	0,0001	0,0500		

Tabela 4. 1: Parâmetros físicos do modelo teórico.

4.1. Torque transmitido pela embreagem - T_{EMB}

O torque transmitido pela embreagem, T_{EMB}, pode ser calculado utilizando a equação 2.3, reproduzida aqui por conveniência, ver ANEXO A:

$$T_{EMB} = z.\mu.F_{PL}.Rm \tag{4.11}$$

sendo: z a quantidade de faces de atrito,

μ o coeficiente de atrito entre o material de fricção do disco e as superfícies de atrito,

F_{PL} a força aplicada no disco de embreagem,

Rm o raio médio do material de atrito do disco.

A quantidade de faces de atrito, z, é constante e depende da quantidade de discos. O coeficiente de atrito entre o material de fricção do disco e as superfícies de atrito, μ, varia com a velocidade relativa entre as superfícies de atrito (ver Figura 4.3a). A força aplicada no disco, F_{PL}, depende do curso do pedal de embreagem (ver Figura 4.3b). O raio médio, Rm, é constante e depende do diâmetro externo e interno do material de atrito.

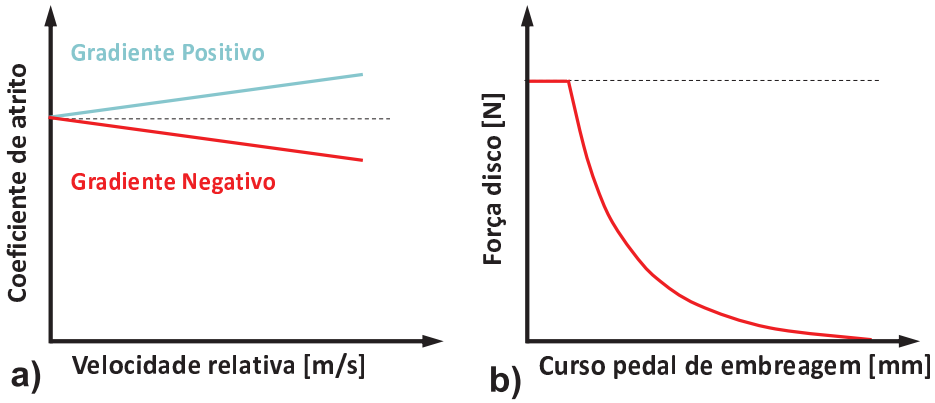


Figura 4. 3: a) Diagrama da variação do coeficiente de atrito em função da velocidade relativa entre as superfícies de atrito, b) Diagrama de força aplicada no disco em função do curso do pedal de embreagem.

Conforme observado por Sawanobori *et al* (1995), a força aplicada no disco de embreagem pode variar em função de erros geométricos. Assim, foi introduzido no cálculo do torque transmitido pela embreagem um fator de variação de força, f_{PL}, baseado no modelo proposto por Sawanobori *et al* (1995). Esse fator impõe uma variação da força aplicada no disco no cálculo da transmissão de torque, impondo consequentemente, uma variação do torque transmitido pela embreagem. Essas variações podem ser função: da rotação do motor, da diferença entre a rotação do motor e a rotação do disco de embreagem, ou da rotação do disco de embreagem. A equação 4.12 é proposta para o cálculo do fator de variação da força aplicada no disco, f_{PL}:

$$f_{PL} = 1 + \psi_M . sen\left(\dot{\theta}_0\right) + \psi_D . sen\left(\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1\right) + \psi_T . sen\left(\dot{\theta}_1\right) \tag{4.12}$$

O termo Ψ_M representa o efeito de irregularidade no motor; Ψ_D representa o efeito de erro geométrico entre as superfícies de atrito e o termo Ψ_T representa o efeito de irregularidade no *driveline*. Introduzindo este fator na equação 4.11, obtém-se:

$$T_{EMB-N} = z.\mu\left(\dot{\theta}_0, \dot{\theta}_1\right).F_{PL}\left(t\right).R_m.f_{PL}\left(\dot{\theta}_0, \dot{\theta}_1\right) \tag{4.13}$$

Para evitar erros de integração numérica, quando a velocidade relativa entre as superfícies de atrito fica próxima de zero ou negativa, o modelo proposto por Centea *et al* (2001) para cálculo do torque transmitido pela embreagem, T_{EMB}, foi incorporado ao modelo. Por conveniência, o modelo é reproduzido aqui. Assim o torque transmitido pela embreagem é calculado conforme as equações abaixo:

$T_{EMB} = T_{EMB-N}$	se				$\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1$	>	w_0	
$T_{EMB} = \frac{T_{EMB-N}}{w_0}.\left(\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1\right)$	se	w_0	>		$\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1$	>	0	
$T_{EMB} = 0$	se		w_0	=	0			
$T_{EMB} = \frac{T_{EMB-N}}{w_0}.\left(\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1\right)$	se	0	>		$\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1$	>	$-w_0$	
$T_{EMB} = -T_{EMB-N}$	se	$-w_0$	>		$\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1$			

sendo:

w_0: velocidade angular de referência

4.2. Torque de resistência ao movimento - T_{RES}

O torque de resistência ao movimento resulta das forças de resistência ao movimento do veículo, quatro forças oferecem resistência, sendo elas:

- Força de resistência ao rolamento - F_{ROL};
- Força devido ao gradiente de rampa - F_{GRAD};
- Força aerodinâmica - F_{AER};
- Força de aceleração - F_{ACEL}.

A força de resistência ao rolamento, F_{ROL}, se deve à distribuição assimétrica de pressão no contato entre pneu e pista, podendo ser calculada através da equação 4.14 [Lechner et al, 1999]:

$$F_{ROL} = m_{VEIC}.g.f_{ROL}.\cos(\phi) \qquad (4.14)$$

sendo: m_{VEIC} a massa do veículo,

g a aceleração da gravidade

f_{ROL} o coeficiente de resistência ao rolamento

ϕ o ângulo da rampa

A força devido ao gradiente de rampa, F_{GRAD}, surge devido à componente do peso paralela ao plano da rampa, sendo que a mesma pode ser obtida através da equação 4.15:

$$F_{GRAD} = m_{VEIC}.g.\sin(\phi) \qquad 4.15$$

A força aerodinâmica, F_{AER}, varia com o quadrado da velocidade do veículo. Neste estudo, ela é desconsiderada, pois o fenômeno em questão acontece durante o acoplamento da embreagem na partida do veículo. Nessa condição a velocidade do veículo é muito baixa e também a intensidade força aerodinâmica.

A força devido à aceleração, F_{ACEL}, já está considerada no modelo, pois tanto as inércias girantes do trem de potência, bem como a inércia girante equivalente à massa do veículo já estão consideradas no modelo torcional proposto.

O torque de resistência ao movimento, T_{RES}, pode, finalmente, ser calculado através da seguinte equação:

$$T_{RES} = \frac{r_{PNEU}.(F_{ROL} + F_{GRAD})}{i_{MARCHA}.i_{RED_FINAL}} \qquad 4.16$$

sendo: r_{PNEU} o raio do pneu,
i_{MARCHA} a relação de redução de marcha do veículo,
i_{RED_FINAL} a relação de redução final do veículo.

4.3. Modos e frequências naturais

De acordo com Drexl (1990), a frequência de ocorrência da trepidação corresponde a menor frequência natural do *powertrain*, com as inércias do motor e platô desacopladas do resto do trem de potência já que o fenômeno acontece durante a fase de deslizamento da embreagem. O modelo idealizado possui 4 graus de liberdade e, portanto, 4 frequências naturais e modos de vibrar. O primeiro modo é de corpo rígido e não tem interesse. O segundo modo, associado à frequência de 10,6Hz, é o modo em que a trepidação acontece e está representado na Figura 4.4. As frequências associadas ao terceiro e quarto modo são, respectivamente, 42,8Hz e 110,9Hz.

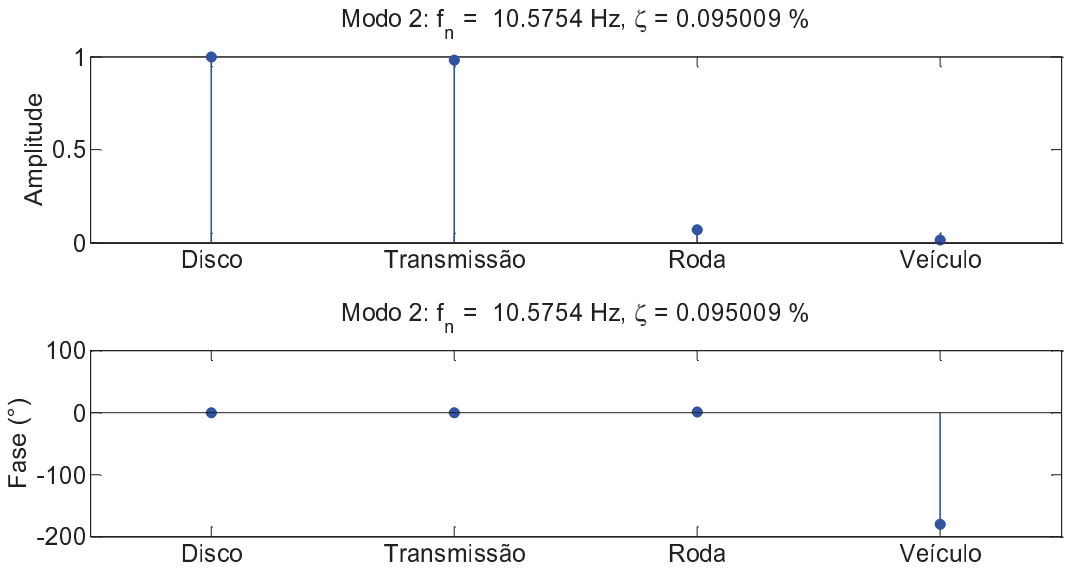


Figura 4. 4: Modo representativo do fenômeno de trepidação de modelo de 4 graus de liberdade amortecido (inércia do motor desacoplada do sistema).

Após o acoplamento total da embreagem a inércia do motor e do platô ficam juntas com a inércia do disco de embreagem. O sistema continua sendo de 4 graus de liberdade só que os modos e frequências naturais se alteram, a não ser pelo primeiro modo que continua sendo de corpo rígido. Assim, a segunda forma de vibrar, representada na Figura 4.5, agora ocorre na frequência de 2,2Hz e segundo Drexl (1999) está associada ao modo de *shuffle*. Ainda segundo Drexl (1999), a frequência natural associada ao terceiro modo não está associada a qualquer problema relevante de NVH e a frequência natural associada ao quarto modo, ilustrado na Figura 4.6 (80,2Hz) e está relacionada com o fenômeno de *rattle*.

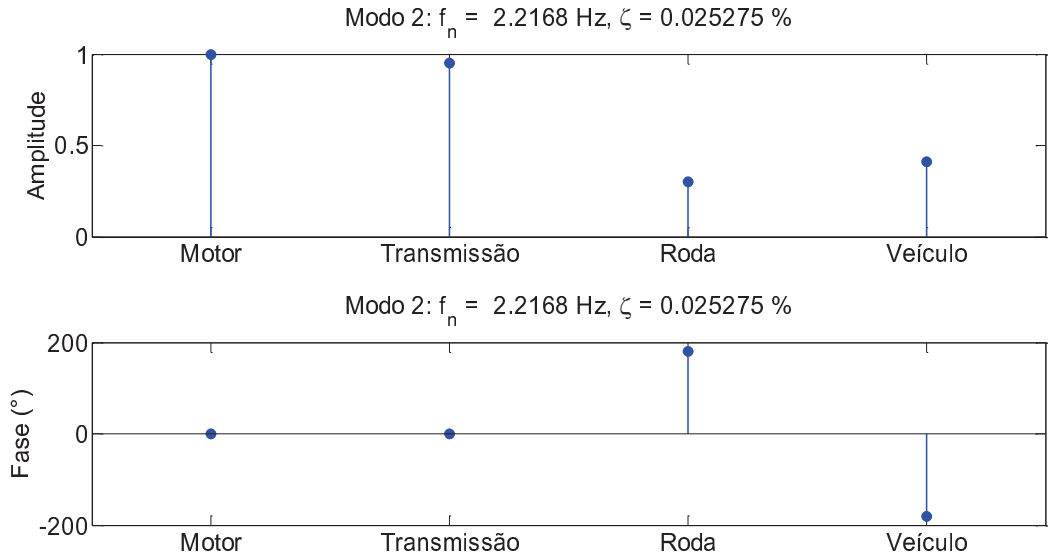


Figura 4. 5: Modo representativo do fenômeno de *shuffle* de modelo de 4 graus de liberdade amortecido.

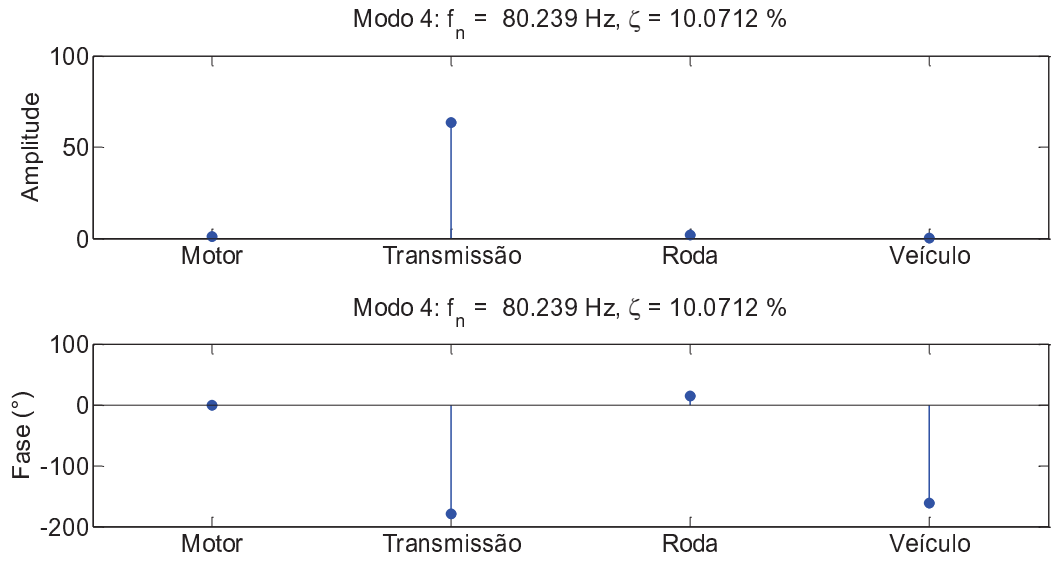


Figura 4. 6: Modo representativo do fenômeno de *rattle* de modelo de 4 graus de liberdade amortecido.

4.4. Resultados de simulação de partida

Foram feitas simulações em Matlab em diversas condições buscando avaliar o efeito dos erros geométricos, investigados no Capítulo 3 – Avaliação Experimental, e o comportamento do coeficiente de atrito, visto no item 2.3.1 do Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica. A relação entre essas duas fontes de excitação também foi estudada através do modelo. A rotação do motor foi imposta a partir da curva de velocidade medida no volante do veículo utilizado no teste (Capítulo 3). A força média aplicada no disco seguiu as características da embreagem e o perfil de acionamento do pedal de embreagem visto nas medições em veículo, resultando em partidas com aceleração média uniforme e tempo de acoplamento entre 5,5s e 7,5s.

A Figura 4.7 apresenta o resultado da simulação 1: partida do veículo sem erro geométrico ($\Psi_M = 0;\ \Psi_D = 0;\ \Psi_T = 0$) e gradiente do coeficiente de atrito que não tende a induzir trepidação ($d\mu/dv = -0{,}002$). A trepidação não ocorre e o aumento da rotação da transmissão acontece sem oscilação significativa Esse resultado é compatível com a medição realizada em veículo na Montagem 1 (Disco Original e Platô Original).

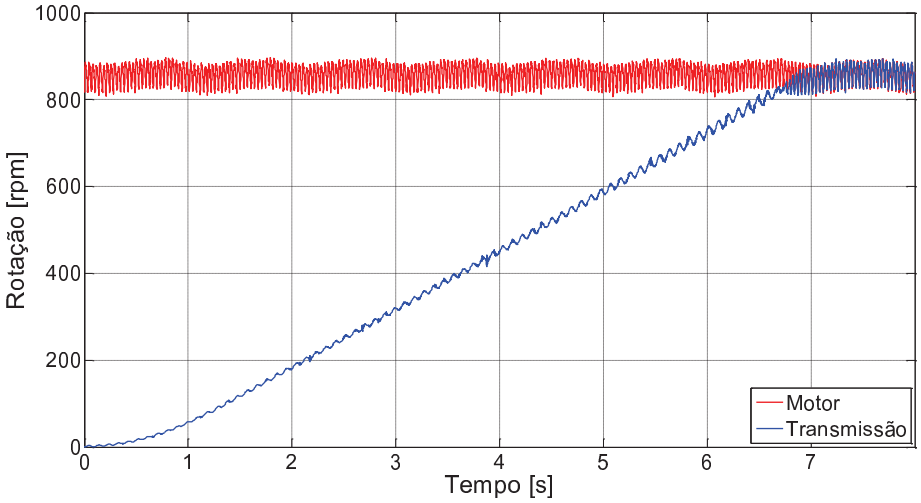


Figura 4. 7: Simulação 1 - Partida sem erro geométrico ($\Psi_M = 0;\ \Psi_D = 0;\ \Psi_T = 0$) e gradiente do coeficiente de atrito que não tende a induzir trepidação ($d\mu/dv = -0{,}002$).

A Figura 4.8 apresenta o resultado da simulação 2: partida com as características do teste anterior e acréscimo de erro geométrico ligado à diferença de rotação (Ψ_D = 0,15). Nessa simulação são observados dois instantes onde há pequena oscilação da rotação da transmissão, sendo esse resultado compatível com a medição realizada em veículo na Montagem 2 (Disco Cushion NP 1E e Platô Original). Em todas as simulações com inclusão de erro geométrico, os valores dos erros (Ψ_M, Ψ_D, e Ψ_T) foram ajustados em função dos resultados experimentais.

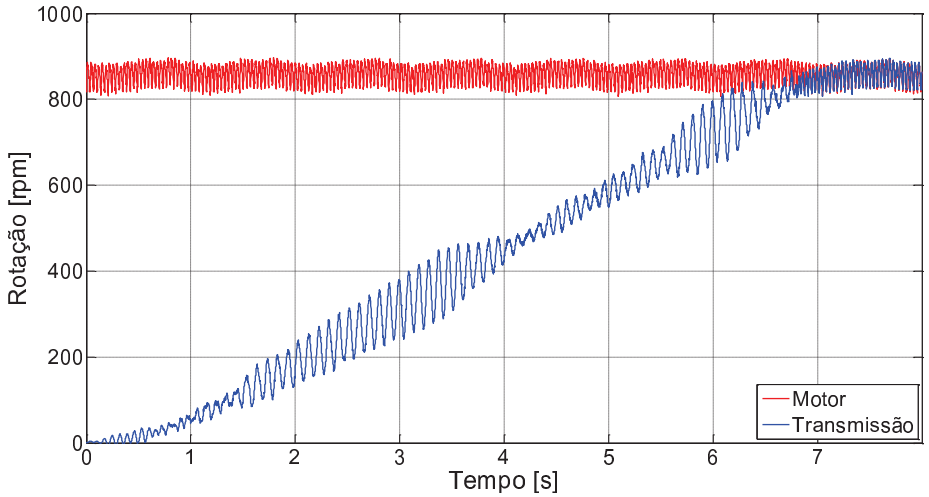


Figura 4. 8: Simulação 2 - Partida com erro geométrico (Ψ_M = 0; Ψ_D = 0,15; Ψ_T = 0) e gradiente do coeficiente de atrito que não tende a induzir trepidação ($d\mu/dv$ = -0,002).

A Figura 4.9 apresenta o resultado da simulação 3 que corresponde à partida com erros geométricos ligados ao motor (Ψ_M = 0,02), à diferença de rotação (Ψ_D = 0,20) e à transmissão (Ψ_T = 0,20). Nessa simulação há grande oscilação da rotação da transmissão como os encontrados em diversas medições com erro geométrico.

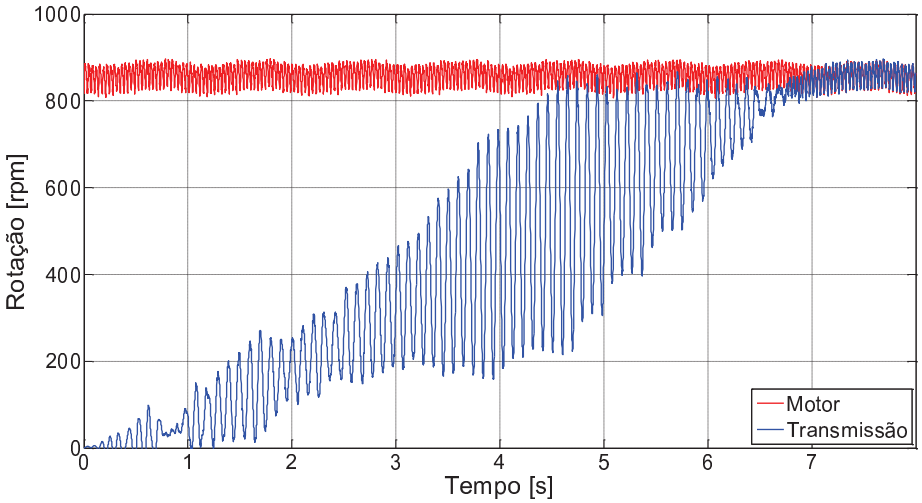


Figura 4. 9:Simulação 3 - Partida com erro geométrico ($\Psi_M = 0{,}02$; $\Psi_D = 0{,}20$; $\Psi_T = 0{,}20$) e gradiente do coeficiente de atrito que não tende a induzir trepidação ($d\mu/d\nu = -0{,}002$).

A Figura 4.10 apresenta o resultado da simulação 4, ou seja, partida sem erro geométrico ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$) e gradiente do coeficiente de atrito que pode induzir trepidação ($d\mu/d\nu = -0{,}005$). Nessa simulação há oscilação da rotação da transmissão, amplitude da oscilação aumenta a cada ciclo, consistente com o fenômeno de vibração auto-induzida.

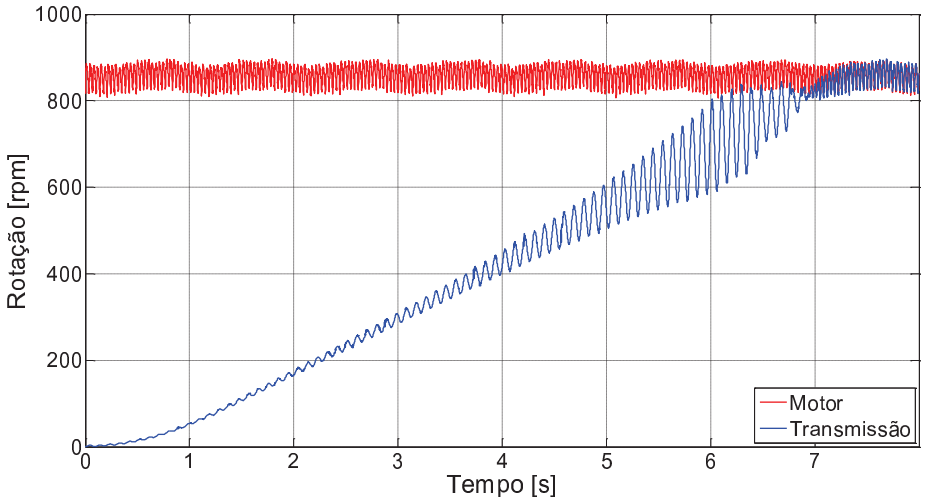


Figura 4. 10: Simulação 4 - Partida sem erro geométrico ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$) e gradiente do coeficiente de atrito que pode induzir trepidação ($d\mu/d\nu = -0{,}005$).

A Figura 4.11 apresenta o resultado da simulação 5: partida sem erro geométrico ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$) e gradiente do coeficiente de atrito que induz trepidação forte (dμ/dν = -0,008). Nessa simulação a amplitude da oscilação também aumenta a cada ciclo e a oscilação máxima da rotação da transmissão é bastante grande (650rpm).

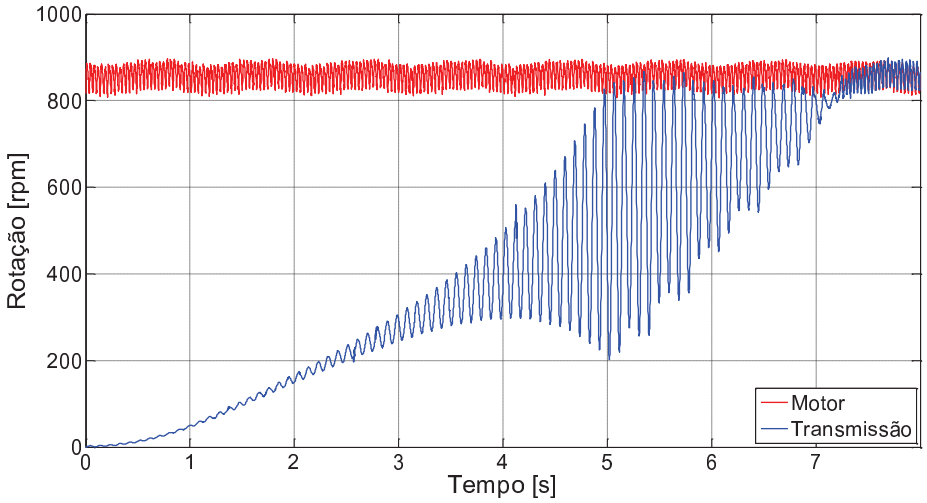


Figura 4. 11: Simulação 5 - Partida sem erro geométrico ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$) e gradiente do coeficiente de atrito que induz trepidação forte ($d\mu/d\nu = -0,008$).

Em geral, a ocorrência de trepidação está correlacionada à presença de mais de um fator de influência. Como a presença de erros geométricos e a vibração auto-induzida por atrito interagem entre si, foram feitas as simulações para prever os resultados quando os dois tipos de excitação estão presentes.

A simulação 6 (Figura 4.12d) possui o mesmo erro geométrico ($\Psi_D = 0,15$) da simulação 2 (Figura 4.12b) e o mesmo gradiente do coeficiente de atrito (dμ/dν = -0,005) da simulação 4 (Figura 4.12c). Comparando os resultados, fica claro que um erro geométrico é capaz de gerar uma pequena amplitude de oscilação (160rpm), combinado com um comportamento do atrito também capaz de gerar pequena oscilação (200rpm) resulta em grande oscilação (500rpm).

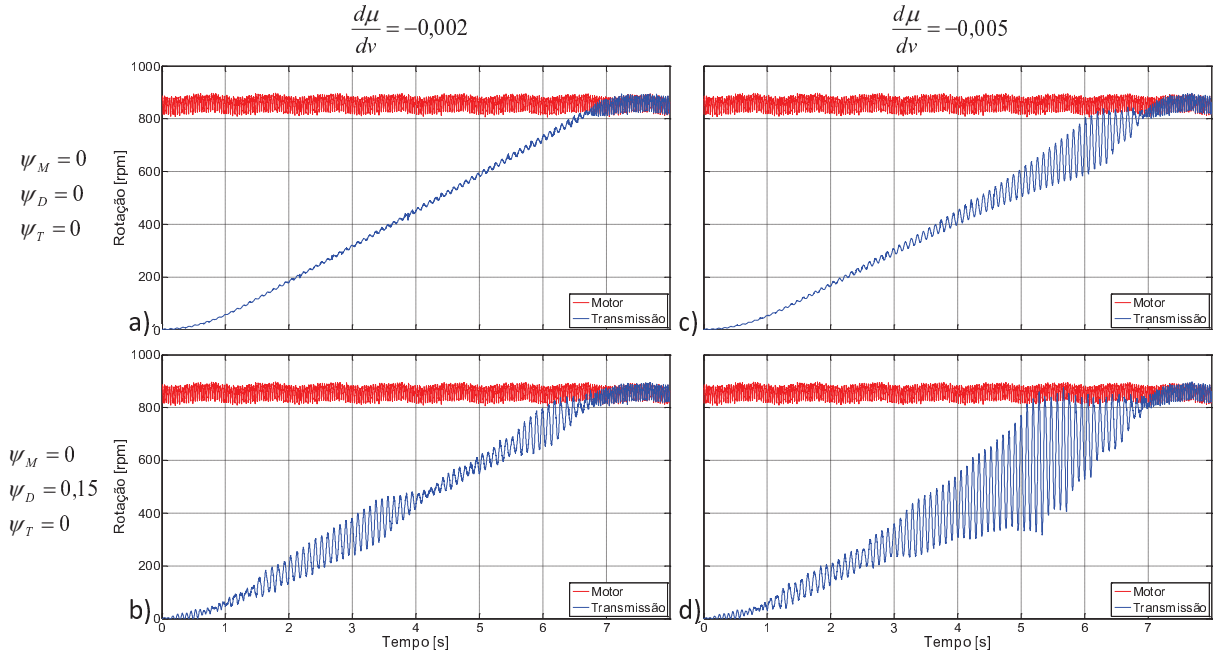


Figura 4. 12: a) Simulação ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; dμ/dν = -0,002),, b) Simulação 2 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0{,}15$; $\Psi_T = 0$; dμ/dν = -0,002), c) Simulação 4 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; dμ/dν = -0,005), d) Simulação 6 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0{,}15$; $\Psi_T = 0$; dμ/dν = -0,005).

A simulação 7 (Figura 4.13d) possui o mesmo erro geométrico ($\Psi_D = 0{,}15$) da simulação 2 (Figura 4.13b) e o mesmo gradiente do coeficiente de atrito (dμ/dν = -0,008) da simulação 5 (Figura 4.13c). Comparando os resultados constata-se que o erro geométrico é capaz de gerar uma pequena amplitude de oscilação (160rpm), combinado com um comportamento do atrito capaz de gerar oscilação grande (600rpm) resulta em oscilação extremamente grande (860rpm).

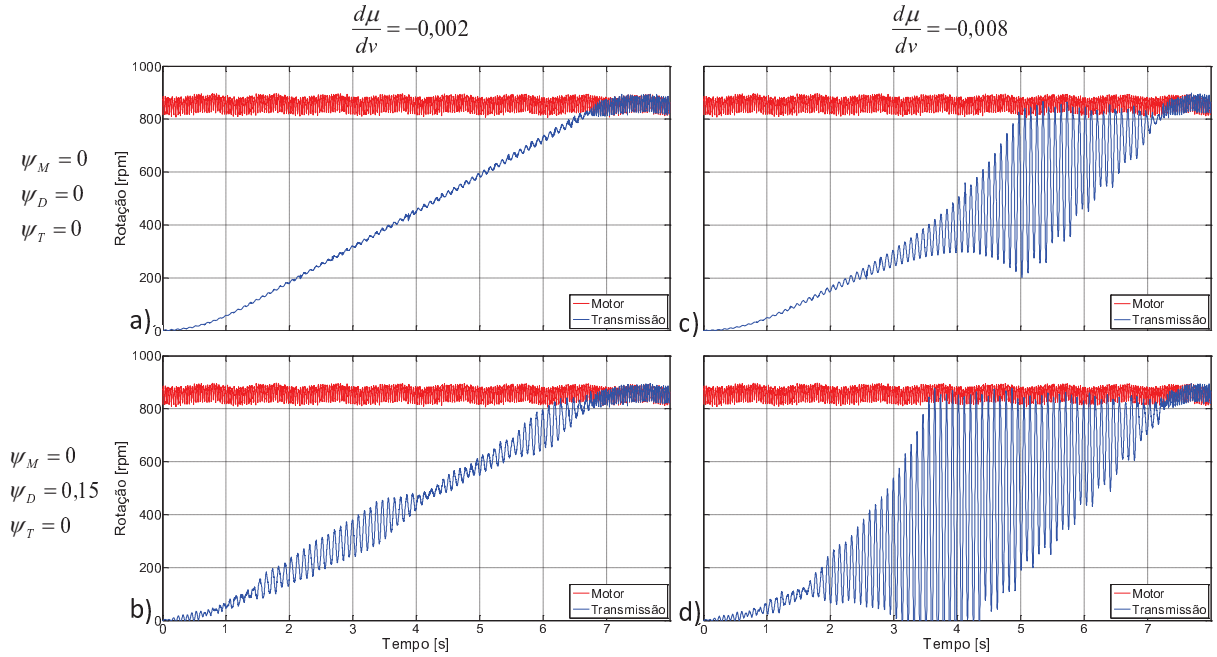


Figura 4. 13: a) Simulação 1 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; dμ/dν = -0,002), b) Simulação 2 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0{,}15$; $\Psi_T = 0$; dμ/dν = -0,002), c) Simulação 5 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; dμ/dν = -0,008), d) Simulação 7 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0{,}15$; $\Psi_T = 0$; dμ/dν = -0,008).

A simulação 8 (Figura 4.14d) possui o mesmo erro geométrico ($\Psi_M = 0{,}02$; $\Psi_D = 0{,}20$; $\Psi_T = 0{,}20$) da simulação 3 (Figura 4.14b) e o mesmo gradiente do coeficiente de atrito (dμ/dν = -0,005) da simulação 4 (Figura 4.14c). Comparando os resultados constata-se que o erro geométrico capaz de gerar uma grande amplitude de oscilação (600rpm), combinado com um comportamento do atrito capaz de gerar pequena oscilação (200rpm) resulta em oscilação extremamente grande (860rpm).

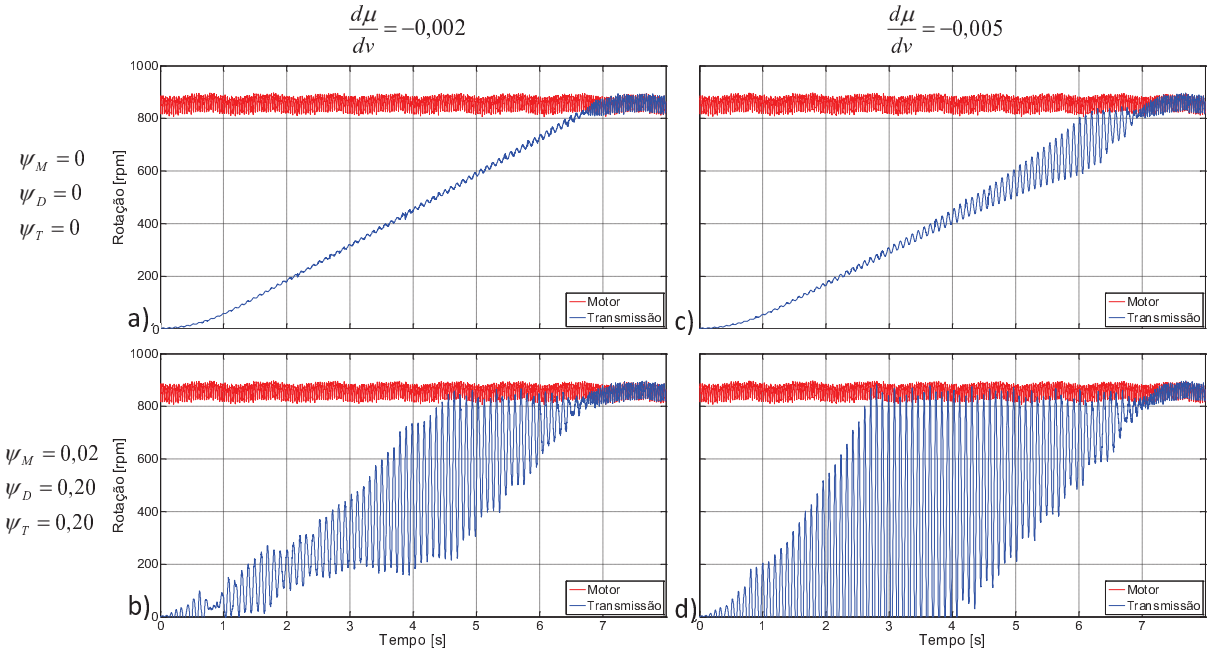


Figura 4. 14: a) Simulação 1 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; dμ/dν = -0,002), b) Simulação 3 ($\Psi_M = 0{,}02$; $\Psi_D = 0{,}20$; $\Psi_T = 0{,}20$; dμ/dν = -0,002), c) Simulação 4 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0$; $\Psi_T = 0$; dμ/dν = -0,005), d) Simulação 8 ($\Psi_M = 0$; $\Psi_D = 0{,}15$; $\Psi_T = 0$; dμ/dν = -0,005).

5. CONCLUSÕES

As principais conclusões do presente trabalho são:

- A trepidação causada por erro geométrico pode ser prevista com o modelo proposto;
- O modelo matemático utilizado é capaz de prever a trepidação resultante da combinação de excitação auto-induzida por atrito e falha na geometria;
- Os erros geométricos de paralelismo da placa de pressão ou de variação da espessura do disco podem induzir trepidação, mesmo com um material de atrito que não tenha tendência a trepidar. Como não é possível produzir peças em série sem imperfeições, então, para evitar o fenômeno, é necessário minimizar e compensar as irregularidades;
- A mola *cushion* é capaz de compensar falhas de geometria, por isso, uma característica mais suave dessa mola em detrimento de uma mais rígida, diminui a variação do torque transmitido pela embreagem. No entanto, existem limites físicos e funcionais que obrigam o engenheiro a buscar um compromisso para a definição dessa característica;
- Irregularidades de geometria no platô ou no disco induzem trepidação quando a diferença entre a rotação do motor e a rotação da transmissão se aproxima da frequência característica do fenômeno;
- A variação da espessura do disco induz trepidação também quando a rotação da transmissão fica próxima da frequência natural associada do fenômeno;
- O processamento dos sinais de rotação da transmissão e aceleração longitudinal permitem constatar que as máximas amplitudes ocorrem em frequência aproximadamente correspondente à frequência natural mais baixa do trem de potência;
- O processamento do sinal da montagem 1 mostra claramente que a irregularidade de rotação do motor é transmitida pela embreagem durante o acoplamento. Essa é uma

informação muito relevante, pois, até o momento, não se acreditava que a vibração presente no motor fosse transmitida durante a fase de deslizamento da embreagem. A relevância dessa informação deve-se à possibilidade de ocorrência de *rattle* nessa situação. O *rattle* é um ruído audível pelo motorista, caracterizado por batidas das engrenagens e componentes da transmissão e que geralmente ocorre entre 40Hz e 70Hz. Em geral, esse fenômeno acontece nas condições de tração ou freio motor. Entretanto, há alguns relatos de engenheiros da indústria automotiva sobre a ocorrência do ruído durante o acoplamento da embreagem. Em um motor de 4 cilindros, no qual a segunda ordem é a componente principal, sua rotação varia entre 800rpm e 6000rpm e a excitação principal fica, portanto, entre 27Hz e 200Hz. Assim, existe a possibilidade de durante o acoplamento da embreagem, a frequência de excitação (segunda ordem para motor 4 cilindros) passar pela frequência de *rattle* e gerar ruído.

6. SUGESTÃO PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

O presente estudo abre algumas oportunidades de pesquisa sobre *judder* e também sobre outros fenômenos de NVH do *powertrain* automotivo. A seguir são discutidos alguns possíveis desdobramentos deste trabalho.

Estudar o comportamento do modelo em partidas em rampa e com rotação do motor variando durante o acoplamento. Comparar os resultados obtidos em simulação numérica com medições experimentais.

Os parâmetros de falhas de geometria do modelo (Ψ_M, Ψ_D e Ψ_T) foram ajustados a partir das medições em veículo até reproduzirem resultados similares aos encontrados nas medições. O desenvolvimento de um método para encontrar esses parâmetros a partir da caracterização física do platô e do disco expandiria as possibilidades do modelo.

Os valores de amortecimento utilizados na simulação foram escolhidos a partir de trabalhos publicados e ajuste do modelo. Esses valores podem mudar significativamente o resultado das simulações e carecem de método para que sejam mais bem estimados.

A observação dos testes em veículo mostrou uma grande oscilação dos motores durante a trepidação. Nessa situação, coxins de motor e transmissão são bastante solicitados. Essa dissertação e os trabalhos consultados pelo autor não mencionam a influência dos coxins, entretanto é possível que ele influencie o fenômeno.

A oscilação da rotação da transmissão está relacionada com a oscilação da aceleração do veículo. Essa relação é diferente para cada veículo devido a fatores como: relação de marcha,

relação de redução final, pneu, suspensão, coxins de motor e transmissão e etc. O desenvolvimento de um modelo que a partir da irregularidade da rotação da transmissão pudesse prever o movimento longitudinal do veículo permitiria avaliar a oscilação da aceleração que é a grandeza percebida pelo motorista. Esse mesmo modelo também poderia permitir o estudo da variação do movimento longitudinal durante o *shuffle*.

Até o presente momento o autor não conhece estudos publicados sobre *rattle* durante o acoplamento da embreagem. O modelo proposto pode ser adaptado para ser utilizado no estudo deste fenômeno.

Utilização de DOE para avaliar a influência e interação entre os principais parâmetros que influenciam a trepidação.

Referências

ALBERS, Albert; HERBST, Daniel. Chatter – Causes and solutions. Proceedings of the 6th LuK Symposium, 1998. **Anais**, p.23-45.

BOSTWICK, C.; SZADKOWSKI, A. Self-excited vibrations during engagements of dry friction clutches. **SAE Technical Paper**, 982846, p.1-13, 1998.

CENTEA, D.; RAHNEJAT, H.; MENDAY, M. T. Non-linear multi-body dynamic analysis for the study of clutch torsional vibrations (judder). **Applied Mathematical Modelling**, v.25, p.177-192, 2001.

CENTEA, D.; RAHNEJAT, H.; MENDAY, M. T. The influence of the interface coefficient of friction upon the propensity to judder in automotive clutches. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v.213, n.3, p.245–258, 1999.

COUDERC, PH.; CALLENAERE, J.; DER HAGOPIAN, J.; FERRARIS, G. Vehicle driveline dynamic behaviour: Experimentation and Simulation. **Journal of Sound and Vibration**, v.218, n.1, p.133-157, 1998.

CROWTHER, A.; ZHANG, N. Torsional finite elements and nonlinear numerical modelling in vehicle powertrain dynamics. **Journal of Sound and Vibration**, v.284, p.825-849, 2005.

CROWTHER, A.; ZHANG, N.; LUI, D. K.; JEYAKUMARAN, J. K. Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick–slip in automotive powertrain systems. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v.218, n.12, p.1427-1446, 2004.

CROWTHER, A. Powertrain vibration: modeling, simulation and testing. Proceedings of the FISITA World Automotive Congress, 2004. **Anais**, p.1-15.

DREXL, Hans-Jürgen. Clutch judder – Causes and counter measures. Proceedings of the Technical Conference SITEV, 1990. **Anais**, p.7-46.

DREXL, H. J. **Motor Vehicle Clutches**. Verlag moderne industrie, 1999. 71p.

GREGORI, Ivan R. Scansani. **Estudo da influência do material de atrito dos discos de embreagem sobre o fenômeno de trepidação (judder) em veículos**. 2010. 118p. Dissertação (Mestrado) – Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo.

JARVIS, R. P.; OLDERSHAW, R. M. Clutch judder in automobile drivelines. **Proc. Instn Mech. Engrs**, v.187, p.369-379, 1973.

JARVIS, R. P.; MILLS, B. Vibrations induced by dry friction. **Proc. Instn Mech. Engrs**, v.178, n.32, p.847-866, 1963-64.

KANI, H.; MIYAKE, J.; NINOMIYA, T. Analysis of the friction surface on clutch judder. **JSAE Review**, 925513, v.13, n.1, p.82-84, 1992.

KATO, H.; HIBI, K. A Prediction Method of Vehicle Vibration caused by the Drive Torque Fluctuation at Takeoff. **SAE Technical Paper**, 2007-01-3499, p.1-7, 2007.

LECHNER, G.; NAUNHEIMER, H. **Automotive Transmissions – Fundamentals, Selection, Design and Application**. Springer, 1999. 448p.

LIGIER, J. L.; BARON, E. **Acyclisme et Vibrations – Applications aux Moteurs Thermiques et aux Transmissions**. Technip, 2002. 875p.

MAUCHER, Paul. Clutch chatter. Proceedings of the 4th International Symposium on Torsional Vibrations in Drive Train, Baden-Baden, Germany, 1990. **Anais**, p109-124.

RABIEH, E.M.A.; CROLLA, D.A. Intelligent control of clutch judder and shunt phenomena in vehicle drivelines. **Int. J. Vehicle Design**, v.17, n.3, p.318-332, 1996.

RABIEH, E.M.A.; CROLLA, D.A. Coupling of driveline and body vibrations in trucks. **SAE Technical Paper**, 962206, p.17-26, 1996.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001. 444p.

SAWANOBORI, T; SUEHIRO, K. An analysis of clutch judder. **SAE Technical Paper**, 951318, p.691–696, 1995.

SERRARENS, Alex; DASSEN, Marc; STEINBUCH, Maarten. Simulation and control of an automotive dry clutch. Proceeding of the 2004 American Control Conference, 2004 **Anais**, p.4078–4083.

VELDE, F.V.D.; BAETS, P.D. Mathematical approach of the influencing factors on stick-slip induced by decelerative motion, **Wear**, v.201, n.1-2, p.80-93, 1996.

YAMADA, N; ANDO, K. An analysis of clutch self-excited vibration in automotive drive line. **SAE Technical Paper**, 951319, p.697-704, 1995.

Anexo A – Torque transmitido pela embreagem

O torque transmitido pela embreagem depende da força aplicada no disco de embreagem, F_{PL}, do raio médio do disco, R_m, do coeficiente de atrito, μ, entre o material de fricção do disco e as superfícies de atrito, da quantidade de faces de atrito, z, e de um fator de variação da força aplicada no disco, f_{PL}. A equação pode ser deduzida fazendo a análise do torque transmitido por um infinitésimo de material de fricção. É necessário adotar duas hipóteses simplificadoras:

- Distribuição de força, F_{PL}, uniforme ao longo do material de fricção (pressão constante);
- Coeficiente de atrito, μ, constante.

Essas hipóteses tem sido adotadas comumente por Drexl (1990), Maucher (1990), Kani et al (1992), Sawanobori et al (1995), Rabieh et al (1996), Albers et al (1998), Bostwick et al (1998) Centea et al (1999) e Crowther et al (2004) para cálculo do torque transmitido pela embreagem.

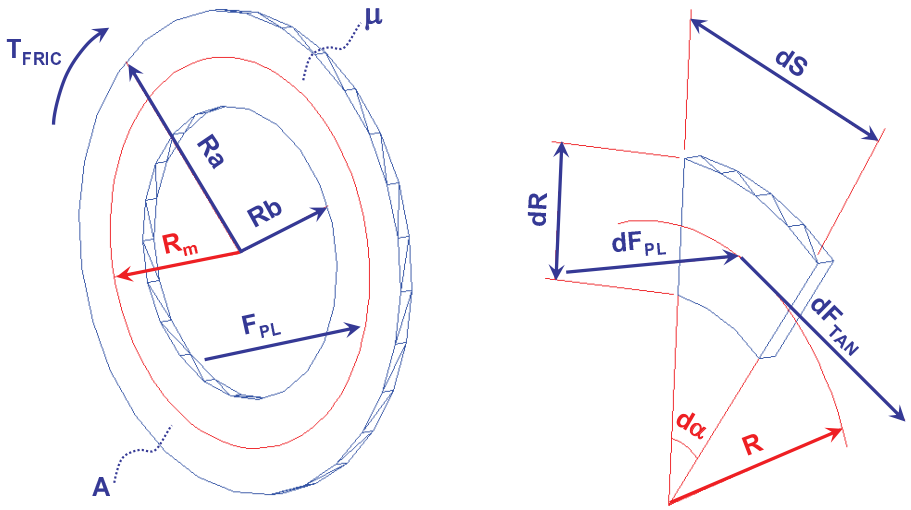


Figura A. 1: Esquema do material de fricção do disco e de um infinitésimo de material.

Como a pressão, p, constante, tem-se:

$$p = \frac{F_{PL}}{\pi\left(R_a^2 - R_b^2\right)} \tag{A.1}$$

Do esquema da Figura A.1, tem-se as seguintes equações:

$$dS = R.d\alpha \tag{A.2}$$

$$dA = dR.dS \tag{A.3}$$

$$p = \frac{dF_{PL}}{dA} \tag{A.4}$$

$$dF_{TAN} = dF_{PL}.\mu \tag{A.5}$$

$$dT_{FRIC} = dF_{TAN}.R \tag{A.6}$$

Da equação A.4, tem-se:

$$dF_{PL} = dA.p \tag{A.7}$$

Substituindo as equações A.2 e A.3 em A.4, tem-se:

$$dF_{PL} = p.R.dR.d\alpha \tag{A.8}$$

Substituindo as equações A.8 e A.5 em A.6, tem-se:

$$dT_{FRIC} = \mu.p.R.R.dR.d\alpha \qquad \text{(A.9)}$$

Com pressão, p, constante e coeficiente de atrito, μ, constante, integrando a equação A.9 de Rb à Ra e de 0 à 2π, tem-se:

$$T_{FRIC} = \mu.p\int_{Rb}^{Ra} R^2.dR\int_0^{2\pi} d\alpha$$

$$T_{FRIC} = \mu.p.2.\pi.\frac{Ra^3 - Rb^3}{3} \qquad \text{(A.10)}$$

Substituindo a equação A.1 em A.10, tem-se:

$$T_{FRIC} = \mu.F_{PL}.\frac{2}{3}\frac{\left(Ra^3 - Rb^3\right)}{\left(Ra^2 - Rb^2\right)} \qquad \text{(A.11)}$$

A equação A.11 calcula o torque transmitido em uma face de atrito, para calcular o torque transmitido pela embreagem, é necessário multiplicar pela quantidade de faces de atrito, z:

$$T_{EMB} = z.T_{FRIC}$$

$$T_{EMB} = z.\mu.F_{PL}.\frac{2}{3}\frac{\left(Ra^3 - Rb^3\right)}{\left(Ra^2 - Rb^2\right)} \qquad \text{(A.12)}$$

É possível expressar o raio médio, R_m, como sendo:

$$R_m = \frac{2}{3}\frac{\left(Ra^3 - Rb^3\right)}{\left(Ra^2 - Rb^2\right)} \qquad \text{(A.13)}$$

Substituindo a equação A.13 em A.12, chega-se, finalmente, na equação para cálculo do torque transmitido pela embreagem:

$$T_{EMB} = z.\mu.F_{PL}.R_m \qquad \text{(A.14)}$$

Anexo B – Inércia e rigidez equivalente

Massa, inércia, rigidez e amortecimento equivalente

Existem nesse modelo torcional duas relações de redução de velocidade, uma na transmissão e outra na redução final. Essas relações de redução impõem uma restrição de deslocamento no sistema e devem ser consideradas no modelo. Nesse trabalho as inércias, rigidezes e amortecimento equivalentes serão sempre calculados com referência ao eixo de rotação da embreagem.

A massa do veículo desloca-se em movimento de translação, para calcular a inércia rotativa equivalente à massa do veículo deve-se utilizar a equação B.1.

$$J_{VEIC} = \frac{m_{VEIC}.r_{PNEU}}{(i_{MARCHA}.i_{RED_FINAL})^2} \qquad \text{(B.1)}$$

Onde:

m_{VEIC}: massa do veículo

r_{PNEU}: raio do pneu

i_{MARCHA}: relação de redução de marcha do veículo

i_{RED_FINAL}: relação de redução final do veículo

A inércia, a rigidez e o amortecimento equivalente de qualquer componente rotativo do sistema podem ser calculados utilizando as equações B.2, B.3 e B.4 respectivamente:

$$J_{EQUI} = J_{COMP}\left(\frac{w_{COMP}}{w_{EQUI}}\right)^2 \quad \text{(B.2)}$$

$$K_{EQUI} = K_{COMP}\left(\frac{w_{COMP}}{w_{EQUI}}\right)^2 \quad \text{(B.3)}$$

$$C_{EQUI} = C_{COMP}\left(\frac{w_{COMP}}{w_{EQUI}}\right)^2 \quad \text{(B.4)}$$

Onde:

J_{EQUI}: inércia equivalente

J_{COMP}: inércia do componente

K_{EQUI}: rigidez equivalente

K_{COMP}: rigidez do componente

C_{EQUI}: amortecimento equivalente

C_{COMP}: amortecimento do componente

w_{EQUI}: velocidade angular da referência

w_{COMP}: velocidade angular do componente