

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR *Ricardo Doriguelo de*
Melo..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM *30 / 07 / 2010*.....


.....
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Ricardo Doriguelo de Melo

**Estudo Comparativo de Trens de Potência com
Disco de Embreagem Convencional e com
Volante de Dupla Massa de Motores Flex e
Diesel**

Campinas, 2010

Ricardo Doriguelo de Melo

Estudo Comparativo de Trens de Potência com Disco de Embreagem Convencional e com Volante de Dupla Massa de Motores Flex e Diesel

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Prof. Dr. Milton Dias Júnior

Campinas
2010

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**Estudo Comparativo de Trens de Potência com
Disco de Embreagem Convencional e com
Volante de Dupla Massa de Motores Flex e
Diesel**

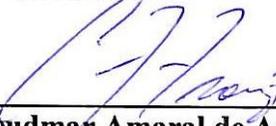
Autor: **Ricardo Doriguelo de Melo**

Orientador: **Prof. Dr. Milton Dias Junior**

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Milton Dias Junior
DPM/ FEM/ UNICAMP



Prof. Dr. Cleudmar Amaral de Araújo
Universidade Federal de Uberlândia



Prof. Dr. Robson Pederiva
DMP/ FEM/ UNICAMP

Campinas, 30 de julho de 2010.

Dedicatória:

Dedico este trabalho principalmente a DEUS por esta oportunidade única em minha vida. A minha maravilhosa esposa e minha querida filha pela paciência nas horas dedicadas a este mestrado. Aos meus queridos pai e mãe, ao meu “pequeno” irmão e aos meus amigos pelo total apoio. É graças a tudo isto que tive o incentivo para a realização deste trabalho. Agradeço a todos vocês por mais esta conquista em minha vida.

Agradecimentos

Ao meu mestre, Prof. Dr. Milton Dias Junior, que compartilhou parte de seu precioso tempo, de seu vasto conhecimento e sua precisa orientação.

Ao grupo Schaeffler por esta oportunidade única na minha carreira.

Ao meu gerente na LuK, Sr. Cláudio Castro, pela liberação e confiança para participação deste mestrado. Aos meus amigos de trabalho que tanto me auxiliaram na elaboração deste trabalho, em especial ao Brazolin e Juninho..

A MWM Motores pela disponibilização dos dados do motor analisado neste trabalho.

A minha esposa e filha, aos meus pais e meu irmão pelo eterno suporte e infinita paciência.

E a Deus, por me proporcionar muita vida, saúde e condições para vencer a mais este desafio.

*“O Senhor é o meu pastor e nada me faltará.”
(Salmo, 23)*

Resumo

MELO, Ricardo Doriguelo, *Estudo Comparativo de Trens de Potência com Disco de Embreagem Convencional e com Volante de Dupla Massa de Motores Flex e Diesel*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. Dissertação (Mestrado)

O motor de combustão interna, embreagem, transmissão, diferencial, eixo Cardan, semi-eixos e rodas motrizes compõem o trem de potência de um veículo que, por diversas razões de refinamento e peso, oferecem baixa “resistência” aos ruídos decorrentes da irregularidade de rotação do motor.

O presente trabalho reúne elementos para analisar os efeitos das flutuações de rotação (vibrações torsionais) presentes nos volantes de motores de quatro tempos durante a fase de desenvolvimento de sistemas de embreagem em veículos abastecidos com diferentes combustíveis: gasolina, álcool (etanol) e diesel.

O uso de simulação matemática computacional permite amenizar ou eliminar os ruídos provenientes da transmissão no veículo protótipo ou até mesmo de um veículo virtual, possibilitando assim ganhos significativos no tempo de desenvolvimento de discos de embreagem e/ou volantes de dupla massa. Esta simulação nos indica também qual melhor tecnologia para diminuir as flutuações provenientes do motor do veículo: se o disco de embreagem ou o volante de dupla massa.

Palavras Chave

Disco de Embreagem, Volante de Dupla Massa, Vibrações Torsionais, Trens de Potência.

Abstract

MELO, Ricardo Doriguelo, *Comparative Study of the Powertrain with Conventional Clutch Disc and Dual Mass Flywheel for Engines Flex and Diesel*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 180 p. Dissertação (Mestrado).

The internal combustion engine, clutch, transmission, differential, propeller shaft, half shafts and driven wheels compose the powertrain of a vehicle which, due to several reasons of refinement and weight, offer low noise "counter resistance" to engine irregularity.

This report is a collection of elements to analyze the effects of the engine revolution irregularity (torsional vibration) present on flywheels of 4-stroke engines in the development of clutch systems in the vehicles supplied with different fuels: gas, alcohol and diesel.

The use of computer simulation allows to soften or to eliminate the noise deriving from the transmission of prototype vehicles our virtual vehicles with new powertrain combination (clutch discs and/or dual-mass-flywheels), bringing considerable development time gains. This simulation showed the best technology reduces the engine revolution irregularity presents in the vehicles: if clutch disc or dual mass flywheel.

Key Words

Clutch disc, Dual mass flywheel, Torsional vibration, Powertrain

Lista de Figuras

Figura 1: Vibração de Torção no Virabrequim para um motor de 4 cilindros	01
Figura 2: Gráfico da evolução do Torque específico dos motores desde os anos 70	02
Figura 3: Representação do powertrain do Veículo x Modelo matemático genérico	03
Figura 4: Curvas esquemáticas de flutuações de um Virabrequim para um motor de 4 cilindros	10
Figura 5: Excitação das vibrações de torção de diferentes motores	11
Figura 6: Influência da variação da rotação sobre a avaliação do nível de ruído	12
Figura 7: Representação do modo de vibrar o <i>surging</i> e do <i>rattle</i>	14
Figura 8: Diagrama de Campbell utilizado no estudo do fenômeno do <i>rattle</i>	16
Figura 9: Localização do pedal de acionamento e da alavanca de câmbio no interior do veículo	17
Figura 10: Conjunto de embreagem localizado entre o motor e câmbio	18
Figura 11: Conjunto de embreagem com volante rígido	19
Figura 12: Vista explodida de um Platô de Embreagem	20
Figura 13: Modelos de Platôs de Embreagem	20
Figura 14: Modelos de Discos de Embreagem	22
Figura 15: Disco de Embreagem Rígido	23
Figura 16: Vista explodida de um Disco de Embreagem com amortecedor de torção	24
Figura 17: Funcionamento do Amortecedor de Torção	25

Figura 18: Mola Segmento responsável pelo amortecedor Axial	25
Figura 19: Tipos de amortecedores Axiais	26
Figura 20: Volante de Dupla Massa	27
Figura 21: Alterações do momento de Inércia do Câmbio	28
Figura 22: Influência do momento de Inércia no Câmbio na rotação de Ressonância	29
Figura 23: Comparativo entre construções: Disco de Embreagem convencional x VDM	30
Figura 24: Comparativo da isolação da irregularidade sem VDM e com VDM	31
Figura 25: Exemplo de medição na condição de Tração e Freio em função do tempo	37
Figura 26: Análise da condição de Tração na rotação em função do delta de rotação	38
Figura 27: Análise da condição de Tração na rotação em função da aceleração angular	38
Figura 28: Motor MWM Sprint 4.07 TCE utilizado na análise	40
Figura 29: Dados do Virabrequim do motor	40
Figura 30: Dados do Pistão do motor	41
Figura 31: Dados da Biela do motor	41
Figura 32: Modelo de simulação para: volante rígido com disco de embreagem amortecido	43
Figura 33: Equação de movimento para modelo de 5 graus de liberdade	45
Figura 34: Modelo de simulação para: Volante Dupla Massa (VDM) com disco de embreagem rígido	47
Figura 35: Equação de movimento para modelo de 6 graus de liberdade	49

Figura 36: Resposta dos modos de vibração pelo Matlab	52
Figura 37: Resposta dos modos de vibração e frequências naturais pelo software LuK	53
Figura 38: Flutuações gerais dos motores medidos na condição de 2ª marcha Tração	56
Figura 39: Flutuações gerais dos motores medidos na condição de 4ª marcha Tração	56
Figura 40: Método com torque resistivo – comparativo disco A1 (menor filtro) versus VDM	58
Figura 41: Método com torque resistivo – comparativo disco D2 (maior filtro) versus VDM	58
Figura 42: Resultados para o Disco de Embreagem Convencional – config. A1 e A2	60
Figura 43: Resultados para o Disco de Embreagem Convencional – config. B1 e B2	60
Figura 44: Resultados para o Disco de Embreagem Convencional – config. C1 e C2	61
Figura 45: Resultados para o Disco de Embreagem Convencional – config. D1 e D2	61
Figura 46: Resultados para o Volante de Dupla Massa	62
Figura 47: Comparativo de Resultados: Disco de Embreagem Convencional versus Volante de Dupla Massa	62
Figura 48: Comparativo de Resultados: Disco de Embreagem Convencional – Cálculo versus Medição Veicular	63
Figura 49: Comparativo de Resultados: Volante de Dupla Massa (VDM) – Cálculo versus Medição Veicular	64

Lista de Tabelas

Tabela 1:	Dados técnicos do Veículo analisado	39
Tabela 2:	Dados técnicos do Motor do veículo analisado	39
Tabela 3:	Dados técnicos da Transmissão do veículo analisado	39
Tabela 4:	Dados geométricos do motor MWM analisado	42
Tabela 5:	Dados de entrada para modelo com 5 graus de liberdade	44
Tabela 6:	Dados de entrada para modelo com 5 graus de liberdade	47
Tabela 7:	Resposta de modos e frequências naturais pelo Matlab	52
Tabela 8:	Comparativo dos resultados entre o Matlab e software LuK	54
Tabela 9:	Parâmetros Funcionais do Disco de Embreagem Convencional e VDM	57

Lista de Símbolos

Letras Maiúsculas

F_p	Forças de pressão [N]
A_p	Área do pistão [m ²]
L	Comprimento da biela [m]
R	Raio da árvore de manivelas [m]
C	Posição do centro do pistão [m]
F_a	Força alternativa de inércia [N]
$M(t)$	Torque total do motor [Nm]
N	Ordem do motor
GI	Grau de liberdade
J_M	Inércia equivalente do motor [kgm ²]
J_S	Inércia equivalente da massa secundária do VDM [kgm ²]
J_T	Inércia equivalente da transmissão [kgm ²]
J_{DIF}	Inércia equivalente do diferencial [kgm ²]
J_R	Inércia equivalente das rodas [kg.m ²]
J_V	Inércia equivalente do veículo [kg.m ²]
H_{KS}	Histerese de atrito do disco de embreagem [Nm]
H_{VDM}	Histerese de atrito do Volante de Dupla Massa [Nm]
C_{KS}	Coefficiente de amortecimento do disco de embreagem [Nm.s]
C_T	Coefficiente de amortecimento da transmissão [Nm.s]
C_{SE}	Coefficiente de amortecimento do semi-eixo [Nm.s]
C_{Pneu}	Coefficiente de amortecimento do pneu [Nm.s]
K_{VDM}	Rigidez do Volante de Dupla Massa [Nm/°]
K_{KS}	Rigidez do disco de embreagem [Nm/°]
K_T	Rigidez da transmissão [Nm/°]
K_{SE}	Rigidez do semi-eixo [Nm/°]
K_{Pneu}	Rigidez do pneu [Nm/°]

Letras Minúsculas

p	Pressão de combustão [PA]
y	Distância entre a linha de centro do virabrequim e o PMS [m]
r	Comprimento da manivela [m]
x	Posição do pistão [m]
t	Tempo (s)
d	Diâmetro do pistão [m]
qp	Velocidade angular da manivela [rad/s ²]
qpp	Aceleração angular da manivela [rad/s ²]
m ₂	Massa da manivela [kg]
m ₃	Massa da biela [kg]
m ₄	Massa do pistão [kg]
cg ₂	Centro de massa da manivela [m]
cg ₃	Centro de massa da biela [m]
cg ₄	Centro de massa do pistão [m]

Letras Gregas

$\ddot{\theta}_M$	Varição de aceleração angular do motor [rad/s ²]
$\ddot{\theta}_S$	Varição de aceleração angular do secundário do VDM [rad/s ²]
$\ddot{\theta}_T$	Varição de aceleração angular da transmissão [rad/s ²]
$\ddot{\theta}_{DIF}$	Varição de aceleração angular do diferencial [rad/s ²]
$\ddot{\theta}_R$	Varição de aceleração angular da roda [rad/s ²]
$\ddot{\theta}_V$	Varição de aceleração angular do veículo [rad/s ²]

$\dot{\theta}_M$	Varição de velocidade angular do motor [rad/s]
$\dot{\theta}_S$	Varição de velocidade angular do secundário do VDM [rad/s]
$\dot{\theta}_T$	Varição de velocidade angular da transmissão [rad/s]
$\dot{\theta}_{DIF}$	Varição de velocidade angular do diferencial [rad/s]
$\dot{\theta}_R$	Varição de velocidade angular da roda [rad/s]
$\dot{\theta}_V$	Varição de velocidade angular do veículo [rad/s]
θ_M	Varição de posição angular do motor [rad]
θ_S	Varição de posição angular do secundário do VDM [rad]
θ_T	Varição de posição angular da transmissão [rad]
θ_{DIF}	Varição de posição angular do diferencial [rad]
θ_R	Varição de posição angular da roda [rad]
θ_V	Varição de posição angular do veículo [rad]

Abreviações

VDM – Volante de Dupla Massa

Sumário

Índice	página
Resumo	vii
Abstract	viii
Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xii
Lista de Símbolos	xiii
1. Introdução	01
1.1 Motivação	04
1.2 Objetivo	04
1.3 Descrição do Trabalho	05
2. Revisão Bibliográfica	07
3. Fundamentação Teórica	10
3.1. O motor de Combustão Interna	10
3.2. Efeitos das Vibrações de torção no Câmbio	12
3.3. Fenômenos de Vibração Torsional no trem de potência	13
3.3.1. Surge ou Surging	13
3.3.2. Judder	14
3.3.3. Rattle	15

Índice	página
3.4. Conceitos básicos sobre Embreagem	17
3.4.1. Platô de Embreagem	19
3.4.2. Disco de Embreagem	21
3.4.2.1. Disco rígido	22
3.4.2.2. Disco com amortecedor de torção	23
3.4.2.3. Amortecedor axial	25
3.4.3. Volante de Dupla Massa (VDM)	26
3.4.3.1. Introdução	26
3.4.3.2. Deslocamento da ressonância pela massa adicional ao Câmbio	28
3.4.3.3. Constituição esquemática de um VDM	30
3.4.3.4. Isolação da irregularidade por um VDM	31
3.4.3.5. Funções do VDM	31
3.5. Medições veiculares	32
4. Descrição do Procedimento Experimental e da Modelagem Numérica	35
4.1 Procedimentos Experimentais	35
4.1.1. Descrições das Instrumentações	35
4.1.2. Dados do Veículo analisado	39
4.1.3. Dados Geométricos dos componentes do motor	40

Índice	página
4.2 Modelos matemáticos	42
4.2.1. Volante rígido com disco de embreagem amortecido	43
4.2.2. Volante Dupla Massa (VDM) com disco de embreagem rígido	46
4.2.3. Cálculo das frequências naturais e modos de vibrações	50
4.2.3.1. Frequências naturais e modos de vibração através do software Industrial da LuK	50
5. Resultados	51
5.1. Frequências naturais e Modos de vibrações	51
5.2. Comparativo das flutuações dos motores	55
5.3. Resultados da Integração Numérica	57
5.4. Resultados do método com torque resistivo	58
6. Conclusões	65
7. Referências Bibliográficas	67
Anexos	71

1. Introdução

No desenvolvimento de embreagens para veículos, foi dado nos últimos anos, mais ênfase aos amortecedores de torção. Este não tem importância na função básica da embreagem que é o acoplamento e o desacoplamento do sistema de transmissão do motor. Cabe a ele, porém, a importante tarefa de reduzir a um nível aceitável as vibrações torsionais geradas pelo motor, através dos seus processos de queima e transmitidos ao sistema de transmissão. Os aspectos mais importantes são os de conforto, por exemplo, as reduções de ruídos no câmbio, e ou da reverberação da carroceria.

Os motores de combustão interna podem ser considerados como geradores de flutuações rotacionais, uma vez que, a cada ignição da mistura de combustível em um cilindro, uma aceleração angular é gerada no virabrequim devido à pressão dos gases. Em seguida, ocorre uma desaceleração causada pela compressão no próximo cilindro, originando as variações de rotação no motor. Os movimentos alternativos de massas também contribuem com uma parcela considerável de irregularidade.

Na Figura 1 temos a curva (esquemática) típica de medição de irregularidade (flutuação) de um motor de quatro cilindros com duas ignições por rotação.

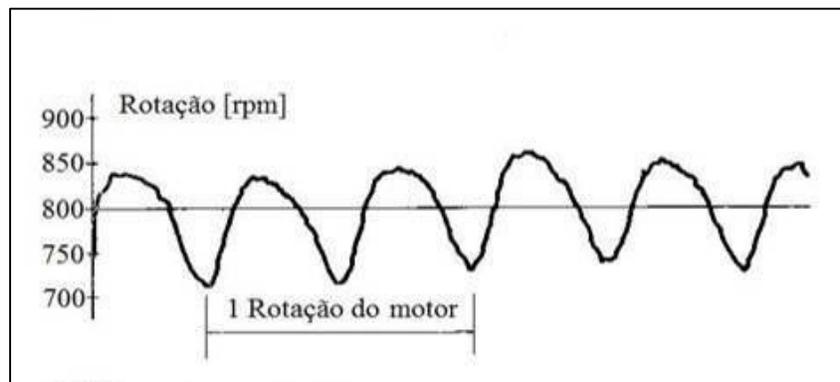


Figura 1: Vibração de Torção no Virabrequim para um motor de 4 cilindros.

Estas vibrações, quando aplicadas na transmissão de um veículo, podem produzir ruídos indesejáveis ao usuário do mesmo. Com isso, os engenheiros de embreagem buscam minimizar a transferência destas vibrações do motor para a transmissão, sendo este um grande desafio para todos os envolvidos no projeto de transmissões e embreagens.

Através de estudo pode-se verificar que esta excitação gerada pelo motor vem crescendo continuamente nos últimos anos, enquanto que as transmissões vêm se tornando muito mais sensíveis a esta excitação.

Shaver (1997) demonstra através da Figura 2 que, no início dos anos 70, a pressão média efetiva da câmara de combustão dos motores da época vinha crescendo continuamente, o que acarretou em um aumento considerável no torque específico em toda a faixa de utilização dos motores modernos.

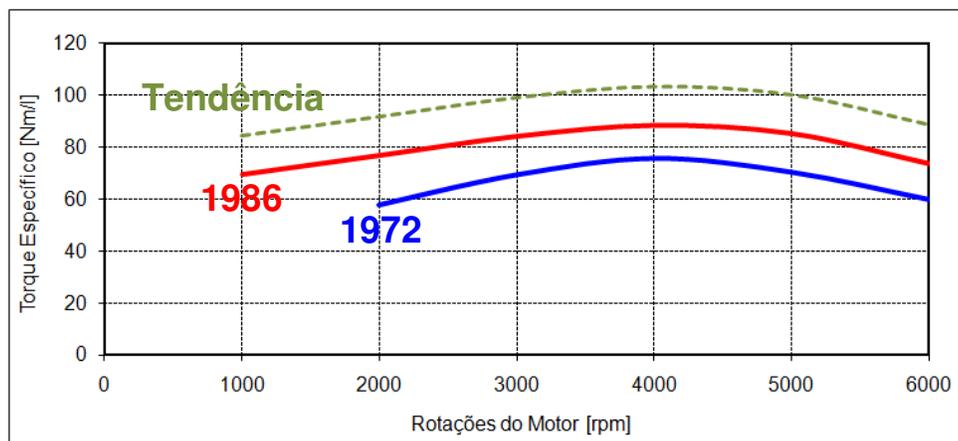


Figura 2: Gráfico da Evolução do Torque Específico dos motores desde os anos 70.

Estudos realizados pela Ricardo Engineers (2003) mostram que durante o período de 1981 a 2001 os veículos aumentaram a potência de seus motores em +84%, ganharam massa +22%, melhoram o consumo de combustível -0,5% e se tornaram mais ágeis, com acelerações 27% mais rápidas. Pelo lado das transmissões, Riedel et al (2002) apontam para o fato de que as transmissões também evoluíram aumentando sua capacidade de torque e diminuindo tamanho e a massa de seus componentes. Isso acarreta em uma diminuição da inércia equivalente da transmissão, elevando a faixa de rotações onde ocorrem as frequências naturais do *driveline*^[1].

Uma das formas encontradas de aumentar a capacidade de torque das transmissões é a utilização cada vez mais frequente de três eixos para efetuar a transmissão de torque do motor. Mas esta disposição acarreta um problema: os eixos têm pouca inércia e são mais sensíveis às flutuações de rotação e, conseqüentemente, são mais ruidosos, tanto em marcha lenta como em condições de carga.

[1] – Algumas palavras utilizadas em Inglês não possuem tradução específica.

No que se referem aos combustíveis, aqueles abastecidos com álcool são os que apresentam o maior grau de irregularidade entre os motores de ciclo Otto. Os carros equipados com motores à gasolina também vêm apresentando níveis cada vez maiores de flutuação de rotação devido aos constantes aumentos da porcentagem de etanol na gasolina. Isso, por sua vez, possibilita maiores ângulos de avanço, com aumentos significativos na pressão de combustão nos cilindros. Esta situação está piorando devido aos motores chamados “flexíveis” que funcionam com qualquer proporção na mistura de álcool e gasolina.

De uma forma resumida, o *rattle noise* é um fenômeno causado pela união de dois fatores: flutuações de torque do motor e folgas da transmissão, que será mais detalhado posteriormente.

Por causa destas intensas e permanentes buscas por melhor desempenho e consumo, existem estudos em andamento para o desenvolvimento de técnicas analíticas para melhor entender o mecanismo do *rattle* ou **chocalho**.

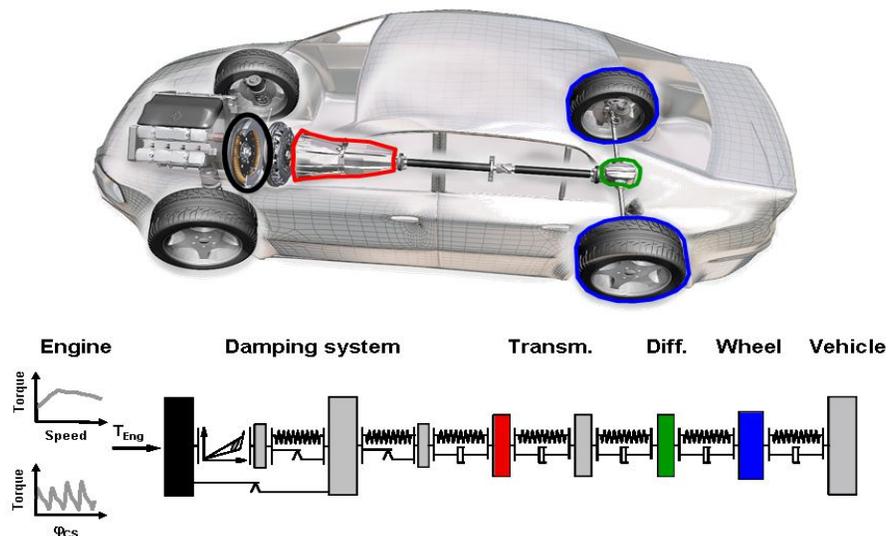


Figura 3: Representação do powertrain do Veículo x Modelo matemático genérico.

Estas técnicas já estão razoavelmente desenvolvidas, mas sua aplicação no processo e desenvolvimento na “vida real” é ainda limitada (Beuschel, 1999). Algumas razões para isso são as dificuldades em se obter valores precisos dos parâmetros dos modelos durante o estágio de projeto do sistema (Ohnuma, 1979). Como resultado, na maioria das vezes a solução de um problema deste tipo é obtida em um estágio do desenvolvimento do veículo onde grandes mudanças não são mais possíveis.

1.1 Motivação

Sou Engenheiro Experimental de Testes do Grupo Schaeffler – Divisão LuK, trabalho na empresa há 13 anos e há 10 na área de Testes Veiculares, onde participo no desenvolvimento do conjunto de embreagem.

Na empresa utilizamos um software proveniente da matriz, que se situa na Alemanha, para análise e simulação do comportamento torsional do veículo, porém não se consegue saber o método de cálculo que este programa utiliza como se fosse uma caixa-preta. O banco de dados deste software contempla os veículos de passeio movidos a diesel e gasolina que foram medidos na matriz.

O comportamento da irregularidade dos motores flex ainda é novidade, tanto no Brasil como na matriz na Alemanha, e através deste trabalho busca-se quantificar as irregularidades destes motores. O intuito é comparar estas irregularidades dos motores flex com os motores movidos a diesel.

Atualmente na empresa utilizamos dois tipos de amortecedores torsionais para a absorção da irregularidade dos motores: Disco de Embreagem Convencional ou Volante de Dupla Massa (VDM) e queremos entender qual grau de absorção de ambos para um *powertrain* conhecido.

1.2 Objetivo

Criar um modelo matemático via Matlab para análise e simulação do comportamento torsional do veículo a fim de entendermos quais parâmetros do *powertrain* contribuem para surgimento do *rattle* no sistema.

Analisar e quantificar as irregularidades dos motores flex abastecidos com gasolina e álcool e dos motores movidos a diesel.

Verificar dentre as tecnologias existentes na LuK, se o Disco de Embreagem Convencional ou Volante de Dupla Massa (VDM), qual apresenta melhor absorção da irregularidade do pior motor analisado.

Deseja-se com isto reduzir ou minimizar o tempo de desenvolvimento de sistemas de embreagem em veículos protótipos, que estão ficando cada vez mais curtos. Hoje, para se iniciar a calibração do sistema de embreagem, espera-se um longo tempo pela disponibilização do veículo protótipo, e também até que a calibração do motor no veículo esteja em um nível mais avançado.

No sentido de reduzir o tempo e facilitar essa calibração, será apresentado um modelo dinâmico do *powertrain*, que após ter sido ajustado a um trem de força existente, permite estimar o comportamento desse trem de força quando submetido a diferentes amortecedores torsionais.

1.3 Descrição do Trabalho

Este trabalho está dividido em capítulos que são descritos abaixo:

- Capítulo 1:

Traz um resumo sobre vibrações torsionais e aumento de torque dos motores e do fenômeno *rattle noise*. Indica a motivação que é da LuK possuir um *software* que atualmente é uma “caixa preta” e estarmos sempre dependente da matriz (que fica na Alemanha). Indicar os objetivos que são: criação de um modelo matemático que consiga simular o comportamento torsional do veículo, quantificar as irregularidades dos motores flex e diesel e verificar a isolamento de um veículo quando se utiliza o Disco de Embreagem Convencional e o Volante de Dupla Massa.

- Capítulo 2:

Trata-se da revisão bibliográfica realizada para os seguintes tópicos: Vibrações torsionais e seus efeitos na transmissão para motores de ciclo Otto e motor Diesel e do fenômeno *rattle noise*.

- Capítulo 3:

Estudo da teoria dos seguintes componentes do *powertrain*: motor, transmissão, tipos de vibrações torsionais, conceitos básicos sobre embreagem, Volante de Dupla Massa e também os tipos de medições veiculares analisadas.

- Capítulo 4:

Neste capítulo estudam-se os procedimentos experimentais utilizados neste trabalho. Descrevemos toda a instrumentação utilizada para aquisição dos dados no veículo. Foram apresentados os dados do motor analisado assim como de seus componentes. Iremos mostrar os modelos matemáticos utilizados tanto para 5 como para 6 graus de liberdade.

- Capítulo 5:

Neste capítulo mostram-se os resultados obtidos neste trabalho como: frequências naturais e modos de vibrações, os resultados das flutuações dos motores medidos na LuK, resultados da integração numérica.

- Capítulo 6:

Neste capítulo iremos mostrar as conclusões obtidas através da análise de todos os resultados obtidos no capítulo anterior.

- Capítulo 7:

Neste capítulo estão indicadas todas as referências bibliográficas estudadas e analisadas durante este trabalho.

2. Revisão Bibliográfica

As vibrações torcionais existem nos motores de combustão interna devido à aplicação de excitações periódicas que atuam nos componentes responsáveis pela geração de torque, tais como: árvore de manivelas, bielas, pistões, etc. A componente tangencial da força atuante no cilindro exerce uma ação de torção periódica, promovendo as vibrações torcionais. Esse fenômeno pode, em alguns casos, gerar deslocamentos angulares de grandes amplitudes, ocasionando falhas estruturais na árvore de manivelas e em outros componentes do motor.

Basicamente, o estudo inicia-se pela obtenção de um modelo discretizado da árvore de manivelas, contendo elementos de inércia, rigidez e amortecimento, que represente o sistema real da melhor forma possível. Em seguida, deve-se calcular o torque de excitação levando-se em conta as forças dos gases gerados pela combustão no interior do cilindro e as forças de inércia. Por se tratar de excitações periódicas, a análise da resposta dinâmica deverá ser feita expandindo-se esse torque em série de Fourier e os deslocamentos serão calculados para cada ordem de vibração.

As amplitudes obtidas podem ser comparadas às obtidas experimentalmente e, dessa forma, pode-se avaliar estruturalmente o virabrequim, prever e reduzir níveis de ruído, analisar juntas de fixação de volantes, polias, etc. Johnston e Shusto (1997), desenvolveram e aplicaram uma técnica para analisar o comportamento das vibrações torcionais em motores Diesel, nos regimes permanente e transitório de operação, através do método de superposição modal. Os resultados obtidos dessas análises são comparados aos obtidos experimentalmente.

Alguns sistemas podem apresentar vibrações excessivas em rotações específicas. Hestermann e Stone (1988) apontaram que as causas dos inesperados deslocamentos de grandes amplitudes em múltiplos da rotação do motor, são as inércias variáveis do sistema biela-manivela.

No passado, o efeito ocasionado pelas características variáveis das inércias dos motores de combustão interna não eram computados por serem considerados desprezíveis nos cálculos das vibrações torcionais. Recentemente, verificou-se que os efeitos secundários das inércias poderiam levar a inúmeras falhas em motores de grande porte. Paricha (2001) examinou em detalhes esses efeitos, incluiu em seu trabalho os estudos de Draminsky (1988) e, ao final, concluiu que em certas circunstâncias de operação, as interações das forças de combustão com os efeitos de ressonância podem ser extremamente danosas aos virabrequins.

O efeito dos momentos de inércia não constantes nas vibrações torcionais de árvores de manivelas também foram estudados por Brusa et al (1997). A introdução de funções que levam em conta a variação da inércia do sistema em função do ângulo do virabrequim deve ser considerada principalmente quando as massas das bielas e pistões forem significativamente grandes, quando comparadas aos demais componentes do motor.

Do estudo do comportamento vibratório das árvores de manivelas feito na referência concluiu-se que apesar da existência das vibrações axiais e flexionais, além das torcionais, estas últimas são as que correspondem aos modos mais críticos de vibração para os componentes dos motores de combustão interna. Neste trabalho foi considerado apenas o efeito das vibrações torsionais, desprezando-se os deslocamentos axiais.

Song et al (1991) analisaram a influência do acoplamento entre as vibrações torcionais e as axiais nas árvores de manivelas. Este acoplamento gera vibrações de grandes amplitudes quando as frequências naturais axiais e torcionais são iguais, ou quando a frequência natural do modo axial é o dobro da torsional.

Lacy (1987) reportou a análise torsional de um motor de quatro cilindros, ciclo Otto à gasolina. Neste modelo os nós do virabrequim representam os munhões, os quais são conectados aos mancais principais levando-se em conta as propriedades elásticas do filme de óleo. Estas propriedades influenciam na rigidez radial e rotacional, bem como o amortecimento do filme de óleo. Boysal e Rahnejat (1997) utilizaram o equacionamento proposto por Lacy (1987) e incluíram num modelo de multi-corpos a influência da dinâmica dos corpos rígidos de todas as inércias envolvidas para avaliar o ruído gerado pelas vibrações do motor.

A estimativa dos coeficientes de amortecimento torsional nos motores de combustão interna foi inicialmente estudada por pesquisadores Ker Wilson (1963) e Den Hartog (1985), entre outros. Estes coeficientes eram obtidos através de observações empíricas em motores específicos para este fim e os valores obtidos, eram na maioria das vezes, imprecisos, gerando grandes variações na resposta dinâmica dos sistemas analisados.

Modelos teóricos e híbridos para estimativa dos coeficientes de amortecimento foram propostos por Iwamoto e Wakabayashi (1985), os quais levam a relações analíticas entre o amortecimento e outros parâmetros mensuráveis dos motores.

Wang e Lim (2000) chegaram a estimativas precisas do coeficiente de amortecimento absoluto de um motor monocilíndrico acionado por um motor elétrico. Foram levados em conta os dois primeiros modos de vibrar do sistema e os coeficientes de amortecimento para esses modos foram obtidos em função do ângulo do virabrequim.

Honda e Saito (1987) estudaram as vibrações torcionais em um motor Diesel de seis cilindros com um amortecedor de borracha para redução dos efeitos vibratórios. O método de análise utilizado foi pela matriz de transição de estado onde foi observado que a influência da rigidez dinâmica do elastômero é mais significativa para as características vibratórias do sistema, do que o amortecimento do motor e do absorvedor em si. Esta característica é determinada principalmente pela geometria da borracha e as características da composição química do componente.

As vibrações torcionais são geralmente calculadas considerando-se um comportamento uniforme do motor, com pressões de combustão idênticas entre os cilindros. Esta condição é verdadeira apenas no início de operação do motor, ou sob condições ideais de manutenção do mesmo. Na prática, estas condições dificilmente ocorrem e variações consideráveis no espectro das forças de excitação podem existir, influenciando de forma substancial as vibrações torcionais. Maragonis (1992) realizou uma pesquisa na qual essas diferenças nos esforços entre os cilindros foram levadas em consideração. Resultados teóricos e experimentais são apresentados ao final do estudo mostrando que realmente existem situações em que as amplitudes das vibrações podem divergir bastante das esperadas.

O estudo do ruído de *rattle* nos sistemas de transmissão dos veículos torna-se muito importante devido as crescentes pressões para reduções de desconfortos devido a vibrações e ruídos perceptíveis ao usuário do veículo. Estes ruídos de chocalho ou *rattle* são gerados por vibrações torsionais do motor. Estas vibrações estão presentes nas maiorias das transmissões que são também a principal fonte deste tipo de ruído. São os dentes das engrenagens que são responsáveis pela geração do rattle onde o ruído é produzido pelos impactos entres os dentes através das folgas..

3. Fundamentação Teórica

3.1 O motor de combustão interna

A cada ignição da mistura de combustível em um cilindro é gerada uma aceleração angular do virabrequim pela pressão dos gases. Esta aceleração é seguida por uma desaceleração causada pela compressão no próximo cilindro. Assim são originadas variações na rotação do motor.

A Figura 4b (LuK 1987) mostra uma curva típica das variações de rotação de um motor de 4 cilindros com duas ignições por rotação. Por isso fala-se de uma excitação de segunda ordem (principal). Da integração das variações de rotação obtêm-se o avanço e atraso do ângulo de rotação (figura 4a). Através da derivação da rotação, obtêm-se a curva de aceleração angular \dot{W} (figura 4c).

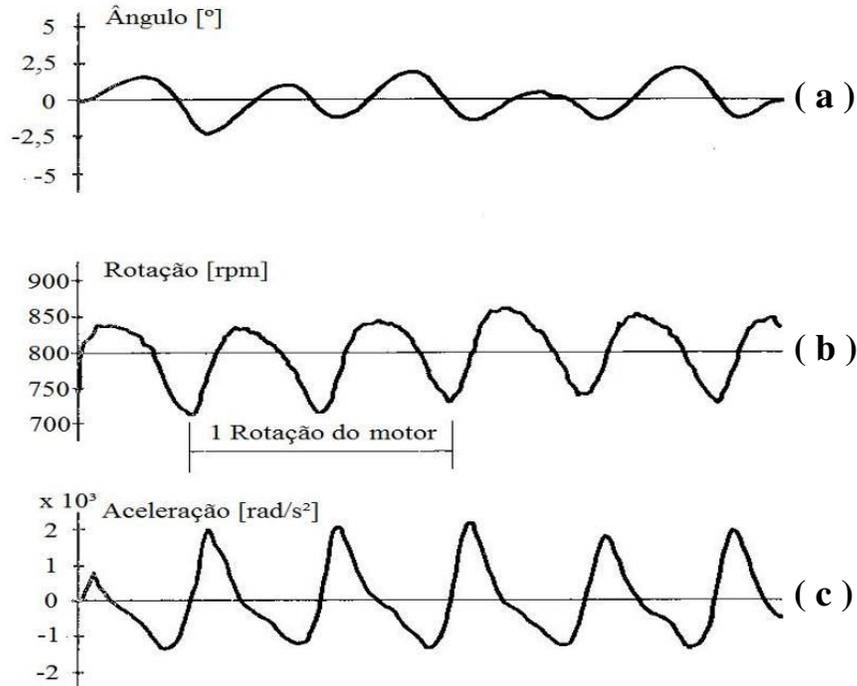


Figura 4: Curvas Esquemáticas de Flutuações de um Virabrequim para um motor de 4 cilindros.

LuK (1997)

Na Figura 5 (LuK 1997), veem-se para diferentes motores, as amplitudes de aceleração angular para a condição de marcha-lenta e para a condição de tração a plena carga.

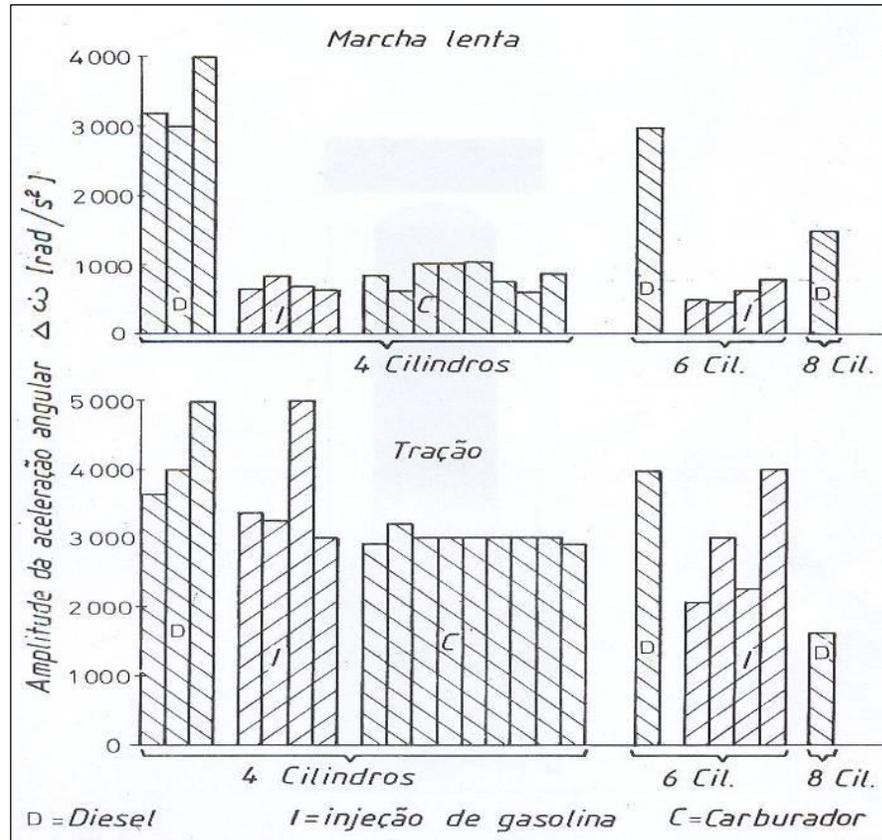


Figura 5: Excitação das vibrações de torção de diferentes motores. LuK (1997).

A figura acima demonstra, para início da década de 80, que para a condição de marcha-lenta os motores diesel apresentam as piores amplitudes de acelerações, ou seja, são mais irregulares, quando comparados aos motores gasolina. Para condição de tração as amplitudes das acelerações são semelhantes para os motores diesel e gasolina, porém para os dias atuais para esta condição os motores diesel estão bem mais irregulares principalmente pela entrada da calibração eletrônica.

3.2 Efeito das Vibrações de torção no Câmbio

As vibrações de torção geradas pelo motor são transmitidas ao câmbio e podem causar ruídos ocasionados pelas folgas sempre presentes entre os dentes das engrenagens através de batidas entre os mesmos.

A amplitude máxima permitida das vibrações de torção para evitar ruídos desagradáveis para a audição depende de muitos fatores (LuK 1987):

- Ruídos adicionais;
- Transmissão dos ruídos através dos corpos;
- Amortecimento no câmbio;
- Folga entre os dentes das engrenagens do câmbio.

A Figura 6 (LuK 1987) mostra a relação entre a avaliação subjetiva do ruído e a variação da rotação na entrada da transmissão em um mesmo veículo que é fornecido opcionalmente com um motor diesel ou a gasolina, de 4 cilindros. Para a avaliação subjetiva do ruído, utiliza-se uma escala que começa com nota 0 (muito ruidoso) e termina com a nota 10 (inaudível).

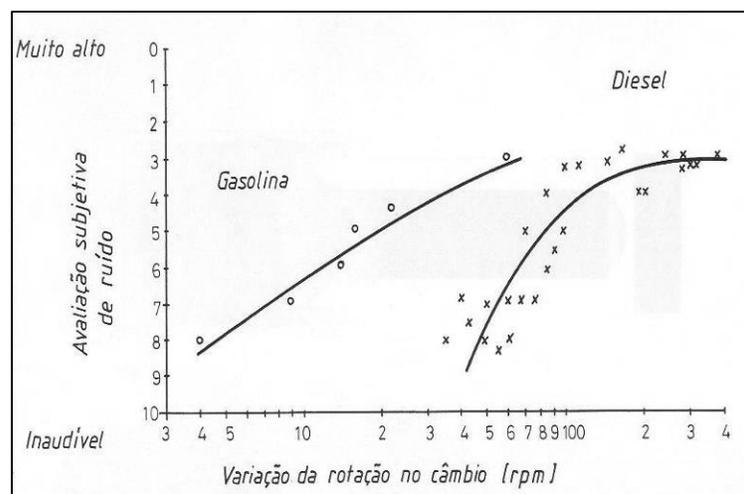


Figura 6: Influência da variação da rotação sobre a avaliação do nível de ruído. LuK (1997).

Para o motor diesel, observa-se uma avaliação de ruído aceitável com uma nota melhor que 5 em variações de rotação abaixo de 70rpm, enquanto que, para o motor a gasolina, esta mesma variação deve ser diminuída para 20rpm.

3.3 Fenômenos de vibração torsional no trem de potência

As não-linearidades do *drivetrain*, presentes em quase todos os seus componentes, se devem às folgas entre elementos, ao atrito de Coulomb e às curvas de rigidez e amortecimento estratificadas. Tais características acabam afetando não somente o comportamento de vibração do componente, mas também o do sistema como um todo. O objetivo desta seção é descrever alguns dos problemas de vibrações torsionais característicos do trem de potência.

3.3.1 *Surge* ou *Surging*

O fenômeno do *surge* ocorre devido a mudanças bruscas no torque fornecido pelo motor, durante acelerações repentinas em condições de baixa velocidade do veículo. Trata-se de um modo que ocorre em frequências baixas (2 à 5 Hz), em que o motor vibra em oposição de fase ao restante do *drivetrain* e a transmissão apresenta pequenas amplitudes de vibração, conforme ilustra a figura 7 (LuK 1987), que traz a representação do modo de vibrar do *surge* e do *rattle*. Os passageiros sentem o *surging* como uma espécie de solavanco do veículo (*tip-in /back-out reactions*), causador de um grande nível de incômodo.

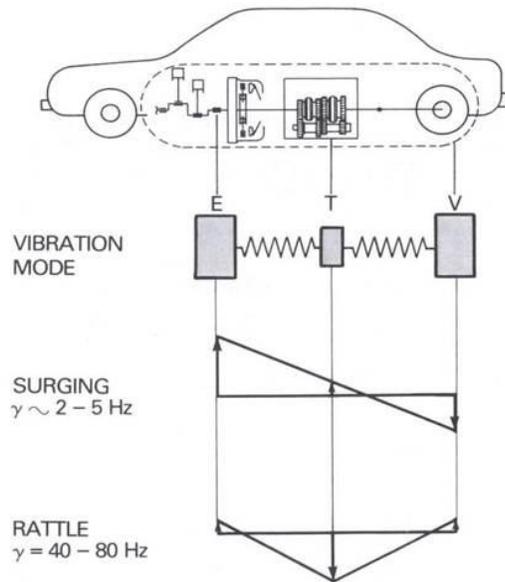


Figura 7: Representação do modo de vibrar do *surging* e do *rattle*. LuK (1987).

3.3.2 Judder

O *Judder* é um dos problemas mais sérios relativos à qualidade da embreagem, sendo caracterizado por uma vibração auto-excitada. O condutor do veículo sente uma vibração no sentido longitudinal do veículo (“solavanco”), que impossibilita uma saída suave com o veículo, prejudicando o seu conforto e dirigibilidade. Além disso, o *judder* pode causar falhas no trem de potência, comprometendo a segurança e desempenho do veículo.

Tal fenômeno deve-se à variação do coeficiente de atrito do material de fricção da embreagem com a velocidade relativa de deslizamento entre os corpos sujeitos ao atrito. Neste caso, o coeficiente de atrito do material de fricção aumenta conforme a velocidade relativa de deslizamento entre o volante de inércia e o disco de fricção diminui. Tal característica gera um fenômeno conhecido na literatura como *stick-slip* (alternância entre aderência e escorregamento).

O fenômeno *stick-slip*, e conseqüentemente o *judder*, somente ocorrem durante um processo de desaceleração da velocidade no contato volante de inércia – embreagem e não em velocidade constante, ou seja, somente em situações típicas de mudança de marcha.

3.3.3 Rattle

O fenômeno de vibro-impacto na transmissão conhecido por *rattle* é tido como a maior fonte de ruído e vibração em veículos com transmissão manual, sendo caracterizado por choques entre os dentes dos pares engrenados.

O fenômeno é causado pela união de dois fatores: flutuações de torque do motor e folgas da transmissão, presentes no contato entre os dentes de engrenagem e nos acoplamentos entre os conjuntos sincronizadores e o eixo secundário da transmissão, feitos por estrias. Em um par engrenado, quando o torque de inércia do elemento movido (função da aceleração angular) excede seu torque de carga, há uma separação entre os dentes e o impacto ocorre.

As oscilações de torque causam impactos repetidos, denominados vibro-impactos, que podem levar a ruído excessivo, a grandes cargas dinâmicas no dente de engrenagem e a carregamentos nos rolamentos da transmissão, fazendo a carcaça da transmissão vibrar.

As folgas entre os pares de engrenagem da transmissão são necessárias por desempenharem papéis importantes na lubrificação e prevenção de problemas como interferência entre os pares engrenados.

Há três possibilidades de acoplamento: acoplamento sem impacto (possível tanto em condições de tração como em retração), impacto ocorrendo em uma face apenas e impacto ocorrendo em ambas às faces dos dentes (mais crítico).

O estudo das formas de impacto possíveis é de grande relevância no estudo *rattle*. O trabalho de Singh et AL (1989), por exemplo, apresenta o estudo da condição de impacto como um dos critérios possíveis para a detecção do *rattle*.

O fenômeno de *rattle* pode ocorrer em marcha-lenta, conhecido como *idle rattle*, e em condições de tração, ou *drive rattle*. Em marcha lenta, todos os engrenamentos via engrenagens ou estrias estão essencialmente descarregados, constituindo potenciais fontes de *rattle*. O *rattle* em marcha lenta é citado em vários trabalhos como sendo mais severo que o *rattle* em carga.

O *rattle* em carga pode ser afetado pela ressonância do trem de potência. Neste caso, torna-se possível determinar as faixas de frequência onde ocorre o *rattle* para cada marcha engatada.

Reik (1990) apresenta um gráfico (Figura 8) onde é analisado um motor de 4 cilindros e 4 tempos acionando um veículo cuja transmissão apresenta uma frequência natural que varia entre 45 e 67 Hz conforme a marcha utilizada. Mesmo a 2ª ordem sendo a principal excitação, vemos que as harmônicas de 4ª e 6ª ordens com possibilidade de provocarem ressonâncias. E no caso de termos falhas durante a ignição da mistura, as excitações de ordem 1 e 0,5 poderão aparecer em rotações mais elevadas.

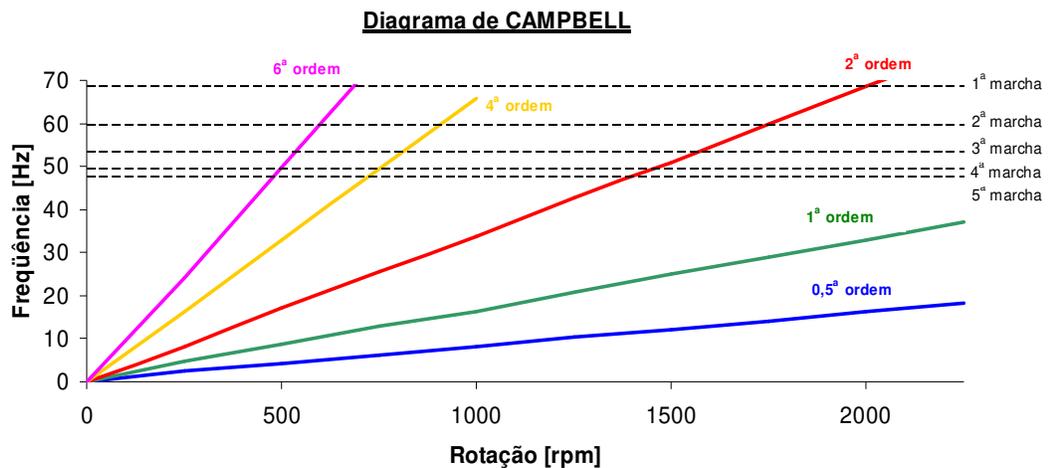


Figura 8: Diagrama de Campbell utilizado no estudo do fenômeno de *rattle* (4 cil). Reik (1990)

Neste trabalho estuda-se o fenômeno do *rattle noise* somente na condição de tração (*drive*), onde as folgas das engrenagens serão desconsideradas, pois a resposta mais importante é a da entrada da transmissão.

3.4 Conceitos Básicos sobre Embreagem

A embreagem está presente na grande maioria dos veículos movidos por motores a combustão interna, sejam eles carros de passeio, pick-ups, caminhões e também tratores e outros veículos agrícolas.

Embora hoje em dia o tema transmissão automática esteja muito em alta, devido ao seu conforto, ela ainda se restringe a veículos maiores devido ao seu alto custo. Em contrapartida, apresentam um aumento no consumo de combustíveis e uma redução no desempenho do mesmo, sendo aplicadas em veículos com motores mais potentes.

Por outro lado, dada a grande demanda atual por redução de emissões e consumo de combustíveis, os atuais desenvolvimentos de embreagens permitem a integração de sistemas híbridos (motores elétricos – combustão), o que garante ainda um longo futuro para as embreagens.

O sistema de embreagem localiza-se entre o motor e a transmissão do veículo. O usuário é responsável pelo bom funcionamento da embreagem e sua interação com a mesma é feita através de dois componentes localizados no interior do veículo: o pedal de embreagem e a alavanca de câmbio, conforme indicado na Figura 9.

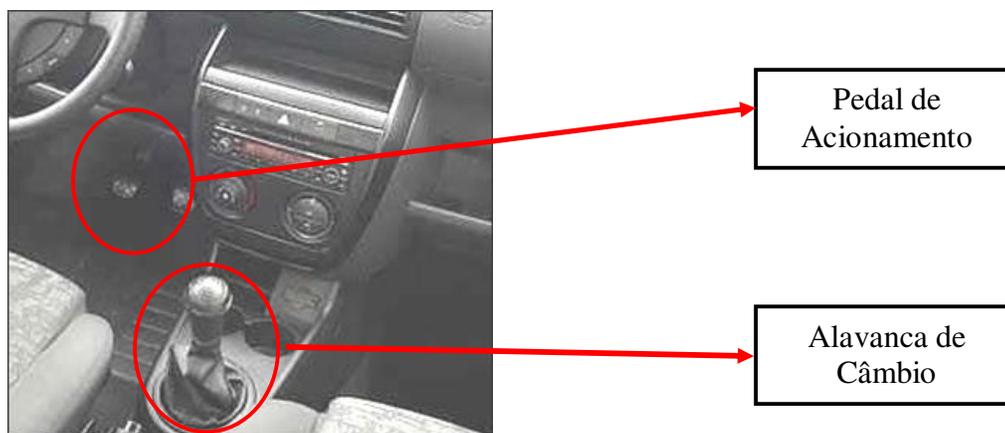


Figura 9: Localização do pedal de acionamento e da alavanca de cambio no interior do veículo.

A Figura 10 esquematiza a posição da embreagem, que está localizada entre o motor e a transmissão. O volante do motor é fixado ao virabrequim, assim como também o conjunto de embreagem é fixo ao volante. A transmissão é composta pela caixa-seca e o rolamento, que é o elemento que aciona o platô de embreagem, liberando o disco para possibilitar a troca de marchas.

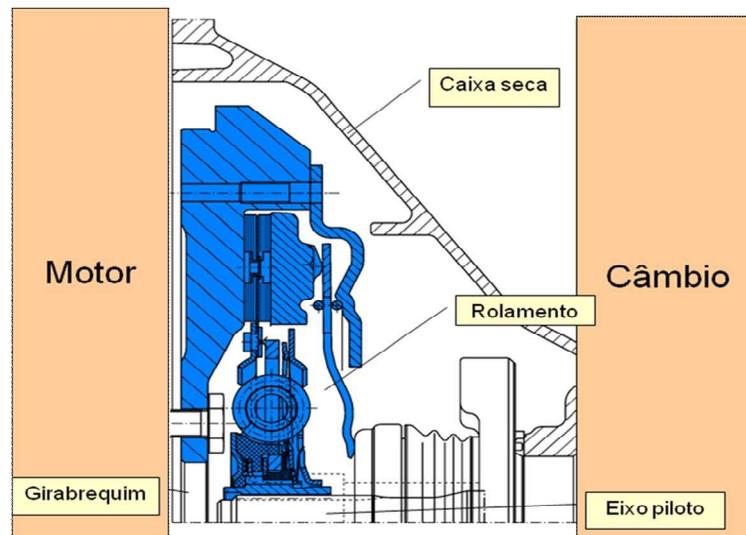


Figura 10: Conjunto de embreagem localizado entre o motor e câmbio.

O conjunto de embreagem tem as seguintes funções no veículo:

- Transmitir o torque máximo do motor;
- Garantir uma troca de marchas rapidamente;
- Permitir um arranque suave e sem vibração;
- Ser resistente ao desgaste;
- Servir de proteção contra sobrecargas;
- Livre de manutenção;
- Eliminar as vibrações do motor.

Um sistema de embreagem é um dispositivo mecânico constituído basicamente de 03 peças, como pode ser visto na Figura 11:

- Volante do motor (rígido ou amortecido);
- Platô de Embreagem;
- Disco de Embreagem.

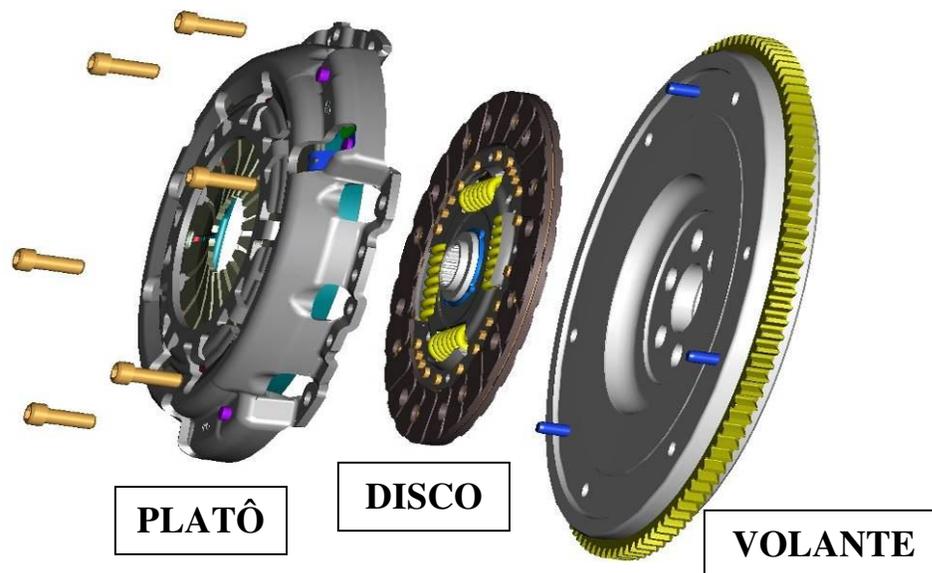


Figura 11: Conjunto de Embreagem com volante rígido.

3.4.1 Platô de Embreagem

Na maioria dos projetos LuK utiliza-se platô de embreagem de mola membrana, os de molas helicoidais já não são mais usados. A resistência as altas rotações dos motores junto com uma construção compacta que permite uma reduzida na altura da tampa (fundamental para economizar espaço), fazem com que o platô de mola membrana seja montado em praticamente todos os modernos veículos produzidos hoje em dia.

Além disso, as características construtivas da mola membrana possibilitam com que se trabalhe com cargas iniciais mais baixas e quase constantes durante toda a vida útil do platô, resultando em menor esforço do motorista.

A Figura 12 mostra uma vista explodida do platô de embreagem com todos os seus componentes construtivos:

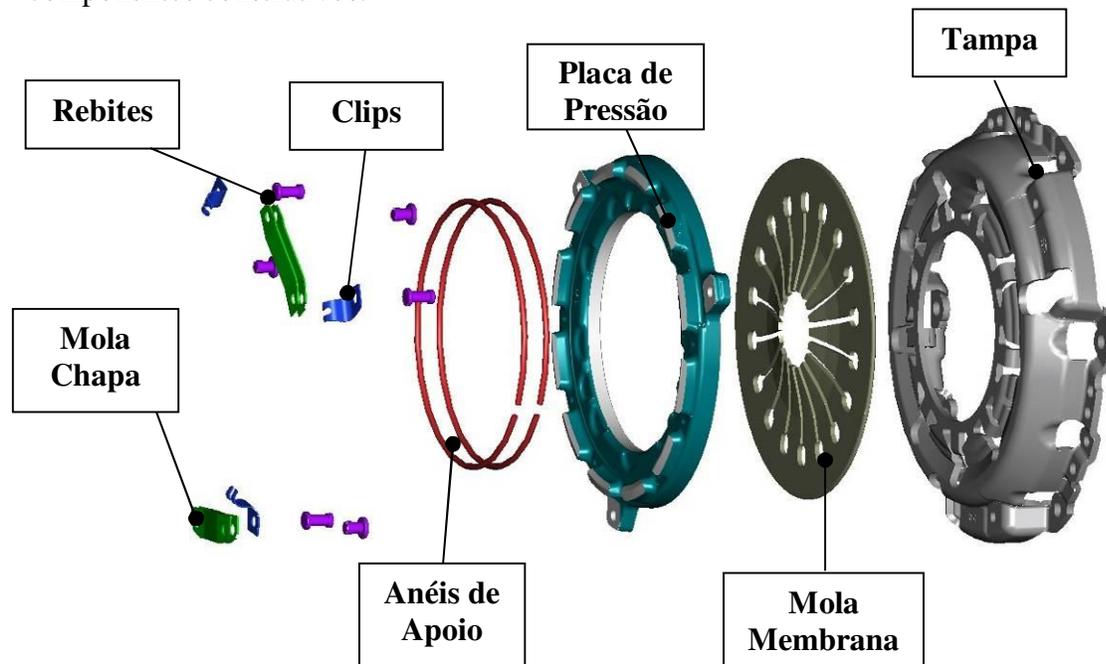


Figura 12: Vista explodida de um Platô de Embreagem.

A Figura 13 mostra tipos de platô de embreagem existentes dentro da gama de produtos LuK.

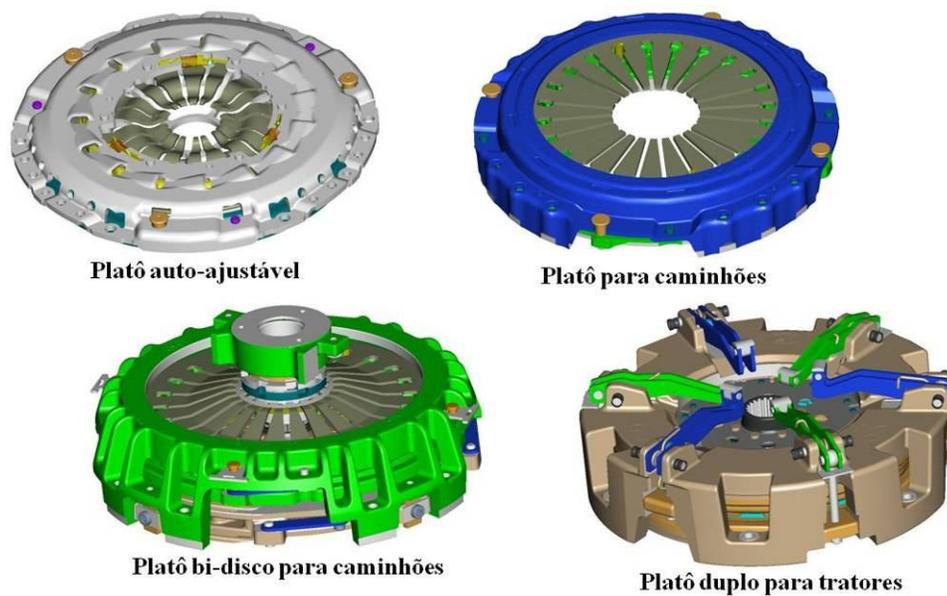


Figura 13: Modelos de Platôs de Embreagem

Os platôs de embreagem indicados na figura 13 possuem as seguintes características:

- Para caminhões: Dentro destas aplicações temos diâmetros de embreagem que variam desde 330 a 430 mm;
- Auto-ajustáveis: Mantém a força de pedal constante mesmo com o desgaste do material de atrito do disco de embreagem;
- Bi-disco para Caminhões: Utilizado para aplicações muito severas onde através de dois discos ocorre a divisão do torque utilizado para cada disco;
- Duplo para Tratores: O disco interno funciona para o filtro da irregularidade do motor e o disco externo funciona para transmissão de torque para os implementos;

3.4.2 Disco de Embreagem

O disco de embreagem é o principal elemento de ligação entre o volante e o platô e na posição acoplado transmite a potência do motor para a transmissão e deste, através dos demais órgãos de transmissão, para as rodas, permitindo a movimentação do veículo.

Há dois tipos de discos de embreagem:

- Rígido;
- Com amortecedor de torção.

Os discos de embreagem indicados na figura 14 possuem as seguintes características:

- Disco com amortecedores e rígido com pastilhas cerâmicas: Aplicações utilizadas em tratores onde o torque solicitado é muito alto, por isso a utilização de pastilhas ceramética ao invés do revestimento orgânico;
- Disco com amortecedores e rígido com revestimento orgânico: Aplicações utilizadas: veículos de passeio, comerciais leves e caminhões. Dentro destas aplicações temos diâmetros de embreagem que variam desde 330 a 430 mm. O disco rígido utiliza-se normalmente em conjunto com o Volante de Dupla Massa;

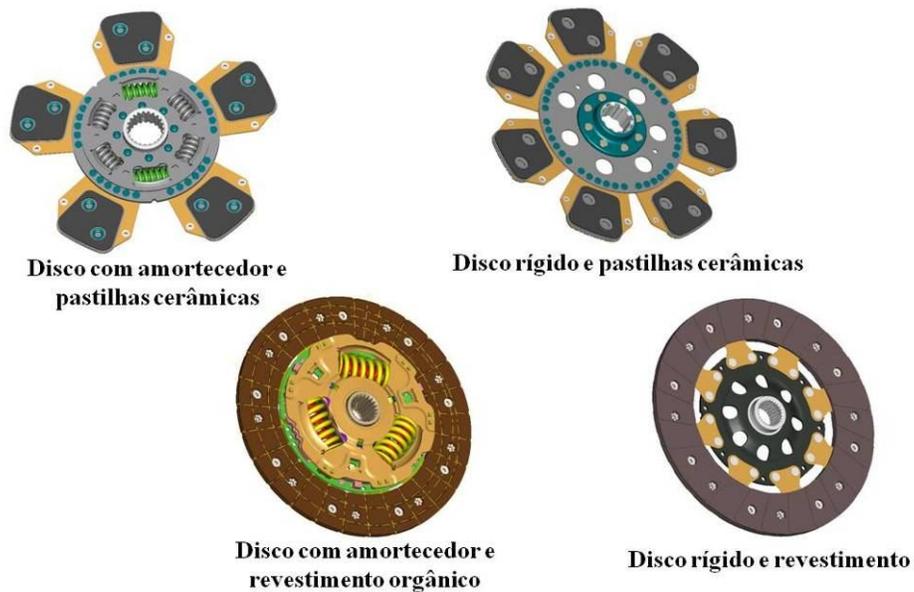


Figura 14: Modelos de Discos de Embreagem

3.4.2.1 Disco Rígido

É constituído de um cubo estriado (que desliza sobre o eixo piloto do câmbio), um disco de arraste, 2 revestimentos (responsáveis pelo atrito entre o volante do motor e a placa de pressão do platô), rebites de fixação.

Atualmente, também é construído com molas segmento entre os revestimentos, os quais, como se verá adiante, serão responsáveis pela suavidade de partida do veículo.

Esta construção de disco é utilizada sempre em conjunto com um Volante de Dupla Massa, onde não há necessidade do disco ter o amortecimento.

Na Figura 15 temos um exemplo de um disco de embreagem rígido.



Figura 15: Disco de embreagem Rígido.

3.4.2.2 Disco com amortecedor de Torção

O chamado “amortecedor” do disco de embreagem é constituído por uma combinação de molas helicoidais e componentes de atrito, a qual conecta o motor à transmissão do veículo. Esta combinação de molas e atritos é que altera as características dos sistemas de transmissão.

Os discos de embreagem têm como função, além de transmitir o torque do motor para a transmissão, filtrar ou até mesmo eliminar por completo as flutuações de rotações oriundas do motor, fazendo uso de amortecedores torsionais com atrito.

O disco de arraste (onde o material de atrito e as molas segmento são montadas) e a flange do amortecedor são conectadas através de rebites que limitam o máximo ângulo torsional do sistema. O cubo é composto por um elemento interno e outro externo, onde o pré-amortecedor é montado.

O disco possui três estágios quando o mesmo está em funcionamento no veículo: **pré amortecedor** quando o veículo está em marcha-lenta; **tração** condição em que o veículo está acelerando; **retração** que é utilizado durante a desaceleração do veículo. Ambos os trechos de rigidez tem sua liberdade limitada pelos rebites.

Os sistemas de atrito consistem de molas prato e anéis de atrito (conhecidos como buchas de atrito) que acionados de forma de atuação diferenciada propiciam diferentes valores de torque tanto em tração como em retração.

A torção máxima do disco está limitada pelas dimensões físicas das molas e pelo máximo esforço mecânico no flange. Ela é controlada pelos rebites e normalmente é calibrada para que o disco suporte entre 20 e 30% acima do torque máximo do motor.

Ao contrário do que se pensa o amortecedor de torção não tem influência na suavidade de saída dos veículos.

A Figura 16 mostra um disco de embreagem e seus componentes.

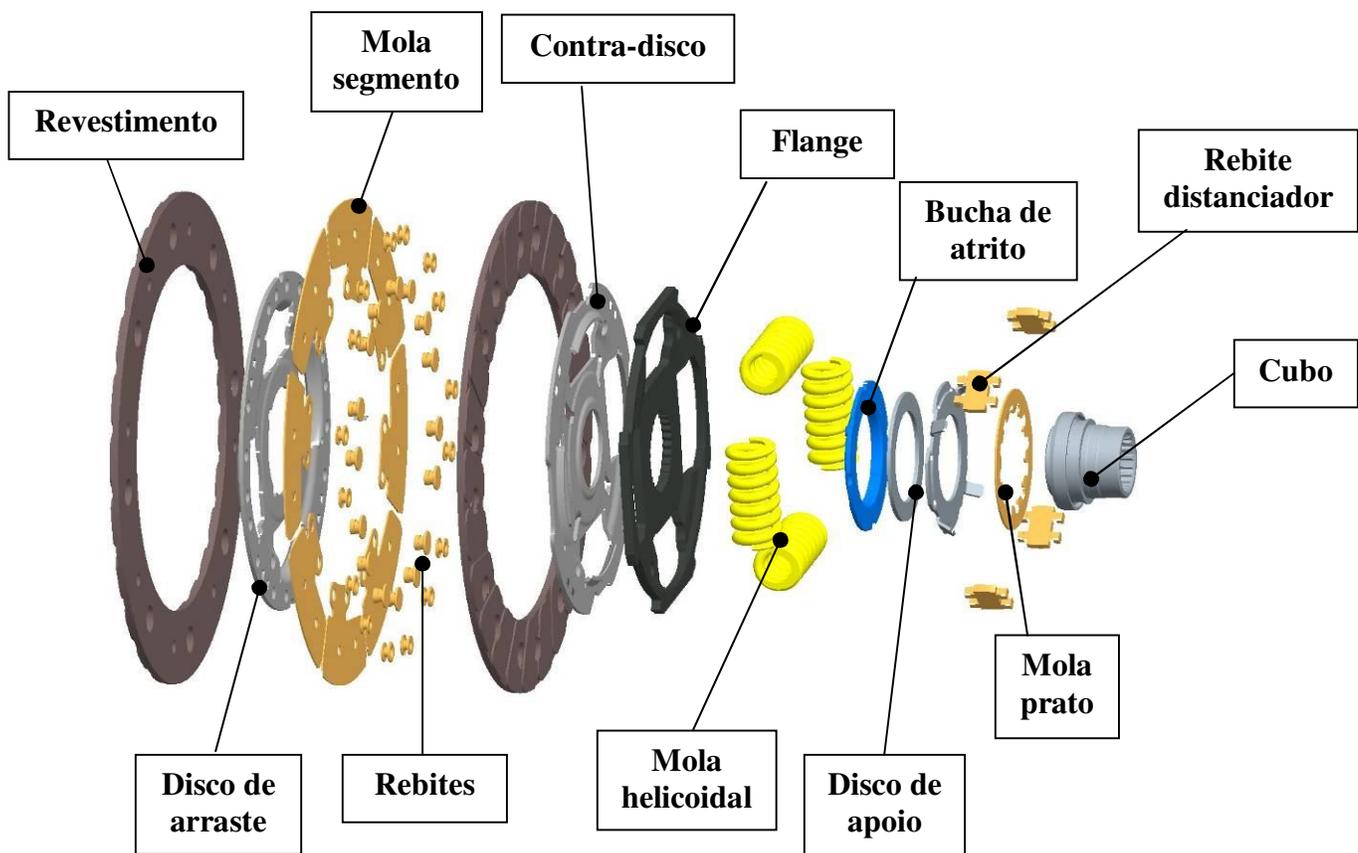


Figura 16: Vista explodida de um Disco de embreagem com amortecedor de torção

A Figura 17 mostra o amortecedor torsional em funcionamento, onde o cubo do disco foi acionado causando uma torção no flange, que por sua vez aciona as molas helicoidais até o batente fixo do disco, que são os rebites.

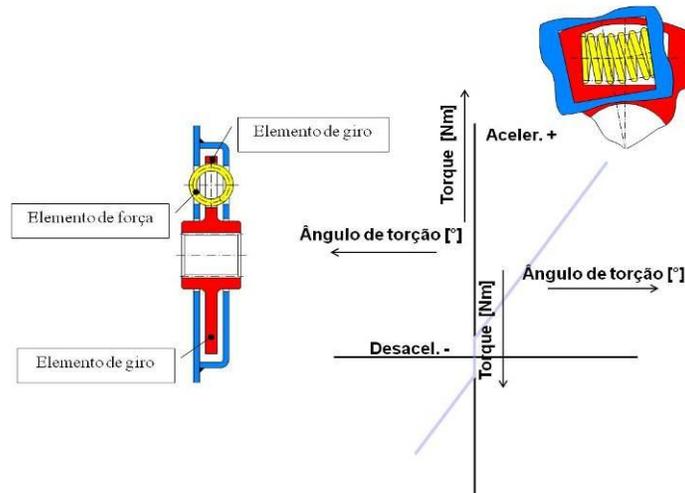


Figura 17: Funcionamento do amortecedor de torção

3.4.2.3 Amortecedor Axial

Este tipo de amortecimento é efetuado pelas molas segmento, montadas entre os revestimentos. É o sistema responsável pela partida suave do veículo, sem ocorrência de trepidações.

As molas segmento permitem que, durante o acoplamento entre o motor e câmbio, haja um pequeno deslizamento, de forma a permitir que a igualdade entre a rotação do motor e a do eixo piloto do câmbio seja atingida suavemente.

A Figura 18 apresenta como é uma mola segmento que é responsável pelo amortecimento axial do disco de embreagem.



Figura 18: Mola segmento responsável pelo amortecedor axial

A Figura 19 apresenta dois tipos de amortecedores axiais mais usados na LuK: o de mola segmento simples (mais utilizada) e o disco com mola segmento dupla onde o mola segmento simples não conseguiu diminuir os efeitos do *judder* no veículo.



Mola segmento simples



Mola segmento dupla

Figura 19: Tipos de amortecedores axiais

3.4.3 Volante de Dupla Massa (VDM)

3.4.3.1 Introdução

É quase sempre possível através de um disco de embreagem com amortecedor bem ajustado, eliminar o ruído de câmbio. Através de uma curva torsional pouco inclinada, ou seja, menor rigidez do disco é possível manter a rotação de ressonância abaixo da rotação de marcha-lenta do motor do veículo.

A situação é diferente para grandes excitações no powertrain do veículo (como por exemplo, a excitação do motor diesel) em que, em muitos casos, o amortecedor convencional do disco não é suficiente para amortecer as vibrações ou para diminuir a rotação de ressonância abaixo da rotação de operação. Isto é efeito da massa secundária, maior histerese e maior rigidez do amortecedor interno do volante.

A figura 20 mostra uma vista explodida do Volante de Dupla Massa.

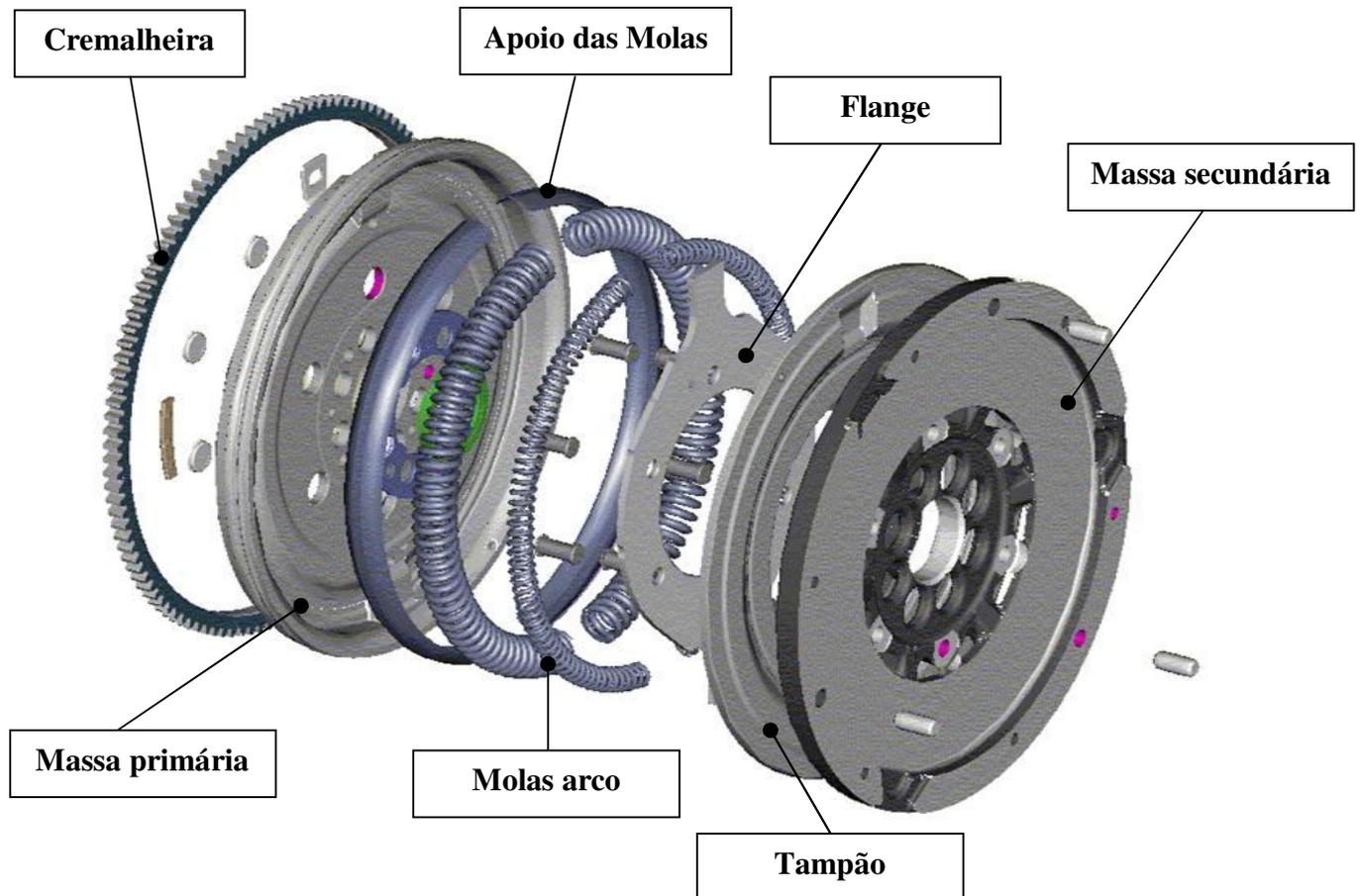


Figura 20: Volante de Dupla Massa

Teoricamente, uma rigidez do amortecedor de torção menor que $1\text{Nm}/^\circ$ deslocaria a rotação de ressonância para fora da região da rotação de operação. Na prática, porém isto não é realizável, porque o espaço na embreagem não é suficiente para a dimensão necessária do amortecedor. Além disso, o elevado momento de inércia deste disco dificultaria a sincronização do câmbio.

Assim, deve-se procurar outra maneira de diminuir a rotação de ressonância do câmbio para a região abaixo da rotação de operação do veículo.

3.4.3.2 Deslocamento da ressonância pela massa adicional ao câmbio

A figura 21 mostra um modelo simplificado das vibrações, que consiste de:

- J1 Momento de inércia do motor com volante e platô de embreagem
- J2 Momento de inércia das partes do câmbio que giram
- J3 Momento de inércia do veículo
- C1 Rigidez do amortecedor de torção
- C2 Rigidez das outras partes do sistema de transmissão

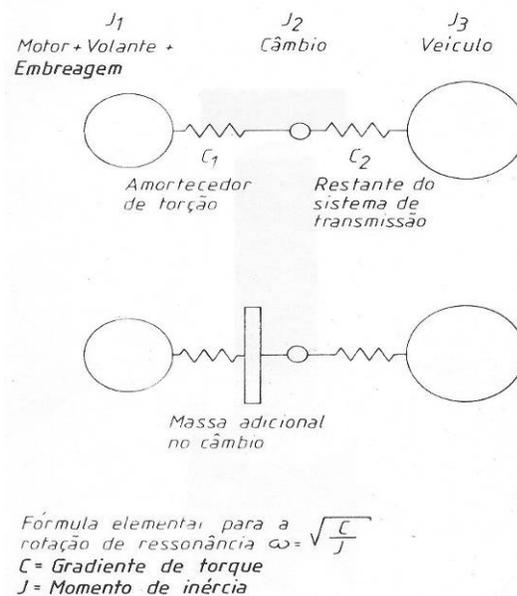


Figura 21: Alterações do momento de Inércia do Câmbio

O tamanho dos círculos corresponde aos momentos de inércia, assim percebe-se imediatamente o momento de inércia extremamente pequeno no câmbio. Se for possível aumentar suficientemente o momento de inércia funcional J_2 do câmbio através de uma massa adicional, parte da excitação oriunda do motor seria resolvida. Isto somente seria possível caso não houvesse a necessidade de se sincronizar essa inércia, durante a troca de marchas.

Na figura 22, os efeitos de um aumento de inércia J_2 , do câmbio, são mostrados para um caso prático. São apresentadas as variações de rotação do motor (linha cheia) e da entrada do câmbio (linha tracejada) em função da rotação.

Observa-se que um momento de inércia J_2 de aproximadamente $0,3\text{Kg}\text{m}^2$ abaixa a ressonância até uma rotação de 500rpm, por outro lado, a amplitude da ressonância aumenta significativamente. Geralmente, isto não perturba o motorista, visto que a ressonância se situa abaixo da rotação de operação do veículo, ou seja, ao dar a partida no veículo e ir para a rotação de marcha-lenta o usuário já passou pela região de ressonância e não percebe.

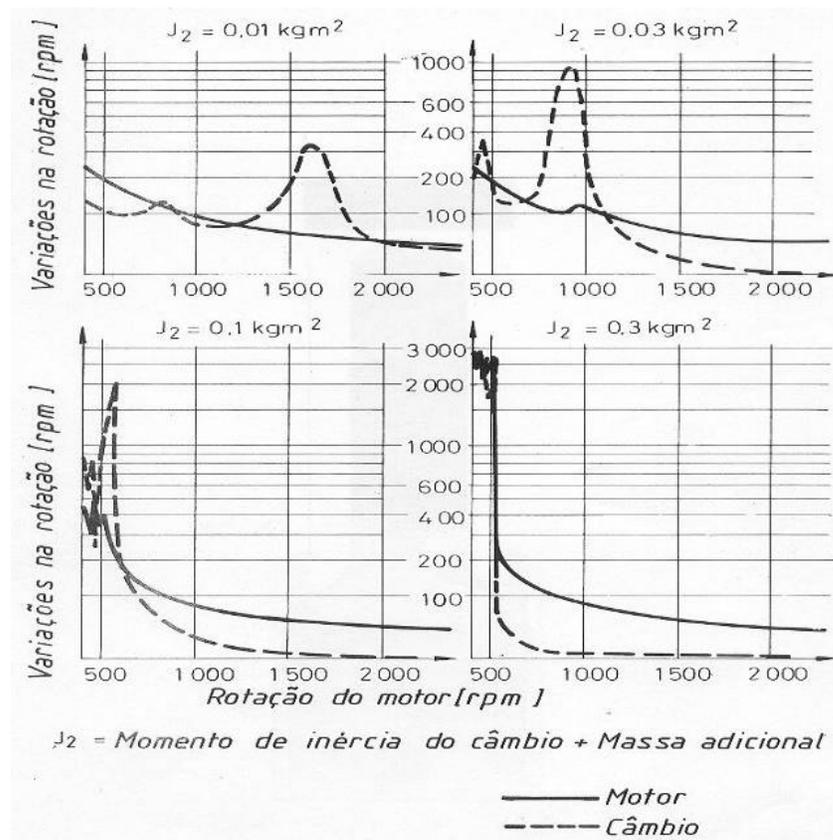


Figura 22: Influência do momento de inércia do câmbio na rotação de Ressonância

Na tabela acima podemos observar que para uma inércia de $0,01\text{Kg}\text{m}^2$ a posição do pico da ressonância está em torno de 1600 rpm e quando aumentamos esta inércia em 10 vezes este pico de ressonância cai para em torno de 550 rpm, porém a variação na rotação aumenta muito (era de 300 rpm e passou para 2000 rpm). De modo similar acontece para a inércia de $0,03\text{Kg}\text{m}^2$ quando aumentado em 10 vezes.

3.4.3.3 Constituição esquemática de um VDM

Na Figura 23 é feita uma comparação entre a construção convencional de uma embreagem com massa adicional e da construção chamada de volante de dupla massa.

O volante de dupla massa é dividido em duas partes: no volante primário do virabrequim, monta-se um volante secundário sobre um rolamento de esferas. O último é desacoplado do primeiro através de um amortecedor de vibrações.

O platô de embreagem é montado normalmente sobre o volante secundário. Como o amortecedor se situa entre os volantes, a transmissão de torque a partir do volante secundário é feita através de um disco de embreagem rígido.

O objetivo de se colocar uma massa adicional no eixo de entrada do câmbio sem piorar a sincronização é atingido de forma ideal pelo volante bipartido. A sincronização até é melhorada, uma vez que o momento de inércia do disco de embreagem é menor, porque o amortecedor de torção foi transferido para o volante bipartido.

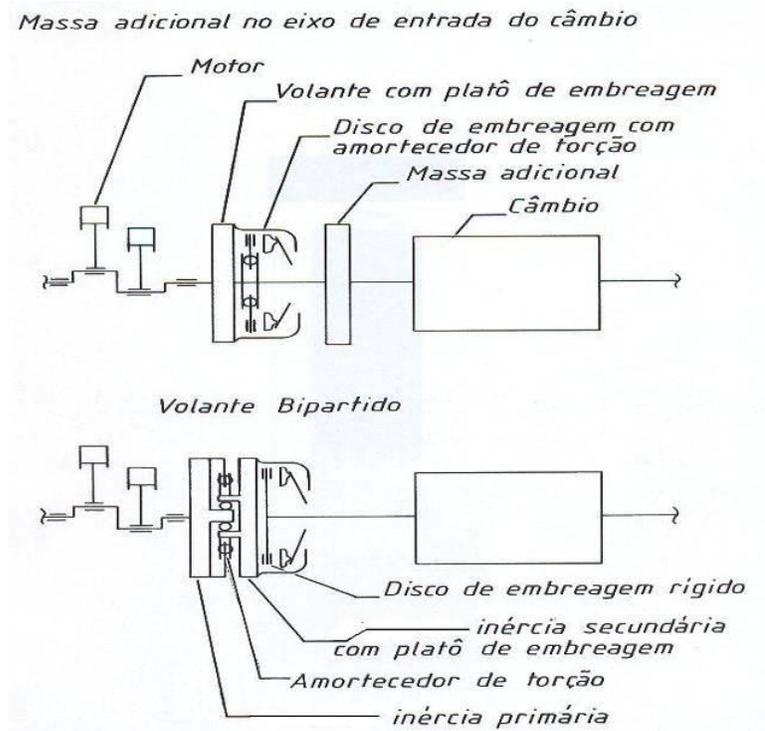


Figura 23: Comparativo entre construções: Disco de Embreagem Convencional x VDM.

3.4.3.4 Isolação da irregularidade por um VDM

Na Figura 24 [22] pode-se verificar um comparativo da isolação da irregularidade de um motor genérico, quando não utilizamos o VDM e quando fazemos uso de sua utilização.

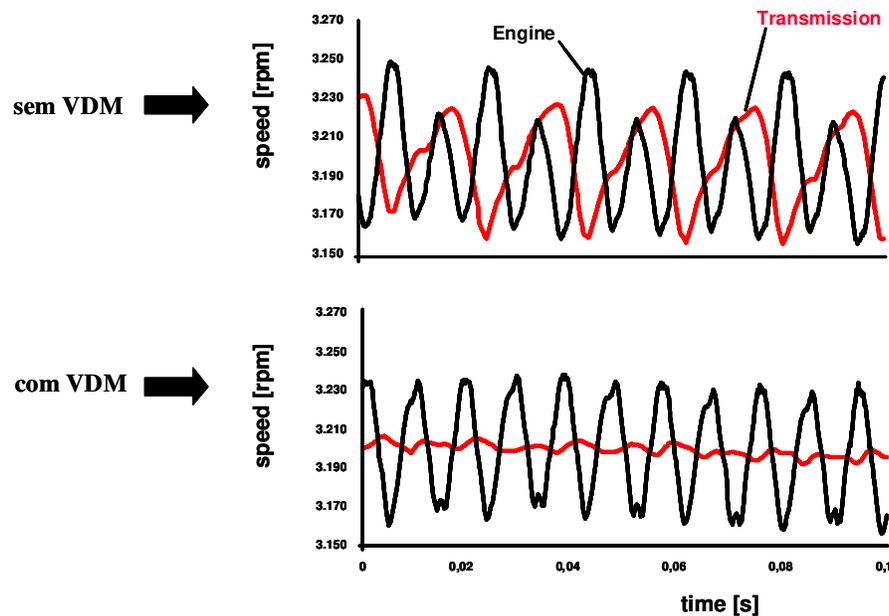


Figura 24: Comparativo da isolação da irregularidade: sem VDM e com VDM. Reik [22]

3.4.3.5 Funções do VDM

O volante de dupla massa tem as seguintes funções no veículo:

- Absorção das vibrações da cadeia de transmissão;
- Isola os ruídos da cadeia de transmissão;
- Redução do consumo de combustível devido ao uso em baixas rotações;
- Aumento no conforto de engate;
- Redução no desgaste dos sincronizados;
- Proteção de sobrecarga do sistema de transmissão.

3.5 Medições veiculares

As medições veiculares realizadas servem para avaliar, de forma objetiva e subjetiva, o *tuning* do veículo, requisito que é muito importante nas montadoras de veículo. *Tuning* significa tentar conseguir uma melhor proposta do amortecedor torsional que filtre todas as irregularidades vindas do motor e não cause ruído de transmissão, ou seja, o *rattle noise*.

A seguir apresentam-se alguns exemplos das medições que são realizadas no veículo para verificar este requisito.

1) Tração e Freio (*drive and coast*)

Procedimento: Com a marcha a ser medida engatada e a rotação do motor estabilizada em marcha lenta, pisar no acelerador até o fim de curso (WOT – *Wide Open Total*) e ao mesmo tempo acionar o freio lentamente. Quando o veículo atingir essa rotação muito baixa, tirar o pé do freio e manter o pé no acelerador acionado até o final. Deixar que o veículo acelere até atingir a rotação máxima permitida do motor. Quando o veículo atingir essa rotação, tirar o pé do acelerador e esperar que a rotação do motor vá caindo até se estabilizar na marcha lenta.

Objetivo: Neste ensaio verifica-se tanto na aceleração (tração) quanto na desaceleração (freio) a ocorrência de *Rattle Noise* (ruído de transmissão). Em casos muito evidentes, pode-se observar a ocorrência de ressonância em uma determinada faixa de rotação.

2) Medição de Tip-in e Back-out

Procedimento: Essa medição normalmente é feita em 2ª, 3ª e 4ª marcha. Com o veículo em movimento na marcha a ser medida, iniciar a medição quando o veículo estiver em desaceleração e com a rotação do motor a ± 2.000 rpm. Deixar que a rotação caia para 1.500 rpm. Voltar a acelerar o veículo até 2.500 rpm, desacelerar o veículo para 2.000 rpm. Voltar a pisar no acelerador até o fim de curso.

Objetivo: Neste ensaio pode-se avaliar o *Shuffle* (1º modo de ressonância da frequência natural do *Driveline* – 2 a 5 Hz) e o *Clank* (ruído provocado pelo *Back-Lash* do *Driveline*).

3) Medição de marcha desengatada

Procedimento: Engatar o veículo na marcha a ser medida. Começar a medição com o veículo a $\pm 75\%$ da rotação máxima especificada pelo fabricante. Tirar o pé do acelerador e deixar que a rotação diminua para 50% da rotação máxima. Quando atingir essa rotação, pisar totalmente no pedal de embreagem sem desengatar a marcha selecionada deixando o motor em marcha lenta e esperar até que a rotação da transmissão se iguale a rotação do motor (marcha lenta).

Objetivo: Esse ensaio visa obter o ângulo formado entre o sinal da transmissão e o eixo das abscissas, ou seja, as acelerações angulares do motor e da transmissão provocadas pelo torque de arraste do motor e resistência a rolagem do veículo.

4) Medição de marcha lenta

Procedimento: Deixar o veículo se estabilizar na rotação de marcha lenta. Medir o veículo sem nenhum consumidor, com os consumidores (desembaçador e farol alto), com o ar-condicionado ligado e com a direção hidráulica acionada.

Objetivo: Tanto nos ensaios de marcha lenta a frio quanto a quente; com consumidores ou sem consumidores, é avaliado o Idle Rattle. Como o torque transmitido é baixo, verifica-se a capacidade de amortecimento do pré-amortecedor.

5) Medição de Creeping

Procedimento: A medição de Creeping é feita simultaneamente em 1ª e 2ª marcha. Engatar a primeira marcha e sair com o veículo sem pisar no pedal do acelerador até a rotação se estabilizar. A medição de Creeping é dividida em 3 ensaios: Plano, Aclive e Declive.

Objetivo: Analisar a capacidade de amortecimento do disco em condições de baixo torque.

6) Medição de Neutro-Aceleração

Procedimento: Iniciar com o veículo em rotação de marcha lenta, acelerar o veículo até que a rotação do motor atinja $\pm 75\%$ da rotação máxima e deixar a rotação cair até a marcha lenta.

Objetivo: Neste ensaio é analisado o *Rattle Noise* em neutro.

7) Medição de *Start – Stop*

Procedimento: Consiste em ligar (*start*) e desligar (*stop*) o veículo.

Objetivo: Neste ensaio, verifica-se a ocorrência de “batidas” das engrenagens no câmbio.

8) Medição de acoplamento

Procedimento: Deixar o veículo se estabilizar na rotação de marcha lenta, pisar no pedal de embreagem até o fim, engatar e desengatar a 1ª marcha e retirar o pé do pedal de embreagem lentamente. Repetir este procedimento para velocidade normal de retirar o pé da embreagem e para velocidade rápida (*Side Step*).

Objetivo: Neste ensaio verifica-se a ocorrência de “*Clap*” (batidas de engrenagens). O engate da 1ª marcha antes de toda avaliação é necessário para imobilizar o eixo primário do câmbio.

9) Medição de comportamento na partida

Procedimento: Engatar a 1ª marcha e retirar o pé do pedal de embreagem lentamente, sem acelerar e sem frear até o veículo entrar em movimento.

Objetivo: Neste ensaio, verifica-se a ocorrência de *Chatter* ou *Judder* (oscilações longitudinais do veículo durante a partida).

4. Descrição do Procedimento Experimental e da Modelagem Numérica

Este item tem como base descrever todo procedimento experimental utilizado para aquisição das flutuações dos motores assim como também toda modelagem numérica realizada no Matlab para comprovação entre a teoria e a prática.

4.1 Procedimentos Experimentais

4.1.1 Descrição das Instrumentações

As medições das flutuações dos motores foram realizadas na engenharia experimental da LuK em veículos que passaram por testes de desenvolvimento do conjunto de embreagem.

O arranjo experimental utilizado para realizar as medições das rotações no veículo consiste na utilização de um equipamento de aquisição e de sensores instalados no motor e transmissão para aquisição das suas rotações.

Este equipamento utilizado possui alta definição na aquisição de dados para medição das flutuações das rotações que são geradas pelos motores e avaliação da vibração do powertrain do veículo. Ele verifica a eficiência da embreagem na diminuição destas flutuações que são transmitidas ao sistema de transmissão.

O equipamento utilizado para a aquisição de dados nos veículos testados possui as seguintes características:

- Equipamento: Sistema Completo para análise torsional e de vibração
- Fabricante: AFT – Atlas Fahrzeugtechnik GmbH
- Taxa de amostragem: 1 – 100 MHz
- Capacidade de medição: 06 canais de rotação;
08 canais para sensores analógicos;
32 canais para sensores digitais;
02 canis para medição da CAN do veículo.

O equipamento em questão possui as seguintes possibilidades gerais de medições:

- Gravação sincronizada de sinais de: rotação, analógicos, digitais, PWM e áudio;
- Medição dinâmica torsional e vibracional;
- Medição de irregularidades;
- Medição de frequências de ressonância e deslocamentos de fase;
- Medição contínua de alta resolução para eventos transitórios;
- Gravação de dados da CAN.

O equipamento utilizado pode realizar as seguintes análises no powertrain:

- Avaliação de dados de sistemas de embreagem e conversores de torque;
- Interpretação da absorção torsional;
- Avaliação do ruído de transmissão;
- Investigações no diferencial do veículo;
- Avaliação da Rigidez do powertrain;
- Avaliação de Testes de durabilidade;
- Inspeção do Sistema de ABS.

Na estação de análise avaliamos o espectro do ruído, frequências de ressonância, modos operacionais de vibração e acoplamento da embreagem durante a dirigibilidade do veículo, além de outras análises.

Os sensores utilizados para medição das rotações, tanto do motor como para transmissão, são do tipo MRS (magneto-resistivos), e seus dados estão descritos abaixo:

- Modelo: Sensor de rotação Magneto-resistivos
- Fabricante: AFT
- Tipo: Passivo
- Temperatura de trabalho: -30 °C até +120 °C

Como já foi mencionado, neste trabalho é feita a avaliação apenas na condição de Tração (*drive*). A Figura 25 mostra uma medição das rotações do motor e da transmissão no tempo, em um veículo genérico, na condição de tração e retração.

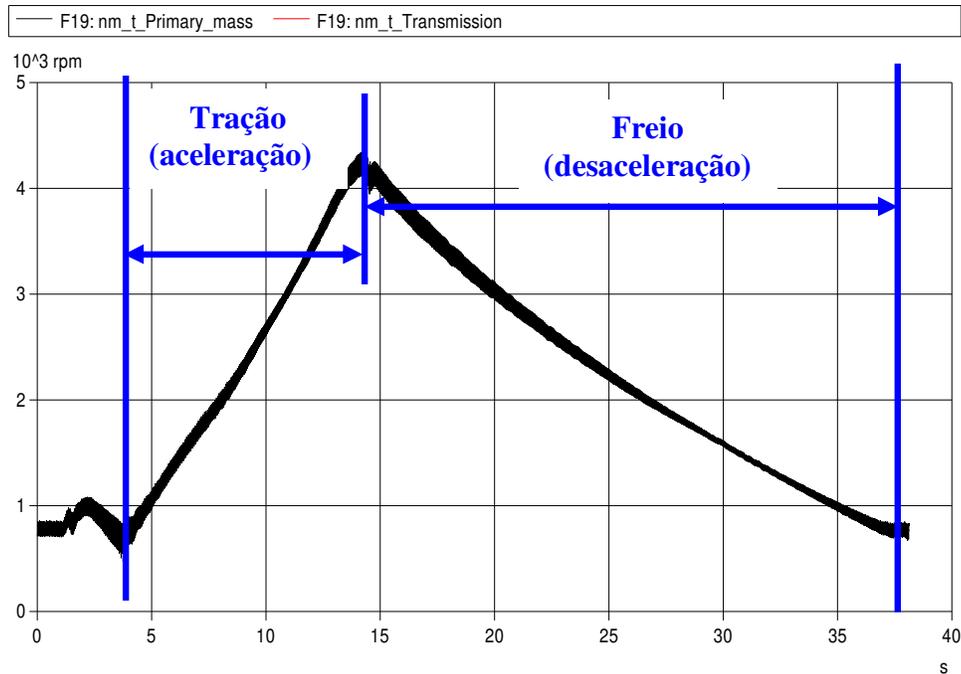


Figura 25: Exemplo de medição na condição de Tração e Freio em função do tempo

O sinal da rotação do motor assim como o da transmissão quando analisado em um intervalo de tempo qualquer ele não é sinal constante (ou linear) e sim uma senoidal, por isso pode-se obter a resposta da rotação do motor em função do delta de rotação ou em função da aceleração angular que são mostradas nas Figuras 26 e 27.

A Figura 26 representa a avaliação da flutuação do delta de rotação pela rotação do motor medida na condição de tração de um veículo genérico.

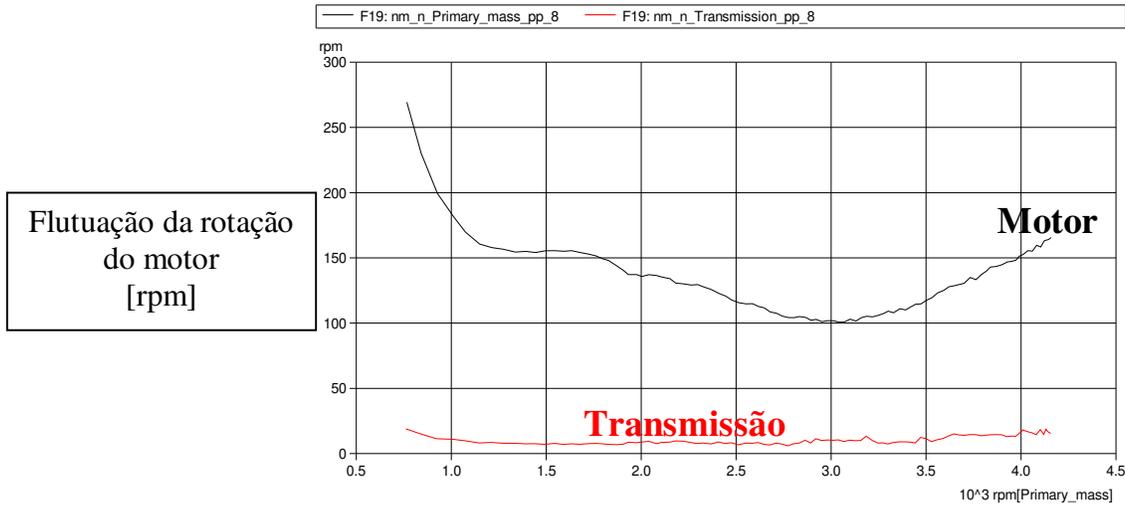


Figura 26: Análise da condição de Tração na rotação em função do delta de rotação

A Figura 27 representa a avaliação da flutuação da aceleração angular pela rotação do motor medida na condição de tração de um veículo genérico.

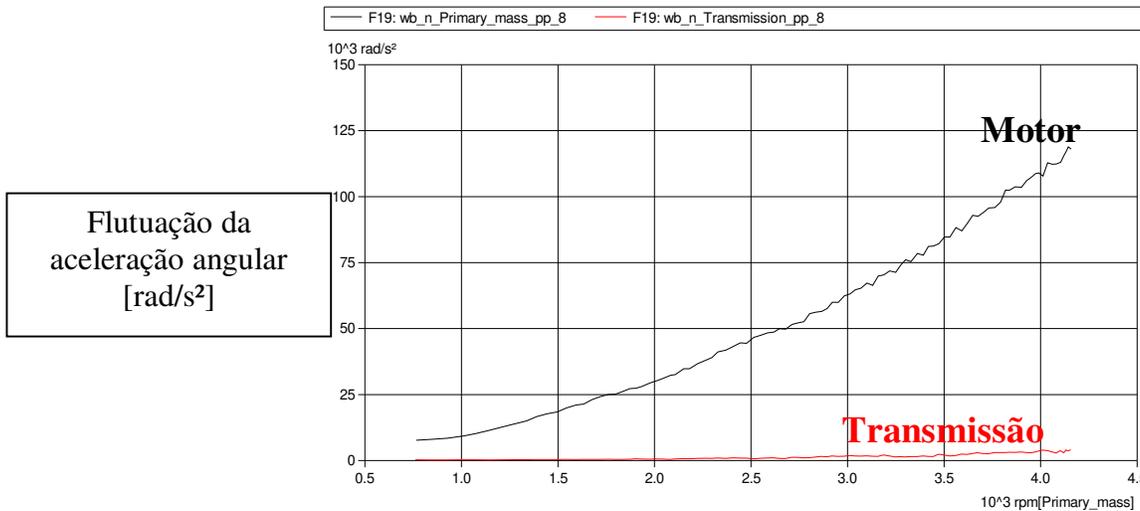


Figura 27: Análise da condição de Tração na rotação em função da aceleração angular

4.1.2 Dados do veículo analisado

O veículo analisado neste trabalho possui as características técnicas apresentadas nas tabelas 1 a 3.

Tabela 1: Dados técnicos do veículo analisado.

Dados técnicos: Veículo	
Modelo	Pick-up A
Combustível	Diesel
Peso veículo	2910 kg
Peso veículo (GVW)	3720 kg

Tabela 2: Dados técnicos do motor do veículo analisado.

Dados técnicos: Motor	
Descrição	MWM 4.07 TCE
Motor	2,8L TD MWM Eletrônico
Potência	140 cv @ 3500 rpm
Torque	340 Nm @ 1800 - 2400 rpm

Tabela 3: Dados da transmissão do veículo analisado.

Dados técnicos: Transmissão	
Fabricante	EATON
Modelo	FSO-2405

Na Figura 28 mostra uma foto do motor diesel analisado.



Figura 28: Motor MWM Sprint 4.07 TCE utilizado na análise.

4.1.3 Dados Geométricos de alguns componentes do motor

Os dados geométricos dos componentes do motor escolhido são fundamentais para o modelo matemático que iremos montar. Estes dados serão utilizados nas análises cinemáticas e dinâmicas do motor.

A Figura 29 mostra os dados geométricos do virabrequim do motor.

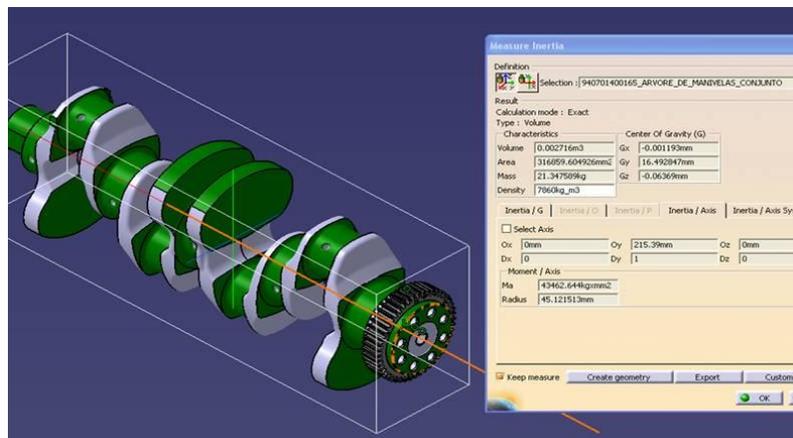


Figura 29: Dados da massa e inércia do virabrequim do motor.

A Figura 30 mostra os dados geométricos do pistão (cilindro) do motor. Utilizaremos os dados de inércia e dimensionais.

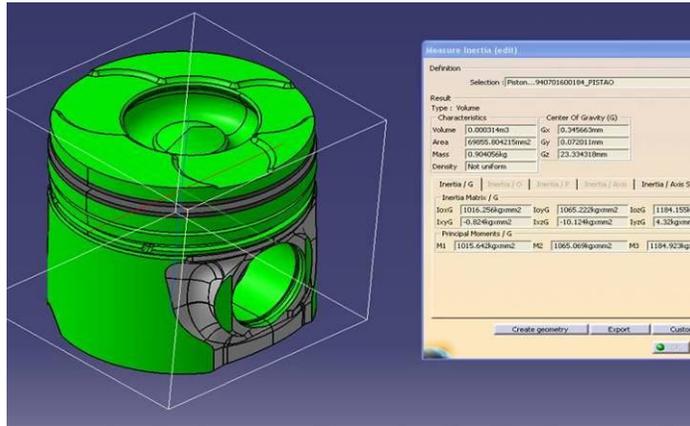


Figura 30: Dados da massa e inércia do pistão do motor.

A Figura 31 mostra os dados geométricos da biela do motor. Utilizaremos os dados de inércia e dimensionais.

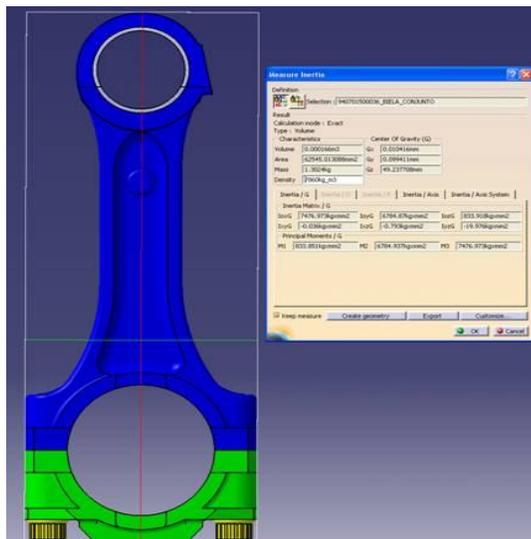


Figura 31: Dados da massa e inércia da biela do motor.

A Tabela 4 indica as medidas utilizadas dos componentes assim como também a sua indicação. Estes dados serão utilizados para alimentar o modelo matemático criado para a simulação.

Tabela 4: Dados geométricos do motor MWM analisado.

Dados Geométricos			
Indicação	Medida	Unidade	Nomenclatura
L	0,17	m	Comprimento da Biela
R	0,045	m	Raio da árvore de manivelas
C	0	m	Posição do centro do pistão
d	0,093	m	Diâmetro do pistão
qp	220	rad/s	Velocidade angular da manivela
qpp	0	rad/s ²	Aceleracao angular da manivela
m_2	5,3369	Kg	Massa da manivela
m_3	1,3024	Kg	Massa da biela
m_4	0,9041	Kg	Massa do pistão
cg_2	0,0006	m	Centro de massa da manivela
cg_3	0,0492	m	Centro de massa da biela
cg_4	0	m	Centro de massa do pistao

4.2 Modelos Matemáticos

O modelo do trem de força de um veículo de tração traseira pode ser representado por inércias rotativas ligadas por elementos com elasticidade e amortecimento, excitadas por um torque de entrada.

Um sistema dinâmico não-linear, é um sistema onde as implicações dos seus componentes individualmente são aleatórias e não previsíveis. Estes sistemas evoluem no domínio do tempo com um comportamento desequilibrado e aperiódico, onde o seu estado futuro é extremamente dependente de seu estado atual. Os dispositivos não lineares considerados na modelagem, aumentam o detalhamento ao sistema que o modelo linear não pode trazer, como rigidez, amortecimento e histerese de atrito do disco de embreagem ou VDM.

A transmissão proporciona ao motor satisfazer as mais variadas condições de carga requeridas pelo veículo trabalhando na faixa de rotação ideal, bastando para isso variar a relação de transmissão de torque. Tais alterações são possíveis pela utilização dos pares engrenados, que por meio de suas relações podem reduzir, multiplicar ou inverter a rotação de saída de motor.

Para verificar estes modelos utilizaremos o software Matlab que é um “software” de computação numérica, de análise e de visualização de dados. Para efeito de comparação utilizaremos o software industrial da LuK para verificar os mesmos modelos. O intuito é validar as equações de movimento uma vez que os resultados entre os softwares sejam próximos.

Alguns valores de rigidez e coeficientes de amortecimento são fornecidos pelo fabricante e quando não há esta possibilidade, a empresa possui um banco de dados para usarmos como valores de referência.

A única diferença entre os dois modelos matemáticos estudados foi a troca do volante rígido e disco de embreagem amortecido pelo Volante de Dupla Massa (VDM) e disco de embreagem rígido, os outros fatores dos modelos ficaram iguais para ambos.

4.2.1 Volante Rígido com disco de embreagem Amortecido

O modelo é composto das inércias dos componentes do powertrain assim como também de seus amortecimentos e rigidez dos acoplamentos existentes, o que nos resulta em um modelo com 5 graus de liberdade.

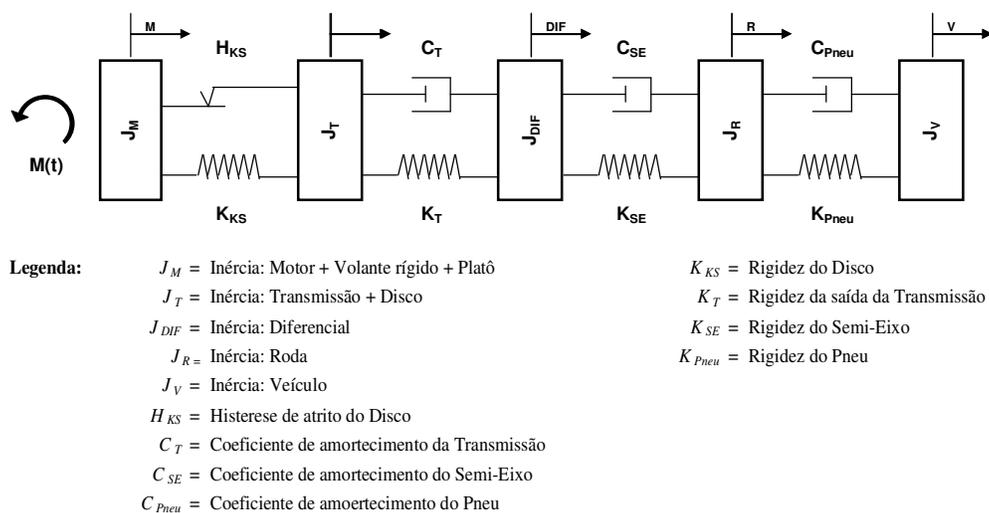


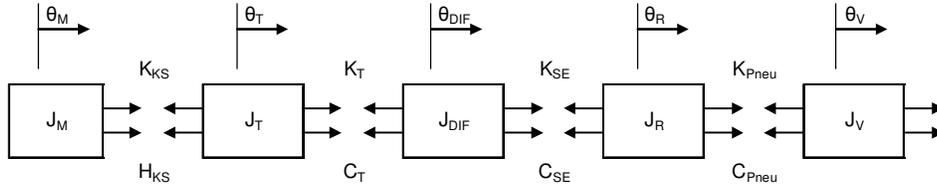
Figura 32: Modelo de simulação para: volante rígido com disco de embreagem amortecido

A Tabela 5 mostra os dados de entrada para o modelo matemático considerando Disco de Embreagem Convencional com volante rígido, ou seja, sistema com 5 graus de liberdade.

Tabela 5: Dados de entrada para modelo com 5 graus de Liberdade.

Dados de entrada do modelo matemático - para 5 graus de Liberdade				
Variável	Valor	Unidade	Descrição	Origem
J_M	0,51400	kgm ²	Inércia do Motor+Volante Rígido+Platô de Embreagem	LuK
J_T	0,02608	kgm ²	Inércia do Disco de Embreagem+Transmissão	LuK
J_{DIF}	0,04004	kgm ²	Inércia do Diferencial	Fabricante
J_R	0,33744	kgm ²	Inércia da Roda	Fabricante
J_V	22,64940	kgm ²	Inércia do Veículo	LuK
K_{KS}	24,200	Nm/°	Rigidez torsional do disco de embreagem	LuK
K_T	133,746	Nm/°	Rigidez torsional da transmissão	Fabricante
K_{SE}	36,521	Nm/°	Rigidez torsional do semi-eixo	Fabricante
K_{Pneu}	52,300	Nm	Rigidez torsional do pneu	Fabricante
H_{KS}	4,25	Nm/s	Histerese de atrito do disco de embreagem	LuK
C_T	1,00	Nm/s	Amortecimento da transmissão	Fabricante
C_{SE}	0,60	Nm/s	Amortecimento do semi-eixo	Fabricante
C_{Pneu}	10,00	Nm/s	Amortecimento do pneu	Fabricante

A seguir temos a dedução do modelo matemático para o sistema com 5 graus de liberdade.



Sendo:

$$a) J_M \cdot \theta_M = K_{KS} \cdot (\theta_T - \theta_M) + C_{KS} \cdot (\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_M) = -K_{KS} \theta_T + K_{KS} \theta_M + C_{KS} \dot{\theta}_T - H_{KS} \dot{\theta}_M;$$

$$b) J_T \cdot \theta_T = K_T \cdot (\theta_{DIF} - \theta_T) + C_T \cdot (\dot{\theta}_{DIF} - \dot{\theta}_T) - K_{KS} \cdot (\theta_T - \theta_M) + C_{KS} \cdot (\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_M) = K_T \theta_{DIF} - K_T \theta_T + C_T \dot{\theta}_{DIF} - C_T \dot{\theta}_T - K_{KS} \theta_T + K_{KS} \theta_M + C_{KS} \dot{\theta}_T - H_{KS} \dot{\theta}_M;$$

$$c) J_{DIF} \cdot \theta_{DIF} = K_{SE} \cdot (\theta_R - \theta_{DIF}) + C_{SE} \cdot (\dot{\theta}_R - \dot{\theta}_{DIF}) - K_T \cdot (\theta_{DIF} - \theta_T) + C_T \cdot (\dot{\theta}_{DIF} - \dot{\theta}_T) = K_{SE} \theta_R - K_{SE} \theta_{DIF} + C_{SE} \dot{\theta}_R - C_{SE} \dot{\theta}_{DIF} - K_T \theta_{DIF} - K_T \theta_T + C_T \dot{\theta}_{DIF} - C_T \dot{\theta}_T;$$

$$d) J_R \cdot \theta_R = K_{Pneu} \cdot (\theta_V - \theta_R) + C_{Pneu} \cdot (\dot{\theta}_V - \dot{\theta}_R) - K_{SE} \cdot (\theta_R - \theta_{DIF}) + C_{SE} \cdot (\dot{\theta}_R - \dot{\theta}_{DIF}) = K_{Pneu} \theta_V - K_{Pneu} \theta_R + C_{Pneu} \dot{\theta}_V - C_{Pneu} \dot{\theta}_R - K_{SE} \theta_R - K_{SE} \theta_{DIF} + C_{SE} \dot{\theta}_R - C_{SE} \dot{\theta}_{DIF};$$

$$e) J_V \cdot \theta_V = -K_{Pneu} \cdot (\theta_V - \theta_R) - C_{Pneu} \cdot (\dot{\theta}_V - \dot{\theta}_R) = -K_{SE} \theta_R + K_{SE} \theta_{DIF} - C_{SE} \dot{\theta}_R + C_{SE} \dot{\theta}_{DIF}.$$

Considerando este sistema sob ação de uma excitação angular periódica harmônica $M(t)$, logo temos a seguinte equação de movimento:

$$[I] \cdot \{\ddot{\theta}\} + [C] \cdot \{\dot{\theta}\} + [K] \cdot \{\theta\} = \{M(t)\}$$

Sendo:

$$[I] = \begin{bmatrix} J_M & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{DIF} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_V \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_T & -C_T & 0 & 0 \\ 0 & -C_T & C_T + C_{SE} & -C_{SE} & 0 \\ 0 & 0 & -C_{SE} & C_{SE} + C_{Pneu} & -C_{Pneu} \\ 0 & 0 & 0 & -C_{Pneu} & C_{Pneu} \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{KS} & -K_{KS} & 0 & 0 & 0 \\ -K_{KS} & K_{KS} + K_T & -K_T & 0 & 0 \\ 0 & -K_T & K_T + K_{SE} & -K_{SE} & 0 \\ 0 & 0 & -K_{SE} & K_{SE} + K_{Pneu} & -K_{Pneu} \\ 0 & 0 & 0 & -K_{Pneu} & K_{Pneu} \end{bmatrix}$$

Substituindo as matrizes na equação de movimento tem-se:

$$\begin{bmatrix} J_M & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{DIF} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_V \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_M \\ \ddot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_{DIF} \\ \ddot{\theta}_R \\ \ddot{\theta}_V \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_T & -C_T & 0 & 0 \\ 0 & -C_T & C_T + C_{SE} & -C_{SE} & 0 \\ 0 & 0 & -C_{SE} & C_{SE} + C_{Pneu} & -C_{Pneu} \\ 0 & 0 & 0 & -C_{Pneu} & C_{Pneu} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_M \\ \dot{\theta}_T \\ \dot{\theta}_{DIF} \\ \dot{\theta}_R \\ \dot{\theta}_V \end{Bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} k_{KS} & -k_{KS} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{KS} & k_{KS} + k_T & -k_T & 0 & 0 \\ 0 & -k_T & k_T + k_{SE} & -k_{SE} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{SE} & k_{SE} + k_{Pneu} & -k_{Pneu} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{Pneu} & k_{Pneu} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_M \\ \theta_T \\ \theta_{DIF} \\ \theta_R \\ \theta_V \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} M(t) - H_1 * \text{signal}(\dot{\theta}_1) \\ H_1 * \text{signal}(\dot{\theta}_2) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Figura 33: Equação de movimento para modelo de 5 graus de liberdade

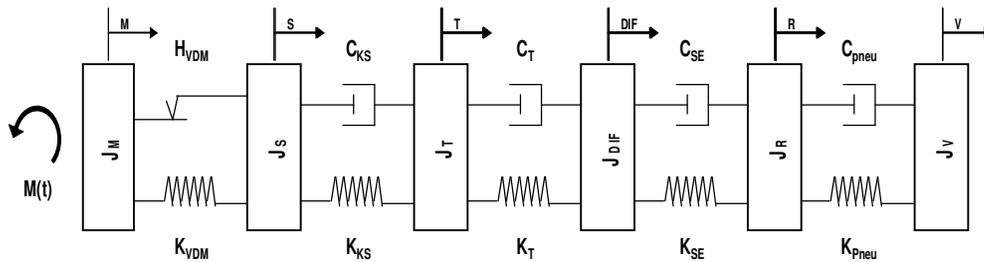
O torque de entrada $M(t)$ é feito através da curva de pressão no cilindro para cada rotação analisada. Esta curva de pressão é transformada em torque pelo modelo matemático, e com este torque conseguimos determinar as acelerações angulares tanto do motor como da transmissão do veículo.

A redução de ordem das equações de movimento por Runge Kutta para o modelo matemático com 5 graus de liberdade é definida abaixo:

$$\begin{array}{c}
 \left. \begin{array}{l}
 y(1) \\
 y(2) \\
 y(3) \\
 y(4) \\
 y(5) \\
 y(6) \\
 y(7) \\
 y(8) \\
 y(9) \\
 y(10)
 \end{array} \right\} = \left. \begin{array}{l}
 \dot{\theta}_M \\
 \dot{\theta}_M \\
 \dot{\theta}_T \\
 \dot{\theta}_T \\
 \dot{\theta}_{DIF} \\
 \dot{\theta}_{DIF} \\
 \dot{\theta}_R \\
 \dot{\theta}_R \\
 \dot{\theta}_V \\
 \dot{\theta}_V
 \end{array} \right\} \Rightarrow D(t, y) = \left. \begin{array}{l}
 \dot{\theta}_M \\
 \ddot{\theta}_M \\
 \dot{\theta}_T \\
 \ddot{\theta}_T \\
 \dot{\theta}_{DIF} \\
 \ddot{\theta}_{DIF} \\
 \dot{\theta}_R \\
 \ddot{\theta}_R \\
 \dot{\theta}_V \\
 \ddot{\theta}_V
 \end{array} \right\} = \left. \begin{array}{l}
 y(2) \\
 \left(\frac{1}{J_M}\right) \cdot [M(t) - H \cdot \text{sig}(y(4) - y(2)) - k_{KS} \cdot y(1) + k_{KS} \cdot y(3)] \\
 y(4) \\
 \left(\frac{1}{J_T}\right) \cdot [H \cdot \text{sig}(y(4) - y(2)) - (k_{KS} + k_T) \cdot y(3) + k_{KS} \cdot y(1) + k_T \cdot y(5) - c_T \cdot y(3) + c_T \cdot y(5)] \\
 y(6) \\
 \left(\frac{1}{J_{DIF}}\right) \cdot [-(k_T + k_{SE}) \cdot y(5) + k_T \cdot y(3) + k_{SE} \cdot y(7) - (c_T + c_{SE}) \cdot y(6) + c_T \cdot y(4) + c_{SE} \cdot y(8)] \\
 y(8) \\
 \left(\frac{1}{J_R}\right) \cdot [-(k_{SE} + k_{Pneu}) \cdot y(7) + k_{SE} \cdot y(5) + k_{Pneu} \cdot y(9) - (c_{SE} + c_{Pneu}) \cdot y(8) + c_{SE} \cdot y(6) + c_{Pneu} \cdot y(10)] \\
 y(10) \\
 \left(\frac{1}{J_V}\right) \cdot [-k_{Pneu} \cdot y(9) + k_{Pneu} \cdot y(7) - c_{Pneu} \cdot y(10) + c_{Pneu} \cdot y(8)]
 \end{array} \right\}
 \end{array}$$

4.2.2 Volante Dupla Massa (VDM) com disco rígido

O modelo é composto das inércias dos componentes do powertrain assim como também de seus amortecimentos e rigidez dos acoplamentos existentes, e como a inserção do Volante de Dupla Massa resulta em um modelo com 6 graus de liberdade.



- Legenda:**
- J_M = Inércia: Motor + Massa Primária
 - J_S = Inércia: Massa Secundária + Platô
 - J_T = Inércia: Transmissão + Disco
 - J_{DIF} = Inércia: Diferencial
 - J_R = Inércia: Roda
 - J_V = Inércia: Veículo
 - H_{VDM} = Histerese de atrito do VDM
 - C_{KS} = Coeficiente de amortecimento do disco de embreagem
 - C_T = Coeficiente de amortecimento da Transmissão
 - C_{SE} = Coeficiente de amortecimento do Semi-Eixo
 - C_{Pneu} = Coeficiente de amortecimento da Pneu
 - K_{VDM} = Rigidez do VDM
 - K_{KS} = Rigidez do Disco
 - K_T = Rigidez da saída da Transmissão
 - K_{SE} = Rigidez do Semi-Eixo
 - K_{Pneu} = Rigidez do Pneu

Figura 34: Modelo de simulação para: volante Dupla Massa (VDM) com disco de embreagem rígido

A Tabela 6 mostra os dados de entrada para o modelo matemático considerando Volante de Dupla Massa e disco de Embreagem rígido, ou seja, sistema com 6 graus de liberdade.

Tabela 6: Dados de entrada para modelo com 6 graus de Liberdade.

Dados de entrada do modelo matemático - para 6 graus de Liberdade				
Variável	Valor	Unidade	Descrição	Origem
J_M	0,21200	kgm ²	Inércia do Motor+Massa primária do VDM	LuK
J_S	0,15190	kgm ²	Inércia so secundário do VDM+Platô de embreagem	LuK
J_T	0,02608	kgm ²	Inércia da Transmissão+Disco de embreagem	LuK
J_{DIF}	0,04004	kgm ²	Inércia do Diferencial	Fabricante
J_R	0,33744	kgm ²	Inércia da Roda	Fabricante
J_V	22,64940	kgm ²	Inércia do Veículo	LuK
K_{VDM}		Nm/°	Rigidez torsional do VDM	LuK
K_{KS}	635,800	Nm/°	Rigidez torsional do disco de embreagem	LuK
K_T	133,746	Nm/°	Rigidez torsional da transmissão	Fabricante
K_{SE}	36,521	Nm/°	Rigidez torsional do semi-eixo	Fabricante
K_{Pneu}	52,300	Nm/°	Rigidez torsional do pneu	Fabricante
H_{VDM}	7,000	Nm	Histerese de atrito do VDM	LuK
C_{KS}	0,00	Nm/s	Amortecimento do disco	LuK
C_T	1,00	Nm/s	Amortecimento da transmissão	Fabricante
C_{SE}	0,60	Nm/s	Amortecimento do semi-eixo	Fabricante
C_{Pneu}	10,00	Nm/s	Amortecimento do pneu	Fabricante

Como já foi realizada a dedução do modelo matemático para o sistema com 5 graus de liberdade, não deduziremos para o modelo de 6 graus, pois segue o mesmo método.

Considerando este sistema sob ação de uma excitação angular periódica harmônica $\alpha(t)$, o mesmo que considerado anteriormente, logo temos a seguinte equação de movimento:

$$[I] \cdot \{\ddot{\theta}\} + [C] \cdot \{\dot{\theta}\} + [K] \cdot \{\theta\} = \{M(t)\}$$

Sendo:

$$[I] = \begin{bmatrix} J_M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_S & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{DIF} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_V \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{KS} & -C_{KS} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -C_{KS} & C_{KS} + C_T & -C_T & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_T & C_T + C_{SE} & -C_{SE} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -C_{SE} & C_{SE} + C_{Pneu} & -C_{Pneu} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{Pneu} & C_{Pneu} \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{VDM} & -K_{VDM} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -K_{VDM} & K_{VDM} + K_{KS} & -K_{KS} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_{KS} & K_{KS} + K_T & -K_T & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -K_T & K_T + K_{SE} & -K_{SE} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_{SE} & K_{SE} + K_{Pneu} & -K_{Pneu} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{Pneu} & K_{Pneu} \end{bmatrix}$$

Substituindo as matrizes na equação de movimento temos:

$$\begin{bmatrix} I_M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_S & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{DIF} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_V \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_M \\ \ddot{\theta}_S \\ \ddot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_{DIF} \\ \ddot{\theta}_R \\ \ddot{\theta}_V \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{KS} & -C_{KS} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -C_{KS} & C_{KS}+C_T & -C_T & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_T & C_T+C_{SE} & -C_{SE} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -C_{SE} & C_{SE}+C_{Pneu} & -C_{Pneu} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{Pneu} & C_{Pneu} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_M \\ \dot{\theta}_S \\ \dot{\theta}_T \\ \dot{\theta}_{DIF} \\ \dot{\theta}_R \\ \dot{\theta}_V \end{Bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} k_{VDM} & -k_{VDM} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{VDM} & k_{VDM}+k_{KS} & -k_{KS} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{KS} & k_{KS}+k_T & -k_T & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_T & k_T+k_{SE} & -k_{SE} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{SE} & k_{SE}+k_{Pneu} & -k_{Pneu} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{Pneu} & k_{Pneu} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \theta_M \\ \theta_S \\ \theta_T \\ \theta_{DIF} \\ \theta_R \\ \theta_V \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} M(t)-H_1 * \text{Signal}(\dot{\theta}_1) \\ H_1 * \text{Signal}(\dot{\theta}_2) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Figura 35: Equação de movimento para modelo de 6 graus de liberdade

A redução de ordem das equações de movimento para o modelo matemático com 6 graus de liberdade é definida abaixo:

$$\begin{Bmatrix} y(1) \\ y(2) \\ y(3) \\ y(4) \\ y(5) \\ y(6) \\ y(7) \\ y(8) \\ y(9) \\ y(10) \\ y(11) \\ y(12) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \theta_M \\ \dot{\theta}_M \\ \theta_S \\ \dot{\theta}_S \\ \theta_T \\ \dot{\theta}_T \\ \theta_{DIF} \\ \dot{\theta}_{DIF} \\ \theta_R \\ \dot{\theta}_R \\ \theta_V \\ \dot{\theta}_V \end{Bmatrix} \Rightarrow D(t, y) = \begin{Bmatrix} y(2) \\ \left(\frac{1}{J_M}\right) \cdot [M(t) - H \cdot \text{sig}(y(4) - y(2)) - k_{VDM} \cdot y(1) + k_{VDM} \cdot y(3)] \\ y(4) \\ \left(\frac{1}{J_S}\right) \cdot [H \cdot \text{sig}(y(4) - y(2)) - (k_{VDM} + k_{KS}) \cdot y(3) + k_{VDM} \cdot y(1) + k_{KS} \cdot y(5) - c_{KS} \cdot y(3) + c_{KS} \cdot y(5)] \\ y(6) \\ \left(\frac{1}{J_T}\right) \cdot [-(k_{KS} + k_T) \cdot y(5) + k_{KS} \cdot y(3) + k_T \cdot y(7) - (c_{KS} + c_T) \cdot y(6) + c_{KS} \cdot y(4) + c_T \cdot y(8)] \\ y(8) \\ \left(\frac{1}{J_{DIF}}\right) \cdot [-(k_T + k_{SE}) \cdot y(7) + k_T \cdot y(5) + k_{SE} \cdot y(9) - (c_T + c_{SE}) \cdot y(8) + c_T \cdot y(6) + c_{SE} \cdot y(10)] \\ y(10) \\ \left(\frac{1}{J_R}\right) \cdot [-(k_{SE} + k_{Pneu}) \cdot y(9) + k_{SE} \cdot y(7) + k_{Pneu} \cdot y(11) - (c_{SE} + c_{Pneu}) \cdot y(10) + c_{SE} \cdot y(8) + c_{Pneu} \cdot y(12)] \\ y(12) \\ \left(\frac{1}{J_V}\right) \cdot [-k_{Pneu} \cdot y(11) + k_{Pneu} \cdot y(9) - c_{Pneu} \cdot y(12) + c_{Pneu} \cdot y(10)] \end{Bmatrix}$$

4.2.3 Cálculo das frequências naturais e modos de vibrações

Através dos modelos matemáticos para simulação das vibrações torsionais mostrados anteriormente via software Matlab, tanto para volante rígido com disco de embreagem amortecido como para VDM com disco de embreagem rígido, obteremos como resposta as frequências naturais e modos de vibração apresentados no powertrain do veículo.

As frequências naturais e fatores de amortecimento (autovalores) e os diversos modos de vibração do trem de potência (autovetores) podem ser calculados para um modelo linearizado. O valor de rigidez linear da embreagem e engrenamentos são escolhidos pelo usuário, para análise das frequências naturais dos componentes e modos.

Tais modos são mostrados em gráficos com as amplitudes e fases de vibração de cada componente. Nesta análise, a inércia do motor foi considerada fundamentalmente a do volante e polias pois o termo de inércia resultante dos mecanismos biela-manivela é não-linear e muito inferior à das massas girantes do volante e polias.

4.2.3.1 Frequências Naturais e modos de Vibração através do software industrial da LuK

A LuK utiliza um software industrial para calcular as frequências naturais e modos de vibração para um powertrain de um veículo, que pode ser simplificado ou completo.

Os dados de entrada do software são praticamente dois:

- Inércias dos componentes do *powertrain* em Kgm^2 ;
- Rigidez torsionais dos componentes do *powertrain* em Nm° ;

5 Resultados

5.1 Frequências naturais e modos de vibração

Iremos comparar os resultados, tanto do “*software*” Matlab como para o software industrial LuK.

O Matlab mostra um gráfico dos modos de vibração e os valores das frequências naturais e nos informa na tela do programa. O software LuK mostra um gráfico que nos indica tanto o modo como os valores das frequências naturais.

Realizaremos um comparativo entre os resultados entre os dois softwares que validará as equações de movimento.

As Figuras 36 e 37 mostram resultados obtidos para o Matlab assim como também para o software LuK.

Foram estudados quatro casos onde iremos verificar as frequências naturais e os modos de vibração:

- Caso 1: volante rígido e disco de embreagem com 18 Nm/°;
- Caso 2: volante rígido e disco de embreagem com 24,2 Nm/°;
- Caso 3: volante rígido e disco de embreagem com 30 Nm/°;
- Caso 4: volante de dupla massa (VDM) e disco de embreagem rígido.

Sendo que:

- Caso 1: volante rígido e disco de embreagem com 18 Nm/°:

A Figura 36 abaixo mostra o resultado no programa do Matlab onde estão descritos os modos de vibração para este caso 1.

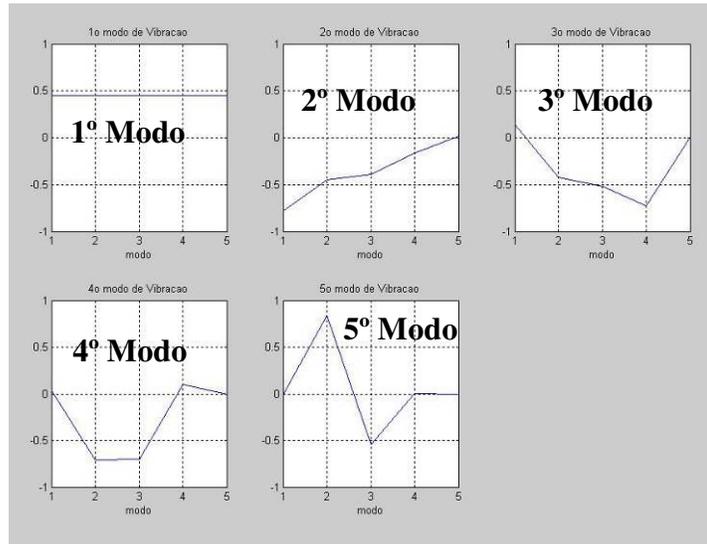


Figura 36: Resposta dos modos de vibração pelo Matlab

A Tabela 7 mostra os resultados para todas as configurações analisadas.

Tabela 7: Resposta dos modos e frequências naturais pelo Matlab.

Respostas das Frequências Naturais e Modos de Vibrações				
Condições Analisadas				
Frequências [Hz] e modos	Volante rígido e disco com 18Nm/°	Volante rígido e disco com 24,2Nm/°	Volante rígido e disco com 30Nm/°	Volante bipartido com disco rígido
<i>f1</i>	0	0	0	0
<i>f2</i>	5,03	5,35	5,56	5,27
<i>f3</i>	16,06	16,55	16,90	11,70
<i>f4</i>	36,59	38,39	39,99	21,58
<i>f5</i>	11,89	116,78	117,64	78,61
<i>f6</i>	---	---	---	220,50
Modo 1	0,4472	0,4472	0,4472	0,4082
	0,4472	0,4472	0,4472	0,4082
	0,4472	0,4472	0,4472	0,4082
	0,4472	0,4472	0,4472	0,4082
	0,4472	0,4472	0,4472	0,4082
Modo 2	-0,8242	-0,7824	-0,7538	0,9017
	-0,4143	-0,4545	-0,4788	0,2595
	-0,3577	-0,3935	-0,4152	0,2525
	-0,1436	-0,1613	-0,1723	0,2185
	0,0220	0,0214	0,0210	0,0891
Modo 3	0,1184	0,1423	0,1600	-0,2186
	-0,4821	-0,4278	-0,3795	0,5487
	-0,5462	-0,5152	-0,4859	0,5430
	-0,6746	-0,7288	-0,7708	0,5057
	0,0089	0,0090	0,0092	0,3169
Modo 4	0,0283	0,0343	0,0389	0,0505
	-0,7165	-0,7060	-0,6959	-0,5524
	-0,6878	-0,7002	-0,7112	-0,5146
	0,1130	0,1008	0,0918	-0,3028
	-0,0003	-0,0002	-0,0002	0,5794
Modo 5	---	---	---	-0,0042
	-0,0032	-0,0042	-0,0052	0,0013
	0,8310	0,8382	0,8447	-0,2002
	-0,5562	-0,5453	-0,5352	0,0057
	0,0067	0,0065	0,0062	0,9794
Modo 6	0,0000	0,0000	0,0000	-0,0265
	---	---	---	0,0000
	---	---	---	-0,0001
	---	---	---	0,1376
	---	---	---	-0,9841

A Figura 37 mostra o resultado obtido através do software LuK para o caso 1 analisado.

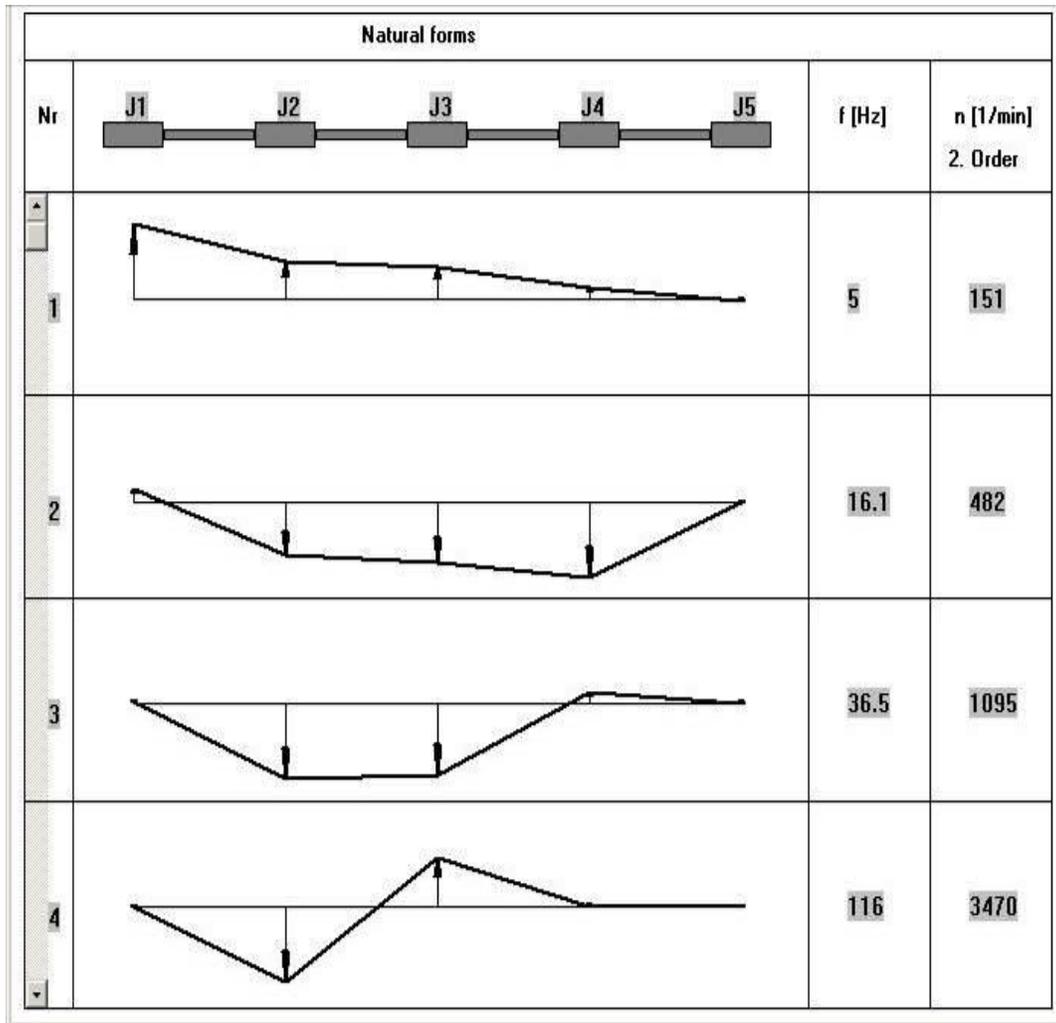


Figura 37: Resposta dos modos de vibração e frequências naturais pelo software LuK

A Tabela 8 mostra o comparativo entre os resultados do Matlab com o software LuK para todos os casos analisados.

Tabela 8: Comparativo dos resultados entre o Matlab e o software LuK

Condição	Rigidez [Nm/°]	Frequências	Cálculos das Frequências Naturais [Hz]		
			Via Matlab	Via LuK	Diferença [%]
<i>Volante rígido com disco de embreagem amortecido</i>	18	<i>f1</i>	0,00	0,00	0,0%
		<i>f2</i>	5,03	5,00	0,6%
		<i>f3</i>	16,06	16,10	-0,2%
		<i>f4</i>	36,59	36,50	0,2%
		<i>f5</i>	115,89	116,00	-0,1%
	24.2	<i>f1</i>	0,00	0,00	0,0%
		<i>f2</i>	5,35	5,40	-0,9%
		<i>f3</i>	16,55	16,50	0,3%
		<i>f4</i>	38,39	38,30	0,2%
		<i>f5</i>	116,78	117,00	-0,2%
	30	<i>f1</i>	0,00	0,00	0,0%
		<i>f2</i>	5,56	5,60	-0,7%
		<i>f3</i>	16,90	16,90	0,0%
		<i>f4</i>	39,99	39,90	0,2%
		<i>f5</i>	117,64	117,00	0,5%
<i>Volante bipartido com disco de embreagem rígido</i>	5,7	<i>f1</i>	0,00	0,00	0,0%
		<i>f2</i>	5,27	5,30	-0,5%
		<i>f3</i>	11,70	11,50	1,8%
		<i>f4</i>	21,58	20,80	3,8%
		<i>f5</i>	78,61	78,30	0,4%
		<i>f6</i>	220,50	220,00	0,2%

Podemos verificar que o erro máximo apresentado entre os valores das frequências naturais entre os softwares foi em torno de 4%, o que é considerado muito bom.

O intuito de comparar os resultados entre o programa Matlab e o software industrial da LuK serve para validar as nossas equações de movimento, tanto para o volante rígido e a variação dos discos assim como também para o volante de dupla massa e disco rígido.

5.2 Comparativo das flutuações dos motores

De todos os veículos medidos na LuK para o desenvolvimento de embreagem, foi feito levantamento das flutuações dos motores destes veículos, abastecidos com os diversos combustíveis: gasolina, álcool e diesel.

Realizou-se um comparativo destas irregularidades com o veículo na condição de tração para 2ª e 4ª marchas através do equipamento de aquisição de dados.

Os gráficos que seguem representam uma média das flutuações dos motores medidos para as condições tração (*drive*) para 2ª e 4ª marchas. Os gráficos são mostrados em função da rotação do veículo com relação a sua flutuação de rotação (o delta de rotação).

A Figura 38 conclui-se que tendo como base a flutuação do motor do veículo flex abastecido com gasolina (curva preta):

- a flutuação do motor flex abastecido com álcool (curva vermelha) está em torno de 35% pior;
- a flutuação do motor diesel (curva azul) está em torno de 95% pior.

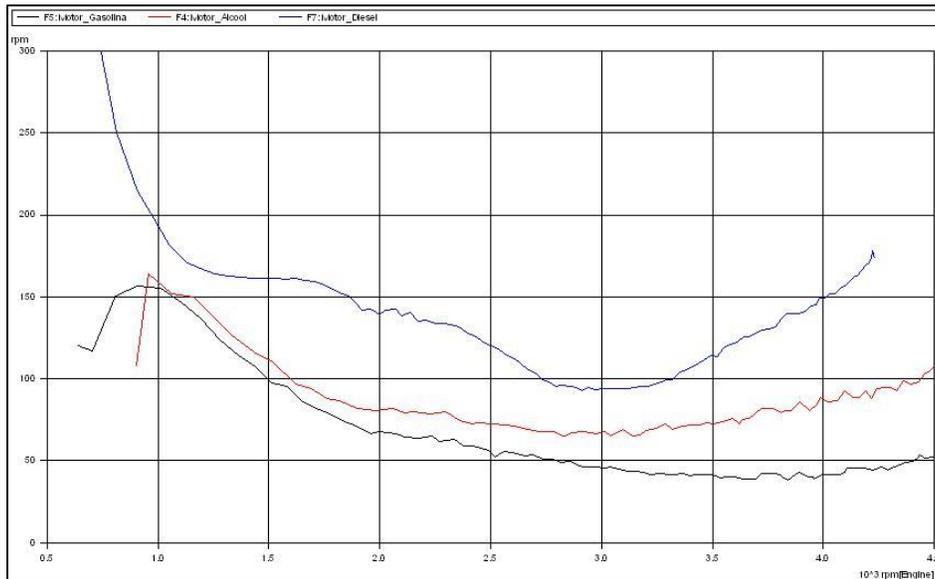


Figura 38: Flutuações gerais dos motores medidos na condição de 2ª marcha Tração

Da Figura 39 conclui-se que tendo como base a flutuação do motor do veículo flex abastecido com gasolina (curva preta):

- a flutuação do motor flex abastecido com álcool (curva vermelha) está em torno de 25% pior;
- a flutuação do motor diesel (curva azul) está em torno de 180% pior.

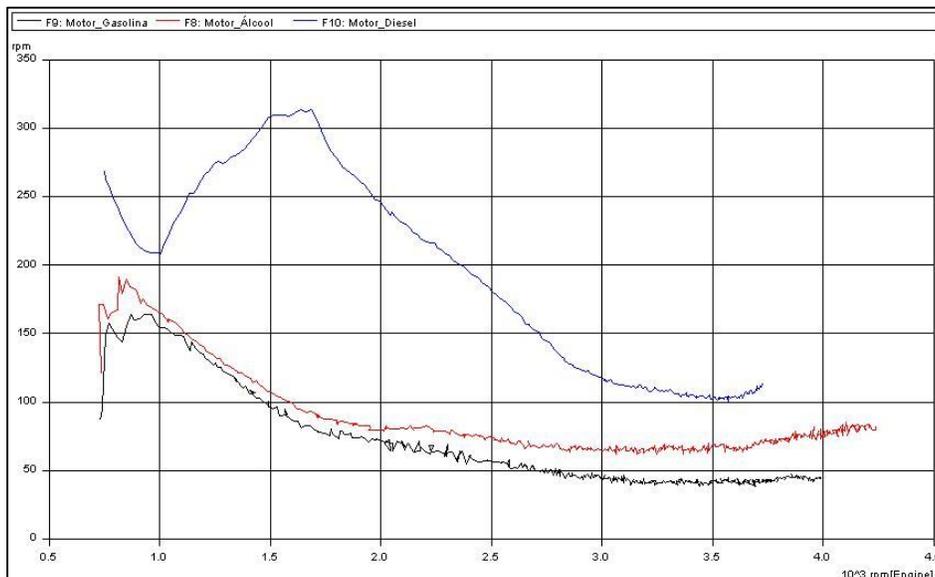


Figura 39: Flutuações gerais dos motores medidos na condição de 4ª marcha Tração

Como as piores irregularidades foram apresentados pelos motores diesel, este será o motor analisado neste trabalho. Através dos resultados obtidos com o motor diesel consegue-se fazer uma estimativa para a motorização flex.

5.3 Resultados da Integração Numérica

A Tabela 9 mostra os parâmetros funcionais dos discos de embreagem convencionais do Volante de Dupla Massa (VDM) utilizados nas simulações para se verificar as irregularidades do motor e a resposta para a transmissão.

Estas configurações de discos de embreagem utilizadas e assim como o do VDM são peças existentes em nossa linha de produção, ou seja, são peças prontas de prateleira.

O objetivo e a escolha em utilizar estes discos servem para verificar como estão os parâmetros dos discos convencionais existentes que, influem na absorção da flutuação, que possa estar já ultrapassado devido às novas exigências das montadoras de automóveis.

Tabela 9: Parâmetros Funcionais: Disco de embreagem Convencional e VDM

Resumo dos Resultados da Simulação Numérica									
Conceito	Tipo do amortecedor	Amortecedor torsional testado							
		1º estágio do Pré		2º estágio do Pré		Freio		Tração	
		Rigidez [Nm/°]	Atrito [Nm]	Rigidez [Nm/°]	Atrito [Nm]	Rigidez [Nm/°]	Atrito [Nm]	Rigidez [Nm/°]	Atrito [Nm]
Disco com amortecedor e volante rígido	A - config. 1	---	---	---	---	10	4	10	8
	A - config. 2	---	---	---	---	15	8	15	16
	B - config. 1	1,5	2	---	---	8	4,5	8	9
	B - config. 2	3	2	---	---	16	10	16	20
	C - config. 1	1,5	2	5,5	8	7	4	7	8
	C - config. 2	3	2	7,5	8	14	8	14	16
	D - config. 1	0,24	0,3	1,5	1,5	7,5	4	14,7	8
	D - config. 2	0,34	0,9	2,5	3	8,5	8	15,7	19
Volante bipartido com disco rígido	VDM	4,9	4,25	---	---	27,2	15	27,2	15

5.4 Resultados do método com torque resistivo

As Figuras 40 e 41 mostram o resultado da irregularidade do motor (flutuação) do veículo analisado quando aplicado os discos de embreagem convencional e o volante de Dupla Massa (VDM).

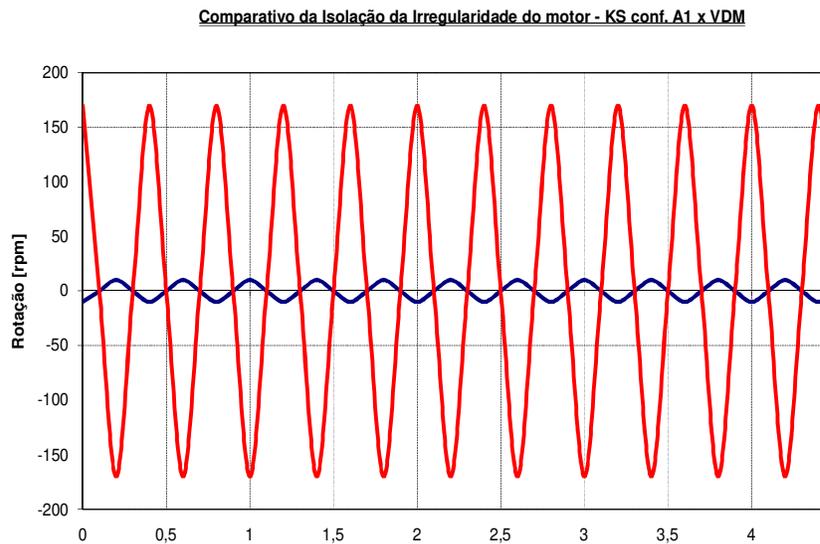


Figura 40: Método com torque resistivo – comparativo disco A1 (menor filtro) versus VDM

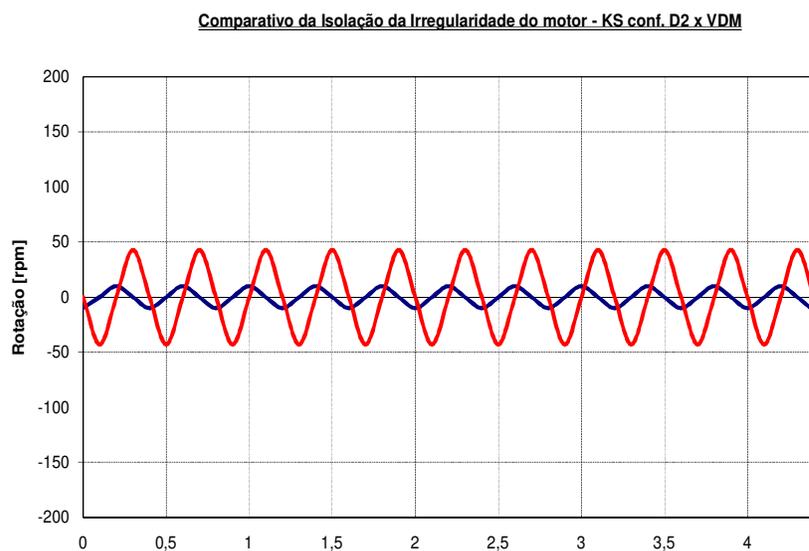


Figura 41: Método com torque resistivo – comparativo disco D2 (maior filtro) versus VDM

Os resultados indicados nos gráficos foram conseguidos através da diferença entre a irregularidade do motor com a da transmissão para ambos os casos analisados. Pegou-se o valor de pico da irregularidade do motor subtraída do pico da irregularidade da transmissão, originando um novo valor de pico indicado nos gráficos.

Podemos verificar que o VDM apresenta uma vantagem na absorção da irregularidade do motor, quando comparado ao disco de embreagem convencional.

Verificamos que nesta análise no tempo não conseguimos verificar alguns fenômenos que ocorrem no veículo, como por exemplo, uma região que apresenta uma ressonância. A forma de gráfico apresentada pode mascarar este tipo de problema e fazer com que tomamos conclusões errôneas.

Precisamos de uma análise na rotação na condição de tração, que normalmente varia de 1000 a 4000 rpm, e de preferência em função da aceleração angular.

Para fazermos esta análise iremos aplicar a curva de pressão do cilindro que é transformada pelo programa em torque de entrada do motor para as rotações citadas anteriormente.

A cada ponto de torque analisado iremos pegar o valor de pico da aceleração angular do motor assim como também da transmissão, e depois de aplicados todos os torques iremos pegar os picos e montar um gráfico.

As Figuras 42 a 46 mostram os resultados do gráfico montado para cada configuração analisada no modelo matemático.

Para as Figuras 42 a 45 a irregularidade do motor é indicada na cor preta, e a irregularidade da transmissão é indicada nas cores vermelha e azul, dependendo da configuração do disco de embreagem convencional. Para a Figura 46 a irregularidade do motor continua sendo indicada na cor preta, e a irregularidade da transmissão é indicada na cor vermelha, pois não temos outra variação do VDM.

Segue abaixo os novos resultados obtidos:

- Disco de embreagem convencional: configuração A1 e A2

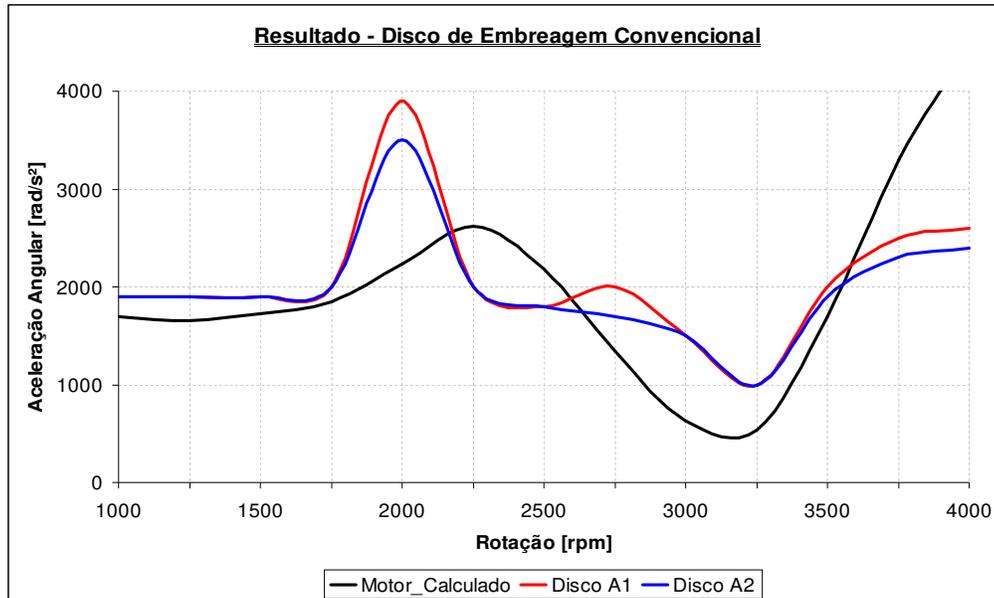


Figura 42: Resultados para o Disco de Embreagem Convencional – configuração A1 e A2

- Disco de embreagem convencional: configuração B1 e B2

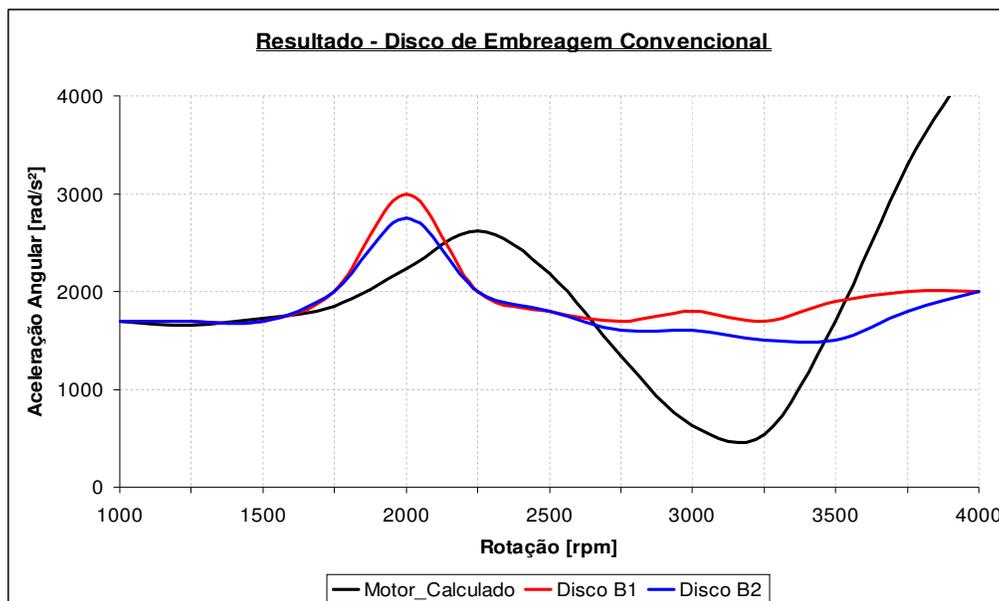


Figura 43: Resultados para o Disco de Embreagem Convencional – configuração B1 e B2

- Disco de embreagem convencional: configuração C1 e C2

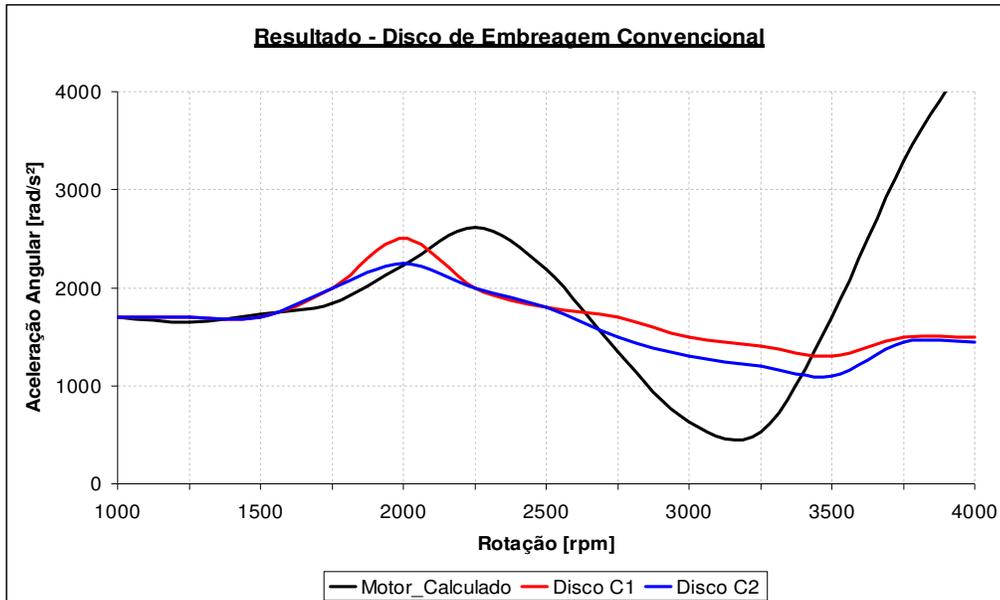


Figura 44: Resultados para o Disco de Embreagem Convencional – configuração C1 e C2

- Disco de embreagem convencional: configuração D1 e D2

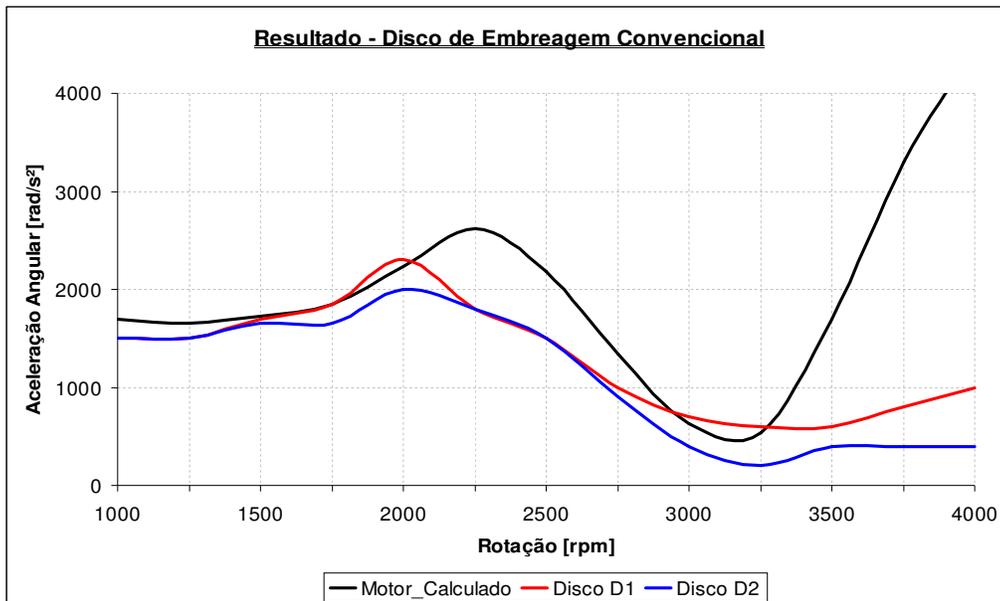


Figura 45: Resultados para o Disco de Embreagem Convencional – configuração D1 e D2

- Volante de Dupla Massa

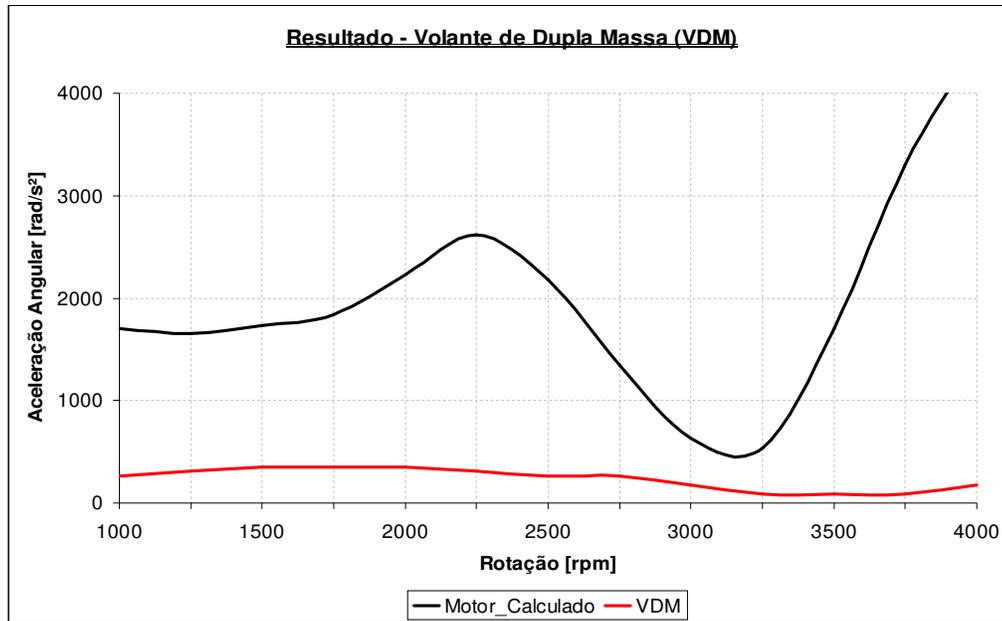


Figura 46: Resultados para o Volante de Dupla Massa

- Comparativo: Disco Convencional configuração D2 (melhor filtro) versus Volante de Dupla Massa

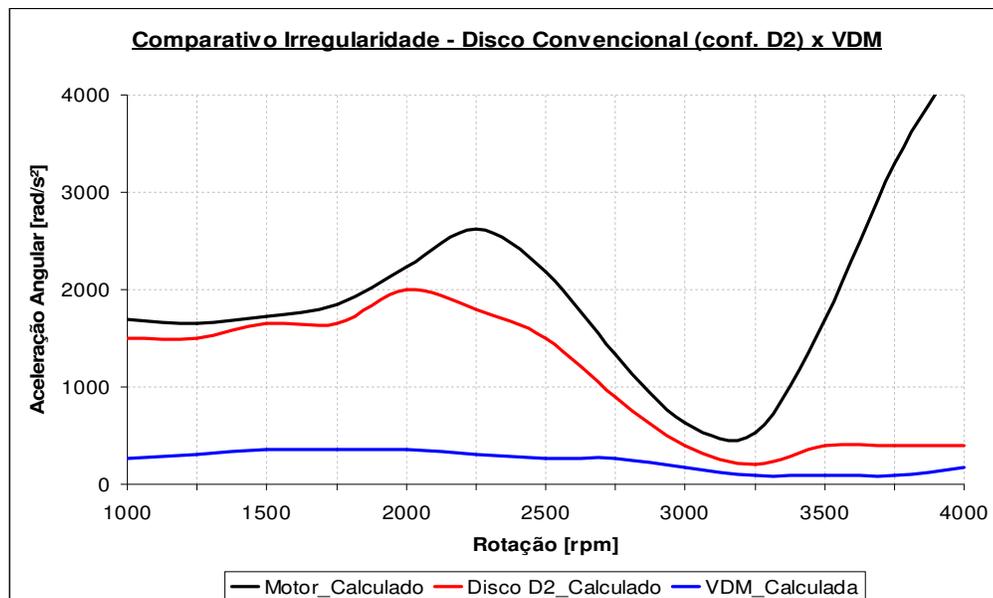


Figura 47: Comparativo de resultados: Disco de embreagem Convencional versus VDM

Verificamos que algumas configurações testadas do disco de embreagem convencional indicaram a existência de uma ressonância no *powertrain* do veículo.

Em paralelo a estas simulações fizemos medições veiculares utilizando as seguintes propostas:

- Proposta 1: Construir um disco de embreagem que melhor apresentou isolamento pelo método (configuração D2) com volante rígido e verificar o comportamento no veículo;
- Proposta 2: Montar o VDM no mesmo veículo com o disco de embreagem rígido e também verificar o seu comportamento;

Com estes resultados podemos comparar com os resultados calculados e verificar com isso a eficiência do cálculo (teoria) x medição real no veículo.

- Comparativo: Disco Convencional configuração D2 (melhor filtro) – Cálculo x Medição

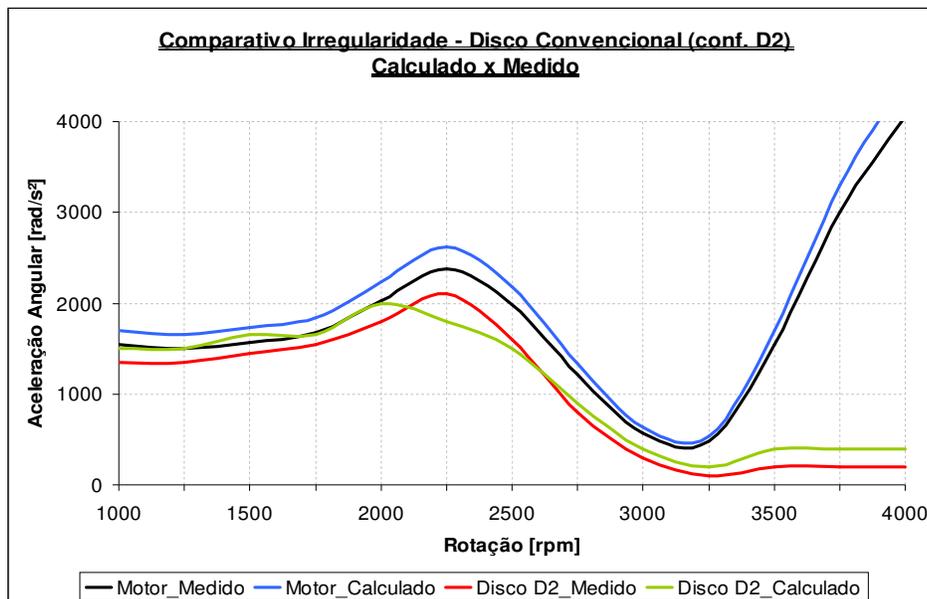


Figura 48: Comparativo de resultados: Disco de embreagem Convencional – Cálculo x Medição

- Comparativo: Volante de Dupla Massa (VDM) – Cálculo x Medição

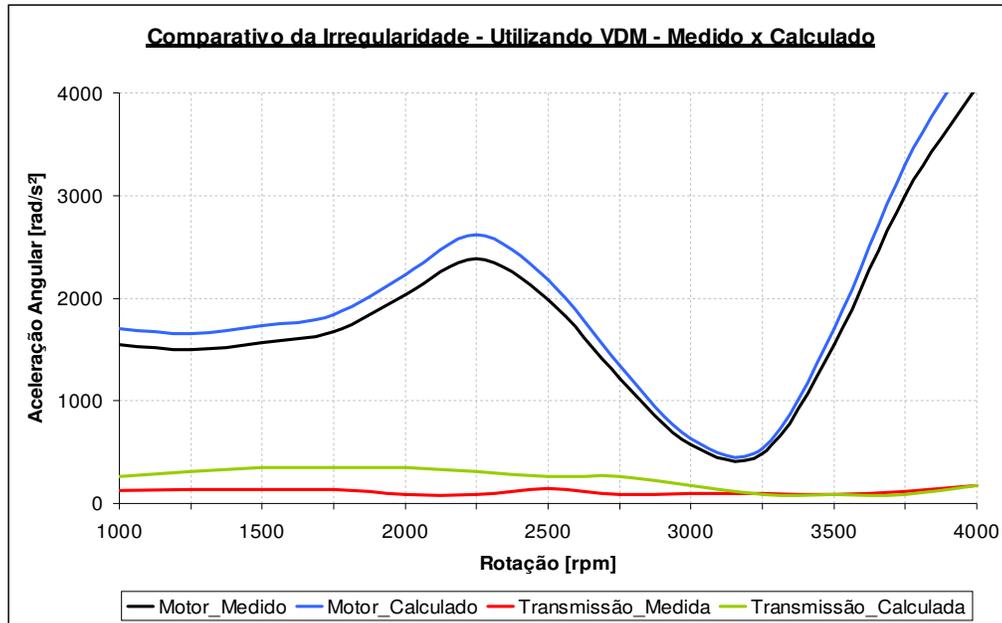


Figura 49: Comparativo de resultados: Volante de Dupla Massa – Cálculo x Medição

Verificamos que os resultados apresentados pelo método matemático estão muito próximos da medição veicular onde estas diferenças podem estar nos valores da rigidez, coeficientes de amortecimento utilizados.

6 Conclusões

Verificamos que o erro máximo apresentado entre os valores das frequências naturais e dos de vibrações entre os softwares Matlab e o da LuK foi em torno de 4%, o que é considerado muito bom. Esta comparação serviu para validar as nossas equações de movimento.

Verificamos que a irregularidade dos motores flex está bem abaixo da irregularidade dos motores movidos a diesel. Fizemos um levantamento de todos os veículos flex medidos na Engenharia da LuK e verificamos que quando o veículo está abastecido com álcool a irregularidade é em torno de 30% pior do que quando abastecido com gasolina. O motor diesel chega a apresentar uma irregularidade entre 95% a 180%, pior que o veículo flex abastecido com gasolina, dependendo da marcha avaliada.

A análise da rotação do motor em função da aceleração angular aplicando-se as curvas de pressão do cilindro que é transformado no torque de entrada do motor nos mostrou um gráfico mais amplo do comportamento do veículo.

O Volante de Dupla Massa apresentou uma melhor absorção na irregularidade do motor diesel na teoria e vimos que dependendo do Disco de Embreagem Convencional utilizado podemos verificar o surgimento de ressonâncias.

O Disco de Embreagem Convencional na sua melhor configuração (D2) conseguiu reduzir a ressonância apresentada pelo veículo, porém a irregularidade na entrada da transmissão ainda continua em um nível alto o que ainda podemos ter o aparecimento do ruído em Tração (*drive rattle*).

Por sua vez o Volante de Dupla Massa conseguiu eliminar a ressonância por completo além de reduzir muito a irregularidade na entrada da transmissão, o que por sua vez não causará ruído no veículo.

Verificamos que os resultados apresentados pelo método matemático estão muito próximos da medição veicular onde estas diferenças podem estar nos valores da rigidez, coeficientes de amortecimento utilizados que as vezes são considerados padrões.

Para um trem de potência com motor Diesel a melhor solução para absorção da irregularidade do motor é o Volante de Dupla Massa, tanto para o caso analisado como para um caso genérico.

O disco de embreagem Convencional apresenta uma boa absorção na irregularidade nos motores Flex, porém isto não se repete para os motores Diesel.

Devido ao aumento das potências dos motores, reduções de custo no powertrain, diminuição da isolamento do veículo pelas montadoras e o conjunto de embreagem ficando cada vez mais limitado fisicamente o Disco de Embreagem Convencional já não está conseguindo reduzir os ruídos de rattle que surgem nos veículos. Com isso deve-se partir para outra tecnologia na absorção da irregularidade que é o Volante de Dupla Massa.

A única desvantagem do Volante de Dupla Massa atualmente é o seu custo elevado por ser uma peça importada da matriz Alemanha. Porém se justificar uma linha de produção no Brasil para a fabricação do VDM com certeza o custo final irá diminuir consideravelmente.

7. Referências Bibliográficas

- Shaver, R. Manual transmission clutch systems. Warrendale: SAE, 1997;
- Ricardo Consulting Engineers. Transmissions – technologies and trends. Trabalho apresentado em Fevereiro, 2003;
- Riedel, L. H.; Duque, E. L.; Horowitz, R. O.; Vettorazzo Neto, D.; Almeida, J. R.; Cerone, C. R. T. Optimization of a clutch disc torsional damping system design. SAE, 2002-01-3389;
- Beuschel, M.; Schöder, D. Identification and compensation of combustion torque pulsation using a harmonic activation neural network. Technische Universität München: Munique, 1999;
- Ohnuma, S.; Yahata, S.; Inagawa, M.; Fujimoto, T. Research on idling rattle of manual transmission. SAE, 850979;
- Johnston, P. R. e Shusto, L. M., Analysis of Diesel engine crankshaft torsional vibrations. SAE Special Publications. 1987;
- Draminski, P., Extended treatment of secondary resonance. Ship Build. Marine Eng. Int. 1988;
- Hestermann, D. C. and Stone, B. J., Secondary inertia effects in the torsional vibration of roc. Inst. Mech. Eng. 1994;
- Pasricha, M. S., Effect of the gas forces on parametrically excited torsional vibrations of reciprocating engines. Journal of Ship Research. 2001;
- Brusa, E., Delprete, C. and Genta, G., Torsional vibration of crankshafts: Effect of non- constant moments of inertia. Journal of Sound and Vibration. 1997;
- Song, X. G., Song, T. X., Xue, D. X. And Li, B. Z., Progressive torsional-axial continued vibrations in crankshaft systems: A phenomenon of coupled vibration. Trans. ASME, Rotating Mach. Vehicle Dyn. 1991;
- Lacy, D. J., Computers in analysis techniques for reciprocating engine design. ImechE International Conference on Vibration and Rotating Machinery , 1987;
- Boysal, A. and Rahnejat, Torsional vibration analysis of a multi-body single cylinder internal combustion engine model. Appl. Math. Modeling. 1997;

Den Hartog, J. P., Mechanical vibrations. New York: Dover Publications. 1985;

Ker Wilson, W., Practical solution of torsional vibration problems. New York: John Wiley & Sons Inc. 1963;

Iwamoto, S. and Wakabayashi, K., A study on the damping characteristics of torsional vibration in Diesel engines. Journal of the Marine Engineering Society. 20, 1985;

Wang, Y. and Lim, T. C., Prediction of torsional damping coefficients in reciprocating engine. Journal of Sound and Vibration. 2000;

Honda, Y., Saito, T., Dynamic characteristics of torsional rubber dampers and their optimum tuning. SAE Technical Paper Series. 870580, 1987;

Maragonis, I. E., The torsional vibrations of marine Diesel engines under fault operation of its cylinders. Forschung im Ingenieurwesen – Engineering Research. 1992;

Singh, R., Xie, H., Comparin, R. J., Analysis of automotive neutral gear rattle. Journal of Sound and Vibration, v. 131, 1989;

Reik, W., Torsional Vibration in the Drive Train of Motor Vehicles Principle Considerations. In: 4th LuK Clutch Symposium - Torsional Vibrations in the Drive Train, Baden-Baden, April 20, 1990;

LuK Embreagens do Brasil. 1^o Simpósio Sobre Embreagens no Brasil. São Paulo: s. n., 1987;

Outras consultas:

- Kiencke, U. and Nielsen, L., Automotive Control Systems, SAE International, Springer, 2000;
- Miranda, U. A., Aplicação de Métodos de Análise Tempo-Frequência ao Estudo de Sistemas Rotativos. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002, 128 p. Tese (Mestrado);
- Idehara, S. J., Aplicação de Técnicas de Order Tracking para a Análise de Máquinas e Componentes Rotativos, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003, 132p. Tese (Mestrado);

- Blough, J. R., Improving The Analysis Of Operating Data On Rotating Automotive Components, Department of Mechanical, Industrial, and Nuclear Engineering of the College of Engineering, University of Cincinnati, Cincinnati, 1998;
- Reik, W., Seebacher, R. and Kooy, A., The Dual Mass Flywheel In: 6th LuK Clutch Symposium – Comfort and Economy, Baden-Baden, March 20, 1998;
- Hayes, P.A. and Quantz, C.A., ‘Determining vibration, radiation efficiency and noise characteristics of structural design using analytical techniques’, SAE 820440, 1982;
- Nefske, D.J. and Sung, S.H., ‘Coupled vibration response of the engine crank-block system’ in ASME 12th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Montreal, Quebec, Canada, ASME, New York, DE-Vol. 18-4, 1989;
- Sohn, K., Honda, S., Okuma, M., Ishii, T. and Nagamatsu, A., ‘Basic research on the vibration and noise of internal combustion engines’, JSME International Journal, Series C 36(4), 1993;
- Sung, S.H., Nefske, D.J., Chen, F.H.K. and Fannin, M.P., ‘Development of an engine system model for predicting structural vibration and radiated noise of the running engine’, SAE 972039, 1997;
- MA, Z.-D. and PERKINS, N.C., 2003, Na Efficient Multibody Dynamics Model for Internal Combustion Engine Systems, Multibody System Dynamics, Vol. 10, pp. 36-391;
- Nikravesh, P.E., 1988, Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems, Prentice-Hall, New Jersey.
- Comparin, R. J., A Study of the Frequency Response of Impact Pairs with Application to Automotive Gear Rattle, Ohio State University, 1988;
- Comparin, R. J., An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 1990;
- Gillespie, Vehicle Dynamics, 1992;
- Azar, R.C., Crossley, F.R.E., Digital Simulation of Impact Phenomenon in Spur Gear Systems, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, v.99, 1977;
- Dubowsky, S., Freudenstein, F., Dynamic Analysis of Mechanical Systems With Clearances, Part 2: Dynamic Response, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 1971;
- Genta, G., Vibration of structures and machines - Practical aspects, 3rd edition, Springer, 1998;

- Arias-Paz, M., Manual de Automóveis 2a Edição, Editora Mestre Jou, Espanha, 1970;
- Meriam, J.L., Dinâmica, 1a ed., Livros técnicos e científicos editora, 1976;
- Inman, D. J., Engineering Vibration, 1st edition, Prentice Hall, 1996;
- Gerges, Samir N. Y., Ruídos e Vibrações Veiculares, 2005;
- SAE International, Manual Transmission Clutch Systems – AE17, 1997;

Sites na Internet

- Pesquisa sobre embreagens e volantes de dupla-massa. Disponível em: <www.luk.com.br>.
- Pesquisa sobre embreagens e volantes de dupla-massa. Disponível em: <www.sachs.com.br>.
- Pesquisa sobre transmissões, embreagens e volante de dupla-massa. Disponível em: <<http://car.eng.ohio-state.edu>>.
- Pesquisa sobre transmissões, embreagens e volante de dupla-massa. Disponível em: <<http://arc.engin.umich.edu>>.
- Pesquisa sobre transmissões, embreagens e volante de dupla-massa. Disponível em: <www.autonvh.org>.
- Pesquisa a papers técnicos. Disponível em: <www.sae.org>.
- Transmission News. Disponível em: <www.ricardo.com>.
- Pesquisa sobre informações sobre engrenagens. Disponível em: <www.efunda.com>.
- Pesquisa sobre informações sobre mercado automotivo. Disponível em: <www.just-auto.com>.
- Pesquisa sobre figuras, animações e filmes. Disponível em: <www.howstuffworks.com>.
- Pesquisa sobre Mechanical Torsional Damper. Disponível em: <www.inderscience.com>.
- Pesquisa sobre dados técnicos de veículos brasileiros. Disponível em: <www.quatrorodas.com.br>.
- Pesquisa sobre dados técnicos de veículos GM (Chevrolet). Disponível em: <www.gm.com.br>.

Anexos

a) Dados do Motor Diesel analisado

%1. Definição das variáveis:

%1.1. Dados geométricos:

L = 0.170; %Comprimento da Biela [m]

R = 0.045; %Raio da arvore de manivelas [m]

C = 0; %Posição do centro do pistão [m]

d = 0.093; %Diâmetro do pistão [m]

qp = 220; %Velocidade angular da manivela [rad/s]

qpp = 0; %Aceleração angular da manivela [rad/s²]

área = 0.25*pi*d²; %Área do cilindro [m²]

%1.2. Propriedades de inércia:

%1.2.1. Massas e Centro de Massas dos Componentes:

m2=5.3369; %[Kg] massa da manivela (corpo 02)

m3=1.3024; %[Kg] massa da biela (corpo 03)

m4=0.9041; %[Kg] massa do pistão (corpo 04)

cg2=0.0006; %[m] centro de massa da manivela

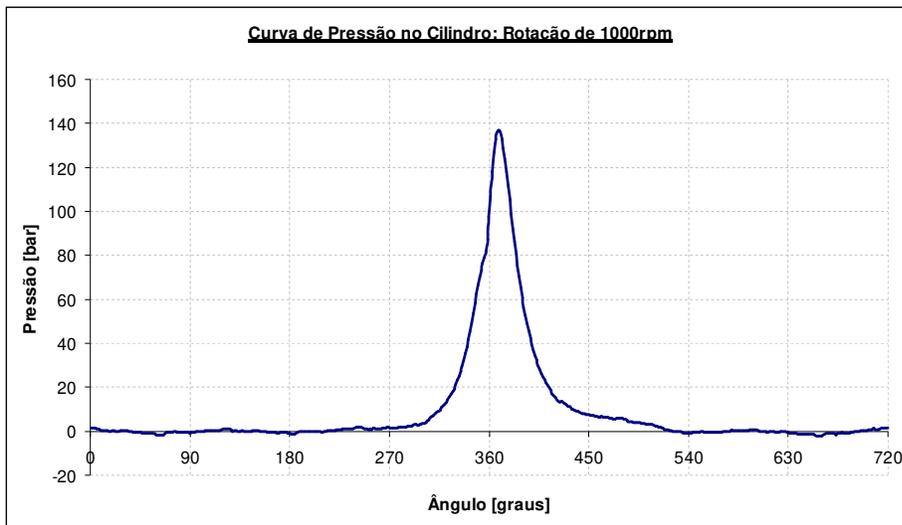
cg3=0.0492; %[m] centro de massa da biela

cg4=0; %[m] centro de massa do pistão

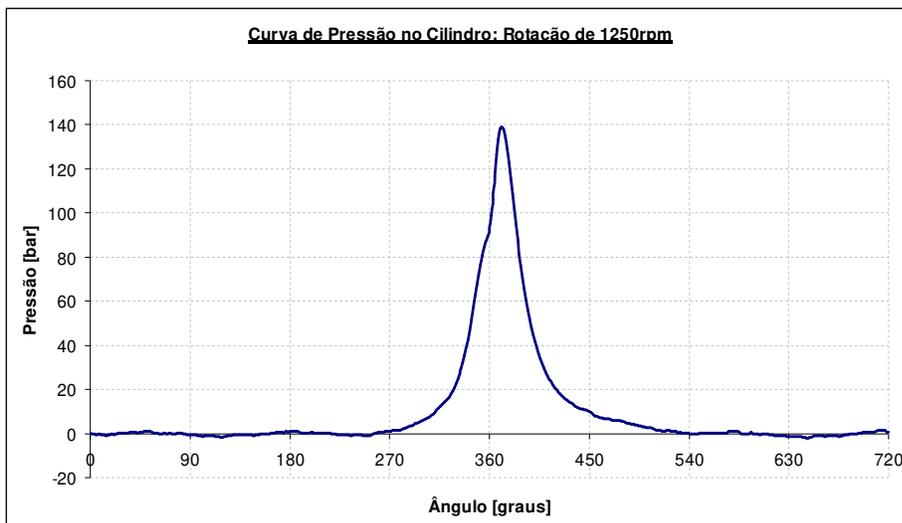
b) Curvas de pressão do motor

Estas curvas de pressão no cilindro serão utilizadas como entrada do nosso modelo onde o algoritmo irá transformar esta curva de pressão em uma curva de torque. Abaixo seguem as curvas de pressão para as rotações analisadas:

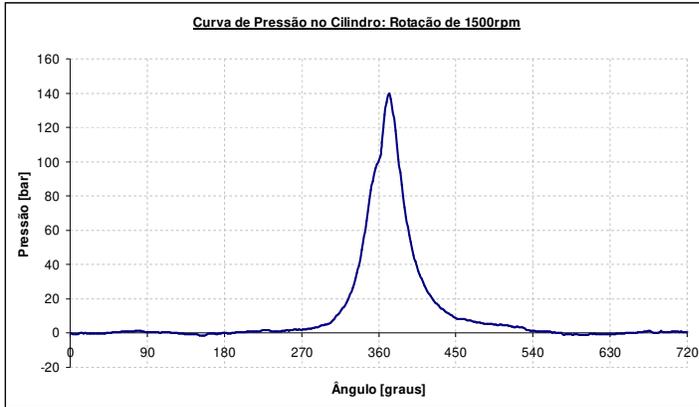
- 1000rpm:



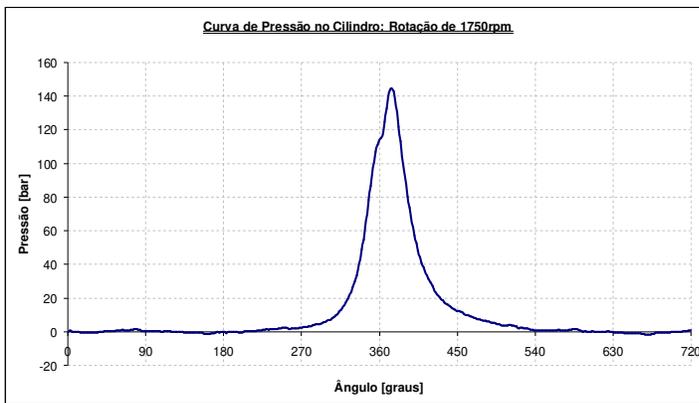
- 1250rpm:



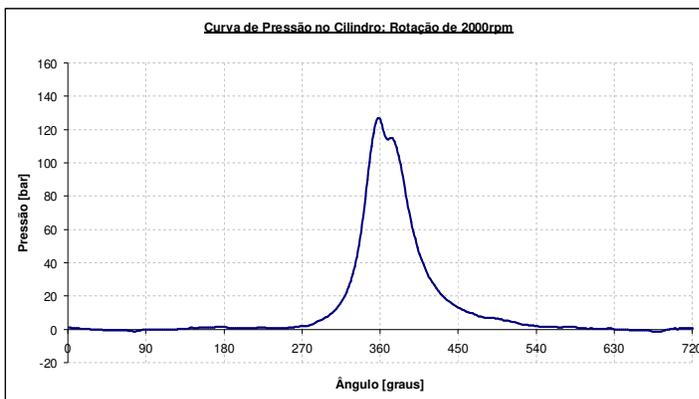
- 1500rpm:



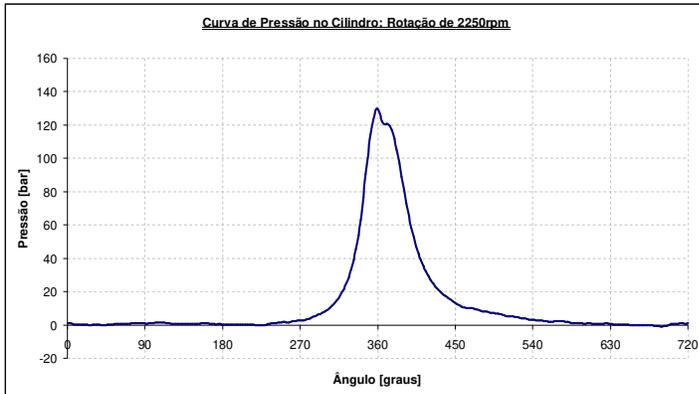
- 1750rpm:



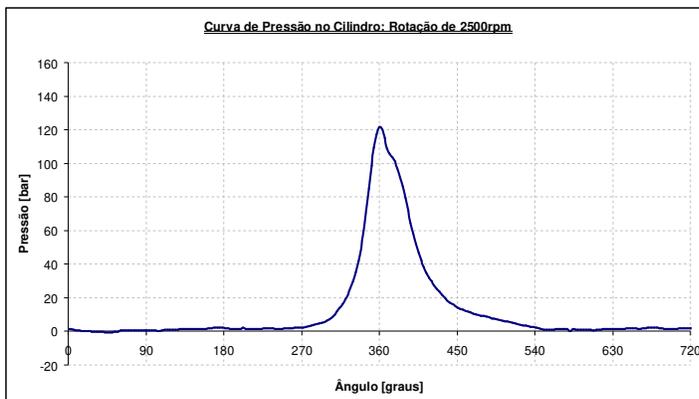
- 2000rpm:



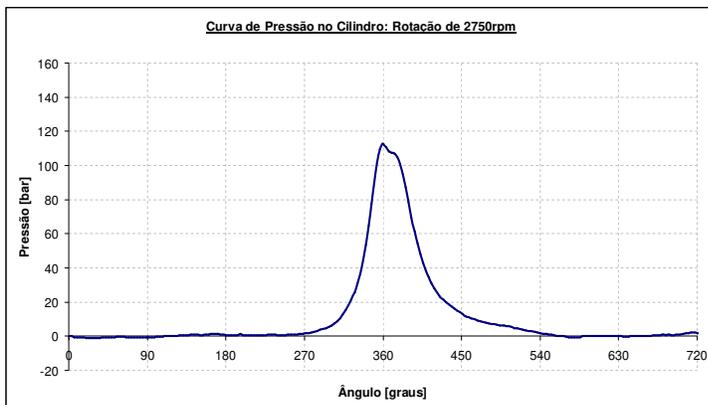
- 2250rpm:



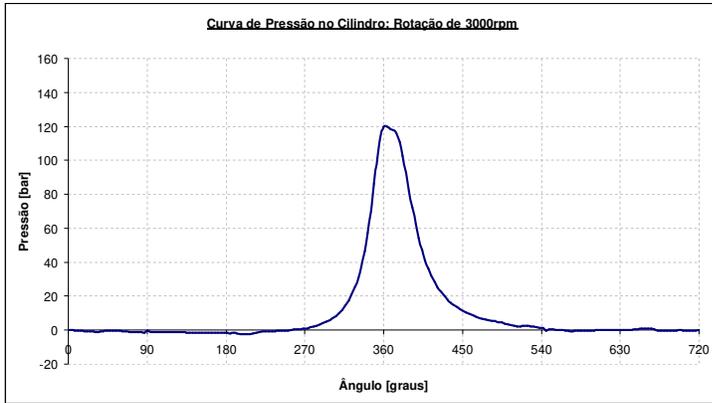
- 2500rpm:



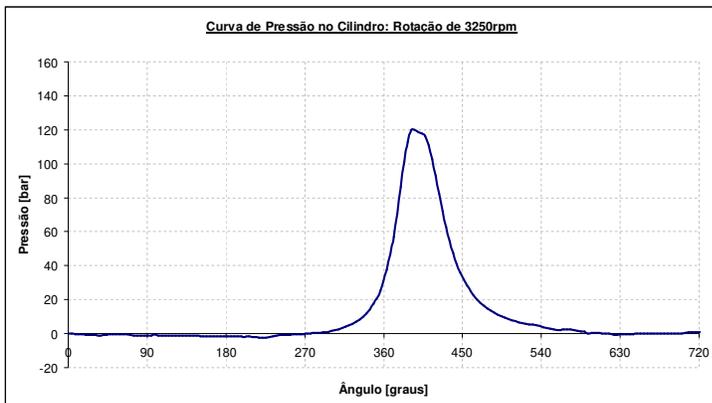
- 2750rpm:



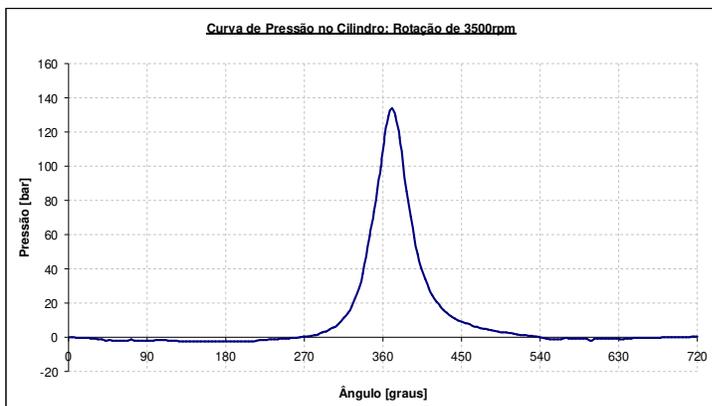
- 3000rpm:



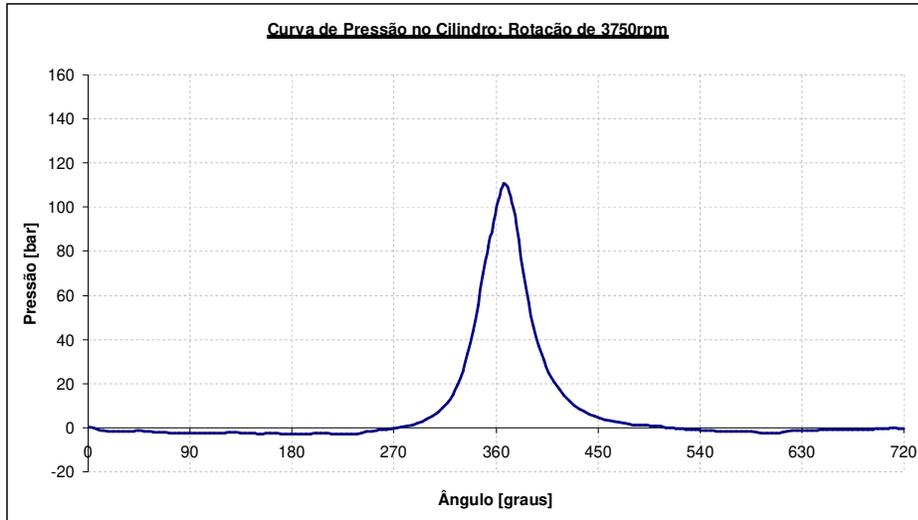
- 3250rpm:



- 3500rpm:



- 3750rpm:



- 4000rpm:

