

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

REDUÇÃO DA INÉRCIA ROTACIONAL NO PROJETO DO TREM DE FORÇA

Diego Haim

São Paulo
2011

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

REDUÇÃO DA INÉRCIA ROTACIONAL NO PROJETO DO TREM DE FORÇA

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção do título de
Graduação em Engenharia

Diego Haim

Orientador: Ronaldo de Breyne
Salvagni

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Haim, Diego

**Redução da inércia rotacional no projeto do trem de força /
D. Haim. – São Paulo, 2011.
107 p.**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1. Trem de força 2. Dinâmica veicular 3. Estudo de caso
I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento
de Engenharia Mecânica II. t.**

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni, pela orientação durante o decorrer do projeto.

Ao Prof. Dr. Francisco Emilio Baccaro Nigro, pelo tempo despendido, conhecimento compartilhado e indispensável ajuda.

Aos profissionais da Fiat Powertrain Technologies pelas informações e dados cedidos.

RESUMO

A inércia rotacional do trem de força, composto pelos elementos de transmissão de potência desde o motor até as rodas, influencia diretamente no desempenho e consumo do veículo durante processos de aceleração. O presente trabalho visa analisar a inércia rotacional do trem de força e seus componentes de forma a identificar possíveis pontos de melhoria. Para tanto, um estudo de caso foi desenvolvido com dados e desenhos do trem de força de um veículo atual fornecidos pela *Fiat Powertrain Technologies* (FPT) de forma a identificar os componentes mais relevantes em termos de inércia rotacional equivalente, sendo o motor e volante de inércia responsável por 92% da mesma. Um segundo estudo de caso foi realizado para estudar a substituição do volante de inércia do motor por um volante de dupla massa (VDM), permitindo assim uma redução de 30% da inércia rotacional do mesmo, correspondendo a um decréscimo de 56kg na massa equivalente do veículo e com uma melhora da condição de vibração do trem de força na faixa de operação do motor, eliminando a ocorrência de *rattle*.

Palavras chave: Trem de força, dinâmica veicular, estudo de caso, inércia rotacional.

ABSTRACT

The rotational inertia of the Powertrain, comprising the elements of power transmission from the engine to the wheels, directly influences the performance and consumption of the vehicle during acceleration. This study aims to analyze the rotational inertia of the Powertrain and its components in order to identify possible areas for improvement. Thus, a case study was developed with drawings and data provided by Fiat Powertrain Technologies (FPT) from a current vehicle in order to identify the most relevant components in terms of equivalent rotational inertia, being the engine and flywheel responsible for 92% of it. A second case study was conducted in order to study the replacement of the original flywheel with a dual-mass flywheel, thus allowing a 30% reduction in its rotational inertia, corresponding to a 56kg decrease in the vehicle equivalent mass and improving the vibration in the Powertrain in the range of engine operation, eliminating the occurrence of rattle.

Keywords: Powertrain, vehicle dynamics, case study, rotational inertia.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Configurações usuais do trem de força. Adaptado de Crolla (2007).	2
Figura 2.2 – Componentes primários do trem de força. Adaptado de Gillespie (1992).	4
Figura 2.3 – Volante de inércia de dupla-massa (“ <i>Dual-mass Flywheel</i> ”) fabricado pela ZF. Site da ZF americana.	5
Figura 2.4 – Vista em corte de uma embreagem de disco seco. Adaptado de Duffy (2004).	7
Figura 2.5 – Dupla embreagem fabricada pelo BorgWarner (fornecedora da Volkswagen). Site da BorgWarner.	8
Figura 2.6 – Mecanismo de sincronização com anel de cone simples (ZF-B). Adaptado de Lechner, Naunheimer (1999).	10
Figura 2.7 – Caixa de redução com diferencial embutido (“ <i>transaxle</i> ”) para um motor transversal. Adaptado de Duffy (2004).	10
Figura 2.8 – Caixa de redução com diferencial embutido (“ <i>transaxle</i> ”) para um motor longitudinal. Adaptado de Duffy (2004).	11
Figura 2.9 – Caixa de redução para um motor longitudinal e tração traseira. Adaptado de Duffy (2004).	11
Figura 2.10 – Transmissão automatizada ZF-AS-Tronic. Adaptado do site da ZF americana.	12
Figura 2.11 – Transmissão por dupla embreagem (“ <i>Dual-clutch transmission</i> ”) modelo “7 DCT 50” com dupla embreagem multi-discos molhada e volante de inércia de dupla-massa. Adaptado do site da ZF americana.	13
Figura 2.12 – Transmissão automática de 8 velocidades modelo “8HP 45” da ZF com embreagem multi-discos molhada para solidarização e sistema de absorção de vibração torcional. Adaptado do site da ZF americana.	14
Figura 2.13 – Transmissão continuamente variável (CVT) de polia variável Ford CTX. Adaptado de Lechner, Naunheimer (1999).	15
Figura 2.14 – Diferencial de eixo traseiro . Adaptado de Lechner, Naunheimer (1999).	16
Figura 3.1 – Curvas características de potência e torque pela rotação de motores a gasolina e diesel. Adaptado de Gillespie (1992).	18
Figura 3.2 – Esquema da transmissão de torque e rotação pelos elementos do trem de força.	19
Figura 3.3 – Transmissão manual de 5 velocidades de carro de passeio (VW MQ 5-speed manual passenger car gearbox) de Lechner, Naunheimer (1999).	25

Figura 3.4 – Esquema da transmissão manual de 5 velocidades de carro de passeio (VW MQ 5-speed manual passenger car gearbox).	26
Figura 3.5 – Detalhe do esquema do diferencial da transmissão manual de 5 velocidades de carro de passeio (VW MQ 5-speed manual passenger car gearbox).	29
Figura 4.1 – Fotos do exterior de um modelo para demonstração do motor FPT E.torQ 1.8l 16V.	32
Figura 4.2 – Curvas preliminares de torque e potência pela rotação do motor FPT E.torQ 1.8l 16V com etanol.	32
Figura 4.3 – Componentes girantes do motor E.torQ 1.8l 16v da FPT, incluindo virabrequim, volante de inércia, conjunto da embreagem e base das bielas.	33
Figura 4.4 – Fotos do exterior da transmissão manual de 5 velocidades modelo C510 da FPT. (Site da FPT).....	34
Figura 4.5 – Montagem interna da transmissão manual de 5 velocidades modelo C510 da FPT.....	35
Figura 4.6 – Esquema da transmissão manual de 5 velocidades modelo C510 da FPT..	35
Figura 4.7 – Diferencial da transmissão modelo C510 da FPT.....	38
Figura 4.8 – Semi-eixos, discos de freio, cubos de roda e rodas para a Fiat Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V.....	39
Figura 4.9 – Tempo relativo em que cada marcha é utilizada.....	43
Figura 5.1 – Representação esquemática do trem de força reduzido a massas, molas e amortecedores torcionais (DUQUE 2005).	46
Figura 5.2 – Modelo simplificado do trem de força.	46
Figura 5.3 – Representação da ressonância na geração de <i>rattle</i> . (DUQUE 2005).	49
Figura 5.4 – Representação da situação ideal de redução da frequência de ressonância (DUQUE 2005).	50
Figura 5.5 – Vista explodida de um Volante de Dupla Massa. (MELO 2010).....	51
Figura 5.6 – Vista representativa em corte de um VDM. (ALBERS 1994).	52
Figura 5.7 – Representação esquemática de um Volante de Dupla Massa.	52
Figura 5.8 – Curvas típicas de resposta de um VDM com a variação da inércia secundária. Adaptado de LUK (1990).	53
Figura 5.9 – Amplitude simulada da vibração de 2ª ordem no motor em função da rotação para o motor original e um motor com a inércia do volante (rígido) reduzida.	54
Figura 5.10 – Curvas típicas de resposta de um VDM com a variação da rigidez. Adaptado de LUK (1990).	55
Figura 5.11 – Medição dos picos de aceleração angular de 2ª e 4ª ordem em função da rotação do motor no volante de inércia e na entrada da transmissão. Adaptado de DUQUE (2005).	58

Figura 5.12 – Comparação entre a resposta simulada e medida de aceleração na entrada da transmissão para uma excitação de 2a ordem no volante de inércia. Adaptado de DUQUE (2005).	61
Figura 5.13 – Modelo trem de força com a inclusão do VDM.	62
Figura 5.14 – Medição em ensaio dos picos de aceleração angular em função da rotação do motor na entrada da transmissão. Adaptado de DUQUE (2005).	68
Figura 5.15 – Respostas de aceleração do volante secundário (θ_{vs}) e da transmissão (θ_t) em função da rotação do motor para 3 valores de Cvdm e 3 de redução porcentual da inércia rotacional do volante, além das curvas da aceleração original do motor (θ_M), entrada real de aceleração do sistema simulado (θ_{MVDM}) e a aceleração na transmissão medida em dinamômetro ($\theta_t - \text{ensaio}$).	70
Figura 5.16 - Operador de respostas da aceleração do volante secundário e da transmissão em função da rotação do motor para 3 valores de Cvdm e 3 de redução porcentual da inércia rotacional do volante.	71
Figura 5.17 – Respostas do sistema com os parâmetros: redução de 30% na inércia rotacional do volante e Cvdm = 0,04N.m/o	73
Figura 5.18 – Operador de respostas da aceleração da transmissão e do volante secundário com os parâmetros: redução de 30% na inércia rotacional do volante e Cvdm = 0,04N.m/o	74
Figura A.1 – Seção transversal de um pneu 175/65 R14.	80
Figura A.2 – Geometria estimada da seção transversal do pneu 175/65.	81
Figura A.3 – Modelo para determinação do fator multiplicador para as paredes laterais do pneu.	82
Figura B.1 – Ciclo urbano padrão para os testes de emissões no Brasil - FTP-75 (NBR 6601).	85
Figura B.2 – Tempo relativo em que cada marcha é utilizada.	86
Figura E.1 – Respostas de aceleração do volante secundário (θ_{vs}) e da transmissão (θ_t) em função da rotação do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e Cvdm variando entre 0,001 N.m.s/ ^o e 0,009 N.m.s/ ^o , além das curvas da aceleração original do motor (θ_M), entrada real de aceleração do sistema simulado (θ_{MVDM}) e a aceleração na transmissão medida em dinamômetro ($\theta_t - \text{ensaio}$).	97
Figura E.2 – Respostas de aceleração do volante secundário (θ_{vs}) e da transmissão (θ_t) em função da rotação do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e Cvdm variando entre 0,01 N.m.s/ ^o e 0,09 N.m.s/ ^o , além das curvas da aceleração original do motor (θ_M), entrada real de aceleração do sistema simulado (θ_{MVDM}) e a aceleração na transmissão medida em dinamômetro ($\theta_t - \text{ensaio}$).	98

Figura E.3 – Respostas de aceleração do volante secundário (θ_{vs}) e da transmissão (θ_t) em função da rotação do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e C_{vdm} variando entre 0,1 N.m.s/ $^\circ$ e 0,9 N.m.s/ $^\circ$, além das curvas da aceleração original do motor (θ_M), entrada real de aceleração do sistema simulado (θ_{MVDM}) e a aceleração na transmissão medida em dinamômetro ($\theta_t - ensaio$).....	99
Figura E.4 – Operador de respostas da aceleração da transmissão e do volante secundário em função da do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e e C_{vdm} variando entre 0,001 N.m.s/ $^\circ$ e 0,009 N.m.s/ $^\circ$	100
Figura E.5 – Operador de respostas da aceleração da transmissão e do volante secundário em função da do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e e C_{vdm} variando entre 0,01 N.m.s/ $^\circ$ e 0,09 N.m.s/ $^\circ$	101
Figura E.6 – Operador de respostas da aceleração da transmissão e do volante secundário em função da do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e e C_{vdm} variando entre 0,1 N.m.s/ $^\circ$ e 0,9 N.m.s/ $^\circ$	102
Figura A.1 – Fiat Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V.	103
Figura B.1 – Comparativo entre Marchas x Comportamento do Motor (DUQUE 2005).	106
Figura B.2 – Comparativo de Irregularidade Medida em Dinamômetro x Carro (DUQUE 2005).	107

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Configurações usuais do trem de força.	2
Tabela 4.1 – Ficha técnica do motor E.torQ 1.8l 16V da FPT.	31
Tabela 4.2 – Inércia rotacional do motor E.torQ 1.8l 16V da FPT.	33
Tabela 4.3 – Inércia rotacional do eixo primário da transmissão C510 da FPT e seus componentes.	36
Tabela 4.4 – Inércia rotacional do eixo secundário da transmissão C510 da FPT e seus componentes.	36
Tabela 4.5 – Relação de transmissão para cada marcha da transmissão C510 da FPT.	37
Tabela 4.6 – Inércia rotacional equivalente da transmissão C510 da FPT do ponto de vista do motor para cada uma das marchas.	38
Tabela 4.7 – Inércia rotacional do diferencial da transmissão C510 da FPT.	39
Tabela 4.8 – Inércia rotacional dos semi-eixos, discos de freio, cubos de roda, rodas e pneus para a Fiat Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V.	40
Tabela 4.9 – Compilação dos dados e valores calculados da inércia equivalente e massa equivalente dos componentes girantes do trem de força, além da massa equivalente do veículo e fator de massa para o Fiat Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V E.torQ.	42
Tabela 4.10 – Influência de cada um dos componentes estudados na inércia rotacional equivalente do trem de força em cada marcha.	43
Tabela 4.11 – Massa equivalente de cada componente para cada marcha.	44
Tabela 5.1 – Características do motor utilizado nos ensaios (DUQUE 2005).	57
Tabela 5.2 – Parâmetros do modelo original de DUQUE (2005) para simulação (Modelo de transmissão “B”).	59
Tabela 5.3 – Variáveis da simulação.	67
Tabela 5.4 – Redução percentual adotada e parâmetros calculados.	72
Tabela A.1 – Volume, massa e inércia rotacional das 3 seções do pneu 175/65 revolucionado em torno de um raio de 190,5mm.	81
Tabela A.2 – Inércia rotacional das 3 seções do pneu 205/70 corrigidas pelos fatores multiplicadores.	83
Tabela B.1 – Tempo despendido e tempo relativo por marcha.	85
Tabela D.1 – Dados técnicos do motor analisado por MELO (2010).	95
Tabela D.2 – Parâmetros dos componentes do motor.	95
Tabela D.3 – Distribuição percentual da inércia rotacional no motor.	96

LISTA DE ABREVIACÕES E SBOLOS

Abreviações

<i>CVT</i>	Transmissão continuamente variável (“ <i>Continuously Variable Transmission</i> ”)
<i>VDM</i>	Volante de inércia de dupla-massa (“ <i>Dual-mass Flywheel</i> ”)
<i>ECU</i>	Unidade de controle eletrnico (“ <i>Engine Control Unit</i> ”)
<i>FPT</i>	<i>Fiat Powertrain Technologies</i>

Sbolos

Unidade

Capítulo 3

g	Aceleração da gravidade	9,807 m/s ²
T_M	Torque do motor a uma determinada rotação obtido a partir de ensaios com dinamômetro	N.m
T_{Ms}	Torque de saída do motor	N.m
$\ddot{\theta}_M$	Aceleração angular do motor	rad/s ²
I_M	Inércia rotacional do motor	kg.m ²
T_V	Torque de saída do volante de inércia	N.m
I_V	Inércia rotacional do volante de inércia	kg.m ²
T_{EM}	Torque de saída da embreagem	N.m
I_{EM}	Inércia rotacional da embreagem	kg.m ²
T_T	Torque de saída da transmissão	N.m
$\ddot{\theta}_{Ts}$	Aceleração angular do eixo de saída da transmissão	rad/s ²
I_T	Inércia rotacional da transmissão (do ponto de vista do motor)	kg.m ²
N_T	Relação de transmissão da transmissão	-
T_E	Torque de saída do eixo de transmissão	N.m
I_E	Inércia rotacional do eixo de transmissão	kg.m ²

T_D	Torque de saída do diferencial	N.m
$\ddot{\theta}_D$	Aceleração angular do diferencial	rad/s ²
I_D	Inércia rotacional do diferencial (do ponto de vista do motor)	kg.m ²
N_D	Relação de transmissão do diferencial	-
T_R	Torque de saída das rodas	N.m
I_{ET}	Inércia rotacional dos eixos de tração	kg.m ²
I_R	Inércia rotacional das rodas, pneus, cubos de roda e discos de freio	kg.m ²
T_r	Torque resultante	N.m
$\ddot{\theta}$	Aceleração angular	rad/s ²
I	Inércia rotacional	kg.m ²
F_X	Força trativa no solo	N
a_X	Aceleração longitudinal do veículo	rad/s ²
r	Raio das rodas motoras	m
η_{TD}	Eficiência combinada do trem de força.	-
I_{eqP}	Inércia equivalente do trem de força	kg.m ²
M	Massa do veículo	kg
R_X	Resistência de rolagem	N
D_A	Força aerodinâmica de arrasto	N
R_{hx}	Força de reboque	N
β	Ângulo de inclinação da pista	rad
M_r	Massa equivalente dos componentes girantes do trem de força	kg
$(M + M_r)$	Massa equivalente	kg
$(M + M_r)/M$	Fator de massa.	-
I_{T1}	Inércia equivalente da transmissão em 1ª marcha	kg.m ²
I_{T2}	Inércia equivalente da transmissão em 2ª marcha	kg.m ²
I_{T3}	Inércia equivalente da transmissão em 3ª marcha	kg.m ²

I_{T4}	Inércia equivalente da transmissão em 4ª marcha	kg.m ²
I_{T5}	Inércia equivalente da transmissão em 5ª marcha	kg.m ²

Capítulo 4

$I_{M,V,EM}$	Inércia rotacional do motor, volante de inércia e embreagem	kg.m ²
N_1	Relação de transmissão da 1ª marcha	-
N_2	Relação de transmissão da 2ª marcha	-
N_3	Relação de transmissão da 3ª marcha	-
N_4	Relação de transmissão da 4ª marcha	-
N_5	Relação de transmissão da 5ª marcha	-
N_R	Relação de transmissão da ré	-
$I_{ET,R}$	Inércia rotacional dos eixos de tração, rodas, pneus, cubos de roda e discos de freio	kg.m ²

Capítulo 5

$\ddot{\theta}_M$	Aceleração angular do motor	rad/s ²
I_{mv}	Inércia rotacional do motor e volante de inércia original do ensaio	kg.m ²
K_e	Rigidez das molas da embreagem	N.m/rad
C_e	Parâmetro de amortecimento da embreagem	N.m.s/rad
I_{Ttotal}	Inércia rotacional da transmissão e do diferencial	kg.m ²
$\ddot{\theta}_T$	Aceleração angular no eixo de entrada da transmissão	rad/s ²
K_d	Rigidez dos semi-eixos	N.m/rad
C_d	Parâmetro de amortecimento dos semi-eixos	N.m.s/rad
I_c	Inércia rotacional equivalente do veículo e dos semi-eixos, discos de freio, cubos de roda, rodas e pneus	kg.m ²
$\ddot{\theta}_c$	Aceleração angular equivalente do veículo	rad/s ²
w_n	Frequência de ressonância	rad/s

$K_{VDM_{min}}$	Mínima rigidez das molas do VDM	N.m/°
T_{max}	Torque máximo do motor em questão	N.m
CS	Coeficiente de segurança adotado para o torque máximo	-
φ_{max}	Ângulo de bloqueio do VDM	°
K_{se_i}	Rigidez angular de cada um dos semi-eixos do veículo (direito e esquerdo)	N.m/rad
K_{se}	Rigidez angular associada dos semi-eixos	N.m/rad
K_D	Rigidez dos semi eixos na entrada da transmissão	N.m/rad
B_e	Coeficiente de histerese do parâmetro de amortecimento da embreagem	-
$\ddot{\theta}_{MVDM}$	Aceleração angular do motor com a substituição do volante original pelo volante primário do VDM	rad/s ²
I_{mvVDM}	Inércia rotacional do motor e volante de inércia primário do VDM	kg.m ²
I_m	Inércia rotacional do motor	kg.m ²
I_{vp}	Inércia rotacional do volante de inércia primário do VDM	kg.m ²
K_{VDM}	Rigidez das molas do VDM	N.m/rad
C_{VDM}	Parâmetro de amortecimento do VDM	N.m.s/rad
I_{vs}	Inércia rotacional do volante de inércia secundário do VDM	kg.m ²
$\ddot{\theta}_{vs}$	Aceleração angular do volante de inércia secundário do VDM	rad/s ²
I_{v0}	Inércia rotacional do volante original	kg.m ²
I_{mv}	Inércia rotacional do motor+volante original do ensaio	kg.m ²
w_f	Frequência forçada de oscilação	rad/s
n_f	Rotação do motor	rpm
$\ddot{\theta}_{t-ensaio}$	Aceleração angular da transmissão medida em ensaio	rad/s ²

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIACÕES E SÍMBOLOS

1	INTRODUÇÃO	1
2	ESTUDO DOS COMPONENTES DO TREM DE FORÇA	2
2.1	Componentes principais.....	3
2.1.1	Volante de inércia	4
2.1.2	Acoplamento com o motor	5
2.1.3	Transmissão	8
2.1.3.1	Transmissão manual	9
2.1.3.2	Transmissão automatizada	12
2.1.3.3	Transmissão por dupla-embreagem	13
2.1.3.4	Transmissão hidráulica.....	14
2.1.3.5	Transmissão continuamente variável (CVT)	15
2.1.4	Diferencial	16
2.1.5	Eixos	17
2.1.6	Rodas, pneus, cubos e sistema de freio.....	17
3	RESPOSTA À ACELERAÇÃO LONGITUDINAL	18
3.1	Transmissão de torque pelos elementos do trem de força	19
3.2	Determinação da inércia equivalente da transmissão	24
3.2.1	Calculo da inércia equivalente da transmissão para as marchas 1 a 4.....	26
3.2.2	Calculo da inércia equivalente da transmissão para a 5ª marcha.....	28
3.3	Determinação da inércia equivalente do diferencial	29
4	ESTUDO DE CASO NA INFLUÊNCIA DOS COMPONENTES DO TREM DE FORÇA NA MASSA EQUIVALENTE DO VEÍCULO.....	31
4.1	Motor FPT E.torQ 1.8L 16V	31

4.2	Transmissão FPT C510	34
4.3	Diferencial, semi-eixos, freios, rodas e pneus	38
4.4	Inércia rotacional equivalente do trem de força	40
4.5	Influência de cada componente na inércia rotacional equivalente do trem de força	43
5	ESTUDO DE CASO NA REDUÇÃO DA INÉRCIA ROTACIONAL DO TREM DE FORÇA COM A UTILIZAÇÃO DE UM VOLANTE DE DUPLA MASSA (VDM)	45
5.1	Introdução	45
5.2	Modelo original	45
5.3	Ruído de <i>rattle</i>	48
5.4	Características do VDM	51
5.5	Parâmetros e simulações do modelo original	56
5.5.1	Motor	57
5.5.2	Modelo da transmissão, trem de força e veículo	58
5.5.3	Embreagem	60
5.6	Alteração do modelo com a inclusão do VDM	61
5.7	Simulações do modelo alterado com a inclusão do VDM	65
5.7.1	Parâmetros utilizados	65
5.7.2	Variáveis da simulação	66
5.7.3	Parâmetros de entrada de aceleração para simulação	67
5.7.4	Respostas das simulações	68
6	CONCLUSÕES	75
7	REFERÊNCIAS	77
8	BIBLIOGRAFIA	79
	APÊNDICE A – CÁLCULO DA INÉRCIA ROTACIONAL DOS PNEUS	80
	APÊNDICE B – DETERMINAÇÃO DO TEMPO RELATIVO POR MARCHA COM BASE NO CICLO URBANO PADRAO FTP-75	84
	B.1 Código em MATLAB para determinação do tempo relativo por marcha	86
	APÊNDICE C – CÓDIGO PARA SIMULAÇÃO	89
	APÊNDICE D – DETERMINAÇÃO DA INÉRCIA ROTACIONAL DO MOTOR (I_{mv})	95

APÊNDICE E – GRÁFICOS DE SIMULAÇÃO EM FUNÇÃO DO PARÂMETRO DE AMORTECIMENTO.....	97
ANEXO A – FICHA TÉCNICA DO VEÍCULO FIAT PALIO WEEKEND ADVENTURE 2012 1.8L 16V E.torQ.....	103
ANEXO B – RESULTADOS DE ENSAIOS DE DUQUE (2005)	106

1 INTRODUÇÃO

Com a crescente demanda por veículos mais econômicos, estudos têm sido realizados a fim de reduzir a massa, e consequentemente a inércia translacional do veículo em situações de aceleração e desaceleração. Entretanto, a questão da inércia rotacional não tem recebido a mesma atenção, apesar da grande influência na dinâmica do veículo.

O objetivo deste projeto é estudar os componentes do trem de força a fim de analisar quais tem maior influência na inércia rotacional do veículo e apresentam margem para otimização.

Para tanto, será feito um estudo teórico dos componentes do trem de força e estudos de caso sobre as características do trem de força de um veículo atual e sobre a possibilidade da redução da inércia rotacional e as respectivas consequências para o veículo.

Dessa forma, a motivação deste trabalho baseia-se na redução da inércia rotacional dos componentes do trem de força, reduzindo assim a massa equivalente durante o processo de aceleração/desaceleração, trazendo como benefícios o aumento do desempenho e redução do consumo dos veículos.

2 ESTUDO DOS COMPONENTES DO TREM DE FORÇA

O trem de força, aqui subentendido pelos componentes de transmissão de potência desde o virabrequim até as rodas, é composto por diversos componentes em diversas configurações de montagem e operação. As cinco mais comuns segundo Crolla (2007) estão apresentadas na Tabela 2.1e na Figura 2.1.

Tabela 2.1 - Configurações usuais do trem de força.

	Tração	Motor	Disposição
(a)	Dianteira	Dianteiro	Transversal
(b)			Longitudinal
(c)	Traseira	Dianteiro	Longitudinal
(d)		Traseiro	Transversal
(e)	Quatro rodas	Dianteiro	Longitudinal

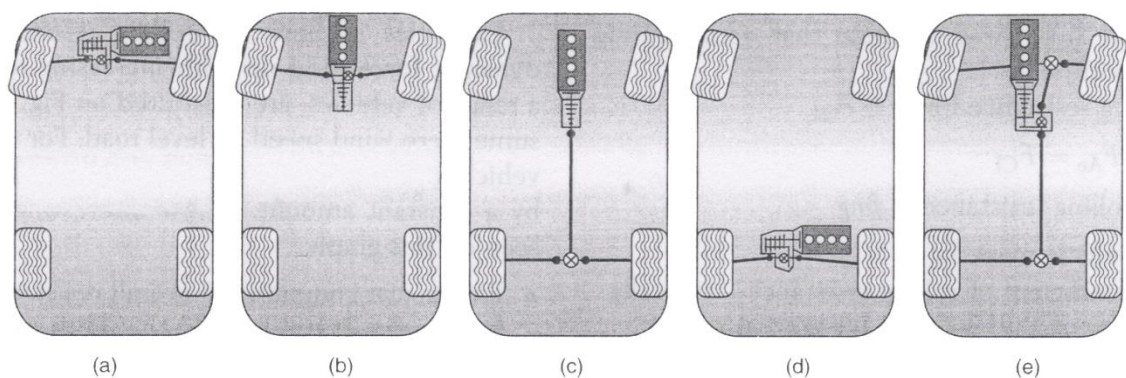


Figura 2.1 - Configurações usuais do trem de força. Adaptado de Crolla (2007).

O mais comumente utilizado atualmente é motor dianteiro transversal em carros com tração dianteira, mostrado na Figura 2.1 (a). Esta geometria, utilizada majoritariamente em carros de passeio pequenos, tem seus componentes dispostos de forma muito compacta e o diferencial pode ser incorporado à caixa de transmissão devido ao reduzido espaço disponível. Em casos onde o conjunto motor-caixa de transmissão é muito comprido e não pode ser acomodado transversalmente no veículo, a configuração mostrada na Figura 2.1 (b) pode ser usada, onde o motor é montado longitudinalmente. A alternativa disposta na Figura 2.1 (c) apresenta um motor dianteiro e tração traseira, com a caixa de transmissão

longitudinal e diferencial disposto no eixo traseiro. As outras alternativas envolvem tração traseira com motor traseiro e tração nas quatro rodas com motor dianteiro, como mostram as Figura 2.1 (d) e (e).

2.1 COMPONENTES PRINCIPAIS

O trem de força é composto basicamente pelos componentes apresentados na Figura 2.2 e listados abaixo:

- Motor (virabrequim, pistões e bielas);
- Volante de inércia;
- Acoplamento com o motor;
- Transmissão;
- Eixo de transmissão;
- Diferencial;
- Eixos de tração;
- Rodas, pneus, cubos de roda e sistema de freio.

Cada um dos componentes é estudado mais a fundo nas seções subsequentes.

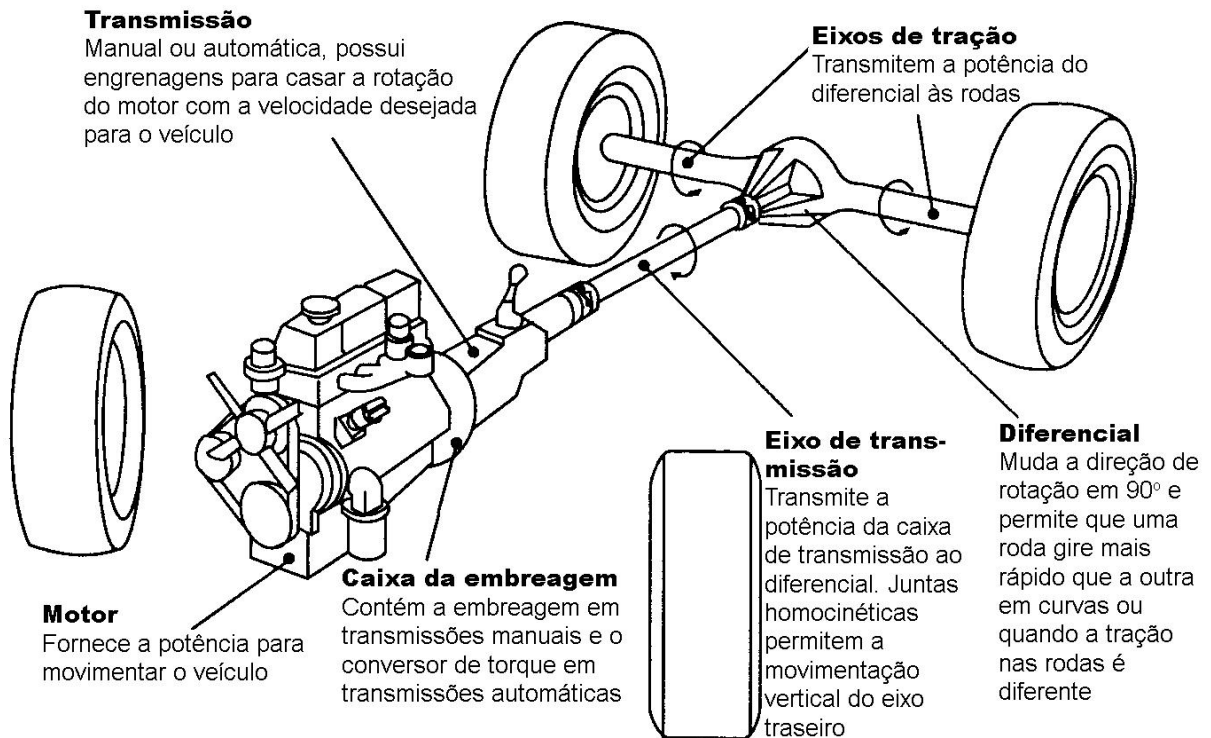


Figura 2.2 – Componentes primários do trem de força. Adaptado de Gillespie (1992).

2.1.1 Volante de inércia

O volante de inércia, parafusado à flange do motor, tem como principal função absorver parte da vibração torcional imposta pelos ciclos de combustão do motor suavizando o torque transmitido ao trem de força. Isto é feito pelo acúmulo e liberação de energia cinética pelo aumento ou redução de sua velocidade angular. O volante de inércia, como o próprio nome indica, tem uma influência muito grande na inércia rotacional do trem de força, sendo uma potencial fonte de melhoria. Tecnologias como o volante de inércia de dupla-massa (*"dual-mass flywheel"*) são inovações que serão estudadas posteriormente como possibilidades de otimização do componente.

Neste sistema, apresentado na Figura 2.3, o volante de inércia é dividido em duas partes que podem girar independentemente, ligadas por meio de molas helicoidais de compressão. Estas molas apresentam dois estágios de ação, um mais mole, para

ação principal durante a partida e desligamento do motor (uma vez que a frequência natural do volante de inércia está nessa faixa de rotação) e um estágio mais rígido para absorção da vibração torcional e de picos de torque durante o funcionamento sob velocidades normais de trabalho.



Figura 2.3 – Volante de inércia de dupla-massa (“*Dual-mass Flywheel*”) fabricado pela ZF. Site da ZF americana.

2.1.2 Acoplamento com o motor

Uma vez que um motor de combustão interna não pode transmitir torque sob rotação nula, o acoplamento entre o motor e a caixa de transmissão deve permitir que o veículo possa partir do repouso com o motor em funcionamento e possibilitar a

transferência da potência e torque do motor para a transmissão de forma progressiva. Para isso, algumas tecnologias são comumente utilizadas (adaptado de Crolla 2007):

- Embreagem de disco seco – utilizado geralmente em carros de transmissão manual;
- Embreagem multi-discos molhada – frequentemente utilizada em motocicletas, CVTs e transmissões automáticas de grande porte;
- Conversor de torque – utilizado na grande maioria dos carros com transmissão automática;
- Embreagem eletromagnética – utilizada em CVTs;
- Dupla-embreagem – utilizada em transmissões por dupla embreagem (*“dual-clutch transmission”*).

Um enfoque maior será dado ao estudo das embreagens de disco seco e secundariamente à dupla-embreagem uma vez que as outras fogem ao escopo do projeto. A Figura 2.4 apresenta a configuração padrão de uma embreagem de disco seco.

Quando o pedal de embreagem não está pressionado, as “molas de diafragma” (Figura 2.4 (4)) empurram o “platô de embreagem” (3) contra o “disco de embreagem” (8) que por sua vez é pressionado contra o “volante de inércia” (13), transmitindo o torque ao “eixo da transmissão” (17). Ao se pressionar o pedal de embreagem, um cabo ou sistema hidráulico aciona o “garfo de embreagem” (20) que por sua vez movimenta o “rolamento de embreagem” (19) contra o centro da mola de diafragma, afastando o platô do disco e desacoplando o mecanismo.

Para o estudo inercial do componente, a massa girante que deverá ser considerada se refere basicamente ao volante de inércia, disco de embreagem e o conjunto platô, mola de diafragma e “capa do platô” (2). Como mencionado anteriormente, um possível ponto de redução de inércia se dá no volante de inércia do motor, onde será estudada a possibilidade do emprego de sistemas diferentes de absorção de vibração visando reduzir a necessidade do volante de inércia.

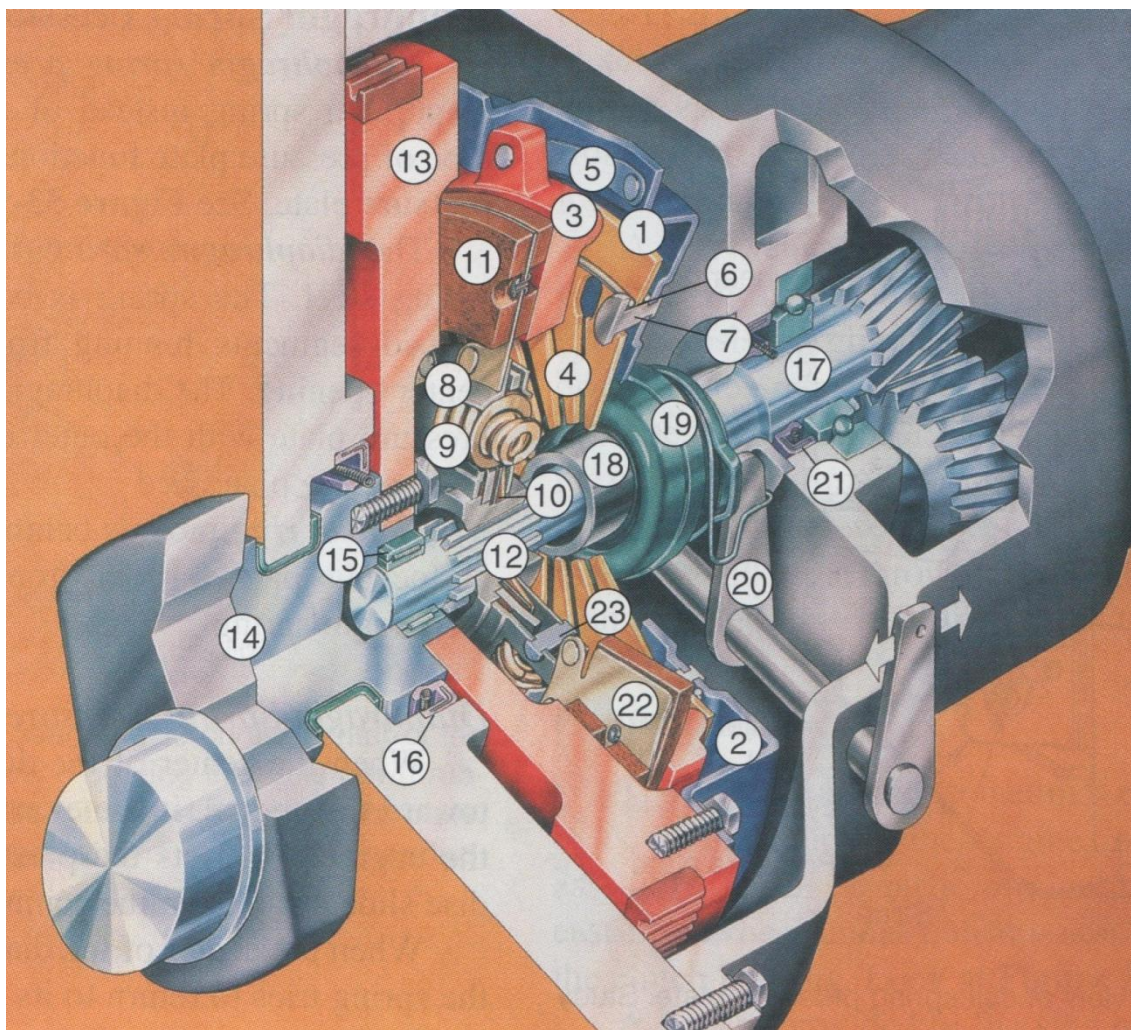


Figura 2.4 – Vista em corte de uma embreagem de disco seco. Adaptado de Duffy (2004).

O sistema de dupla-embreagem consiste basicamente em duas embreagens atuando sobre dois eixos em paralelo onde um carrega as engrenagens das marchas pares e a outra das marchas ímpares. Dessa forma, enquanto uma marcha está em funcionamento, a próxima já fica pronta esperando pelo momento da troca. O sistema de embreagem pode ser tanto de multi-discos molhada, como apresentada na Figura 2.5, como discos secos e é acionada automaticamente pela central de controle do veículo.



Figura 2.5 – Dupla embreagem fabricada pelo BorgWarner (fornecedora da Volkswagen). Site da BorgWarner.

2.1.3 Transmissão

A função da transmissão é permitir a variação do torque e rotação fornecidos pelo motor às rodas através de redução mecânica. As cinco formas mais comuns de transmissão são:

- Manual;
- Automatizada;
- Dupla-embreagem;
- Hidráulica;
- CVT.

Como já mencionado, de forma a seguir o escopo do projeto as transmissões manuais receberão maior atenção uma vez que apresentam maior simplicidade de estudo e possibilidade de otimização.

2.1.3.1 Transmissão manual

As transmissões manuais se baseiam na transmissão de potência por meio de engrenagens cilíndricas de dentes retos ou helicoidais acionadas manualmente pelo motorista. Estas engrenagens são continuamente engrenadas e deslizam sobre o eixo por meio de rolamentos de agulhas. A transmissão de potência se dá por meio de um mecanismo de sincronização (“*syncromesh*”) que iguala a velocidade da engrenagem com a do eixo antes de permitir o acoplamento. A Figura 2.6 apresenta um mecanismo de sincronização com anel de cone simples. Devido à necessidade de interrupção da transmissão de potência entre o motor e a transmissão, embreagens de disco seco ou duplo são comumente empregadas em transmissões manuais.

Como descrito no início da seção 2, existem diversas configurações e disposições possíveis para a caixa de transmissão. Em veículos com tração dianteira e motor transversal (Figura 2.1 (a)), a forma de montagem mais comum é a conhecida por “*transaxle*” onde a transmissão e o diferencial são combinados em apenas um componente e apresenta a disposição exposta na Figura 2.7. Para motores longitudinais, uma configuração semelhante pode ser usada, porém com o eixo de saída do diferencial perpendicular ao eixo do flange do motor, como disposto na Figura 2.8.

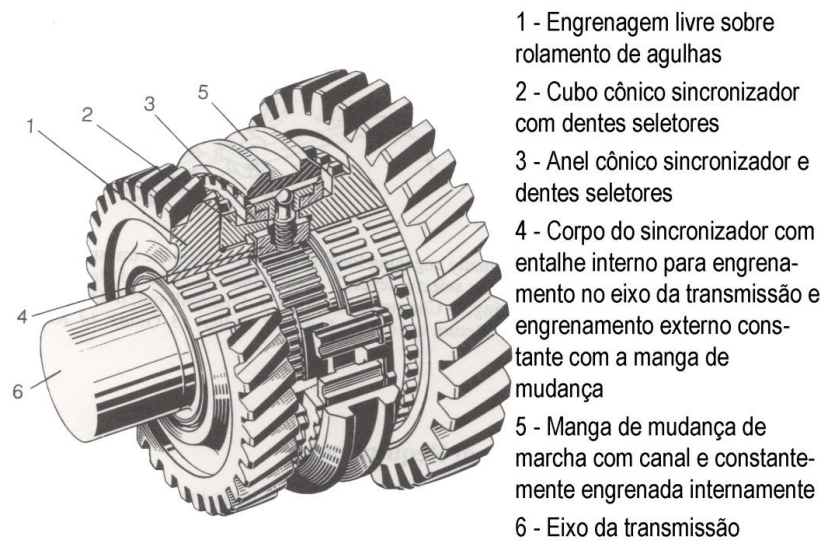


Figura 2.6 – Mecanismo de sincronização com anel de cone simples (ZF-B). Adaptado de Lechner, Naunheimer (1999).

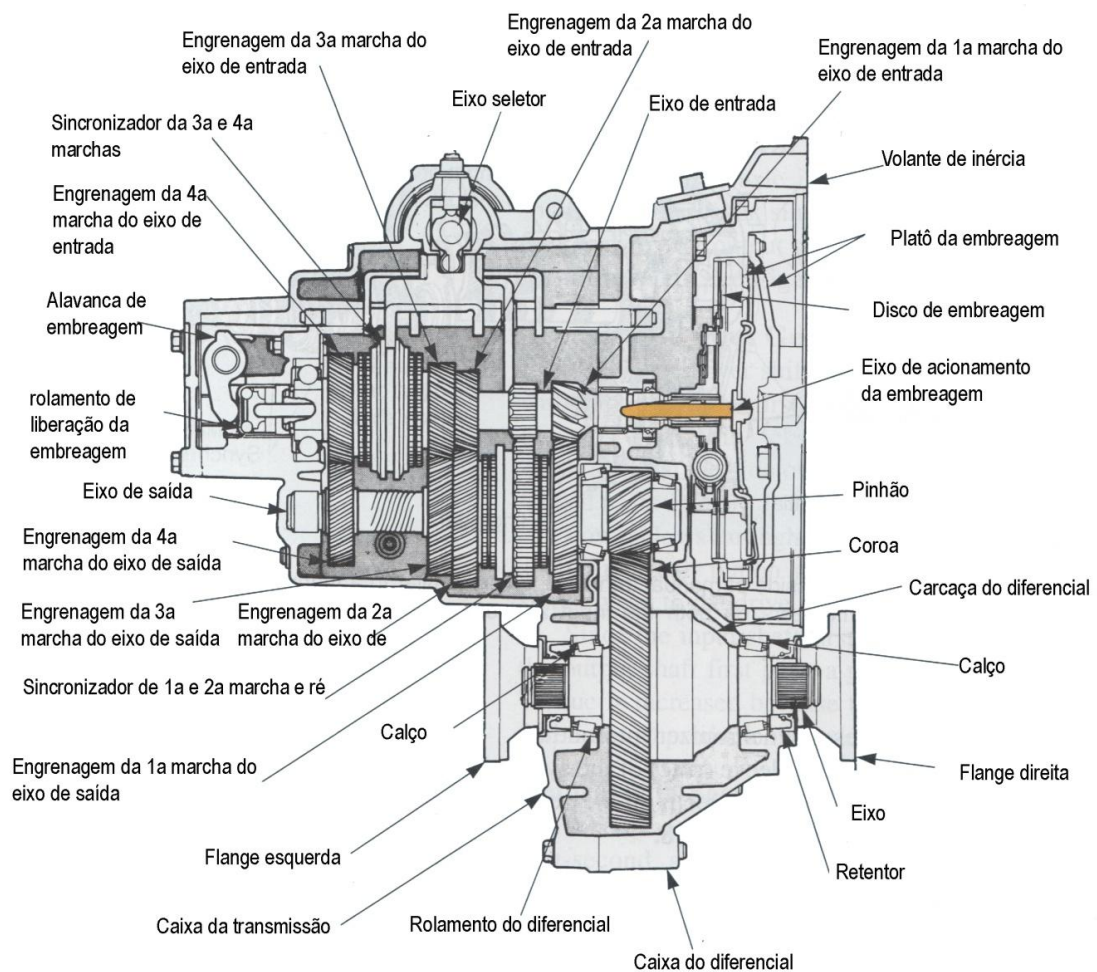


Figura 2.7 – Caixa de redução com diferencial embutido (“transaxle”) para um motor transversal. Adaptado de Duffy (2004).

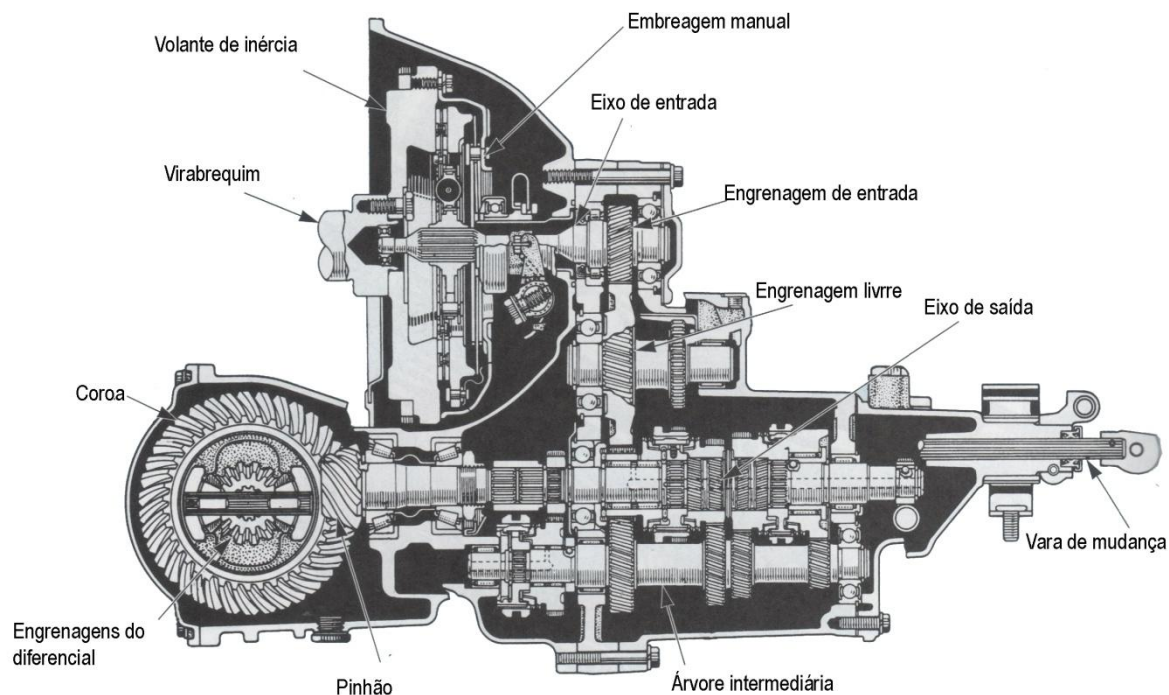


Figura 2.8 – Caixa de redução com diferencial embutido (*"transaxle"*) para um motor longitudinal. Adaptado de Duffy (2004).

Em veículos com tração traseira e motor dianteiro longitudinal, a disponibilidade de espaço físico permite uma configuração menos compacta e diferencial separado da caixa de transmissão, como apresentado na Figura 2.9.

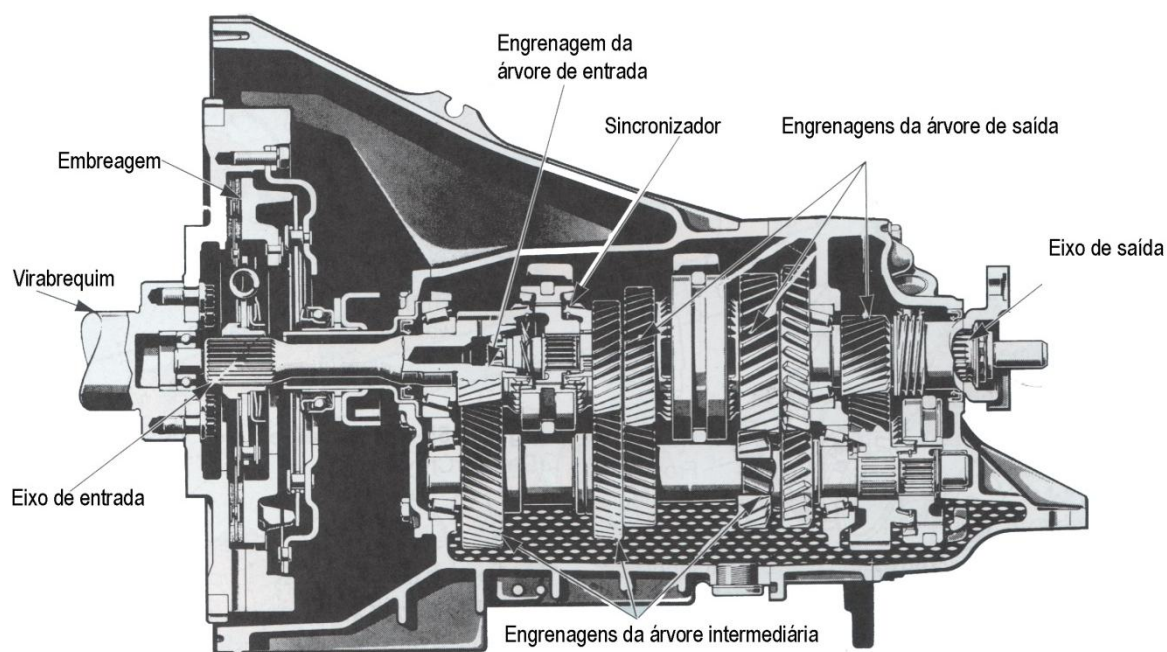


Figura 2.9 – Caixa de redução para um motor longitudinal e tração traseira. Adaptado de Duffy (2004).

2.1.3.2 Transmissão automatizada

A transmissão automatizada pode apresentar variações, mas basicamente consiste numa caixa de câmbio tradicional de cinco marchas adotada de um sistema que substitui o comando manual por comandos eletro-hidráulicos controlados pela ECU. Dessa forma, o sistema dispensa o pedal de embreagem e pode ser usado no modo manual ou totalmente automático.

No primeiro, o motorista troca as marchas através da alavanca de cambio no console ou por acionadores do tipo borboleta no volante. Quando usada o modo totalmente automático, a seleção das marchas é feita totalmente pela ECU de acordo com a necessidade.

Este sistema é largamente utilizado em ônibus urbanos como, por exemplo, o modelo ZF-AS-Tronic de 12 velocidades da fabricante ZF, apresentado na Figura 2.10.

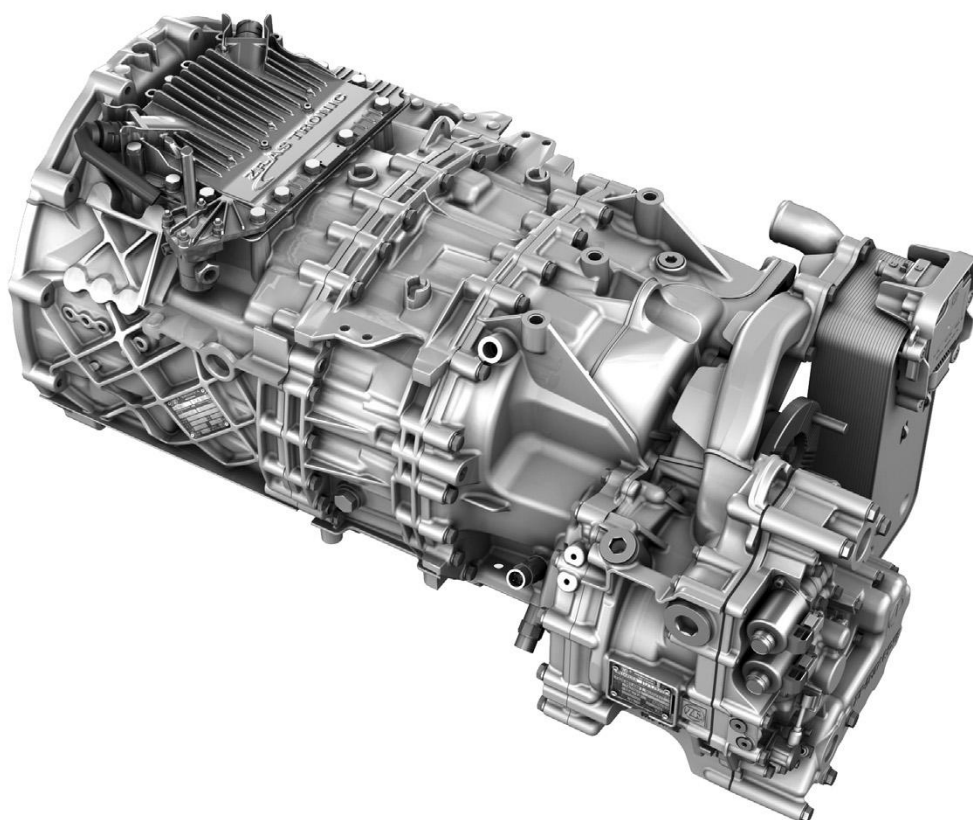


Figura 2.10 – Transmissão automatizada ZF-AS-Tronic. Adaptado do site da ZF americana.

2.1.3.3 Transmissão por dupla-embreagem

As transmissões por dupla embreagem apresentam como principal característica a troca de marcha em tempo muito curto, reduzindo a interrupção de transmissão de força de tração e o impacto da troca. Por este motivo sua principal aplicação se dá em veículos esportivos. A Figura 2.11 apresenta o modelo “7 DCT 50” fabricado pela ZF com uma caixa de transmissão de 7 velocidades com dupla-embreagem multi-discos molhada e volante de inércia de dupla-massa.

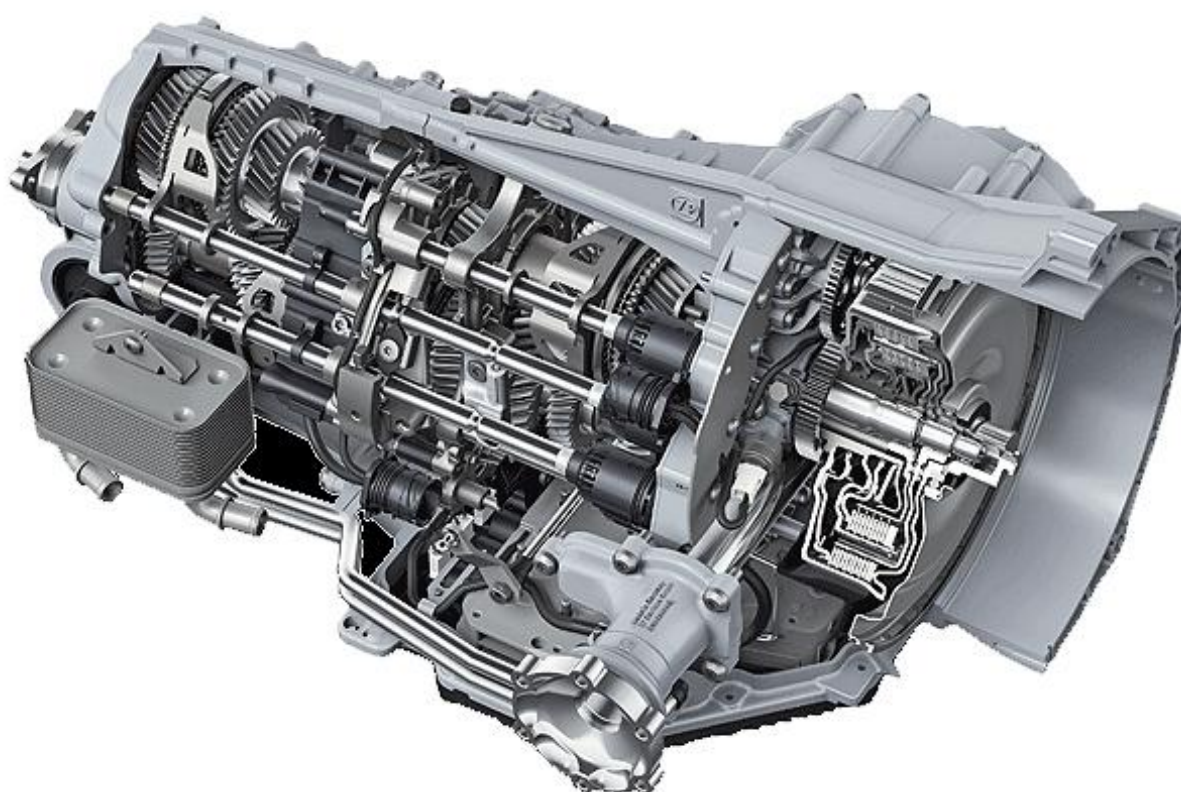


Figura 2.11 – Transmissão por dupla embreagem (“*Dual-clutch transmission*”) modelo “7 DCT 50” com dupla embreagem multi-discos molhada e volante de inércia de dupla-massa.
Adaptado do site da ZF americana.

2.1.3.4 Transmissão hidráulica

A transmissão hidráulica tem como princípio de funcionamento a transmissão contínua de torque mesmo durante a troca de marchas devido ao uso do conversor hidrodinâmico de torque, geralmente com mecanismo de solidarização, ao invés da embreagem. Este dispositivo permite que o veículo possa estar estacionado com o motor em funcionamento e tem grande influência na absorção de vibrações torcionais provenientes do motor. As mudanças de velocidades, por sua vez, são feitas por meio de engrenagens planetárias e embreagens multi-discos molhada. A Figura 2.12 apresenta uma transmissão automática hidráulica de oito velocidades equipada com conversor de torque com mecanismo de solidarização (embreagem multi-discos molhada) acoplado a um sistema de absorção de vibração torcional fabricada pela ZF.

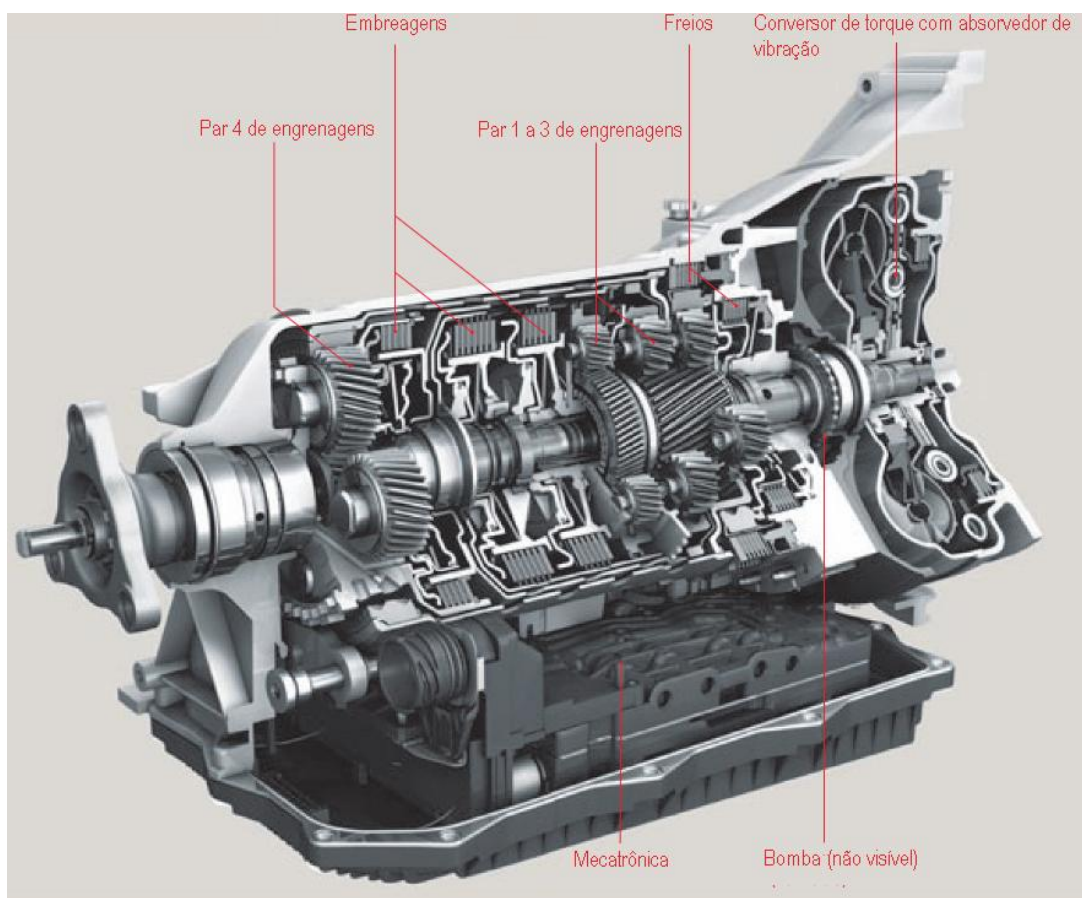


Figura 2.12 – Transmissão automática de 8 velocidades modelo “8HP 45” da ZF com embreagem multi-discos molhada para solidarização e sistema de absorção de vibração torcional. Adaptado do site da ZF americana.

2.1.3.5 Transmissão continuamente variável (CVT)

A transmissão continuamente variável, como o próprio nome diz, tem a relação de transmissão continuamente variável, permitindo ao motor trabalhar sempre em seu ponto de máxima eficiência, reduzindo assim o consumo e emissões e melhorando a performance. Duas configurações de CVT são usadas comercialmente hoje em dia: transmissões toroidais, que transmitem potência através da força de atrito em uma zona puntiforme e transmissões por polia variável. A última, mais comumente utilizada em veículos de passeio utiliza uma correia segmentada ou corrente de tração como elemento de transmissão e duas polias controladas por um sistema de controle. Sua faixa de operação comporta torques do motor de até 350 N.m e relações de transmissão entre 5,5 e 6,0 (Bosch, 2005). A Figura 2.13 apresenta uma CVT por polia variável da Ford.

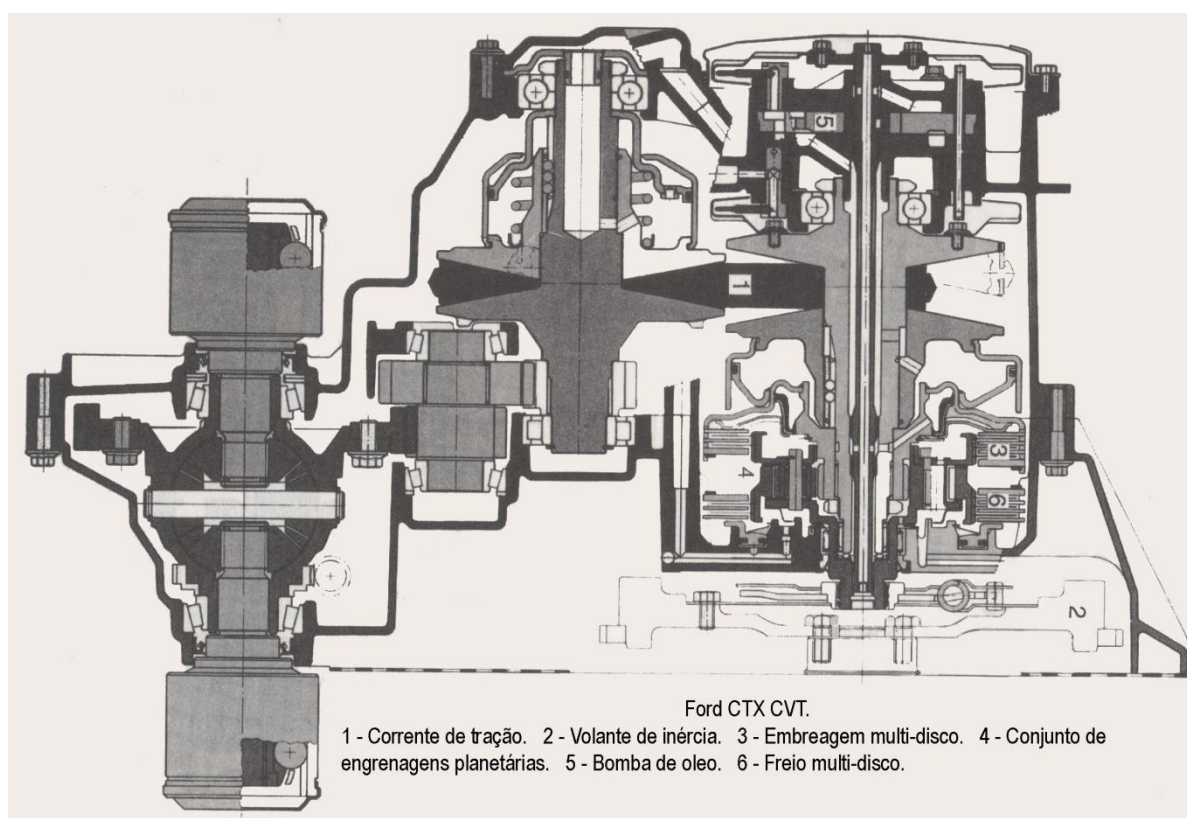
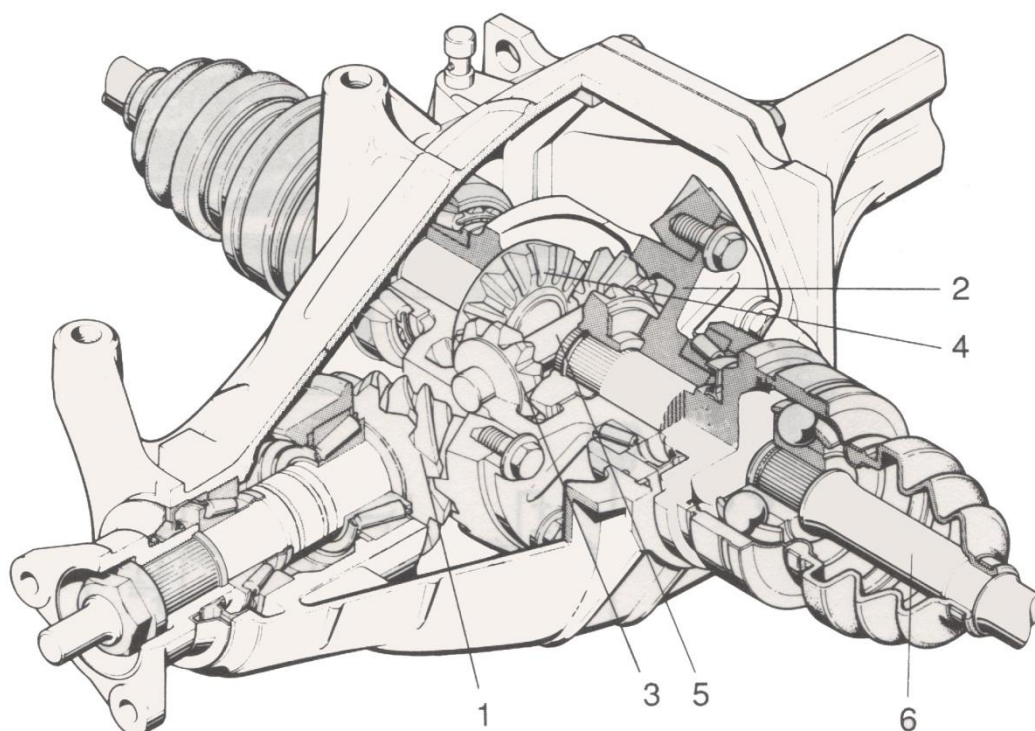


Figura 2.13 – Transmissão continuamente variável (CVT) de polia variável Ford CTX. Adaptado de Lechner, Naunheimer (1999).

2.1.4 Diferencial

A função do diferencial é compensar a diferença de rotação entre as rodas internas e externas do eixo de tração durante uma curva. Para tanto, utilizam-se majoritariamente engrenagens cônicas em disposição semelhante à Figura 2.14. Eixos de tração dianteira geralmente têm seu diferencial acoplado à caixa de transmissão (*“transaxle”*) como mostrado na Figura 2.7 e Figura 2.8 devido aos requisitos de espaço. Veículos com eixo de tração traseira possuem seu diferencial posicionado sobre o eixo traseiro (Figura 2.14).



1 - Engrenagem cônica do eixo da transmissão. 2 - Carcaça do diferencial. 3 - Engrenagens cônicas do diferencial. 4 - Engrenagens cônicas do eixo. 5 - Pino do diferencial. 6 - Semi-eixo

Figura 2.14 – Diferencial de eixo traseiro . Adaptado de Lechner, Naunheimer (1999).

A característica de permitir diferentes rotações nas duas rodas de tração também pode ser inconveniente na situação onde o torque exceder a força de resistência em uma das rodas, causando com que ela patine e limitando o torque transmitido à outra roda. Isto pode ser eliminado com sistemas de travamento do diferencial, seja por meio de acoplamentos de discos múltiplos acionados eletronicamente, trava

manual pelo motorista ou mecanismos acionados por torque, como diferenciais Torsen.

Devido à considerável massa girante no diferencial, o mesmo será um dos objetos de estudo deste projeto de forma a analisar sua influência na inércia equivalente do veículo.

2.1.5 Eixos

Os eixos de transmissão de potência do trem de força apresentam um caráter secundário com relação à inércia torcional do veículo uma vez que apresentam massa e diâmetro reduzidos quando comparados aos outros componentes. Por este motivo, serão tratados em segundo plano neste projeto.

2.1.6 Rodas, pneus, cubos e sistema de freio

No processo de aceleração do veículo, tanto as rodas de tração quanto as rodas movidas tem sua velocidade angular acelerada, juntamente com os cubos de roda, pneus e discos ou tambores do sistema de frenagem, influenciando diretamente na inércia rotacional do veículo. Entretanto, devido à enorme variedade de rodas e pneus existentes no mercado, os mesmos serão apenas superficialmente estudados neste projeto.

3 RESPOSTA À ACELERAÇÃO LONGITUDINAL

De acordo com GILLESPIE (1992), o desempenho do veículo em situações de aceleração longitudinal é dependente de dois fatores. O primeiro é a potência desenvolvida pelo motor e sua interação com o trem de força e o segundo é o limite de tração entre as rodas motoras e o solo. Este último foge do escopo do projeto desenvolvido e por este motivo não será tratado aqui.

O motor é a fonte de potência do veículo, apresentando curvas típicas de torque e potência em função da rotação como apresentado na Figura 3.1

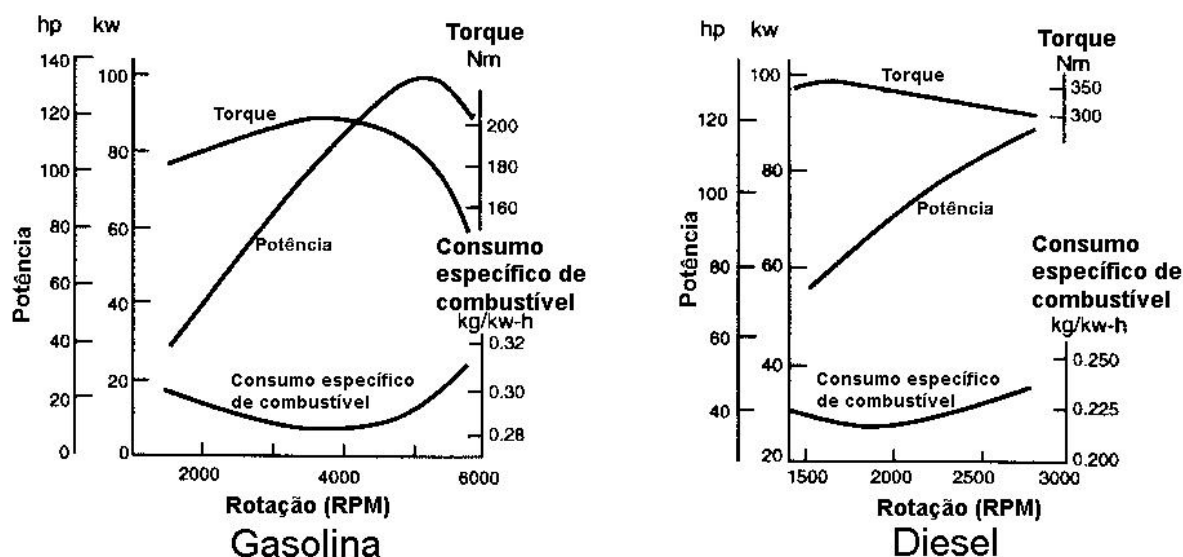


Figura 3.1 – Curvas características de potência e torque pela rotação de motores a gasolina e diesel. Adaptado de Gillespie (1992).

O trem de força é o responsável por transmitir a potência para as rodas e também permitir que o veículo trabalhe o mais próximo possível do ponto de máximo rendimento através das diferentes marchas presentes na transmissão. Entretanto, devido à inércia rotacional de seus componentes há uma redução do torque fornecido às rodas durante processos de aceleração uma vez que a medição de torque no motor é feita em regime permanente no dinamômetro. Por este motivo o estudo de redução da inércia rotacional dos componentes do trem de força é tão importante.

3.1 TRANSMISSÃO DE TORQUE PELOS ELEMENTOS DO TREM DE FORÇA

A transmissão de torque pelos elementos do trem de força apresentados na Figura 2.2 pode ser esquematizada como apresentado na Figura 3.2

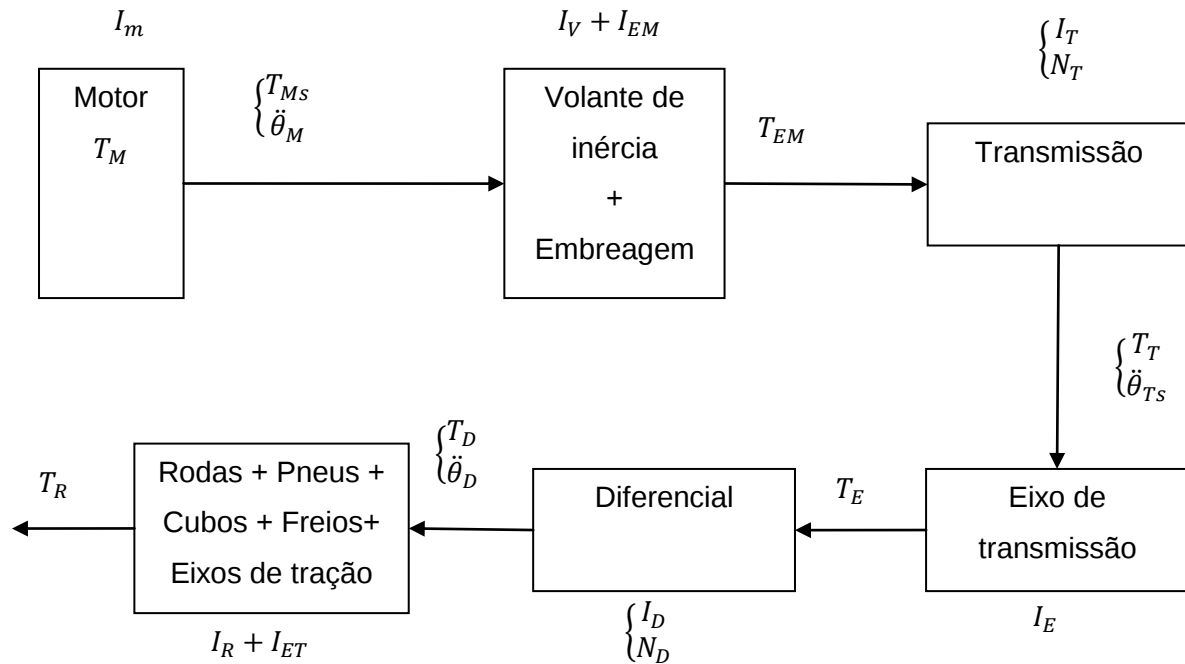


Figura 3.2 – Esquema da transmissão de torque e rotação pelos elementos do trem de força.

Em que:

- T_M é o torque do motor a uma determinada rotação obtido a partir de ensaios com dinamômetro [N.m];
- T_{Ms} é o torque de saída do motor [N.m];
- $\ddot{\theta}_M$ é a aceleração angular do motor [rad/s²];
- I_M é inércia rotacional do motor [kg.m²];
- T_V é o torque de saída do volante de inércia [N.m];
- I_V é inércia rotacional do volante de inércia [kg.m²];
- T_{EM} é o torque de saída da embreagem [N.m];
- I_{EM} é inércia rotacional da embreagem [kg.m²];

- T_T é o torque de saída da transmissão [N.m];
- $\ddot{\theta}_{Ts}$ é a aceleração do eixo de saída da transmissão [rad/s²];
- I_T é inércia rotacional da transmissão (do ponto de vista do motor) [kg.m²];
- N_T é a relação de transmissão da transmissão;
- T_E é o torque de saída do eixo de transmissão [N.m];
- I_E é inércia rotacional do eixo de transmissão [kg.m²];
- T_D é o torque de saída do diferencial [N.m];
- $\ddot{\theta}_D$ é a aceleração angular do diferencial [rad/s²];
- I_D é inércia rotacional do diferencial (do ponto de vista do motor) [kg.m²];
- N_D é a relação de transmissão do diferencial;
- T_R é o torque de saída das rodas [N.m];
- I_{ET} é inércia rotacional dos eixos de tração [kg.m²];
- I_R é inércia rotacional das rodas, pneus, cubos de roda e discos de freio [kg.m²].

Baseando-se na 2ª lei de Newton para rotação

$$T_r = T_{Entrada} - T_{Saída} = I\ddot{\theta} \quad (3.1)$$

Em que:

- T_r é o torque resultante [N.m];
- $\ddot{\theta}$ é a aceleração angular [rad/s²];
- I é inércia rotacional [kg.m²];

Desprezando os atritos e aplicando a equação (3.1) a cada um dos subsistemas presentes na Figura 3.2 e seguindo a metodologia adotada por GILLESPIE (1992) iniciando-se pelo motor:

$$T_M - T_{Ms} = I_M \ddot{\theta}_M$$

$$\therefore T_{Ms} = T_M - I_M \ddot{\theta}_M \quad (3.2)$$

Analogamente para o volante de inércia e embreagem:

$$T_{EM} = T_{Ms} - (I_V + I_{EM})\ddot{\theta}_M \quad (3.3)$$

No caso da transmissão, deve-se incluir o efeito da redução da rotação e incremento do torque causado pela relação de transmissão:

$$T_{EM} - \frac{T_T}{N_T} = I_T \ddot{\theta}_M$$

$$\therefore T_T = (T_{EM} - I_T \ddot{\theta}_M) N_T \quad (3.4)$$

E pode-se relacionar a aceleração angular de entrada e saída da transmissão por:

$$\ddot{\theta}_M = \ddot{\theta}_{Ts} N_T \quad (3.5)$$

Para o eixo de transmissão:

$$T_E = T_T - I_E \ddot{\theta}_{Ts} \quad (3.6)$$

Para o diferencial, analogamente à transmissão, tem-se:

$$\therefore T_D = (T_E - I_D \ddot{\theta}_{Ts}) N_D \quad (3.7)$$

$$\ddot{\theta}_{Ts} = \ddot{\theta}_D N_D \quad (3.8)$$

E finalmente para o eixo de tração, rodas motoras, pneus, cubos de roda e freios:

$$T_R = T_D - (I_R + I_{ET}) \ddot{\theta}_D \quad (3.9)$$

Denominando N_{TD} a relação de transmissão combinada entre o diferencial e a transmissão:

$$N_{TD} = N_T N_D \quad (3.10)$$

Combinando as equações (3.2) à (3.10), pode-se determinar o torque fornecido às rodas de tração em função da aceleração angular do motor:

$$T_R = N_{TD} T_M - \left(N_{TD} (I_M + I_V + I_{EM} + I_T) + N_D \left(\frac{I_E + I_D}{N_T} \right) + \frac{I_{ET} + I_R}{N_{TD}} \right) \ddot{\theta}_M \quad (3.11)$$

Ou analogamente em função da aceleração angular das rodas (igual à aceleração angular na saída do diferencial):

$$T_R = N_{TD} T_M - (N_{TD}^2 (I_M + I_V + I_{EM} + I_T) + N_D^2 (I_E + I_D) + I_{ET} + I_R) \ddot{\theta}_D \quad (3.12)$$

Reescrevendo esta equação em função da força trativa no solo e da aceleração longitudinal do carro e levando em conta as perdas mecânicas e viscosas no trem de força:

$$F_X = \frac{N_{TD} T_M \eta_{TD}}{r} - (N_{TD}^2 (I_M + I_V + I_{EM} + I_T) + N_D^2 (I_E + I_D) + I_{ET} + I_R) \frac{a_X}{r^2} \quad (3.13)$$

Em que:

- F_X é a força trativa no solo [N];
- a_X é a aceleração longitudinal do veículo = $\ddot{\theta}_D r$ [rad/s²];
- r é o raio das rodas motoras [m];
- η_{TD} é a eficiência combinada do trem de força.

A equação (3.13) apresenta a força trativa disponível nas rodas motoras em função do torque fornecido pelo motor e pode ser dividido em duas partes. A primeira, representada pelo primeiro termo da equação refere-se ao torque fornecido pelo motor multiplicado pela relação de transmissão do trem de força e dividido pelo raio das rodas motrizes. Este termo representa a força trativa disponível nas rodas para vencer as forças de rolagem, aerodinâmicas e necessárias para acelerações ou inclinações no percurso.

O segundo termo representa a perda de força trativa devido à inércia do motor e dos componentes do trem de força e é denominada inércia equivalente do trem de força (I_{eqP}).

$$I_{eqP} = N_{TD}^2 (I_M + I_V + I_{EM} + I_T) + N_D^2 (I_E + I_D) + I_{ET} + I_R \quad (3.14)$$

Como é possível observar, este termo decresce com o aumento da relação de transmissão da transmissão, ou seja, em marchas mais baixas, a influência da inércia rotacional dos componentes é mais significativa. O objetivo deste estudo será

justamente analisar a influência deste termo na aceleração do veículo e possíveis formas de reduzi-lo.

Baseando-se na equação que rege a aceleração do veículo deduzida por GILLESPIE (1992) e apresentada na equação (3.15):

$$Ma_X = F_X - R_X - D_A - R_{hx} - Mgsen\beta \quad (3.15)$$

Em que:

- M é massa do veículo [kg];
- R_X é a resistência de rolagem [N];
- D_A é a força aerodinâmica de arrasto [N];
- R_{hx} é a força de reboque [N];
- β é o ângulo de inclinação da pista [rad].

Substituindo a equação (3.13) na equação (3.15) e agrupando os termos relativos à inércia rotacional dos componentes:

$$(M + M_r)a_X = \frac{N_{TD}T_M\eta_{TD}}{r} - R_X - D_A - R_{hx} - Mgsen\beta \quad (3.16)$$

Em que:

- $M_r = \frac{I_{eqP}}{r^2} = (N_{TD}^2(I_M + I_V + I_{EM} + I_T) + N_D^2(I_E + I_D) + I_{ET} + I_R) \frac{1}{r^2}$ é a massa equivalente dos componentes girantes do trem de força [kg].
- $(M + M_r)$ é a massa equivalente [kg];
- $(M + M_r)/M$ é o fator de massa.

A massa equivalente, como o próprio nome diz, corresponde à massa adicional equivalente que o veículo tem de acelerar e é diretamente dependente da inércia dos componentes do trem de força e, como será demonstrado mais adiante, é dependente da marcha em uso.

3.2 DETERMINAÇÃO DA INÉRCIA EQUIVALENTE DA TRANSMISSÃO

A inércia equivalente da transmissão (I_T) dependerá diretamente da sua geometria, funcionamento e marcha em uso uma vez que as acelerações rotacionais nos diversos componentes são dependentes destes fatores. Como estudo de caso preliminar, determinou-se a inércia rotacional equivalente para a transmissão manual de 5 velocidades de carro de passeio (VW MQ 5-speed manual passenger car gearbox) cuja configuração está apresentada na Figura 3.3 e um esquema representativo na Figura 3.4.

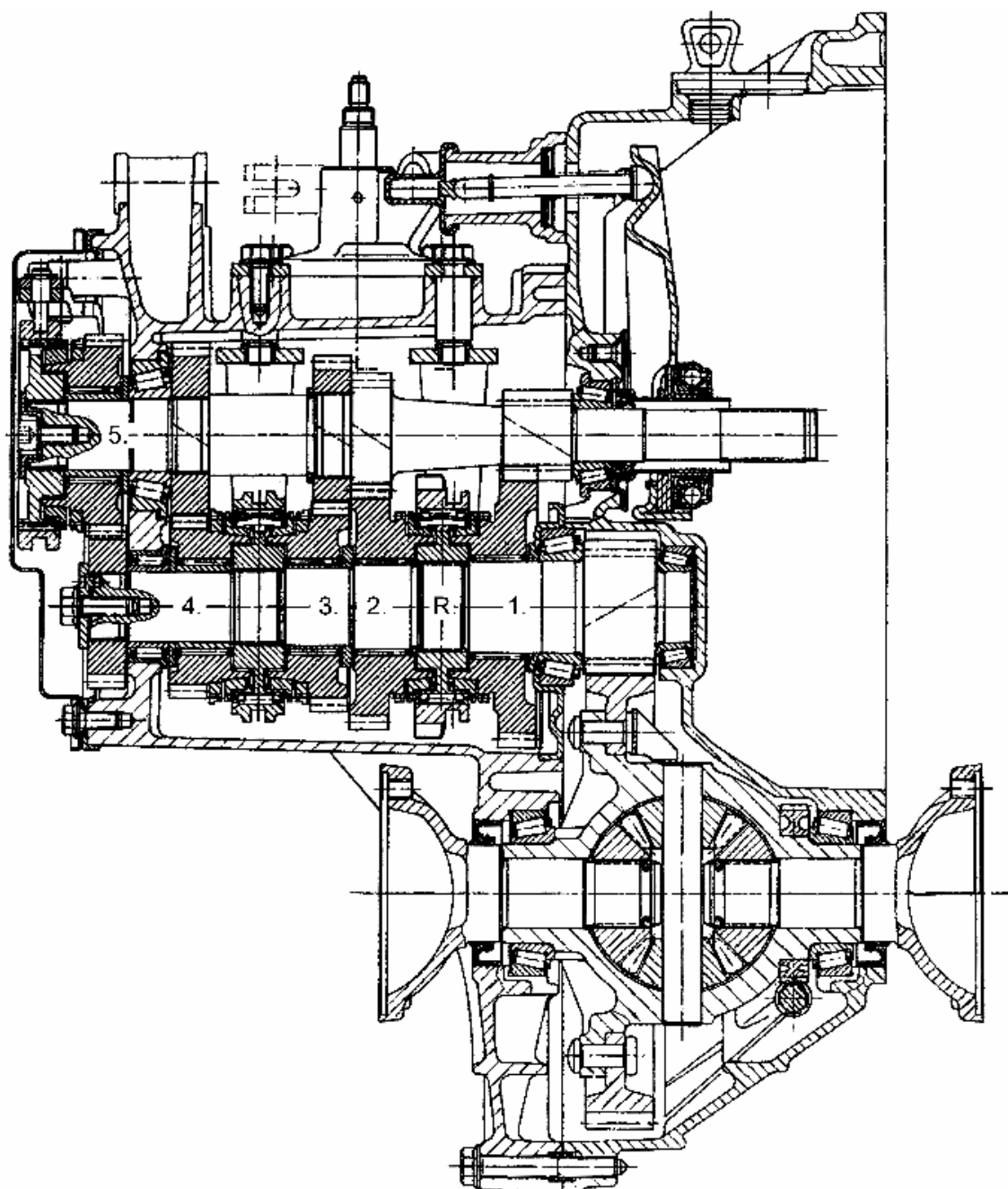


Figura 3.3 – Transmissão manual de 5 velocidades de carro de passeio (VW MQ 5-speed manual passenger car gearbox) de Lechner, Naunheimer (1999).

$$T_{3A} = T_{3B}/N_3 = I_{3B} \frac{\ddot{\theta}_A}{N_3} / N_3 = \frac{I_{3B}}{N_3^2} \ddot{\theta}_A \quad (3.21)$$

$$T_{4A} = T_{4B}/N_4 = I_{4B} \frac{\ddot{\theta}_A}{N_4} / N_4 = \frac{I_{4B}}{N_4^2} \ddot{\theta}_A \quad (3.22)$$

$$T_{RA} = T_{RR}/N_{RA} = I_R \frac{\ddot{\theta}_A}{N_{RA}} / N_{RA} = \frac{I_R}{N_{RA}^2} \ddot{\theta}_A \quad (3.23)$$

$$T_{5B} = T_{5A} N_5 = N_5 I_{5A} \ddot{\theta}_B N_5 = N_5^2 I_{5A} \frac{\ddot{\theta}_A}{N_1} \quad (3.24)$$

Aplicando as equações (3.19) a (3.23) na equação (3.17) e rearranjando, obtêm-se:

$$T_{1B} = N_1 \left(T_A - \left(I_A + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + \frac{I_{3B}}{N_3^2} + \frac{I_{4B}}{N_4^2} + \frac{I_R}{N_{RA}^2} \right) \ddot{\theta}_A \right) \quad (3.25)$$

Aplicando agora as equações (3.24) e (3.25) na equação (3.18):

$$N_1 \left(T_A - \left(I_A + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + \frac{I_{3B}}{N_3^2} + \frac{I_{4B}}{N_4^2} + \frac{I_R}{N_{RA}^2} \right) \ddot{\theta}_A \right) - T_B - N_5^2 I_{5A} \frac{\ddot{\theta}_A}{N_1} = (I_B + I_{1B}) \ddot{\theta}_B \quad (3.26)$$

Rearranjando a equação (3.26):

$$T_A - T_B / N_1 = \left(I_B + I_{1B} + N_5^2 I_{5A} + N_1^2 \left(I_A + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + \frac{I_{3B}}{N_3^2} + \frac{I_{4B}}{N_4^2} + \frac{I_R}{N_{RA}^2} \right) \right) \frac{1}{N_1^2} \ddot{\theta}_A = I_{T1} \ddot{\theta}_A \quad (3.27)$$

Portanto, determina-se a inércia equivalente da transmissão em 1ª marcha:

$$I_{T1} = \frac{1}{N_1^2} \left(I_B + I_{1B} + N_5^2 I_{5A} + N_1^2 \left(I_A + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + \frac{I_{3B}}{N_3^2} + \frac{I_{4B}}{N_4^2} + \frac{I_R}{N_{RA}^2} \right) \right) \quad (3.28)$$

Analogamente para as marchas 2 a 4:

$$I_{T2} = \frac{1}{N_2^2} \left(I_B + I_{2B} + N_5^2 I_{5A} + N_2^2 \left(I_A + \frac{I_{1B}}{N_1^2} + \frac{I_{3B}}{N_3^2} + \frac{I_{4B}}{N_4^2} + \frac{I_R}{N_{RA}^2} \right) \right) \quad (3.29)$$

$$I_{T3} = \frac{1}{N_3^2} \left(I_B + I_{3B} + N_5^2 I_{5A} + N_3^2 \left(I_A + \frac{I_{1B}}{N_1^2} + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + \frac{I_{4B}}{N_4^2} + \frac{I_R}{N_{RA}^2} \right) \right) \quad (3.30)$$

$$I_{T4} = \frac{1}{N_4^2} \left(I_B + I_{4B} + N_5^2 I_{5A} + N_4^2 \left(I_A + \frac{I_{1B}}{N_1^2} + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + \frac{I_{3B}}{N_3^2} + \frac{I_R}{N_{RA}^2} \right) \right) \quad (3.31)$$

3.2.2 Calculo da inércia equivalente da transmissão para a 5ª marcha

Analogamente para a 5ª marcha:

$$T_A - T_{1A} - T_{2A} - T_{3A} - T_{4A} - T_{5A} - T_{RA} = (I_A + I_{5A}) \ddot{\theta}_A \quad (3.32)$$

$$T_{5B} - T_B = I_B \ddot{\theta}_B \quad (3.33)$$

Onde

$$T_{5B} = T_{5A} N_5 \quad (3.34)$$

$$T_{1A} = \frac{I_{1B}}{N_1^2} \ddot{\theta}_A \quad (3.35)$$

Aplicando as equações (3.20) a (3.23), (3.34) e (3.35) na equação (3.32) e rearranjando, obtêm-se:

$$T_{5B} = N_5 \left(T_A - \left(I_A + \frac{I_{1B}}{N_1^2} + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + \frac{I_{3B}}{N_3^2} + \frac{I_{4B}}{N_4^2} + \frac{I_R}{N_{RA}^2} \right) \ddot{\theta}_A \right) \quad (3.36)$$

Aplicando agora a equação (3.36) na equação (3.33) e rearranjando:

$$T_A - T_B / N_5 = \left(I_B + N_5^2 \left(I_A + \frac{I_{1B}}{N_1^2} + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + \frac{I_{3B}}{N_3^2} + \frac{I_{4B}}{N_4^2} + \frac{I_R}{N_{RA}^2} \right) \right) \frac{1}{N_5^2} \ddot{\theta}_A = I_{T5} \ddot{\theta}_A \quad (3.37)$$

Portanto, determina-se a inércia equivalente da transmissão em 5ª marcha:

$$I_{T5} = \frac{1}{N_5^2} \left(I_B + N_5^2 \left(I_A + \frac{I_{1B}}{N_1^2} + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + \frac{I_{3B}}{N_3^2} + \frac{I_{4B}}{N_4^2} + \frac{I_R}{N_{RA}^2} \right) \right) \quad (3.38)$$

3.3 DETERMINAÇÃO DA INÉRCIA EQUIVALENTE DO DIFERENCIAL

O cálculo da inércia equivalente do diferencial (I_D) é semelhante ao da transmissão, sendo influenciada pela relação de transmissão e pela inércia de seus componentes, porém é constante uma vez que sua relação de transmissão é fixa. Como estudo de caso preliminar, determinou-se a inércia rotacional equivalente para o diferencial da transmissão analisada anteriormente cujo detalhe do esquema representativo está apresentado Figura 3.5.

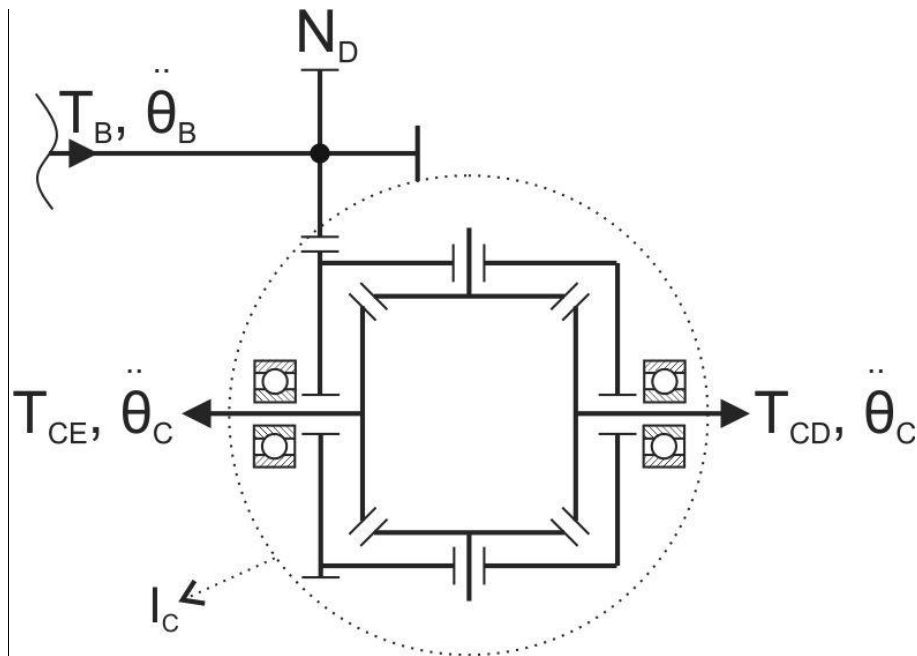


Figura 3.5 – Detalhe do esquema do diferencial da transmissão manual de 5 velocidades de carro de passeio (VW MQ 5-speed manual passenger car gearbox).

A título de simplificação, o caso será analisado com movimento linear do veículo, o que implica na ausência de movimento relativo entre os componentes envoltos pela circunferência tracejada, resultando em um conjunto que se move como uma peça única e pode ter sua inércia simplificada por I_C .

$$T_B - T_{BC} = I_B \ddot{\theta}_B \quad (3.39)$$

$$T_{CB} - T_C = I_C \ddot{\theta}_C \quad (3.40)$$

Onde

$$T_{CB} = T_{BC}N_D \quad (3.41)$$

$$\ddot{\theta}_B = \ddot{\theta}_C N_D \quad (3.42)$$

Combinando as equações (3.39) a (3.42) e rearranjando, obtêm-se que:

$$T_C = T_B N_D - I_B \ddot{\theta}_B N_D - I_C \ddot{\theta}_C \quad (3.43)$$

Considerando o fato de que a inércia do pinhão que movimenta o diferencial já foi considerada juntamente ao eixo B na análise da transmissão, I_B pode ser descartado desta análise, resultando em:

$$T_B - T_C / N_D = \frac{I_C \ddot{\theta}_B}{N_D^2} \quad (3.44)$$

Portanto, a inércia equivalente do diferencial (I_D) será a soma das inércias dos seus componentes divididas pelo quadrado da relação de transmissão do mesmo:

$$I_D = I_C / N_D^2 \quad (3.45)$$

4 ESTUDO DE CASO NA INFLUÊNCIA DOS COMPONENTES DO TREM DE FORÇA NA MASSA EQUIVALENTE DO VEÍCULO

De forma a realizar um estudo de caso, os dados utilizados a seguir foram obtidos da *Fiat Powertrain Technologies* (FPT) e são referentes à transmissão modelo C510 da FPT e motor E.torQ 1.8l 16V do mesmo fabricante. Ambos os componentes são utilizados no modelo Fiat Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V.

4.1 MOTOR FPT E.TORQ 1.8L 16V

Lançado em 2010, o motor E.torQ 1.8l 16V, cujo modelo pode ser visto na Figura 4.1, tem como característica uma curva de torque praticamente plana, com 80% do torque máximo disponível a 1500rpm e 93% a 2500rpm, baixos índices de emissão de poluentes e menor índice de ruídos e vibração da categoria (PRESS RELEASE MOTORES E.TORQ). A ficha técnica do motor segue na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Ficha técnica do motor E.torQ 1.8l 16V da FPT.

Cilindrada:	1.8l
Combustível:	Etanol Gasolina E22
Potência máxima:	132cv @ 5.250rpm (etanol)
	130cv @ 5.250rpm (gasolina E22)
Torque máximo:	18,9kgf.m @ 4.500rpm (etanol)
	18,4kgf.m @ 4.500rpm (gasolina E22)
Torque @ 2500rpm:	17.6 (etanol)
	17.1 (gasolina E22)
Torque @ 1500rpm:	15.1 (etanol)
	14.7 (gasolina E22)
Diâmetro x Curso:	80,5mm X 85,8mm
Taxa de compressão:	11,2 : 1
Emissões:	Proconve F-V

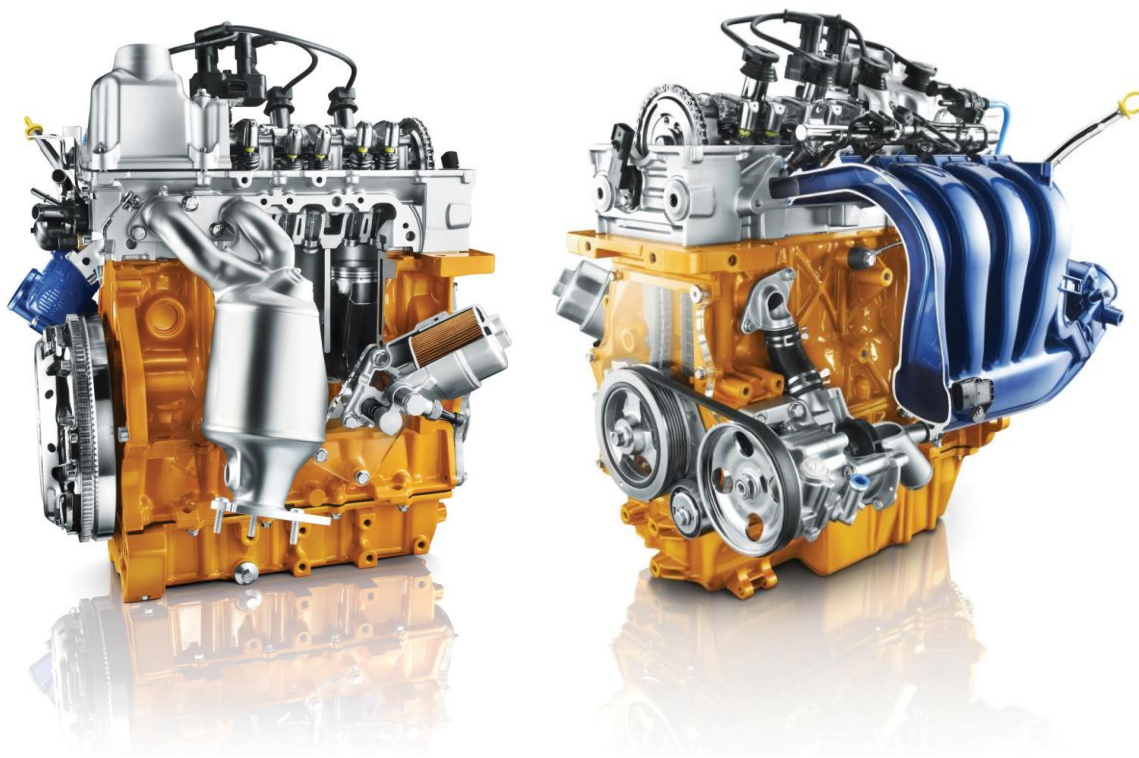


Figura 4.1 – Fotos do exterior de um modelo para demonstração do motor FPT E.torQ 1.8l 16V.

Baseado nos pontos de torque, potência e rotação para etanol dados, foi traçada a curva preliminar de torque e potência em função da rotação do motor, apresentada na Figura 4.2.

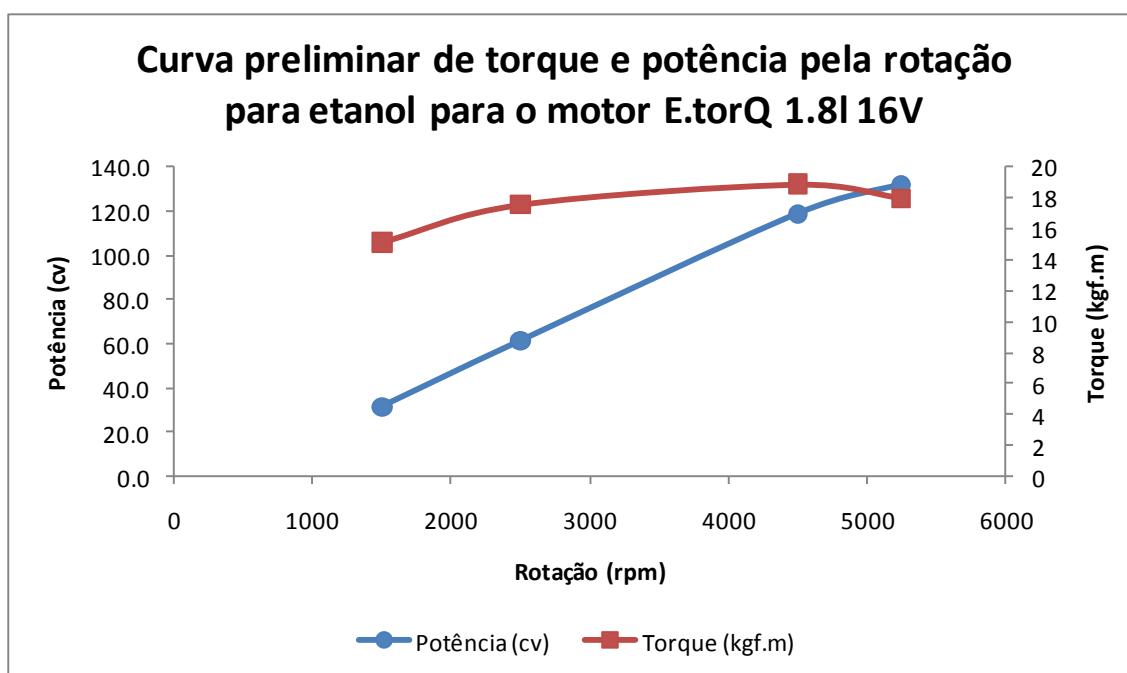


Figura 4.2 – Curvas preliminares de torque e potência pela rotação do motor FPT E.torQ 1.8l 16V com etanol.

A partir dos dados fornecidos pela FPT, pode-se apresentar a Figura 4.3 com os componentes girantes do motor, incluindo o virabrequim, volante de inércia, conjunto de embreagem e base das bielas, além da Tabela 4.2 que apresenta a inércia rotacional do conjunto, representada por:

$$I_{M,V,EM} = I_M + I_V + I_{EM} \quad (4.1)$$

Em que:

- $I_{M,V,EM}$ é inércia rotacional do motor, volante de inércia e embreagem;

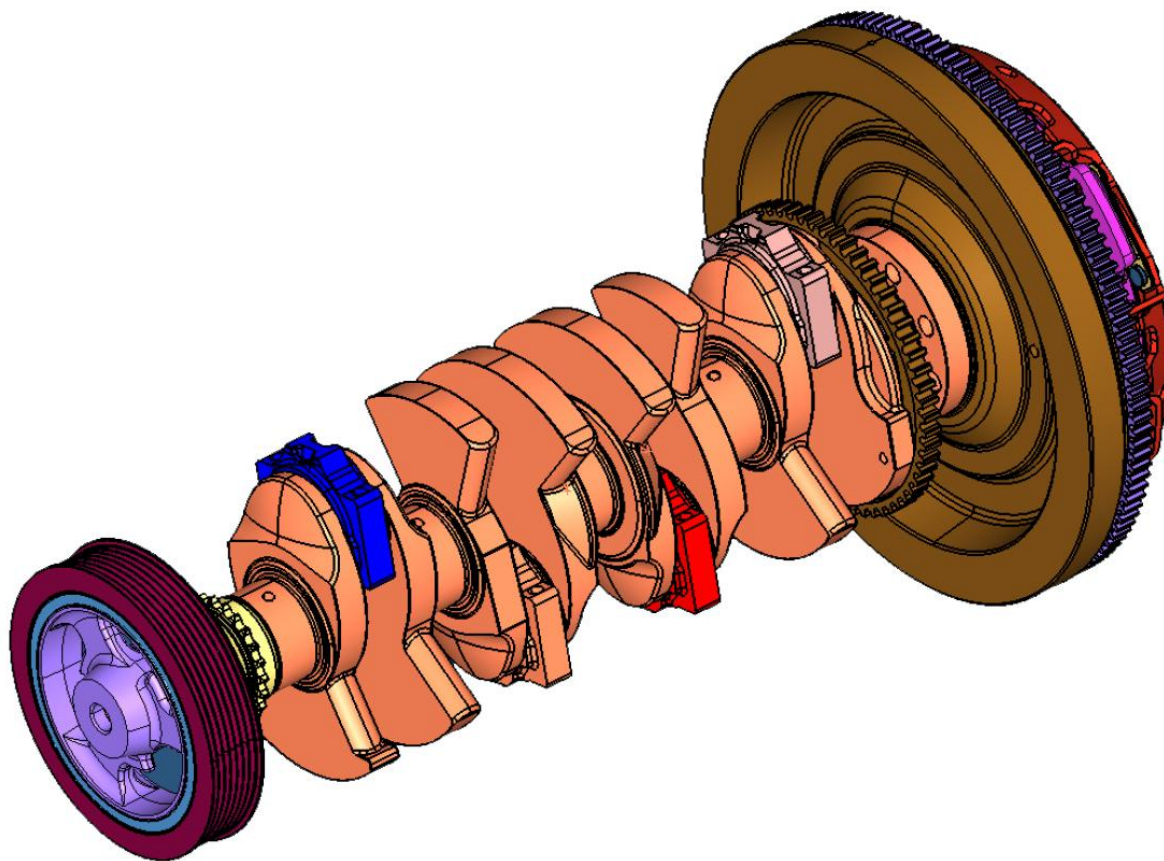


Figura 4.3 – Componentes girantes do motor E.torQ 1.8l 16v da FPT, incluindo virabrequim, volante de inércia, conjunto da embreagem e base das bielas.

Tabela 4.2 – Inércia rotacional do motor E.torQ 1.8l 16V da FPT.

Componente	Símbolo	Momento de inércia em Y kg.m ²
Motor e- Torq	$I_{M,V,EM}$	1,583E-01

4.2 TRANSMISSÃO FPT C510

A transmissão modelo C510 da FPT é utilizada em conjunto com o motor E.torQ 1.8L 16V. Esta caixa de transmissão possui uma distância entre-eixos de 181mm, máximo torque de entrada de 206Nm, comprimento de 395mm e 36kg de massa. A Figura 4.4, Figura 4.5 e Figura 4.6 apresentam imagens do exterior da caixa de transmissão, montagem interna da transmissão e esquema da transmissão, respectivamente.

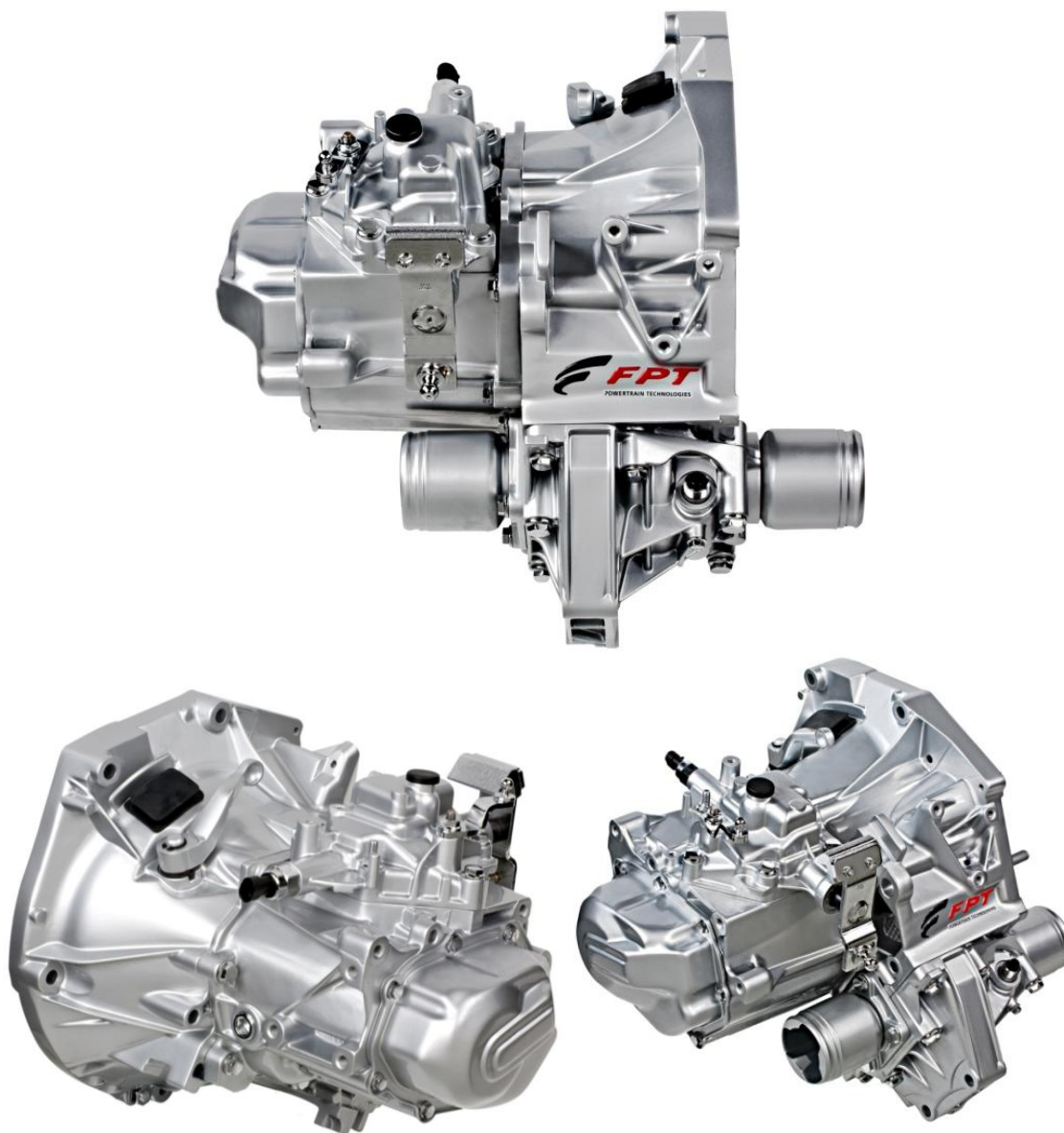


Figura 4.4 – Fotos do exterior da transmissão manual de 5 velocidades modelo C510 da FPT.
(Site da FPT)

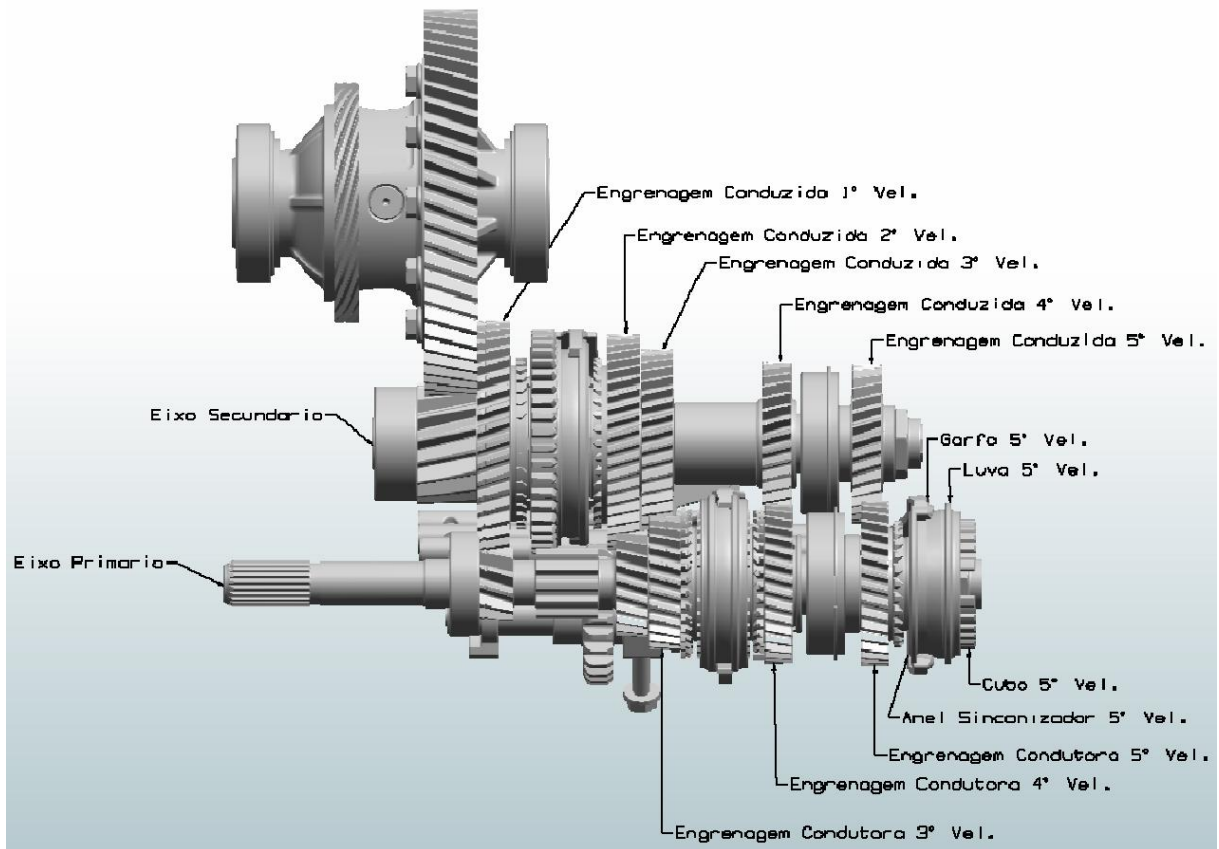


Figura 4.5 – Montagem interna da transmissão manual de 5 velocidades modelo C510 da FPT.

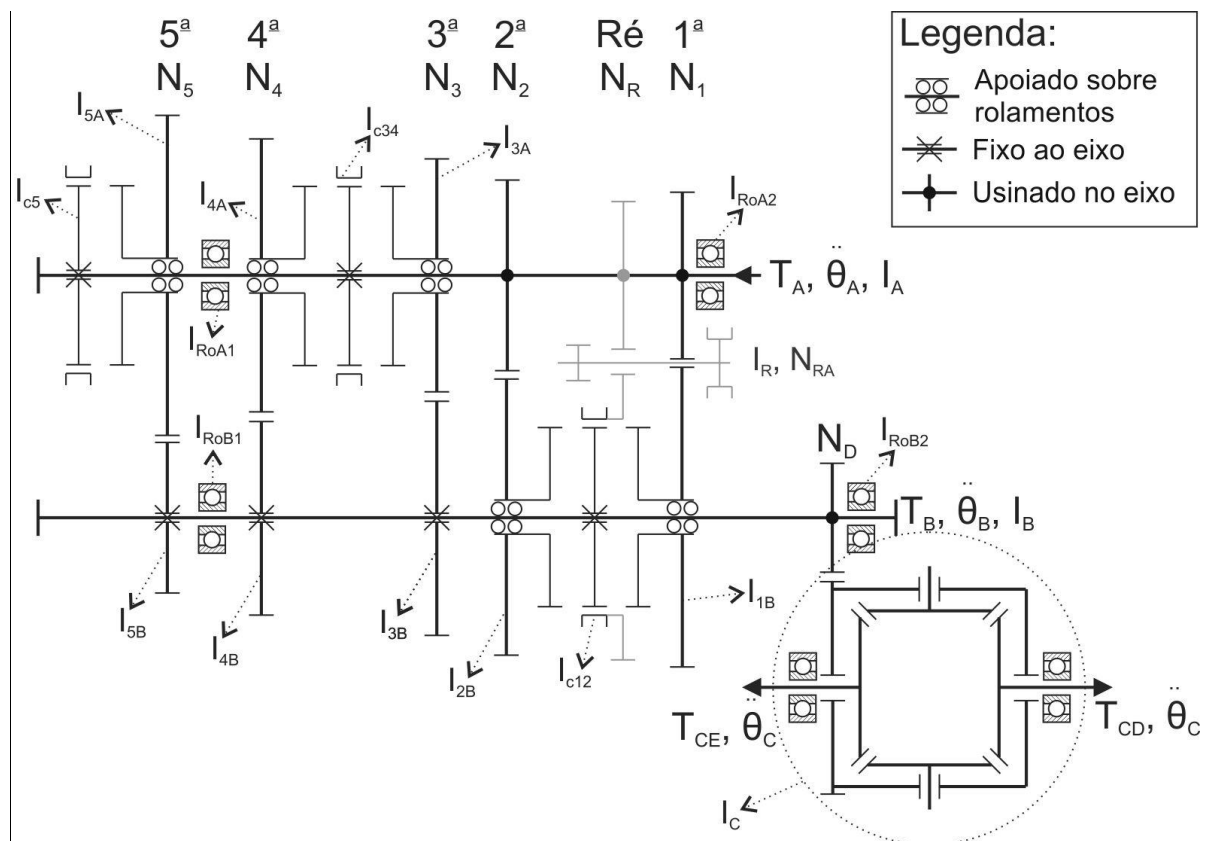


Figura 4.6 – Esquema da transmissão manual de 5 velocidades modelo C510 da FPT.

Os valores da inércia rotacional dos eixos primário e secundário e seus componentes estão apresentados na Tabela 4.3 e Tabela 4.4.

Tabela 4.3 – Inércia rotacional do eixo primário da transmissão C510 da FPT e seus componentes.

Componente	Símbolo	Momento de inércia em Y kg.m ²
Eixo primário completo	-	2,104E-03
Eixo primário	I_A	1,769E-04
Eng. 3a condutora com rolamento	I_{3A}	2,253E-04
Luva, cubo e sincronizador 3a e 4a marchas	I_{C34}	5,445E-04
Eng. 4a condutora com rolamento	I_{4A}	3,422E-04
Eng. 5a condutora com rolamento	I_{5A}	3,377E-04
Luva, cubo e sincronizador 5a marcha	I_{C5}	3,987E-04
Rolamento do eixo primário na caixa	I_{RoA1}	7,239E-05
Rolamento do eixo primário no suporte união	I_{RoA2}	2,205E-05
Eixo primário total	I_{Atot}	1,215E-03

Em que o termo “Eixo primário total” é a soma dos componentes mecanicamente fixos ao eixo primário e é dado por:

$$I_{Atot} = I_A + I_{C34} + I_{C5} + I_{RoA1} + I_{RoA2} \quad (4.2)$$

Tabela 4.4 – Inércia rotacional do eixo secundário da transmissão C510 da FPT e seus componentes.

Componente	Símbolo	Momento de inércia em Y kg.m ²
Eixo secundário completo	-	5,860E-03
Eixo secundário	I_B	3,653E-04
Eng. 1a conduzida com rolamento	I_{1B}	1,927E-03
Luva, cubo e sincronizador 1a e 2a marchas e conduzida da ré	I_{C12}	1,572E-03
Eng. 2a conduzida	I_{2B}	1,173E-03
Eng. 3a conduzida	I_{3B}	5,025E-04
Eng. 4a conduzida	I_{4B}	2,459E-04
Eng. 5a conduzida	I_{5B}	2,697E-04
Intermediária da ré	I_R	9,518E-05
Rolamento do eixo primário na caixa	I_{RoB1}^*	7,239E-05
Rolamento do eixo primário no suporte união	I_{RoB2}^*	2,205E-05
Eixo secundario total	I_{Btot}	3,050E-03

* Valores estimados a partir dos rolamentos do eixo primário (fornecidos).

Em que o termo “Eixo secundário total” é a soma dos componentes mecanicamente fixos ao eixo secundário e é dado por:

$$I_{Btot} = I_B + I_{C12} + I_{3B} + I_{4B} + I_{5B} + I_{RoB1} + I_{RoB2} \quad (4.3)$$

A Tabela 4.5 apresenta a relação de transmissão para cada marcha.

Tabela 4.5 – Relação de transmissão para cada marcha da transmissão C510 da FPT.

Marcha	Símbolo	N
1 ^a	N ₁	4.273
2 ^a	N ₂	2.238
3 ^a	N ₃	1.520
4 ^a	N ₄	1.156
5 ^a	N ₅	0.919
Ré	N _R	3.909

Baseando-se na nomenclatura e no esquema da Figura 4.6 e analogamente ao que foi desenvolvido no tópico 3.2 deste trabalho, pode-se determinar a inércia rotacional equivalente da transmissão C510 da FPT do ponto de vista do motor para cada uma das marchas:

$$I_{T1} = \frac{1}{N_1^2} \left(I_{Btot} + I_{1B} + N_3^2 I_{3A} + N_4^2 I_{4A} + N_5^2 I_{5A} + N_1^2 \left(I_{Atot} + \frac{I_{2B}}{N_2^2} \right) \right) \quad (4.4)$$

$$I_{T2} = \frac{1}{N_2^2} \left(I_{Btot} + I_{2B} + N_3^2 I_{3A} + N_4^2 I_{4A} + N_5^2 I_{5A} + N_2^2 \left(I_{Atot} + \frac{I_{1B}}{N_1^2} \right) \right) \quad (4.5)$$

$$I_{T3} = \frac{1}{N_3^2} \left(I_{Btot} + N_4^2 I_{4A} + N_5^2 I_{5A} + N_3^2 \left(I_{Atot} + \frac{I_{1B}}{N_1^2} + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + I_{3A} \right) \right) \quad (4.6)$$

$$I_{T4} = \frac{1}{N_4^2} \left(I_{Btot} + N_3^2 I_{3A} + N_5^2 I_{5A} + N_4^2 \left(I_{Atot} + \frac{I_{1B}}{N_1^2} + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + I_{4A} \right) \right) \quad (4.7)$$

$$I_{T5} = \frac{1}{N_5^2} \left(I_{Btot} + N_3^2 I_{3A} + N_4^2 I_{4A} + N_5^2 \left(I_{Atot} + \frac{I_{1B}}{N_1^2} + \frac{I_{2B}}{N_2^2} + I_{5A} \right) \right) \quad (4.8)$$

Substituindo os valores numéricos da Tabela 4.3, Tabela 4.4 e Tabela 4.5 nas equações (4.4) a (4.8), pode-se determinar então o valor da inércia equivalente da

transmissão do ponto de vista do motor para cada uma das marchas, apresentada na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Inércia rotacional equivalente da transmissão C510 da FPT do ponto de vista do motor para cada uma das marchas.

Marcha	Símbolo	I (kg.m²)
1 ^a	I_{T1}	1,791E-03
2 ^a	I_{T2}	2,415E-03
3 ^a	I_{T3}	3,421E-03
4 ^a	I_{T4}	4,782E-03
5 ^a	I_{T5}	6,661E-03

4.3 DIFERENCIAL, SEMI-EIXOS, FREIOS, RODAS E PNEUS

O diferencial utilizado na transmissão C510 da FPT, apresentado na Figura 4.7 é embutido na carcaça da transmissão e apresenta redução:

$$N_D = 4,067 \quad (4.9)$$

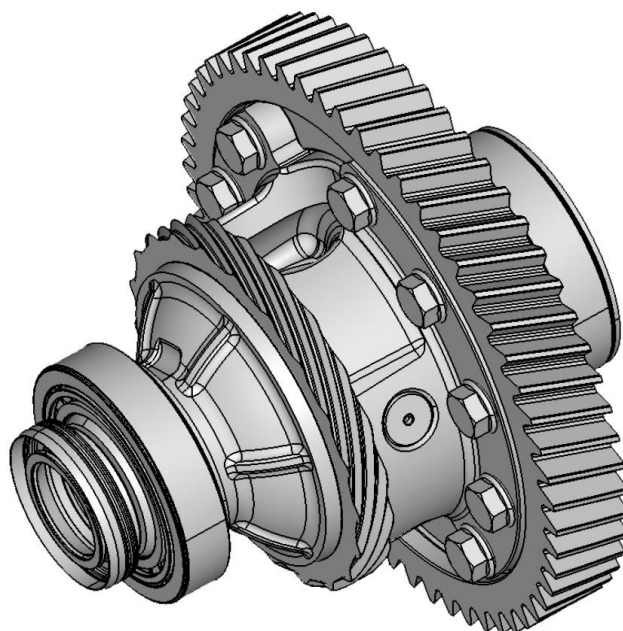


Figura 4.7 – Diferencial da transmissão modelo C510 da FPT.

A sua inércia rotacional e inércia rotacional equivalente, cujo cálculo foi apresentado no item 3.3 deste relatório, estão apresentados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Inércia rotacional do diferencial da transmissão C510 da FPT.

Componente	Símbolo	Momento de inércia em Y kg.m ²
Diferencial	I_c	1,766E-02
	$I_D = I_c / N_D^2$	1,067E-03

O restante dos componentes do trem de força da Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V, composto pelos semi-eixos, discos de freio, cubos de roda, e roda, com exceção dos pneus, estão apresentados na Figura 4.8. A Tabela 4.8 apresenta a inércia rotacional de seus componentes e a sua soma total, representada por:

$$I_{ET,R} = I_{ET} + I_R \quad (4.10)$$

Em que:

- $I_{ET,R}$ é inércia rotacional dos eixos de tração, rodas, pneus, cubos de roda e discos de freio.

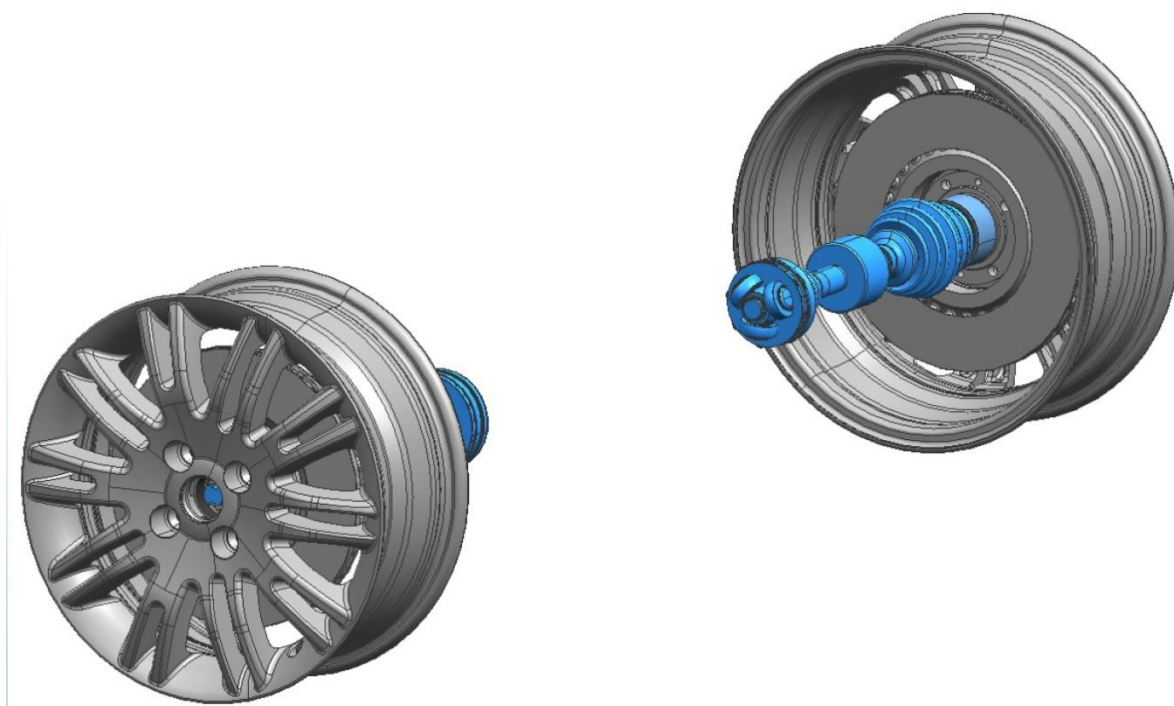


Figura 4.8 – Semi-eixos, discos de freio, cubos de roda e rodas para a Fiat Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V.

Tabela 4.8 – Inércia rotacional dos semi-eixos, discos de freio, cubos de roda, rodas e pneus para a Fiat Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V.

Componente	Símbolo	Momento de inércia em Y kg.m ²
Semi-eixo direito	I_{ETd}	4,705E-03
Semi-eixo esquerdo	I_{ETe}	3,332E-03
Soma semi-eixos	$I_{ET}=I_{ETd}+I_{ETe}$	8,037E-03
Disco de Freio direito	-	7,184E-02
Disco de Freio esquerdo	-	7,184E-02
Cubo de roda direito	-	1,571E-03
Cubo de roda esquerdo	-	1,571E-03
Roda direita	-	2,129E-01
Roda esquerda	-	2,129E-01
Pneu direito	I_{Pd}	5,715E-01
Pneu esquerdo	I_{Pe}	5,715E-01
Conjunto rodas+pneus+cubos+freios	I_R	1,716E+00
Inércia total semi-eixos+rodas+pneus+cubos+freios	$I_{ET,R}=I_{ET}+I_R+I_p$	1,724E+00

O veículo em questão utiliza pneus de dimensões 205/70 R15, cujo raio teórico pode ser calculado por:

$$r = \left(15 \cdot 25,4 / 2 + 205 \cdot 0,70 \right) / 1000 = 0,334m \quad (4.11)$$

Para o cálculo da inércia rotacional dos pneus, baseou-se nas dimensões do mesmo e na seção transversal de um pneu 175/65 R14. O método de cálculo está apresentado no Apêndice A.

4.4 INÉRCIA ROTACIONAL EQUIVALENTE DO TREM DE FORÇA

Baseado nos dados obtidos, alguns dos termos da equação (3.13) podem ser agrupados, como apresentado nas equações (4.1) e (4.10) e a inércia do eixo de transmissão (I_E) pode ser desconsiderada uma vez que o diferencial está diretamente acoplado ao eixo secundário da transmissão. Dessa forma, para o

estudo de caso em questão, a força trativa, inércia equivalente e massa equivalente do trem de força podem ser reduzidos às equações (4.12), (4.13) e (4.14), respectivamente.

$$F_X = \frac{N_{TD} T_M \eta_{TD}}{r} - \left(N_{TD}^2 (I_{M,V,EM} + I_T) + N_D^2 (I_D) + I_{ET,R} \right) \frac{a_X}{r^2} \quad (4.12)$$

$$I_{eqP} = N_{TD}^2 (I_{M,V,EM} + I_T) + N_D^2 (I_D) + I_{ET,R} \quad (4.13)$$

$$M_r = I_{eqP} / r^2 = \left(N_{TD}^2 (I_{M,V,EM} + I_T) + N_D^2 (I_D) + I_{ET,R} \right) \frac{1}{r^2} \quad (4.14)$$

Compilando todos os dados obtidos, pode-se determinar numericamente a inércia equivalente, massa equivalente e fator de massa do trem de força em cada marcha. A Tabela 4.9 apresenta estes dados para o veículo Fiat Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V com motor E.torQ e transmissão C510 da FPT.

Como numa situação normal de direção as marchas são usadas alternadamente e por períodos diferentes, de forma a determinar uma massa equivalente média para os componentes utilizou-se o ciclo urbano padrão de direção para testes de emissões utilizado no Brasil (rotina FTP-75), descrito pela norma ABNT NBR 6601.

Como detalhado no Apêndice B, com base no gráfico de velocidade pelo tempo do ciclo e os pontos ideais de troca de marcha sugeridos pela norma, determinou-se o tempo relativo em que cada marcha é utilizada, apresentado na Figura 4.9.

Ponderaram-se então os valores de massa equivalente dos componentes girantes do trem de força por marcha da Tabela 4.9 com estes valores de tempo relativo de forma a determinar a massa equivalente média do trem de força de **223kg**.

Tabela 4.9 – Compilação dos dados e valores calculados da inércia equivalente e massa equivalente dos componentes girantes do trem de força, além da massa equivalente do veículo e fator de massa para o Fiat Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V E.torQ.

Componente	Símbolo	Unidade	Marcha				
			1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
Inércia rotacional do motor+volante de inércia+embreagem	$I_{M,V,EM}$	kg.m ²	1,583E-01				
Inércia rotacional da transmissão (do ponto de vista do motor)	I_T	kg.m ²	1,791E-03	2,415E-03	3,421E-03	4,782E-03	6,661E-03
Relação de transmissão da transmissão	N_T	-	4,273	2,238	1,52	1,156	0,919
Inércia rotacional do diferencial (do ponto de vista do motor)	$I_D = I_C / N_D^2$	kg.m ²	1,067E-03				
Relação de transmissão do diferencial	N_D	-	4,067				
Inércia rotacional dos semi-eixos+rodas+pneus+cubos+freios	$I_{ET,R}$	kg.m ²	1,724				
Raio das rodas (205/70 R15)	r	m	0,334				
Massa do veículo	M	kg	1206				
Relação de transmissão combinada entre o diferencial e a transmissão	$N_{TD} = N_T \cdot N_D$	-	17,378	9,102	6,182	4,701	3,738
Inércia equivalente do trem de força	I_{eqP}	kg.m ²	50,077	15,052	7,920	5,345	4,045
Massa equivalente dos componentes girantes do trem de força	M_r	kg	448,9	134,9	71,0	47,9	36,3
Massa equivalente	$(M + M_r)$	kg	1654,9	1340,9	1277,0	1253,9	1242,3
Fator de massa	$(M + M_r) / M$	-	1,372	1,112	1,059	1,040	1,030

Tempo relativo em que cada marcha está em uso

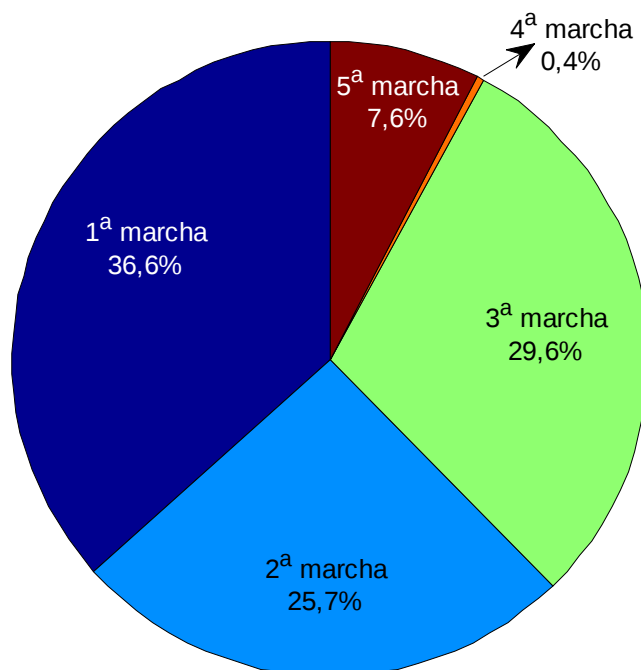


Figura 4.9 – Tempo relativo em que cada marcha é utilizada.

4.5 INFLUÊNCIA DE CADA COMPONENTE NA INÉRCIA ROTACIONAL EQUIVALENTE DO TREM DE FORÇA

A partir dos resultados obtidos, apresentados na Tabela 4.9, pode-se estudar a influência de cada um dos componentes estudados na inércia rotacional equivalente do trem de força em cada marcha. Tal comparação está apresentada na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Influência de cada um dos componentes estudados na inércia rotacional equivalente do trem de força em cada marcha.

Componente	Influência de cada componente na inércia equivalente				
	Marcha				
	1ª	2ª	3ª	4ª	5ª
Motor+volante de inércia+embreagem	95,44%	87,10%	76,36%	65,45%	54,65%
Transmissão	1,08%	1,33%	1,65%	1,98%	2,30%
Diferencial	0,04%	0,12%	0,22%	0,33%	0,44%
Semi-eixos+rodas+pneus+cubos+freios	3,44%	11,45%	21,76%	32,25%	42,61%

Considerando agora a massa equivalente de cada componente em cada marcha, pode-se tornar o resultado tangível. Estes resultados estão apresentados na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Massa equivalente de cada componente para cada marcha.

Componente	Massa equivalente de cada componente (kg)				
	Marcha				
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
Motor+volante de inércia+embreagem	428,4	117,5	54,2	31,4	19,8
Transmissão	4,8	1,8	1,2	0,9	0,8
Diferencial	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Semi-eixos+rodas+pneus+cubos+freios	15,5	15,5	15,5	15,5	15,5

Aplicando a mesma metodologia utilizada no tópico 4.4, pode-se determinar a massa equivalente média para o motor, volante e embreagem, uma vez que são os componentes mais significativos com relação à inércia rotacional e que apresentam maior variação entre as marchas por estarem submetidos a relação de transmissão do trem de força ao quadrado. O valor calculado é **205kg** e representa **92%** da massa equivalente média total dos componentes girantes.

Por este motivo, os esforços para reduzir a inércia rotacional do trem de força devem ser focados nestes três componentes. Entretanto, esta não é uma tarefa simples, uma vez que a simples redução da massa ou diâmetro destes componentes pode interferir no seu funcionamento. O virabrequim, por exemplo, deve ser extensamente estudado de forma a resistir aos esforços das explosões dos pistões e não apresentar desbalanceamentos estáticos ou dinâmicos. A embreagem por sua vez, deve ter seu diâmetro interno e externo dimensionados de forma a ser capaz de transmitir o torque do motor. Já o volante de inércia deve servir como filtro para as vibrações de torque geradas pelas explosões do motor, uma vez que este não é regular ao longo de uma volta.

Como já mencionado anteriormente, um maior enfoque será dado ao volante uma vez que este concentra uma grande massa girante afastada do centro. Para tanto, será feito um estudo da troca do volante rígido por um volante de dupla massa e a respectiva influência na inércia do conjunto, na filtração das vibrações torcionais provenientes do motor e as consequências para o veículo.

5 ESTUDO DE CASO NA REDUÇÃO DA INÉRCIA ROTACIONAL DO TREM DE FORÇA COM A UTILIZAÇÃO DE UM VOLANTE DE DUPLA MASSA (VDM)

5.1 INTRODUÇÃO

Esta etapa do estudo se baseia no trabalho de DUQUE (2005) e visa realizar um estudo de caso da redução da inércia rotacional do volante e ao mesmo tempo manter ou melhorar as características de vibração do trem de força. Para atingir tal objetivo, o modelo proposto pelo autor será modificado com a inclusão de um volante de dupla massa de forma a permitir a calibração dos quatro parâmetros do mesmo (inércia do volante primário e secundário, rigidez torcional das molas e coeficiente de amortecimento) e comparar as respostas obtidas de picos de aceleração angular com o valor medido em ensaio.

5.2 MODELO ORIGINAL

O modelo generalizado proposto por DUQUE (2005) está representado esquematicamente na Figura 5.1 e tem o trem de força do veículo reduzido a massas, molas e amortecedores torcionais.

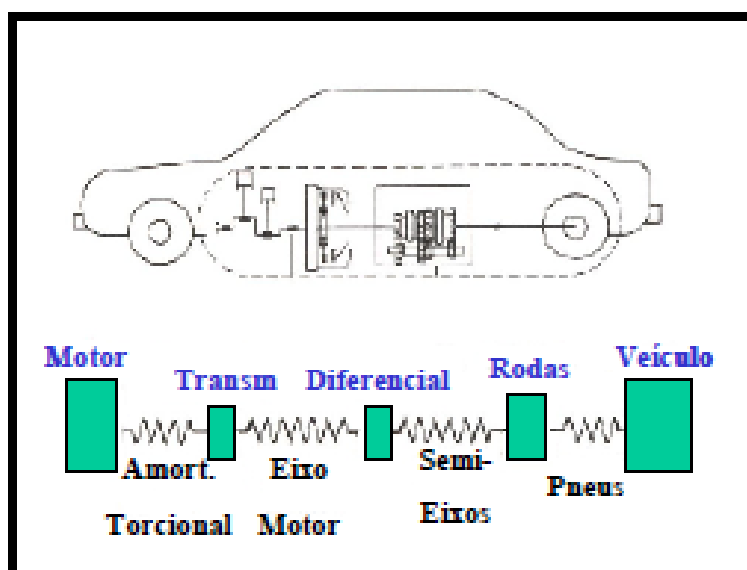


Figura 5.1 – Representação esquemática do trem de força reduzido a massas, molas e amortecedores torcionais (DUQUE 2005).

O modelo apresentado considera um veículo de tração traseira. Como este estudo e os dados obtidos se baseiam em veículos de tração dianteira, o eixo cardã entre a transmissão e o diferencial não existe e consequentemente, a inércia do diferencial será adicionada a inércia total da transmissão. Outro fator que foi desconsiderado nas análises é a rigidez e amortecimento torcional dos pneus por apresentar valores muito elevados e de pouca influência no sistema final. Assim, o modelo fica reduzido a um sistema de base oscilante de apenas duas massas, como apresentado na Figura 5.2.

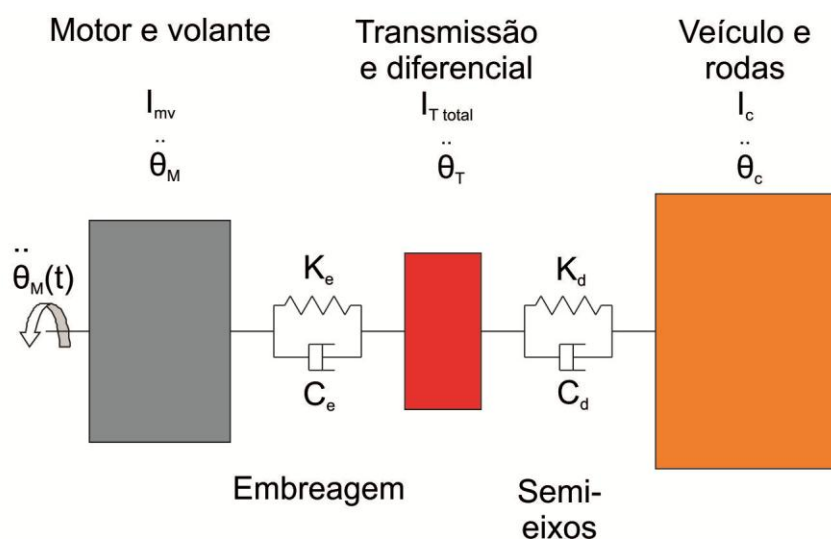


Figura 5.2 – Modelo simplificado do trem de força.

Em que:

- $\ddot{\theta}_M(t)$ é a aceleração angular do motor em função do tempo [rad/s²];
- I_{mv} é a inércia rotacional do motor e volante de inércia original do ensaio [kg.m²];
- K_e é a rigidez das molas da embreagem [N.m/rad];
- C_e é o parâmetro de amortecimento da embreagem [N.m.s/rad];
- $I_{Ttotal} = I_T + \frac{I_D}{N_T^2}$ é a inércia rotacional da transmissão e do diferencial e I_D é dado pela equação (3.45) [kg.m²];
- $\ddot{\theta}_T(t)$ é a aceleração angular no eixo de entrada da transmissão em função do tempo [rad/s²];
- K_d é a rigidez dos semi-eixos [N.m/rad];
- C_d é o parâmetro de amortecimento dos semi-eixos [N.m.s/rad];
- $I_c = \frac{M \cdot r^2 + I_{ET,R}}{N_{TD}}$ é a inércia rotacional equivalente do veículo e dos semi-eixos, discos de freio, cubos de roda, rodas e pneus [kg.m²];
- $\ddot{\theta}_c(t)$ é a aceleração angular equivalente do veículo em função do tempo [rad/s²];

A equação que rege o movimento do sistema pode ser escrita na forma:

$$\begin{bmatrix} I_T & 0 \\ 0 & I_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_e + C_D & -C_D \\ -C_D & C_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_T \\ \dot{\theta}_c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_e + K_D & -K_D \\ -K_D & K_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_T \\ \theta_c \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_e \dot{\theta}_M + K_{vdm} \theta_M \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

O sistema de dois graus de liberdade apresenta dois modos de vibrar distintos. O primeiro, de grandes amplitudes e frequência natural em torno de 2 a 5Hz, ocorre quando o motor e a transmissão estão em fase e o veículo em contra fase, gerando um efeito conhecido como “*surgings*” onde a carroceria faz movimentos oscilatórios podendo causar desconforto aos ocupantes e é normalmente gerado pela variação de carga no motor induzida pelo usuário através do pedal do acelerador (DUQUE 2005).

O segundo, de frequência natural da ordem de 40 a 80Hz, envolve a transmissão em oposição de fase com o motor e o veículo e, segundo DUQUE (2005), é causado principalmente pelas excitações nas frequências de ignição do motor, ou seja, de 2ª ordem para motores de 4 cilindros. Estas oscilações na transmissão podem causar um fenômeno conhecido como “*rattle*” ou ruído de chocalho, onde os impactos dos dentes das engrenagens livres ou engatadas devido à vibração angular e a folga entre os dentes geram ruídos audíveis aos ocupantes do veículo, causando desconforto. Estes ruídos podem ser erroneamente interpretados como defeitos na transmissão e podem levar a custos de manutenção desnecessários.

Por estar diretamente relacionado com as acelerações angulares do trem de força e consequentemente com as inércias rotacionais dos seus componentes, o ruído de *rattle* será o parâmetro utilizado neste trabalho como limitante para o estudo de redução da inércia rotacional do trem de força.

5.3 RUÍDO DE RATTLE

São quatro os fatores primários que causam o *rattle*: a aceleração angular proveniente do motor, o momento de inércia de uma engrenagem livre, o torque de arraste que está agindo na engrenagem e a folga entre os dentes do par.

Como descrito por SHAVER (1997), o ruído de *rattle* ocorre porque as engrenagens movidas mantêm seu movimento angular durante as oscilações de torque do eixo motor devido a sua inércia, caso o torque de arraste não seja suficiente para freá-las, gerando a perda de contato entre os dentes devido às folgas. Quando há a re-aceleração da engrenagem motora, o impacto dos dentes gera o ruído. De acordo com RUST, BRANDL e THIEN (1990), o fator limitante no ruído de *rattle* é a aceleração angular que, se suficientemente alta, faz com que este descolamento ocorra.

Estudos dos mesmos autores com um motor 1.0l indicaram que os ruídos de *rattle* só são notados em rotações inferiores a 2500rpm, pois acima desta rotação, o ruído

do motor prevalece. Assim, será dada maior ênfase no controle do *rattle* em rotações baixas, uma vez que o efeito indesejável, que é o ruído audível, não será notado em faixas mais altas de rotação.

De acordo com DUQUE (2005), os principais componentes de força de combustão e inércia do motor causarão flutuações de velocidade com frequências predominantemente de 2ª ordem, com impactos ocorrendo oito vezes por período de operação. Por esse motivo, as simulações terão maior ênfase nas acelerações de 2ª ordem da frequência do motor.

Como apresentado anteriormente, uma das formas de melhorar os níveis de *rattle* seria a redução da aceleração angular nas engrenagens. Para isso, devem-se observar as frequências de ressonância do sistema, uma vez que estas causam picos de amplitude de vibração que desencadeiam o fenômeno. A Figura 5.3 apresenta a ressonância em plena carga para o volante e para o eixo primário da transmissão.

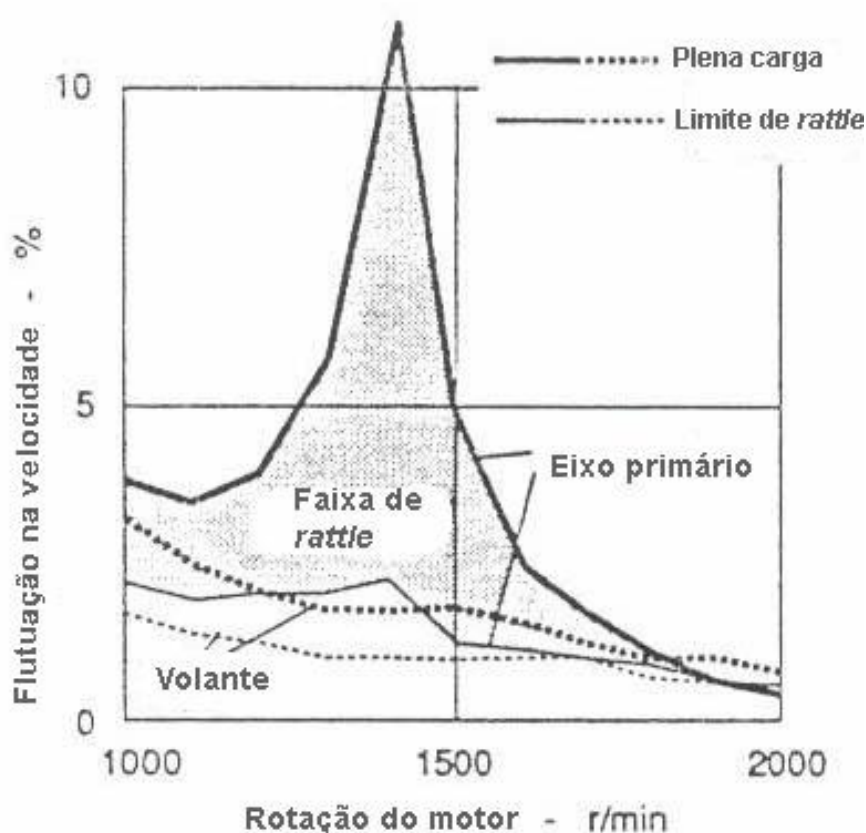


Figura 5.3 – Representação da ressonância na geração de *rattle*. (DUQUE 2005).

Como se pode observar, as formas de eliminar o *rattle* seriam a redução do pico de flutuação de velocidade para baixo do limite de rattle ou o seu deslocamento para fora da faixa de rotação de operação do motor. De acordo com DREXL (1998), a forma ideal de reduzir o *rattle* é trazer este pico de ressonância para baixo da rotação em marcha lenta por um fator de $\sqrt{2}$ para que tenhamos o início da faixa de isolamento abaixo da rotação de marcha lenta, como apresentado na Figura 5.4

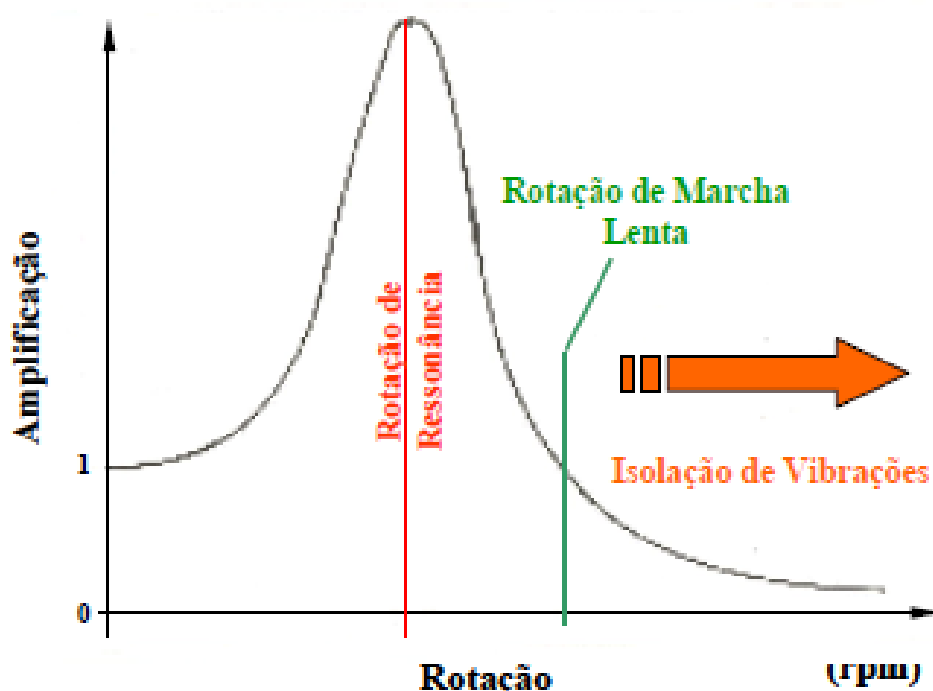


Figura 5.4 – Representação da situação ideal de redução da frequência de ressonância (DUQUE 2005).

De acordo com DUQUE (2005) e THOMSON (1978), a relação entre a frequência natural e os parâmetros de rigidez e inércia de um sistema de múltiplos graus de liberdade, apesar de muito mais complexa, segue a mesma tendência de um sistema de um só grau, regido pela equação (5.2).

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{I}} \quad (5.2)$$

Dessa forma, quanto menor for a rigidez torcional do sistema, menor será sua frequência de ressonância e melhor o comportamento do ruído de *rattle*.

Entretanto, devido aos torques elevados fornecidos pelos motores atuais, isso implicaria em deslocamentos angulares muito grandes que seriam fisicamente

impossíveis em um sistema de embreagem convencional. Por esse motivo, será estudada a utilização de um VDM como forma de reduzir o pico de ressonância no eixo primário da transmissão e arrastá-lo para rotações mais baixas, uma vez que as molas do mesmo estão montadas em um diâmetro muito maior, permitindo um maior deslocamento angular e consequentemente uma menor rigidez.

5.4 CARACTERÍSTICAS DO VDM

Como inicialmente descrito no item 2.1.1, o volante de inércia de dupla massa consiste em uma massa primária e outra secundária, conectadas através de uma mola e amortecedor lubrificadas com graxa, como representado na Figura 5.5 e Figura 5.6 e representado esquematicamente Figura 5.7.

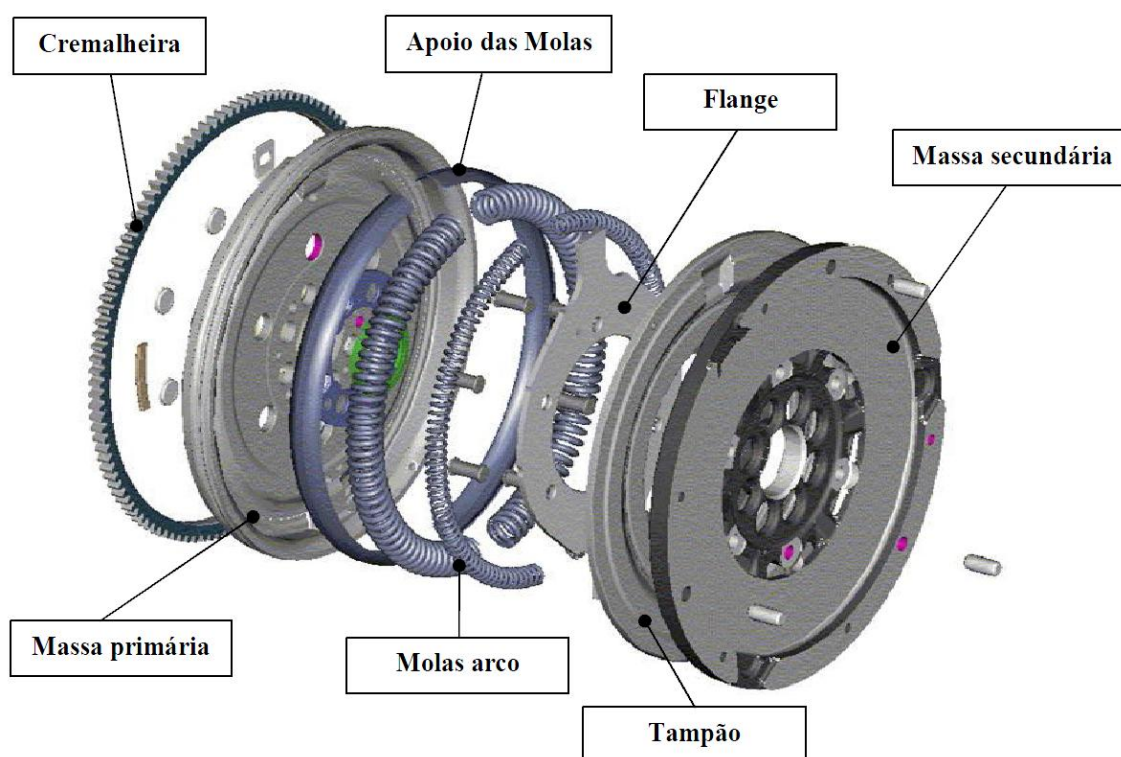


Figura 5.5 – Vista explodida de um Volante de Dupla Massa. (MELO 2010).

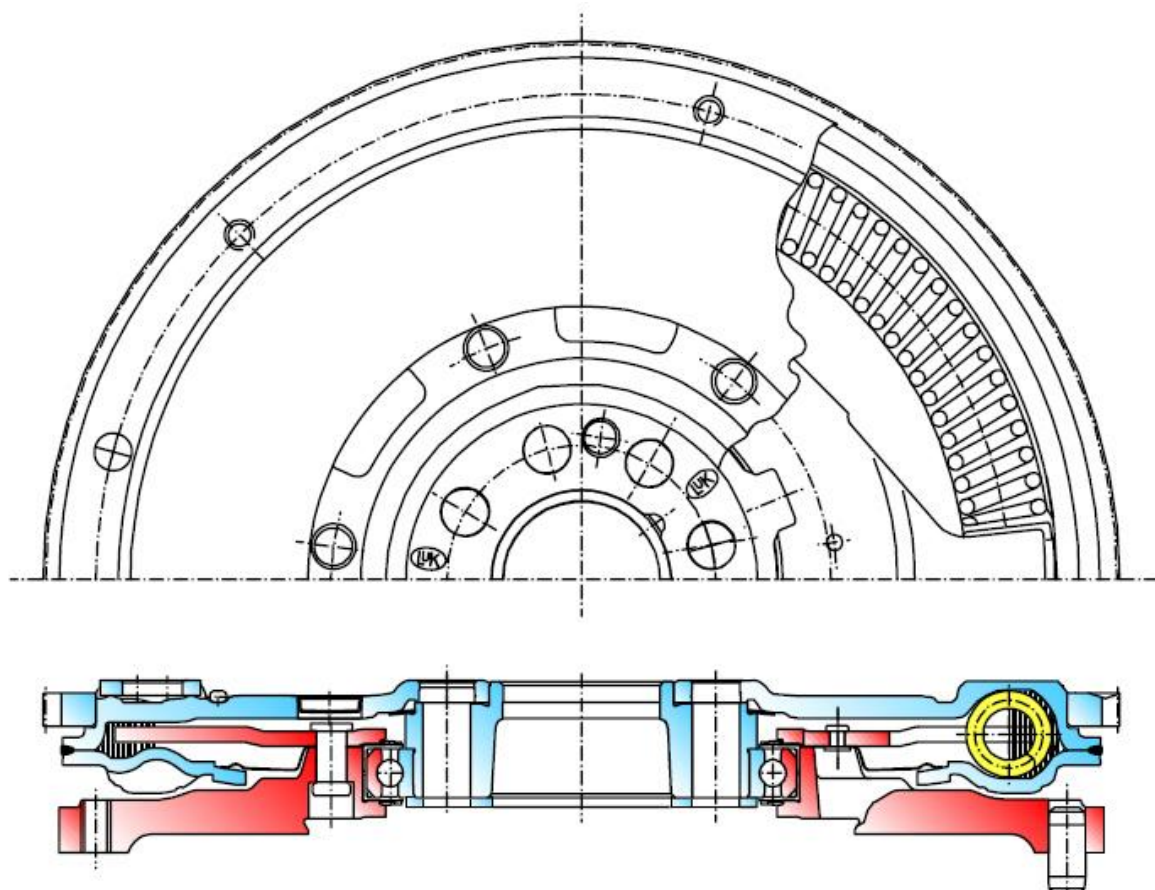


Figura 5.6 – Vista representativa em corte de um VDM. (ALBERS 1994).

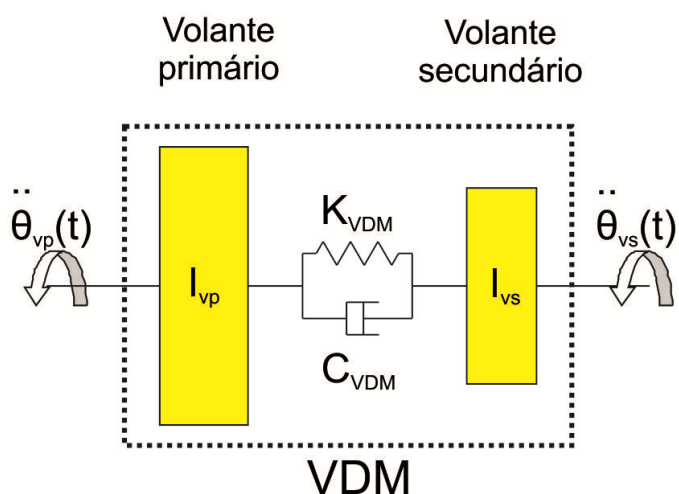


Figura 5.7 – Representação esquemática de um Volante de Dupla Massa.

A massa primária é fixada diretamente no flange do virabrequim e faz o papel do volante comum. Já a massa secundária, onde é montado o platô de embreagem, atua como uma das faces de contato para o disco.

Como a rigidez das molas da embreagem é bem superior a rigidez das molas do VDM, o volante secundário acaba atuando como um incremento de inércia rotacional no eixo de entrada da transmissão. O efeito do aumento da inércia secundária desloca o pico de ressonância para frequências mais baixas, mas aumenta sua amplitude, como pode ser observado na Figura 5.8.

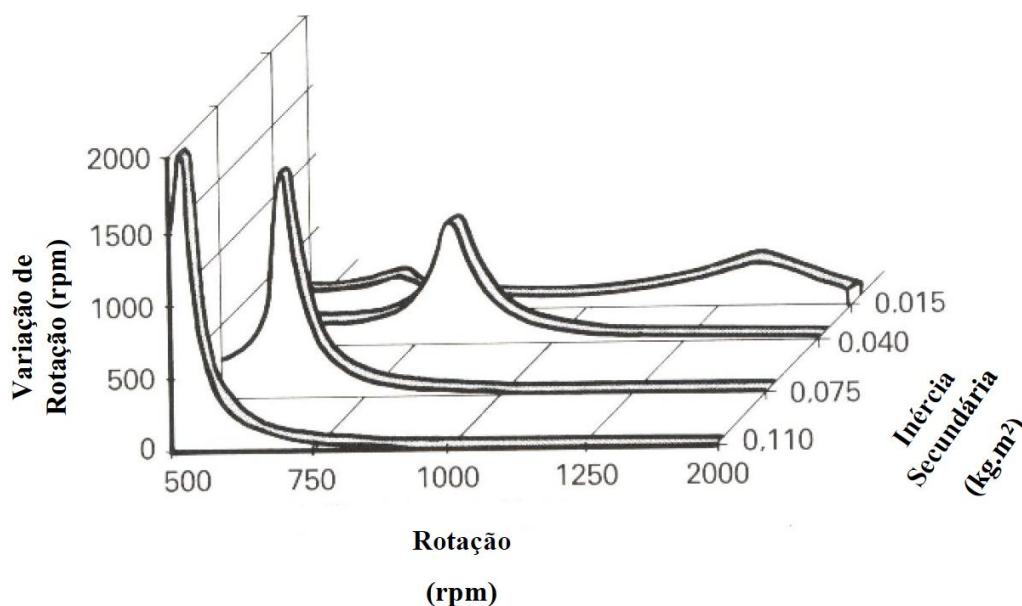


Figura 5.8 – Curvas típicas de resposta de um VDM com a variação da inércia secundária. Adaptado de LUK (1990).

Esta inércia, em conjunto com a flexibilidade e amortecimento do VDM ocasiona um melhor filtro para as vibrações provenientes do motor e desloca a frequência de ressonância da transmissão para uma faixa abaixo da frequência de marcha lenta.

Entretanto, como o objetivo deste estudo é a redução da inércia equivalente do trem de força pela redução da inércia do volante, um aumento da inércia secundária implicará numa redução da inércia primária de forma a manter o balanço.

Contudo, esta redução da massa primária causa o efeito indesejável de ampliação da vibração do motor. A Figura 5.9 ilustra o efeito da redução da inércia rotacional de um volante comum na amplitude da vibração de 2ª ordem do mesmo. Este efeito pode resultar em um aumento de ruídos no motor e vibrações no sistema de sincronismo e acionamento de acessórios do motor (DUQUE 2005).

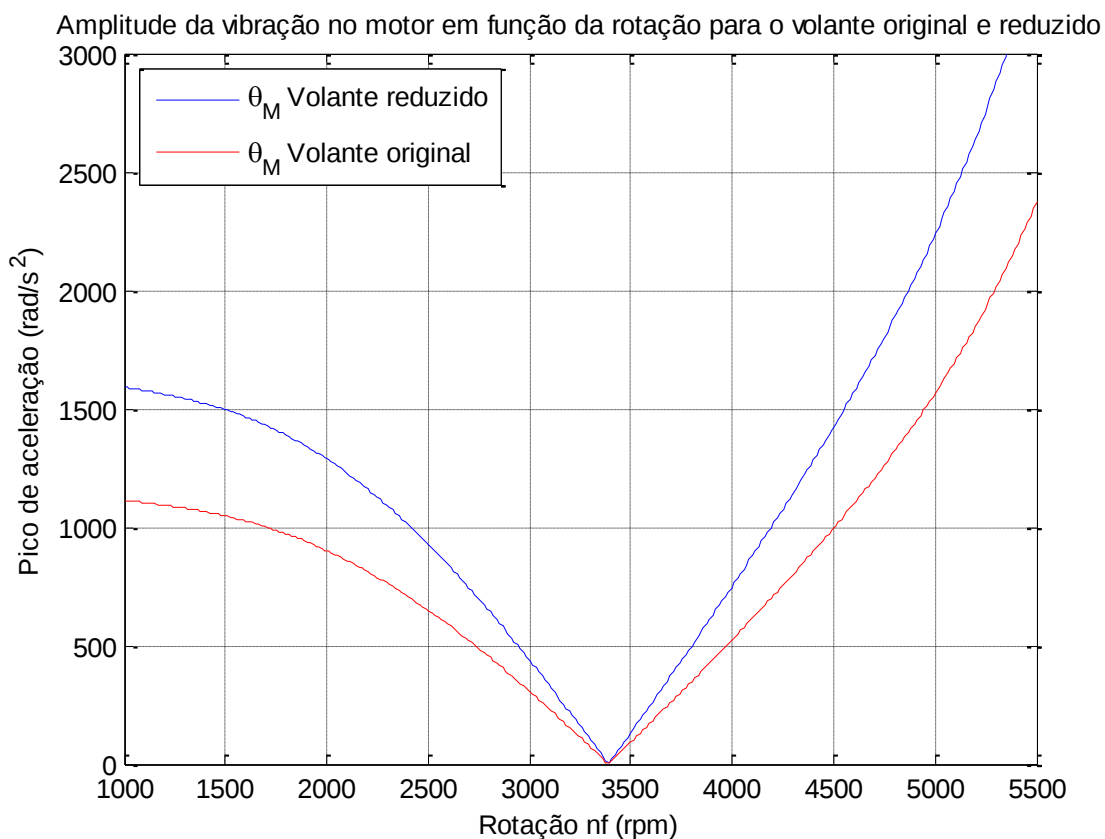


Figura 5.9 –Amplitude simulada da vibração de 2ª ordem no motor em função da rotação para o motor original e um motor com a inércia do volante (rígido) reduzida.

Outro fator importante a ser levado em conta quando reduzimos a frequência de ressonância da transmissão mas aumentamos seu pico é a passagem pela ressonância durante a partida e desligamento do motor. Nesta situação, as cargas dinâmicas impostas pela vibração poderiam causar não só ruídos como danos aos componentes do trem de força e VDM.

Uma forma de resolver este problema se dá por meio do uso de molas com baixa rigidez no VDM. Como apresentado na Figura 5.10, isto implicaria em um deslocamento ainda maior da frequência de ressonância do sistema para uma faixa anterior à marcha lenta e reduziria o pico de acelerações, eliminando assim a sobrecarga no trem de força, já que a situação de ressonância ocorre por um período limitado de tempo.

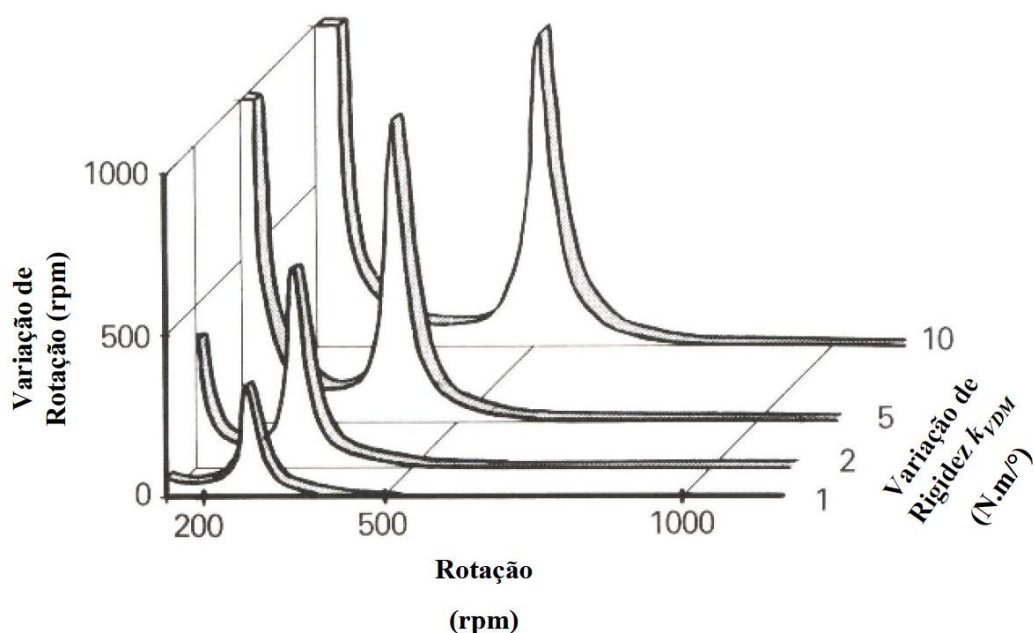


Figura 5.10 – Curvas típicas de resposta de um VDM com a variação da rigidez. Adaptado de LUK (1990).

Dessa forma, uma redução do valor da rigidez das molas do VDM ocasionaria uma maior estabilidade durante a partida e desligamento do motor e também reduziria a ocorrência de *rattle* em marcha lenta e em carga em baixas rotações. Além disso, uma vez que os motores atuais já apresentam uma condição de torque estável em baixas rotações, o amortecimento mais eficaz possibilita a redução das rotações de marcha lenta e utilização do motor sem causar *rattle*, reduzindo consumo e emissões.

Entretanto, apesar de permitir deslocamentos angulares maiores devido a disposição das molas em diâmetros maiores, a rigidez do VDM não pode ser reduzida indefinidamente. Assim, deve-se adotar um valor mínimo de deslocamento angular do VDM de forma a limitar o deslocamento angular máximo entre os volantes.

De acordo com o trabalho de METSENAERE (2002), o VDM da LuK GmbH & Co. utilizado apresenta um ângulo de bloqueio em torno de 65° , isto representa o ângulo no qual as espiras das molas do VDM entram em contato e trabalham como um corpo rígido. Esta situação de choque deve ser evitada para prevenir danos aos componentes do trem de força e ao próprio VDM, assim, DUQUE (2005) indica o uso de um coeficiente de segurança de 10% a 30% sobre o torque máximo. Dessa

forma, com base nos parâmetros apresentados a seguir, pode-se calcular a rigidez mínima das molas do VDM segundo a equação (5.3).

- $K_{VDM_{min}}$ é a mínima rigidez das molas do VDM [N.m/°];
- $T_{max} = 185 N.m$ é o torque máximo do motor em questão [N.m];
- $CS = 1,3$ é o coeficiente de segurança adotado para o torque máximo;
- $\varphi_{max} = 65^\circ$ é o ângulo de bloqueio do VDM [°];

$$K_{VDM_{min}} = \frac{T_{max} \cdot CS}{\varphi_{max}} = 3,7 N.m/^\circ \quad (5.3)$$

Dessa forma, o VDM possibilita a redução do *rattle* em marcha lenta e em carga em baixas rotações e devido a menor rigidez das molas e maior amortecimento, permite que o motor trabalhe em rotações mais baixas, trazendo a vantagem da redução do consumo de combustível e nível de emissões. Além disso, o VDM atua como uma proteção de sobrecargas do sistema de transmissão.

Entretanto, o uso do VDM implica em custos maiores para as montadoras, uma vez que segundo DUQUE (2005), o custo de um VDM é aproximadamente R\$ 160,00 superior ao custo de um volante rígido.

5.5 PARÂMETROS E SIMULAÇÕES DO MODELO ORIGINAL

Nos modelos e ensaios realizados por DUQUE (2005), alguns parâmetros e aproximações são utilizados de forma a viabilizar as simulações.

5.5.1 Motor

O motor utilizado no estudo possui as características apresentadas na De acordo com os ensaios realizados por DUQUE (2005) e apresentados no Anexo B, a resposta do motor em termos de pico de aceleração angular em função da rotação no motor independe da marcha utilizada e do fato da medição ser feita em dinamômetro ou no veículo, ou seja, dos valores de inércia e rigidez acoplados ao motor. Dessa forma, pode-se utilizar o modelo simplificado de suporte oscilante proposto na Figura 5.2.

Tabela 5.1.

De acordo com os ensaios realizados por DUQUE (2005) e apresentados no Anexo B, a resposta do motor em termos de pico de aceleração angular em função da rotação no motor independe da marcha utilizada e do fato da medição ser feita em dinamômetro ou no veículo, ou seja, dos valores de inércia e rigidez acoplados ao motor. Dessa forma, pode-se utilizar o modelo simplificado de suporte oscilante proposto na Figura 5.2.

Tabela 5.1 – Características do motor utilizado nos ensaios (DUQUE 2005).

Componente	Unidade	Valor
Deslocamento	cm ³	2000
Número de cilindros	-	4
Número de válvulas	-	16
Potência máxima	kW	100 a 5200rpm
Torque máximo	N.m	185 a 4000rpm

As respostas dos picos de aceleração angular de 2ª e 4ª ordem em função da rotação do motor foram medidas, com a 3ª marcha engatada, tanto no volante de inércia do motor quanto na entrada da transmissão, e suas curvas estão apresentadas na Figura 5.11.

Os valores medidos de aceleração no volante de inércia serão os parâmetros de entrada de aceleração do modelo proposto mais adiante na Figura 5.13 e equações (5.25) e (5.22), para a simulação do sistema com a inclusão do VDM.

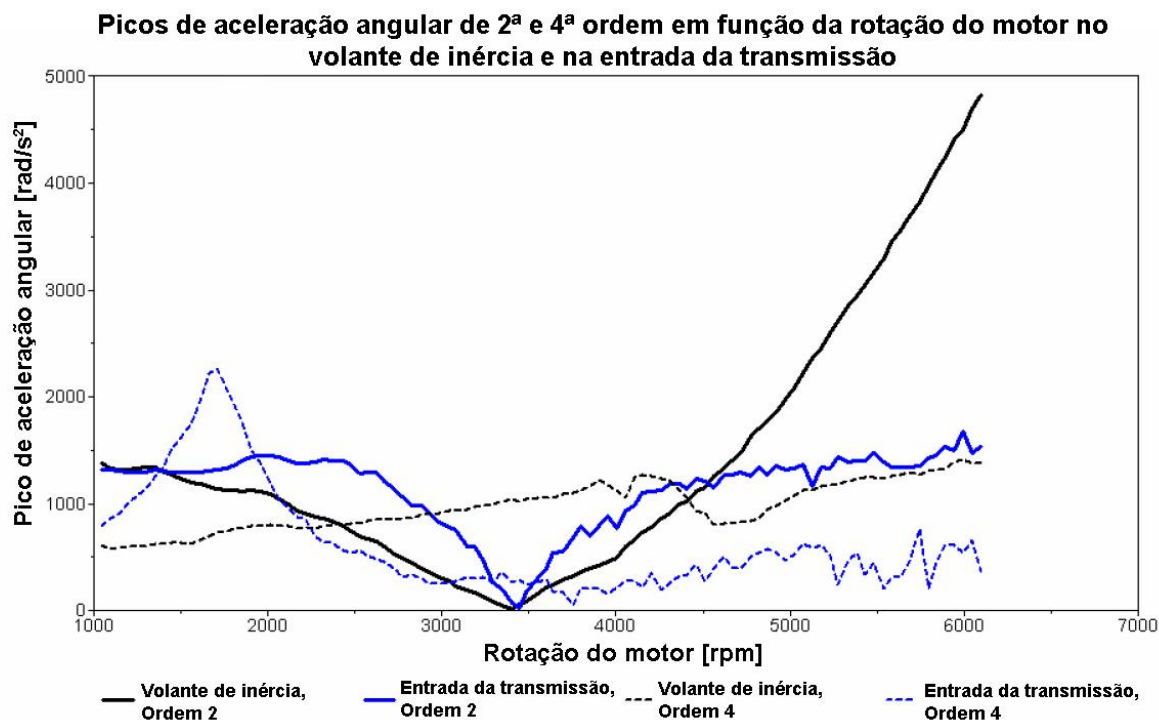


Figura 5.11 – Medição dos picos de aceleração angular de 2ª e 4ª ordem em função da rotação do motor no volante de inércia e na entrada da transmissão. Adaptado de DUQUE (2005).

Já as acelerações angulares na entrada da transmissão serão utilizadas como parâmetro de comparação das respostas de simulação com o VDM, ou seja, tomar-se-á como objetivo manter as vibrações simuladas com a redução da inércia do volante pela inclusão de um VDM no mesmo nível ou abaixo dos valores medidos.

5.5.2 Modelo da transmissão, trem de força e veículo

A transmissão utilizada no estudo de DUQUE (2005) (modelo “B”) tem como parâmetros suas relações de transmissão e sua inércia rotacional equivalente, onde está também considerada a inércia do diferencial devidamente transportada para o eixo de entrada da transmissão. Os valores são apresentados na Tabela 5.2.

O restante do trem de força no modelo proposto se resume à rigidez e amortecimento angular dos semi-eixos do veículo. Como eles se resumem a eixos

maciços de aço, o termo de amortecimento será desprezado e a rigidez de cada um (direito e esquerdo) poderá ser calculada pela equação (5.4).

$$K_{se_i} = \frac{\pi \cdot D_{se_i}^4 \cdot G}{32 \cdot L_i} \quad (5.4)$$

E a rigidez dos dois eixos é dada por:

$$K_{se} = K_{se_d} + K_{se_e} \quad (5.5)$$

Para se transportar a rigidez para o eixo de entrada da transmissão, deve-se dividir pela relação de transmissão combinada da transmissão:

$$K_D = \frac{K_{se}}{N_{TD}^2} \quad (5.6)$$

Já a massa do veículo e a inércia rotacional das rodas, pneus, etc. deve ser transportada para o eixo do motor, de acordo com a equação (5.7).

$$I_c = \frac{M \cdot r^2 + I_{ET,R}}{N_{TD}^2} \quad (5.7)$$

Assim, a Tabela 5.2 apresenta todos os parâmetros discutidos.

Tabela 5.2 – Parâmetros do modelo original de DUQUE (2005) para simulação (Modelo de transmissão “B”).

Componente	Símbolo	Unidade	Marcha				
			1ª	2ª	3ª	4ª	5ª
Inércia rotacional da transmissão+diferencial (do ponto de vista do motor)	I_{Ttotal}	kg.m ²	-	-	0,012	-	-
Relação de transmissão da transmissão	N_T	-	3,58	2,02	1,35	0,98	0,81
Relação de transmissão do diferencial	N_D	-	4,17				
Relação de transmissão combinada entre o diferencial e a transmissão	$N_{TD}=N_T \cdot N_D$	-	14,929	8,423	5,630	4,087	3,378
Rigidez dos semi-eixos	K_{se}	N.m/rad	20770				
Rigidez equivalente dos semi-eixos	$K_D=K_{se}/N_{TD}^2$	N.m/rad	93,2	292,7	655,4	1243,7	1820,5
Coefficiente de amortecimento dos semi-eixos	C_D	N.m.s/rad	0				
Raio das rodas (195/60 R15)	r	m	0,3075				
Massa do veículo	M	kg	1315				
Inércia rotacional equivalente do veículo e dos semi-eixos, discos de freio, cubos de roda, rodas e pneus	I_c	kg.m ²	0,56	1,75	3,92	7,45	10,90

5.5.3 Embreagem

A embreagem, do ponto de vista deste estudo, atua como um sistema de mola e amortecedor para o trem de força, entretanto, seu comportamento real não é linear como seria o ideal para as simulações, principalmente com relação ao termo de amortecimento. O responsável pela dissipação de energia na embreagem é o atrito seco de Coulomb no disco que apresenta uma resposta de amortecimento de magnitude constante e não proporcional à velocidade. Assim, deve-se linearizar o modelo de forma a permitir as simulações, isso pode ser feito admitindo um coeficiente de amortecimento linear viscoso equivalente C_e .

Para determinar o amortecimento equivalente C_e , DUQUE (2005), baseado numa análise de VIERCK (1967), propõe um modelo onde a dissipação de energia por ciclo de vibração do amortecimento equivalente deve se igualar a energia dissipada pelo atrito do disco. Entretanto, este atrito é representado não com atrito de Coulomb, mas como atrito estrutural com um coeficiente de histerese B_e . O modelo final adotado é da forma apresentada na equação (5.8), onde o amortecimento equivalente é dependente do coeficiente de histerese, rigidez da embreagem e frequência de excitação.

$$C_e = \frac{K_e \cdot B_e}{w_f} \quad (5.8)$$

Em que $K_e = 830 \text{ N.m/rad}$.

Para calibrar o parâmetro de histerese B_e , até então desconhecido, o autor simulou o modelo proposto na Figura 5.2 e equação (5.1) com os demais parâmetros apresentados anteriormente, variando B_e e comparando a resposta obtida na entrada da transmissão para uma excitação de 2ª ordem no volante de inércia com o medido (apresentado na Figura 5.11).

Assim, em 3ª marcha, para o valor de $B_e = 0,51$ o autor obteve a resposta apresentada na Figura 5.12, que representa uma boa aproximação do modelo teórico e da medição experimental.

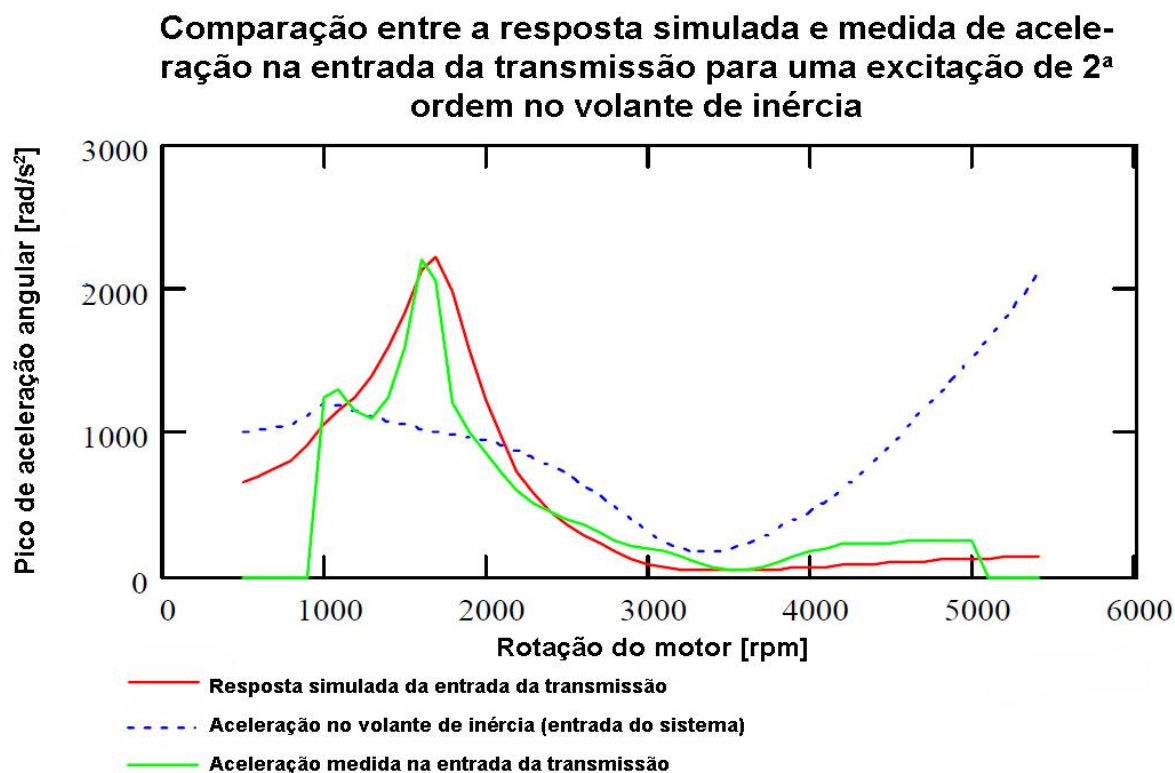


Figura 5.12 – Comparação entre a resposta simulada e medida de aceleração na entrada da transmissão para uma excitação de 2ª ordem no volante de inércia. Adaptado de DUQUE (2005).

5.6 ALTERAÇÃO DO MODELO COM A INCLUSÃO DO VDM

O modelo proposto por DUQUE (2005) e apresentado na Figura 5.2 foi alterado com a inclusão de um VDM, de forma a se realizar o estudo da possibilidade de redução da inércia rotacional equivalente do veículo, mantendo ou melhorando as condições de *rattle*. O novo modelo proposto é apresentado na Figura 5.13.

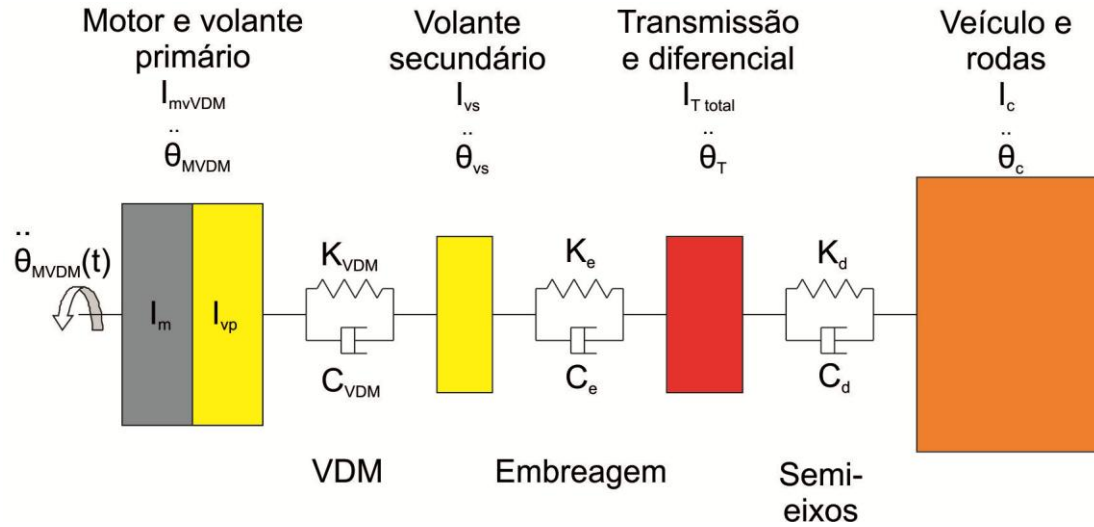


Figura 5.13 – Modelo trem de força com a inclusão do VDM.

Em que:

- $\ddot{\theta}_{MVDM}(t)$ é a aceleração angular do motor em função do tempo com a substituição do volante original pelo volante primário do VDM [rad/s²];
- $I_{mvVDM} = I_m + I_{vp}$ é a inércia rotacional do motor e volante de inércia primário do VDM [kg.m²];
- I_m é a inércia rotacional do motor [kg.m²];
- I_{vp} é a inércia rotacional do volante de inércia primário do VDM [kg.m²];
- K_{VDM} é a rigidez das molas do VDM [N.m/rad];
- C_{VDM} é o parâmetro de amortecimento do VDM [N.m.s/rad];
- I_{vs} é a inércia rotacional do volante de inércia secundário do VDM [kg.m²];
- $\ddot{\theta}_{vs}(t)$ é a aceleração angular do volante de inércia secundário do VDM em função do tempo [rad/s²];

Pode-se então equacionar o sistema da seguinte forma:

$$\begin{cases} I_{vs}\ddot{\theta}_{vs} + (C_{vdm} + C_e)\dot{\theta}_{vs} + (K_{vdm} + K_e)\theta_{vs} - C_e\dot{\theta}_T - K_e\theta_T = C_{vdm}\dot{\theta}_{MVDM} + K_{vdm}\theta_{MVDM} & (5.9) \\ I_T\ddot{\theta}_T + (C_e + C_D)\dot{\theta}_T + (K_e + K_D)\theta_T - C_e\dot{\theta}_{vs} - K_e\theta_{vs} - C_D\dot{\theta}_c - K_D\theta_c = 0 & (5.10) \\ I_c\ddot{\theta}_c + C_D\dot{\theta}_c + K_D\theta_c - C_D\dot{\theta}_T - K_D\theta_T = 0 & (5.11) \end{cases}$$

Reescrevendo as equações na forma:

$$[I]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = [F] \quad (5.12)$$

Teremos:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} I_{vs} & 0 & 0 \\ 0 & I_T & 0 \\ 0 & 0 & I_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_{vs} \\ \ddot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{vdm} + C_e & -C_e & 0 \\ -C_e & C_e + C_D & -C_D \\ 0 & -C_D & C_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_{vs} \\ \dot{\theta}_T \\ \dot{\theta}_c \end{Bmatrix} + \\ & + \begin{bmatrix} K_{vdm} + K_e & -K_e & 0 \\ -K_e & K_e + K_D & -K_D \\ 0 & -K_D & K_D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_{vs} \\ \theta_T \\ \theta_c \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{vdm}\dot{\theta}_{MVDM} + K_{vdm}\theta_{MVDM} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Para se determinar a solução vibratória em regime permanente do sistema completo de equações diferenciais, supõe-se uma excitação complexa da forma:

$$\theta_{MVDM}(t) = \Lambda_{MVDM} \cdot e^{i.w_f.t} \quad (5.14)$$

E suas respectivas derivadas:

$$\dot{\theta}_{MVDM}(t) = i.w_f \cdot \Lambda_{MVDM} \cdot e^{i.w_f.t} \quad (5.15)$$

$$\ddot{\theta}_{MVDM}(t) = -w_f^2 \cdot \Lambda_{MVDM} \cdot e^{i.w_f.t} \quad (5.16)$$

A partir disso, podemos obter a resposta em frequência do sistema, representada pela amplitude da solução particular:

$$\{\theta_p(t)\} = \{\theta_p\} \cdot e^{i.w_f.t} \quad (5.17)$$

$$\{\dot{\theta}_p(t)\} = i.w_f \cdot \{\theta_p\} \cdot e^{i.w_f.t} \quad (5.18)$$

$$\{\ddot{\theta}_p(t)\} = -w_f^2 \cdot \{\theta_p\} \cdot e^{i.w_f.t} \quad (5.19)$$

Substituindo as equações (5.14) a (5.19) na equação (5.13), obtém-se:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} (K_{vdm} + K_e) + (C_{vdm} + C_e) \cdot i.w_f - I_{vs} \cdot w_f^2 & -(K_e + C_e \cdot i.w_f) & 0 \\ -(K_e + C_e \cdot i.w_f) & (K_e + K_D) + (C_e + C_D) \cdot i.w_f - I_T \cdot w_f^2 & -(K_D + C_D \cdot i.w_f) \\ 0 & -(K_D + C_D \cdot i.w_f) & K_D + C_D \cdot i.w_f - I_c \cdot w_f^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_{vs} \\ \theta_T \\ \theta_c \end{Bmatrix} = \\ & = \begin{bmatrix} i.w_f \cdot C_{vdm} + K_{vdm} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \Lambda_{MVDM} \end{aligned} \quad (5.20)$$

Substituindo o coeficiente de amortecimento da embreagem C_e pelo coeficiente de histerese B_e e a rigidez angular K_e , como proposto por DUQUE (2005) e apresentado na equação (5.8) e reescrevendo o sistema na forma:

$$A(w_f)\{\theta\} = B(w_f) \cdot \Lambda_{MVDM}(w_f) \quad (5.21)$$

Multiplicando-se então por w_f^2 de ambos os lados e rearranjando, obtém-se:

$$\{\ddot{\theta}\} = A(w_f)^{-1} \cdot B(w_f) \cdot \Lambda_{MVDM}(w_f) \cdot w_f^2 \quad (5.22)$$

Em que:

$$A(w_f) = \begin{bmatrix} (K_{vdm} + K_e) + (C_{vdm} \cdot w_f + K_e \cdot B_e) \cdot i - I_{vs} \cdot w_f^2 & -K_e(1 + B_e \cdot i) & 0 \\ -K_e(1 + B_e \cdot i) & (K_e + K_D) + (K_e \cdot B_e + C_D \cdot w_f) \cdot i - I_T \cdot w_f^2 & -(K_D + C_D \cdot i \cdot w_f) \\ 0 & -(K_D + C_D \cdot i \cdot w_f) & K_D + C_D \cdot i \cdot w_f - I_c \cdot w_f^2 \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

$$B(w_f) = \begin{bmatrix} i \cdot w_f \cdot C_{vdm} + K_{vdm} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

O termo $\Lambda_{MVDM}(w_f) \cdot w_f^2$ representa o módulo dos picos de aceleração no motor com a inclusão do VDM. Como a substituição do volante original pelo volante primário do VDM alterará a inércia rotacional total do conjunto motor+volante, a aceleração angular de saída do motor ($\ddot{\theta}_M$) será alterada de acordo com a equação (5.25). Isto se baseia na hipótese de que uma variação da inércia do volante, e consequentemente do motor como um todo, não ocasionará mudanças na pressão de combustão nos cilindros, fazendo com que a excitação seja mantida e seja apenas “filtrada” por uma inércia rotacional menor do motor.

$$\ddot{\theta}_{MVDM} = \ddot{\theta}_M \left(\frac{I_{mv}}{I_{mvVDM}} \right) = \ddot{\theta}_M \left(\frac{I_{mv}}{I_m + I_{vp}} \right) \quad (5.25)$$

E analogamente:

$$\Lambda_{MVDM}(w_f) = \Lambda_M(w_f) \left(\frac{I_{mv}}{I_{mvVDM}} \right) = \Lambda_M(w_f) \left(\frac{I_{mv}}{I_m + I_{vp}} \right) \quad (5.26)$$

Assim, com base nos gráficos do módulo dos picos de aceleração do motor original medidos em dinamômetro apresentado anteriormente na Figura 5.11, pode-se

determinar o módulo dos picos de aceleração de entrada do sistema alterado com a inclusão do VDM.

5.7 SIMULAÇÕES DO MODELO ALTERADO COM A INCLUSÃO DO VDM

O procedimento para a realização das simulações consiste em variar a redução porcentual da inércia do VDM em relação ao volante original e o parâmetro de amortecimento (C_{vdm}) e analisar a resposta do sistema em termos de picos de aceleração no motor, volante secundário e transmissão.

Através da calibração destes parâmetros, visa-se manter os limites de vibração do eixo de entrada da transmissão em valores iguais ou inferiores aos valores medidos em ensaio, minimizando a possibilidade de ocorrência de ruído de *rattle*.

Além disso, de acordo com os levantamentos experimentais com o motor e a transmissão originais realizados por DUQUE (2005), observou-se a ocorrência de *rattle* para acelerações superiores a 1600 rad/s^2 . Assim, como forma de melhorar o desempenho do trem de força com relação ao *rattle*, este valor será utilizado como máximo de aceleração na entrada da transmissão.

Para tanto, foi desenvolvido um código em MATLAB, apresentado no Apêndice C, para simular o modelo proposto e analisar as respostas às variáveis.

5.7.1 Parâmetros utilizados

Os parâmetros utilizados nas simulações são os mesmos utilizados na Tabela 5.2 e no tópico 5.5.3 com a adição dos parâmetros de inércia rotacional do motor, determinados no Apêndice D.

- $I_{v0} = 0,16144 \text{ kg.m}^2$ é a inércia rotacional do volante original;
- $I_{mv} = 0,17938 \text{ kg.m}^2$ é a inércia rotacional do motor+volante original do ensaio;

Como descrito no item 5.4, o parâmetro de rigidez das molas do VDM será mantido em seu valor mínimo ($K_{vdm} = 3,7 \text{ N.m/}^\circ$) de forma a deslocar o pico de acelerações para rotações abaixo da marcha lenta e reduzir seu valor máximo.

O último parâmetro utilizado nas simulações é a distribuição da inércia do VDM entre o volante primário (I_{vp}) e secundário (I_{vs}). Baseando-se em MENDES (2005) e LUK (1986 e 1990), em um VDM típico o volante primário representa 55% da inércia rotacional do VDM, assim, este valor será utilizado como base para as simulações.

5.7.2 Variáveis da simulação

Como apresentado anteriormente, a simulação utiliza como variáveis a redução percentual da inércia do VDM em relação ao volante original e o parâmetro de amortecimento (C_{vdm}). Foi plotado então um conjunto de gráficos das respostas de aceleração da transmissão ($\ddot{\theta}_t$) e do volante secundário ($\ddot{\theta}_{vs}$) em função da rotação do motor para 3 valores de redução percentual de inércia e 3 de C_{vdm} . Nos mesmos gráficos estão presentes a aceleração original do motor ($\ddot{\theta}_M$), a aceleração do motor com a inclusão do VDM e alterações nas inércias ($\ddot{\theta}_{MVDM}$) e a aceleração na transmissão medida em dinamômetro ($\ddot{\theta}_{t-ensaio}$, referência para a ocorrência de *rattle* e obtida da Figura 5.14).

Gerou-se também um conjunto de gráficos análogos apresentando o operador de respostas para o volante secundário e transmissão.

Os valores das variáveis utilizadas nas simulações estão apresentados na Tabela 5.3 juntamente com a inércia rotacional do volante primário, secundário e do VDM e a respectiva redução em termos de massa equivalente para cada uma das marchas.

Tabela 5.3 – Variáveis da simulação.

Variável	Valores		
Parâmetro de amortecimento C_{vdm} [N.m.s/°]	0,01	0,04	0,15
Variável	Valores		
Redução percentual da inércia do volante	20%	30%	35%
Redução correspondente da inércia do volante [kg.m ²]	0,0323	0,0484	0,0565
Inércia rotacional total do VDM [kg.m ²]	0,1292	0,1130	0,1049
Inércia rotacional do volante primário [kg.m ²]	0,0710	0,0622	0,0577
Inércia rotacional do volante primário [kg.m ²]	0,0581	0,0509	0,0472
Redução em termos de massa equivalente [kg]			
1a marcha	76,1	114,2	133,2
2a marcha	24,2	36,3	42,4
3a marcha	10,8	16,2	18,9
4a marcha	5,7	8,6	10,0
5a marcha	3,9	5,8	6,8
Média ponderada pelo ciclo urbano de direção	37,6	56,5	65,9

5.7.3 Parâmetros de entrada de aceleração para simulação

O parâmetro de entrada das simulações ($\ddot{\theta}_M$) foi obtido a partir das medições dos picos de aceleração do virabrequim em função da rotação do motor por DUQUE (2005) e apresentado na Figura 5.11. Para realizar tais medições, o autor mediu a aceleração do motor para cada rotação e expandiu em uma serie de Fourier, isolando então os termos de 2ª e 4ª ordem, relevantes para a análise.

Como explicitado no capítulo 5, o maior responsável pela ocorrência de *rattle* são as vibrações de 2ª ordem, dessa forma, esta será utilizada como entrada do sistema.

Assim, a frequência forçada de oscilação (w_f) será dada pela expressão:

$$w_f = 4 \frac{n_f \cdot \pi}{60} \quad (5.27)$$

Em que

- n_f é a rotação do motor [rpm];

Esta aceleração de entrada original dos ensaios é então corrigida de acordo com a equação (5.25) devido às alterações na inércia do volante com a inclusão do VDM, obtendo-se a entrada real de aceleração do sistema simulado ($\ddot{\theta}_{MVDM}$).

A partir da Figura 5.14 é obtida a aceleração na entrada da transmissão medida em ensaio e usada como referência para as simulações.

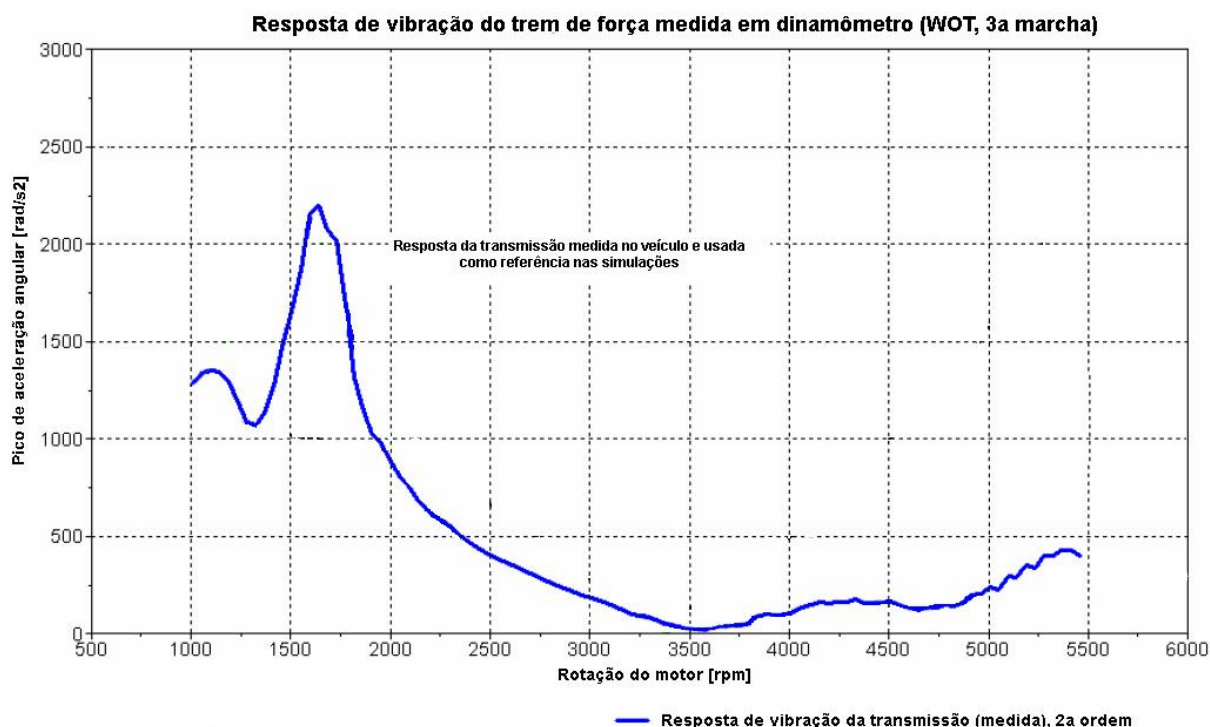


Figura 5.14 – Medição em ensaio dos picos de aceleração angular em função da rotação do motor na entrada da transmissão. Adaptado de DUQUE (2005).

5.7.4 Respostas das simulações

Com base nos parâmetros, variáveis e entradas apresentados anteriormente, realizaram-se as simulações com o código do Apêndice C, e os gráficos resultantes estão apresentados na Figura 5.15, Figura 5.16 e Apêndice E.

Como se pode observar na Figura 5.15, uma maior redução porcentual da inércia do VDM ocasiona uma elevação da amplitude da aceleração de entrada do sistema

simulado ($\ddot{\theta}_{MVDM}$, curva preta), distanciando-a da aceleração do motor original ($\ddot{\theta}_M$, curva vermelha) devido à menor inércia disponível para filtrar as vibrações provenientes dos ciclos de explosão. Esta elevação na aceleração de entrada faz com que os picos de aceleração no volante secundário ($\ddot{\theta}_{vs}$, curva azul) e na transmissão ($\ddot{\theta}_{vt}$, curva rosa) aumentem de intensidade, elevando as curvas dos mesmos. Por outro lado, a redução porcentual da inércia tem pouca influência no operador de respostas destas duas variáveis, como nota-se na Figura 5.16.

Entretanto, esta redução da inércia do volante não pode ser feita indefinidamente, pois uma inércia muito baixa fará com que a amplitude da vibração no motor ($\ddot{\theta}_{MVDM}$) fique muito elevada, podendo transmitir parte dessa vibração para a carroceria do veículo e causar o aumento de ruídos no motor e vibrações no sistema de sincronismo e acionamento de acessórios do motor. Além disso, uma inércia muito baixa do motor pode gerar sérios problemas na partida do mesmo, uma vez que haverá uma menor inércia disponível para vencer as pressões de compressão em baixas rotações.

Analisando agora o parâmetro de amortecimento (C_{vdm}), este tem uma influência direta no operador de respostas do volante secundário e da transmissão. Como se pode observar na Figura 5.16, um aumento de C_{vdm} reduz significativamente a amplitude do 1º pico de ressonância situada abaixo da rotação de marcha lenta (aproximadamente 500rpm), entretanto, eleva o restante da curva dentro da faixa de operação do motor. Isto resulta numa conseqüente elevação das curvas de $\ddot{\theta}_{vs}$ e $\ddot{\theta}_t$ na Figura 5.15. Dessa forma, um equilíbrio deve ser alcançado, uma vez que um valor muito baixo de C_{vdm} ocasionaria um pico de ressonância muito elevado e poderia causar problemas na partida do motor, mas um valor muito alto poderia elevar a aceleração da transmissão a valores superiores a 1600 rad/s², tendo como consequência a ocorrência de *rattle*.

Assim, a substituição do volante de inércia por um VDM com o parâmetro de amortecimento bem calibrado praticamente elimina a possibilidade de ocorrência de *rattle*, mantendo a aceleração angular na transmissão ($\ddot{\theta}_t$) muito abaixo da aceleração original medida em ensaio ($\ddot{\theta}_{t-ensaio}$, curva verde da Figura 5.15).

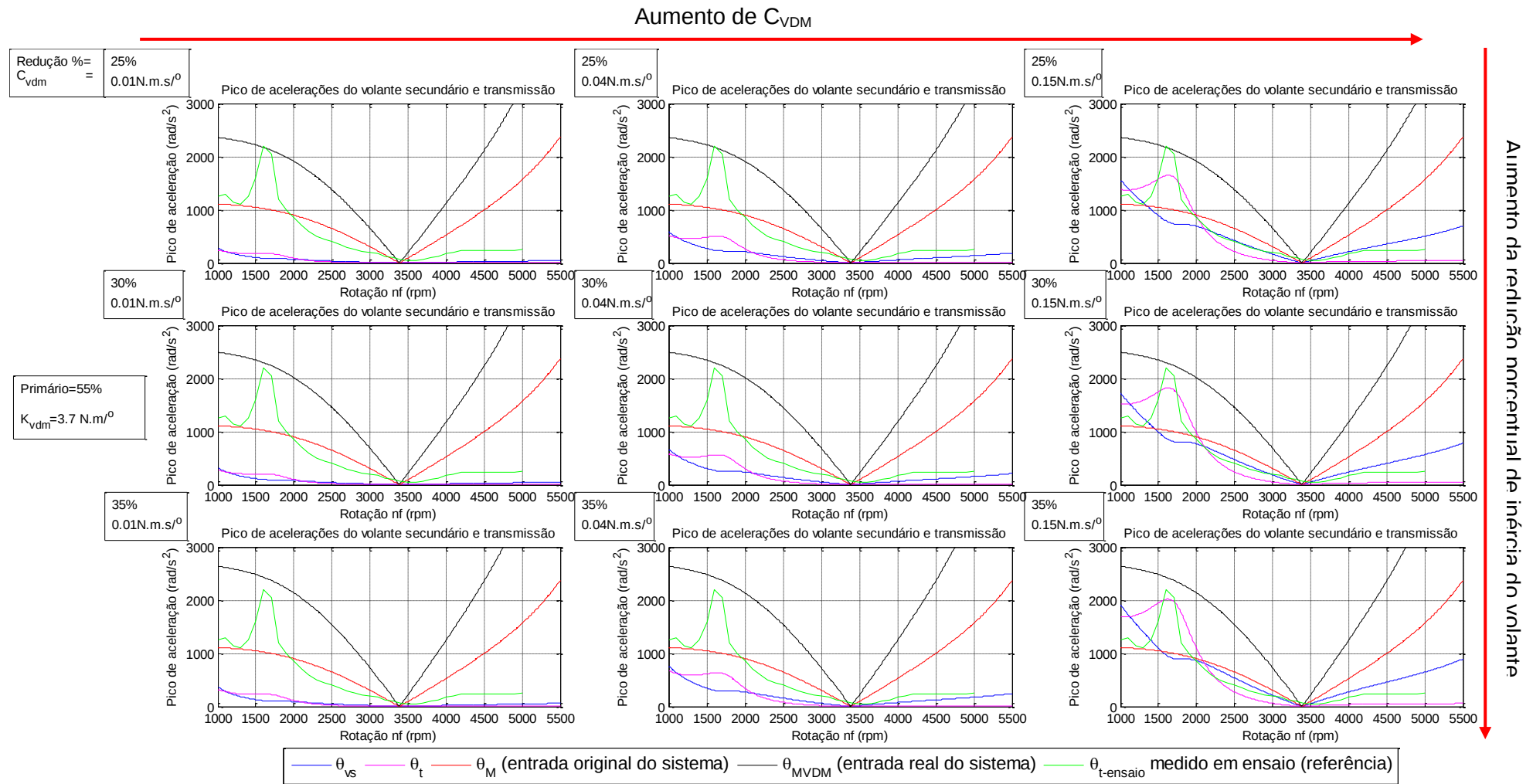


Figura 5.15 – Respostas de aceleração do volante secundário ($\ddot{\theta}_{vs}$) e da transmissão ($\ddot{\theta}_t$) em função da rotação do motor para 3 valores de C_{vdm} e 3 de redução porcentual da inércia rotacional do volante, além das curvas da aceleração original do motor ($\ddot{\theta}_M$), entrada real de aceleração do sistema simulado ($\ddot{\theta}_{MVDM}$) e aceleração na transmissão medida em dinamômetro ($\ddot{\theta}_{t-ensaio}$).

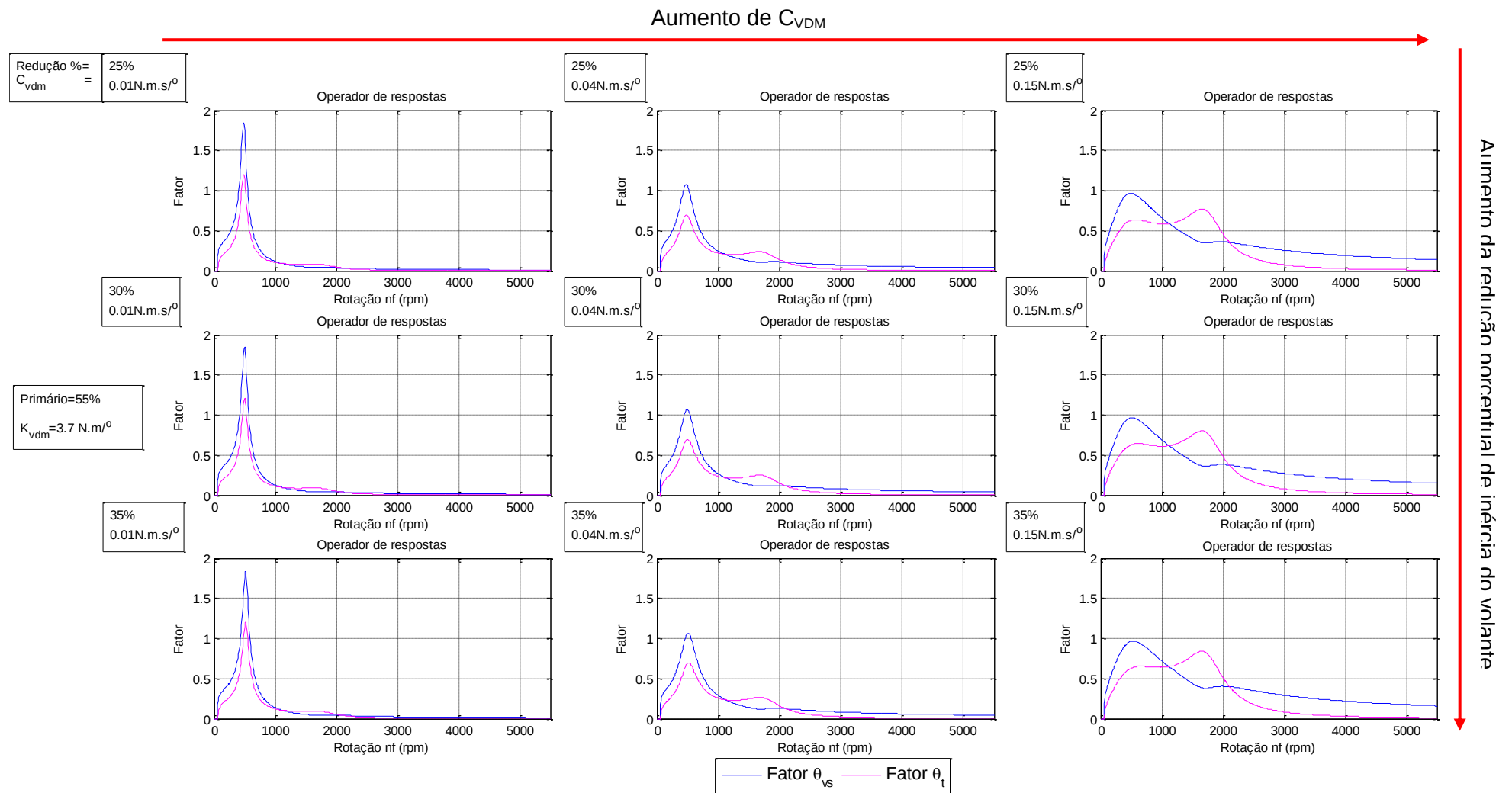


Figura 5.16 - Operador de respostas da aceleração do volante secundário e da transmissão em função da rotação do motor para 3 valores de C_{vdm} e 3 de redução porcentual da inércia rotacional do volante.

Como o objetivo deste trabalho não é calibrar ou otimizar o VDM e sim estudar a possibilidade de redução da inércia rotacional do trem de força com uma manutenção ou possível melhora das condições de vibração do mesmo, será adotada uma redução percentual de inércia do volante condizente com aplicações reais e calibrar-se-á de forma aproximada o parâmetro de amortecimento (C_{vdm}).

No estudo de caso realizado por MELO (2010), o volante original é substituído por um VDM com uma redução de 30% da inércia rotacional, sendo a distribuição entre volante primário e secundário de 55% e 45%, respectivamente.

Assim, será adotada esta mesma redução porcentual, resultando nos parâmetros apresentados na Tabela 5.4. Utilizando a mesma metodologia do tópico 4.4 e descrita no Apêndice B, pode-se determinar a redução em termos de massa equivalente média com relação às diferentes marchas, chegando num total de 56,5kg.

Tabela 5.4 – Redução percentual adotada e parâmetros calculados.

Variável	Valor
Redução percentual da inércia do volante	30%
Redução correspondente da inércia do volante [kg.m ²]	0,0484
Inércia rotacional total do VDM [kg.m ²]	0,1130
Inércia rotacional do volante primário [kg.m ²]	0,0622
Inércia rotacional do volante secundário [kg.m ²]	0,0509
Redução em termos de massa equivalente [kg]	
1a marcha	114,2
2a marcha	36,3
3a marcha	16,2
4a marcha	8,6
5a marcha	5,8
Média ponderada pelo ciclo urbano de direção	56,5

Com base nos gráficos da Figura 5.15 e Figura 5.16 e os apresentados no Apêndice E, adotou-se um parâmetro de amortecimento de $C_{vdm} = 0,04 \text{ N.m.s/}^\circ$ de forma a manter um pico pouco elevado de ressonância na rotação de 500rpm e não elevar as curvas de $\ddot{\theta}_{vs}$ e $\ddot{\theta}_t$ na faixa útil de rotação do motor.

A Figura 5.17 e Figura 5.18 apresentam as curvas finais de resposta e o operador de respostas do sistema com todos os parâmetros definidos. Nas curvas, nota-se que

o maior valor atingido de aceleração na entrada da transmissão ($\ddot{\theta}_t$) é da ordem de 590 rad/s^2 , evitando assim a ocorrência de *rattle*.

Como mencionado anteriormente, a redução da inércia do motor devido à substituição do volante original pelo volante primário pode gerar problemas na partida do motor pois haverá uma menor inércia disponível para filtrar as irregularidades das explosões. Além disso, como a frequência de ressonância do sistema foi deslocada para um valor inferior a rotação de marcha lenta (cerca de 500rpm), o sistema enfrentará uma situação de ressonância durante a partida, podendo causar *rattle*.

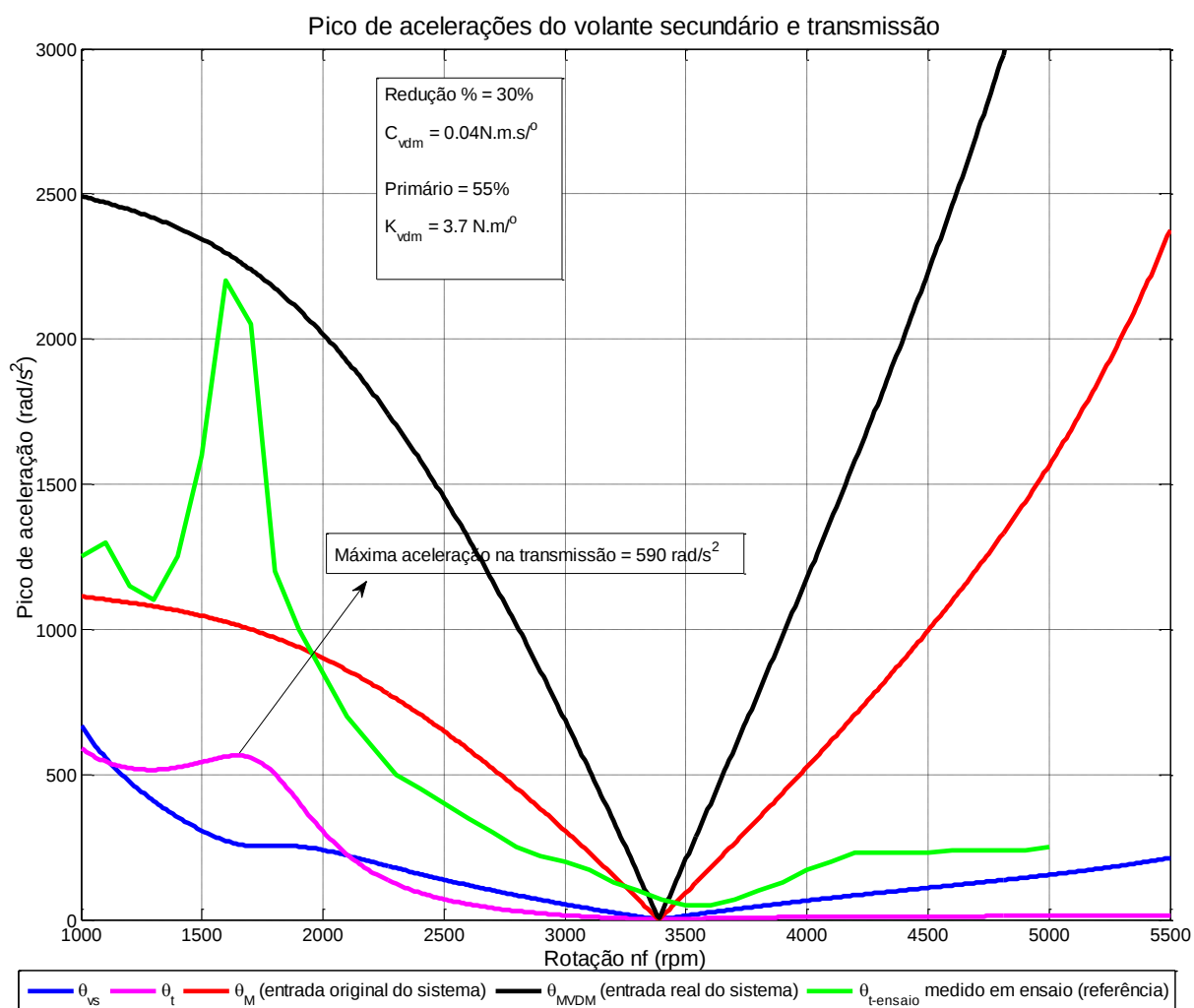


Figura 5.17 – Respostas do sistema com os parâmetros: redução de 30% na inércia rotacional do volante e $C_{vdm} = 0,04 \text{ N.m/}^0$.

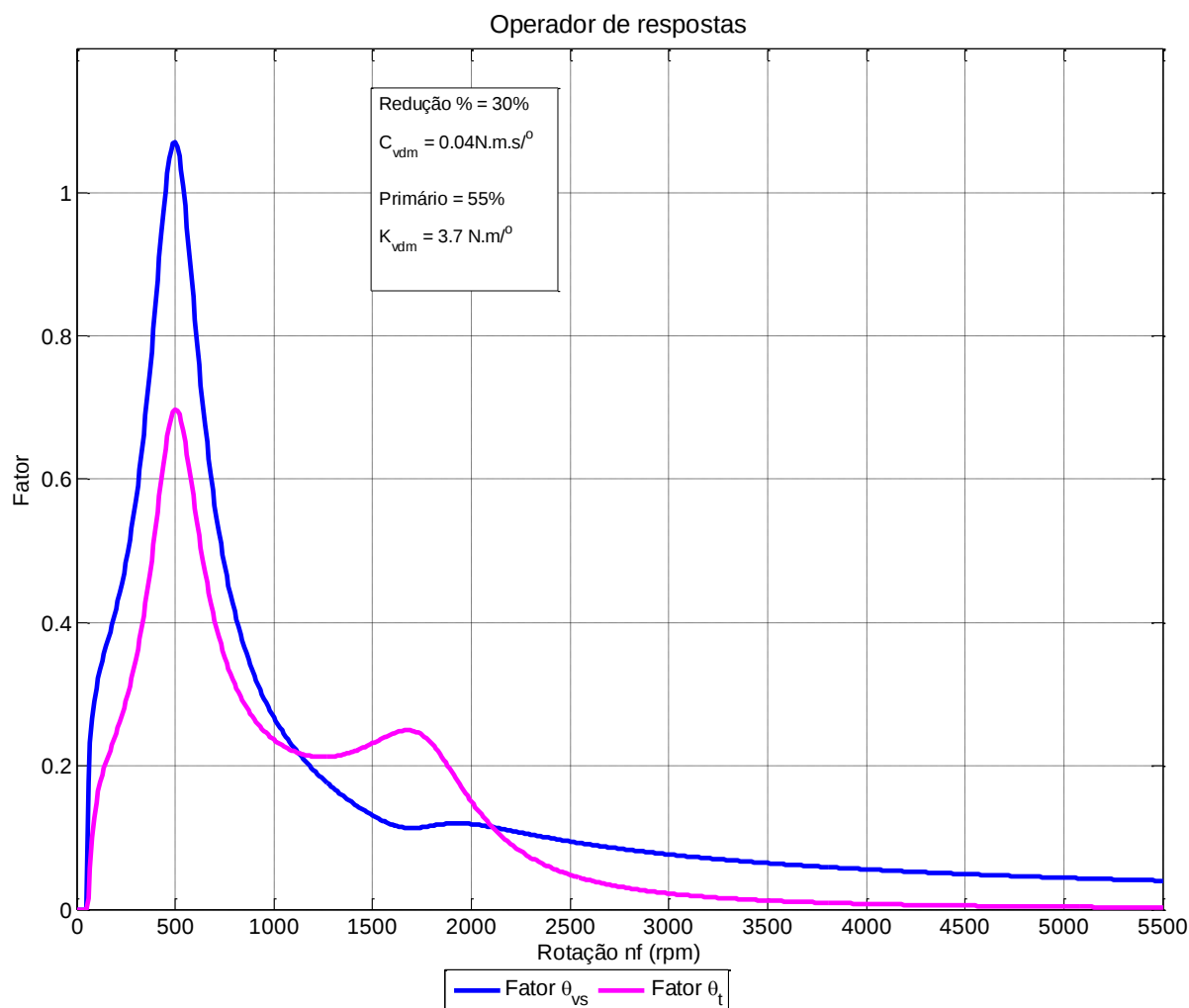


Figura 5.18 – Operador de respostas da aceleração da transmissão e do volante secundário com os parâmetros: redução de 30% na inércia rotacional do volante e $C_{vdm} = 0,04 \text{ N.m}^0$.

Uma solução para este problema é o uso de uma embreagem entre os volantes controlada pela rotação do motor, seja com um sistema eletromecânico ou pela força centrífuga. Assim, a mesma atuaria apenas na partida e desligamento do motor, acoplando os volantes em rotações inferiores a marcha lenta de forma a aumentar a inércia do motor na partida e durante a passagem pela ressonância. Isto reduziria a amplitude dos picos de aceleração radial no motor em marcha lenta de cerca de 2500 rad/s^2 para 1525 rad/s^2 , melhorando muito a condição de vibração e praticamente eliminando a possibilidade de ocorrência de *rattle* na partida.

6 CONCLUSÕES

Como pode ser observado pelos resultados do primeiro estudo de caso apresentados nos itens 4.4 e 4.5, os componentes do trem de força exercem influência considerável na massa equivalente do veículo em processos de aceleração, uma vez que representam **450kg** ou 37% da massa total do veículo estudado em 1ª marcha. Com o aumento da marcha em uso, a massa equivalente dos componentes girantes do trem de força é reduzida devido à redução da relação de transmissão. Considerando um uso normal do veículo na cidade (ciclo urbano padrão), isto representaria o equivalente a adicionar **223kg** ao veículo, ou 16% da sua massa, afetando diretamente a performance e consumo do veículo.

A partir dos resultados, também nota-se que o fator determinante na inércia equivalente do trem de força se concentra no virabrequim, volante de inércia e embreagem, uma vez que representa, em 1ª marcha, o equivalente a uma massa de **428kg** a ser acelerada, enquanto os semi-eixos, rodas, pneus, cubos e freios juntos representam menos de 16kg. Isto se deve ao fato destes três componentes estarem sujeitos à relação de transmissão combinada do trem de força à segunda potência. A massa equivalente média desses componentes equivale a **205kg**, o que representa 92% da massa equivalente média dos componentes do trem de força.

Assim, foi desenvolvido um segundo estudo de caso com o objetivo de estudar a possibilidade de redução da inércia rotacional do trem de força pela substituição do volante rígido por um volante de dupla massa de menor inércia rotacional, uma vez que o volante representa cerca de 90% da inércia total do motor.

O VDM utilizado no estudo possui uma inércia **30%** menor do que o volante original, sendo 55% no volante primário e 45% no secundário e parâmetros de rigidez e amortecimento de $K_{vdm} = 3,7 \text{ N.m/}^\circ$ e $C_{vdm} = 0,04 \text{ N.m.s/}^\circ$. Isto equivaleria a uma redução de **114kg** em 1ª marcha ou **56kg** se considerado o ciclo urbano padrão de uso do veículo.

Com a substituição, o pico da resposta de vibração na transmissão foi reduzido para 590 rad/s^2 ou cerca de $\frac{1}{4}$ do valor medido em ensaio. Assim, eliminou-se

completamente a possibilidade de ocorrência de *rattle* na faixa de operação do motor. Entretanto, a inércia diretamente ligada ao motor foi consideravelmente reduzida com a inclusão do volante primário, fazendo com que a amplitude da vibração no motor fosse elevada em 2,2 vezes, podendo transmitir parte dessa vibração para a carroceria do veículo e causar o aumento de ruídos no motor e vibrações no sistema de sincronismo e acionamento de acessórios do motor. Assim, um estudo mais aprofundado seria necessário para determinar até que ponto as vibrações do motor podem ser elevadas sem causar consequências indesejáveis para o veículo.

Além disso, essa redução na inércia poderia gerar problemas na partida do motor porque haveria uma menor inércia disponível para filtrar as irregularidades das explosões e a frequência de ressonância do sistema se encontraria nesta faixa. Como possível solução, propôs-se a implementação de uma embreagem controlada pela rotação do motor entre os dois volantes, de forma a aumentar a inércia do motor durante a partida em rotações abaixo da marcha lenta, eliminando a possibilidade de ocorrência de *rattle* na partida.

Em suma, o trem de força tem importância significativa na massa equivalente do veículo, influenciando diretamente o desempenho e consumo do mesmo. A substituição do volante de inércia rígido por um VDM implicaria em custos maiores para as montadoras, mas resultaria em veículos com menor consumo e também reduziria significativamente os custos com manutenção desnecessária devido à ocorrência de *rattle*. Entretanto, estudos mais aprofundados devem ser realizados de forma a calibrar e otimizar os parâmetros do VDM a fim de minimizar as consequências indesejáveis para o veículo.

7 **REFERÊNCIAS**

ALBERS, A.. **Advanced Development of Dual Mass Flywheel (DMFW) Design - Noise Control for Today's Automobiles**. In: LUK GMBH & CO. Symposium, 5., 1994. Disponível em: < [http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/ shared_media/library/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Gesamtband_en.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/shared_media/library/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Gesamtband_en.pdf) >. Acesso em: 05 out. 2011.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6601**: Veículos Rodoviários Automotores Leves – Determinação de Hidrocarbonetos, Monóxido de Carbono, Óxidos de Nitrogênio, Dióxido de Carbono e Material Particulado no Gás de Escapamento. Rio de Janeiro, 2001. 29p.

BOSCH. **Manual de Tecnologia Automotiva**. Tradução da 25ª ed alemã. São Paulo, 2005. 1232 p.

CROLLA, D. A. **Automotive engineering: powertrain, chassis system and vehicle body**. 1st ed. Oxford, UK. Butterworth-Heinemann, 2009. 827 p.

DREXL, H. J. **Motor vehicle clutches: function and design**. 2ª ed. Landsberg/Lech: Verl. Moderne Industrie, 1998.

DUFFY, J. E. **Modern Automotive Technology**. 6st ed. Tinley Park, Illinois, USA. Goodheart-Willcox Company, 2004. 1592 p.

DUQUE, E. L. **Efeito das vibrações torcionais do volante de motores na determinação do sistema de embreagem veicular**. 2005. 174p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Danvers, MA, USA. Society of Automotive Engineerings, 1992. 495p.

LECHNER, G., NAUNHEIMER, H. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. Berlin, Germany. Springer-Verlag, 1999. 448p.

LUK GMBH & CO. 3º Luk Symposium 1986. **Clutch Symposium**. 1986. Disponível em: < [http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/ shared_media/library/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Symposium_1986_english.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/shared_media/library/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Symposium_1986_english.pdf) >. Acesso em: 05 out. 2011.

LUK GMBH & CO. 4º Luk Symposium 1990. **Torcional vibrations in the drive train**. Bühl/Baden: s. n., 1990. Disponível em: <
[http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/ shared_media/library/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Gesamtband_en_1.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/shared_media/library/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Gesamtband_en_1.pdf) >. Acesso em: 05 out. 2011.

MELO, R. D. **Estudo Comparativo de Trens de Potência com Disco de Embreagem Convencional e com Volante de Dupla Massa de Motores Flex e Diesel**. 2010. 76p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.

MENDES, A. S. **Desenvolvimento e Validação de Metodologia para Análise de Vibrações Torcionais em Motores de Combustão Interna**. 2005. 107p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2005.

METSENAERE, C. D. **Fracture analysis of dual mass flywheel arc springs**. 2002. 42p. Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, Netherlands, 2002.

PRESS RELEASE MOTORES E.TORQ. Site da E.torQ. Acesso em 12 de Abril de 2011, disponível em <<http://www.eturq.com.br> >.

RUST, A.; BRANDL, F. K.; THIEN, G. E. **Investigation into gear rattle phenomena: key parameters and their influence on gearbox noise**. Trabalho apresentado na 1º International Conference on Gearbox Noise and Vibration, Cambridge, 1990. 113-120p

SEGRE, N. C. **Reutilização de borracha de pneus usados como adição em pasta de cimento**. 1999. 92p. Dissertação (Doutorado) – Instituto de Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.

SHAVER, R. **Manual transmission clutch systems**. SAE International, 1997. 191p.

THOMSON, W. T. **Teoria da vibração com aplicações**. Rio de Janeiro, Brasil. Interciência, 1978.

VIERCK, R. K. **Vibration analysis**. Pennsylvania: International Textbook Company, 1967.

WAKABAYASHI, K., HONDA, Y., KODAMA, T. **Dynamic characteristics of torsional viscousfriction dampers on reciprocating engine shaftings**. 1992. SAE Technical Paper Series. 921726, 1992, p.1-21.

8 **BIBLIOGRAFIA**

Site da BorgWarner. Acesso em 5 de Outubro de 2010, disponível em < http://www.borgwarner.com/products/ts/dual-clutch/dualtronic_clutch_system.shtml >.

Site da Fiat do Brasil. Palio Weekend Adventure 2012. Acesso em 12 de Abril de 2011, disponível em < <http://www.fiat.com.br/monte-seu-carro/conheca/283/PALIO+ADVENTURE+2012> >.

Site da FPT Fiat Powertrain Technologies. Transmission model C510. Acesso em 12 de Abril de 2011, disponível em < http://www.fptpowertrain.com/eng/applicazioni_automotive_cambi_eu_sa.htm#g33 >.

Site da ZF Friedrichshafen AG. Cars. Acesso em 5 de Outubro de 2010, disponível em < http://www.zf.com/corporate/en/products/product_range/cars/cars.html >.

APÊNDICE A – CÁLCULO DA INÉRCIA ROTACIONAL DOS PNEUS

O cálculo da inércia rotacional dos pneus será feita de forma aproximada, baseada na seção transversal de um pneu de dimensões 175/65 R14, apresentado na Figura A.1. A partir desta seção foi removido seu perfil, linha vermelha na Figura A.1, e o mesmo foi seccionado em 3 partes, onde as seções 1 e 3 representam as paredes laterais do pneu e a seção 2 a banda de rodagem. As três seções do perfil foram então revolucionadas em um software de CAD em torno de um raio de 190,5mm (raio em mm de uma roda aro R15), gerando o modelo apresentado na Figura A.2.



Figura A.1 – Seção transversal de um pneu 175/65 R14.

A partir da densidade média do pneu de $1,106\text{g/cm}^3$ (SEGRE, 1999), determinou-se numericamente o volume, massa e inércia rotacional de cada uma das 3 seções previamente mencionadas, apresentadas na Tabela A.1.



Figura A.2 – Geometria estimada da seção transversal do pneu 175/65.

Tabela A.1 – Volume, massa e inércia rotacional das 3 seções do pneu 175/65 revolucionado em torno de um raio de 190,5mm.

Componente / Seção	Momento de inércia em Y kg.m ²	Volume mm ³	Massa kg
Seção 1	7,917E-02	1,299E+06	1,44
Seção 2	2,873E-01	3,265E+06	3,61
Seção 3	7,396E-02	1,265E+06	1,40
Total Pneu 175/65	4,404E-01	5,830E+06	6,45

A partir dos valores obtidos, foi criado um modelo simplificado para corrigir os valores para o pneu de dimensões 205/70 R15. Para tanto, a inércia rotacional cada uma das 3 seções foi multiplicado por um fator. Para as partes laterais, seções 1 e 3, foi considerado o modelo apresentado na Figura A.3.

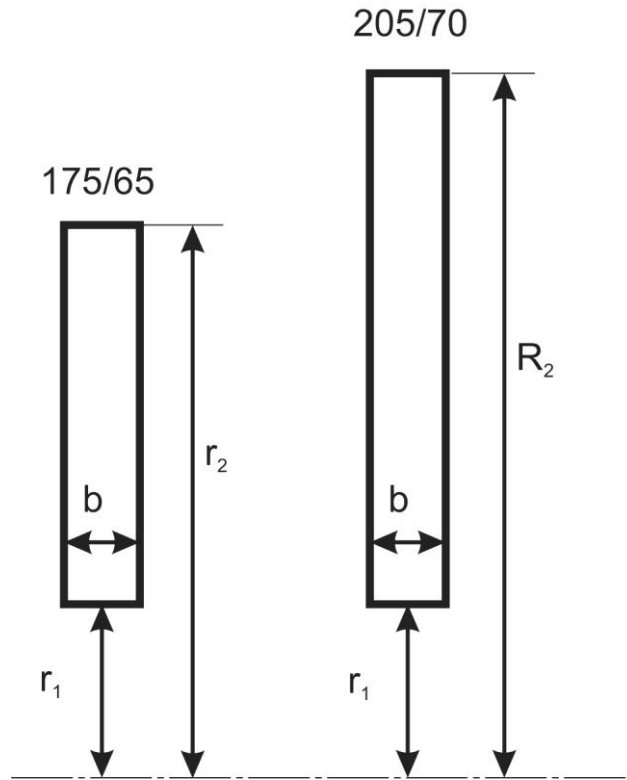


Figura A.3 – Modelo para determinação do fator multiplicador para as paredes laterais do pneu.

Em que:

- $r_1 = \frac{15.25,4}{2} = 190,5mm$ é o raio da roda;
- $r_2 = r_1 + 0,65 \cdot 175 = 304,25mm$ é o raio externo da parede lateral do pneu 175/65;
- $R_2 = r_1 + 0,70 \cdot 205 = 334,00mm$ é o raio externo da parede lateral do pneu 205/70;

Considerando que a inércia rotacional de um anel pode ser dada por:

$$I_{anel} = \frac{m}{2}(r_2^2 + r_1^2) = \frac{\rho \cdot Vol}{2}(r_2^2 + r_1^2) = \frac{\rho}{2}b \cdot \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2)(r_2^2 + r_1^2)$$

$$I_{anel} = \frac{\rho \cdot b \cdot \pi}{2}(r_2^4 - r_1^4) \quad (A.1)$$

Assim, o fator multiplicador para as paredes laterais pode ser dado pela divisão da inércia rotacional das paredes do pneu 205/70 pelo de 175/65, ou seja:

$$Fator_{paredes} = \frac{(R_2^4 - r_1^4)}{(r_2^4 - r_1^4)} = 1,535 \quad (A.2)$$

Para a banda de rodagem, seção 2, o modelo é mais simples, uma vez que apenas a largura (b) é alterada, e o fator pode ser dado por:

$$Fator_{banda} = 205/175 = 1,171 \quad (A.3)$$

Dessa forma, multiplicando as respectivas seções pelos respectivos fatores, obtém-se a inércia rotacional total do pneu 205/70 R15, apresentada na Tabela A.2.

Tabela A.2 – Inércia rotacional das 3 seções do pneu 205/70 corrigidas pelos fatores multiplicadores.

Componente / Seção	Momento de inércia em Y kg.m ²
Seção 1	1,215E-01
Seção 2	3,365E-01
Seção 3	1,135E-01
Total Pneu 205/70	5,715E-01

APÊNDICE B – DETERMINAÇÃO DO TEMPO RELATIVO POR MARCHA COM BASE NO CICLO URBANO PADRAO FTP-75

A norma “ABNT NBR 6601 - Veículos rodoviários automotores leves - Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio e dióxido de carbono no gás de escapamento” utiliza como ciclo urbano padrão para testes de emissões no Brasil a rotina americana FTP-75, cujo gráfico de velocidade em função do tempo está exposta na Figura B.1.

Este teste requer 1372 s (22,87 min) para ser completado, cobre uma distância de 12,1 km a uma velocidade média de 31,46 km/h e é dividido em duas fases. Os primeiros 505 s (8,42 min) do ciclo representam a fase transitória após a partida a frio e cobrem uma distância de 5,78 km a uma velocidade média de 41,2 km/h. A segunda fase representa a fase estabilizada, com duração de 867 s (14,45 min), velocidade média de 22,55 km/h e correspondendo a uma distância percorrida de 6,32 km.

No caso de não haver recomendações sobre os pontos ideais de trocas de marcha do veículo, a norma determina que nos veículos com caixa de mudanças mecânica as trocas de marcha devem ser realizadas nas seguintes velocidades:

- da primeira para a segunda marcha, a 25 km/h;
- da segunda para a terceira marcha, a 40 km/h;
- da terceira para quarta marcha, a 65 km/h;
- da quarta para a quinta marcha, a 72 km/h;

Estas velocidades estão representadas pelas linhas horizontais no gráfico da Figura B.1.

Determinou-se então por meio do código em MATLAB apresentado a seguir o tempo despedido em cada uma das marchas, apresentado na Figura B.2 – Tempo relativo em que cada marcha é utilizada. Tabela B.1. Dividindo então este tempo pela

duração completa do teste de 1372s, obtém-se o tempo relativo em que cada marcha é utilizada, apresentado na Tabela B.1 e Figura B.2.

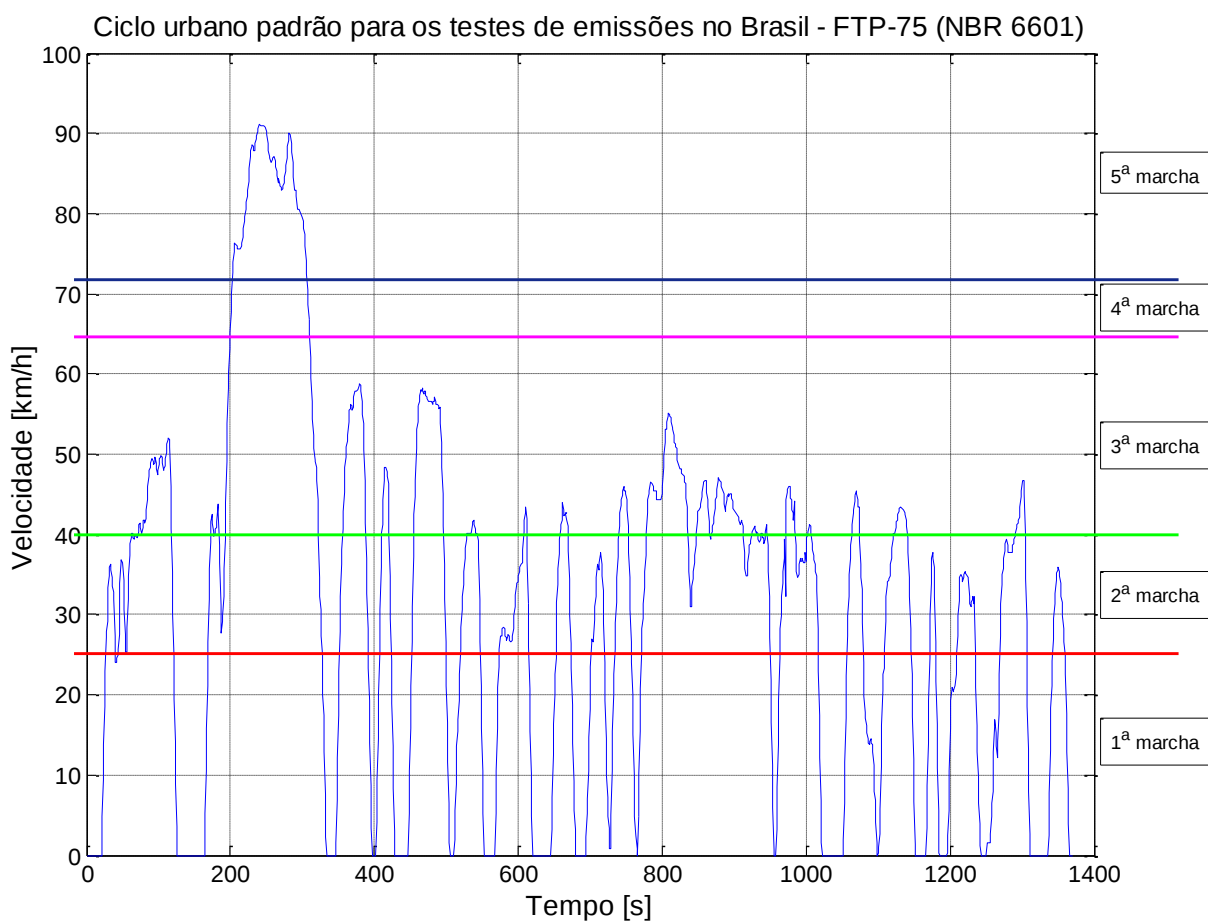


Figura B.1 – Ciclo urbano padrão para os testes de emissões no Brasil - FTP-75 (NBR 6601).

Tabela B.1 – Tempo despendido e tempo relativo por marcha.

	Marcha				
	1ª	2ª	3ª	4ª	5ª
Tempo despendido em cada marcha [s]	502	352	406	6	104
Tempo relativo	36,6%	25,7%	29,6%	0,4%	7,6%


```

%tempo de simulação [s]
tempo = 1:size(v');

%Velocidades de troca de marcha recomendada pela norma NBR6601-2001 [km/h]
v1a2a = 25;
v2a3a = 40;
v3a4a = 65;
v4a5a = 72;

%Plotagem da curva de velocidade pelo tempo para o Ciclo urbano padrão para
os testes de emissões no Brasil - FTP-75 (NBR 6601)
figure(7); clf;
plot(tempo,v), grid
title('Ciclo urbano padrão para os testes de emissões no Brasil - FTP-75
(NBR 6601)')
ylabel('Velocidade [km/h]');xlabel('Tempo [s]');
annotation('line',[.12 .97],[.315 .315],'Color','r');
annotation('textbox',[0.91 .15 .1 .1 ],'String',['1^a marcha']);
annotation('line',[.12 .97],[.436 .436],'Color','g');
annotation('textbox',[0.91 .29 .1 .1 ],'String',['2^a marcha']);
annotation('line',[.12 .97],[.637 .637],'Color','m');
annotation('textbox',[0.91 .44 .1 .1 ],'String',['3^a marcha']);
annotation('line',[.12 .97],[.695 .695],'Color','b');
annotation('textbox',[0.91 .580 .1 .1 ],'String',['4^a marcha']);
annotation('textbox',[0.91 .680 .1 .1 ],'String',['5^a marcha']);

% Determinação do tempo em cada marcha
cont(5,1) = 0;
for c = 1:size(v')
    if v(c) < v1a2a
        cont(1) = cont(1) + 1;
    elseif v(c) > v1a2a && v(c) < v2a3a
        cont(2) = cont(2) + 1;
    elseif v(c) > v2a3a && v(c) < v3a4a
        cont(3) = cont(3) + 1;
    elseif v(c) > v3a4a && v(c) < v4a5a
        cont(4) = cont(4) + 1;
    elseif v(c) > v4a5a
        cont(5) = cont(5) + 1;
    end
end

%T_Rel Tempo relativo em cada marcha
T_Rel = cont / tempo(end)

%Plotagem do tempo relativo em cada marcha
figure(8); clf;
pie (cont,{'1^a marcha', '2^a marcha', '3^a marcha', '4^a marcha', '5^a
marcha'})
title('Tempo relativo em que cada marcha está em uso')

```

APÊNDICE C – CÓDIGO PARA SIMULAÇÃO

```

clear;

%% ENTRADA DE DADOS GERAIS VEÍCULO MODELO B
disp('ENTRADA DE DADOS GERAIS VEÍCULO MODELO B')

Marcha =      [1          2          3          4          5];
MarchaUsada = Marcha(3);

% Iv0 Inércia rotacional do volante original do ensaio [kg.m^2]
disp('Iv0 Inércia rotacional do volante original [kg.m^2]')
Iv0 = 0.16144
% Imv Inércia rotacional do motor+volante original do ensaio [kg.m^2]
disp('Imv Inércia rotacional do motor+volante original do ensaio [kg.m^2]')
Imv = Iv0 / 0.9
% It Inércia rotacional da transmissão em 3a marcha (do ponto de vista do
motor) [kg.m^2]
It =      0.0119;
% Nt Relação de transmissão da transmissão
Nt =      [3.58      2.02      1.35      0.980      0.810];
% Id Inércia rotacional do diferencial (do ponto de vista do motor)
[kg.m^2]
Id =      0.0128;
% Nd Relação de transmissão do diferencial
Nd =      4.17;
% r Raio das rodas (195/60 R15) [m]
r =      (15 * 25.4 + 0.6 * 195 * 2) / 2000;
% M Massa do veículo [kg]
M =      1240 + 75;
% Ntd Relação de transmissão combinada entre o diferencial e a transmissão
for j=1:5
    Ntd(1,j) = Nt(j) * Nd;
end

% Ke Rigidez das molas da embreagem [N.m/rad]
Ke = 830;
% Be Parametro de histerese da embreagem
Be = 0.51;
% Cd Parâmetro de amortecimento dos semi eixos [N.m.s/rad]
Cd = 0;
% Kse Rigidez dos semi-eixos [N.m/rad]
Kse = 20770;
% Kd Rigidez dos semi-eixos [N.m/rad]
Kd = Kse / Ntd(MarchaUsada)^2;
% Ic Inércia rotacional equivalente do veículo [kg.m^2]
Ic = M * r^2 / Ntd(MarchaUsada)^2;

```

```

%% VARIÁVEIS DO MODELO
disp('VARIÁVEIS DO MODELO')

%*****
%Redução porcentual da inércia do volante
disp('Redução porcentual da inércia do volante')
ReducaoPorcent = [0.25, 0.3, 0.35]
%*****

%*****
% Kvdm Rigidez da mola do VDM [N.m/rad]
Kvdm = [3.7 * 180 / pi, 5.0 * 180 / pi, 20.5 * 180 / pi]
contK=1;
% Cvdm Fator de amortecimento do VDM [N.m.s/rad]
Cvdm = [0.01 * 180 / pi, 0.04 * 180 / pi, .15 * 180 / pi]
%*****

%*****
%Distribuição entre volante primário e secundário
disp('Distribuição entre volante primário e secundário')
Primario = [0.55]
Secundario = 1 - Primario
%*****

%% DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS
disp('DETERMINAÇÃO DE PARÂMETROS')

% Tmax Máximo torque de saída do motor [N.m]
Tmax = 185.4;
% Tetamax Máximo angulo de deflexão do VDM [graus]
Tetamax = Tmax ./ Kvdm * 180 / pi;
% Deslocamento na roda referente a deflexão angular [m]
Deslocamax = Tetamax * 2 * pi / 360 * r ./ Ntd(MarchaUsada);

%Redução total da inércia do volante [kg.m^2]
disp('Redução total da inércia do volante [kg.m^2]')
ReducaoI = ReducaoPorcent * Iv0
% Ivvdm Inércia rotacional total do VDM [kg.m^2]
disp('Ivvdm Inércia rotacional total do VDM [kg.m^2]')
Ivvdm = Iv0 - ReducaoI

% Redução em termos de massa equivalente por marcha [kg]
disp('Redução em termos de massa equivalente por marcha [kg]')
for j=1:5
    for k=1:size(ReducaoPorcent')
        ReducaoM(j,k) = Ntd(j)^2 * ReducaoI(k) / r^2;
    end
end
ReducaoM

%% Entrada de acelerações
% Pico de aceleração angular do motor original de ensaio [rad/s^2]
nfO = 1000:250:5500;
TETAM = [1125, 1080, 1020, 975, 940, 790, 670, 475, 280, 140, -130, -325, -500, -745, -1000, -1210, -1600, -1960, -2350];
% Pico de aceleração angular da transmissão medido em ensaio [rad/s^2]
nfTreal = 1000:100:5000;

```

```

Trealf = abs([1250, 1300, 1150, 1100, 1250, 1600, 2200, 2050, 1200, 1000,
850, 700, 600, 500, 450, 400, 350, 300, 250, 220, 200, 170, 130, 100, 70,
50, -50, -70, -100, -130, -170, -200, -230, -230, -230, -230, -240, -240, -
240, -240, -250]);

%Fit polinomial da entrada original de aceleração
p=polyfit(nfO,TETAM,5);

passo = 450;
nff01 = nfO(1):(nfO(end)-nfO(1))/passo:nfO(end);
f01 = abs(polyval(p,nff01));

nf = 0:(nfO(end)-nfO(1))/passo:nfO(end);
wf = 4*nf*pi/60;
f0 = [zeros(1,100),f01];

%% Simulações
% Figuras principais
numfig1 = 5;
numfig2 = numfig1 + 1;
figure(numfig1);
clf;
figure(numfig2);
clf;

contGraph = 0;
for contReducaoPorcent=1:3
    for contC=1:3
        contGraph = contGraph + 1;

        %disp('Inércia rotacional dos volantes do VDM [kg.m^2]')
        % Ivp Inércia rotacional do volante primário do VDM [kg.m^2]
        Ivp(contReducaoPorcent, contC) = Primario * Ivvdn(contReducaoPorcent);
        % Ivs Inércia rotacional do volante secundário do VDM [kg.m^2]
        Ivs(contReducaoPorcent, contC) = Secundario * Ivvdn(contReducaoPorcent);

        %Amplitude GAMA da entrada dos picos de aceleração com o volante alterado
        GAMAVDM = f0 * (Imv) / (Imv - Iv0 + Ivp(contReducaoPorcent, contC));

        % Cálculo do operador de respostas
        for j=1:passo + nfO(1) / ((nfO(end)-nfO(1))/passo) + 1
            A = [(Kvdm(contK)+Ke)+(Cvdm(contC)*wf(j)+Ke*Be)*1i-
                Ivp(contReducaoPorcent, contC)*wf(j)^2, -Ke*(1+Be*1i), 0; -
                Ke*(1+Be*1i), (Ke+Kd)+(Ke*Be+Cd*wf(j))*1i-It*wf(j)^2, -(Kd+Cd*wf(j)*1i); 0,
                -(Kd+Cd*wf(j)*1i), (Kd)+(Cd*wf(j))*1i-Ic*wf(j)^2];

            B = [Kvdm(contK) + Cvdm(contC)*wf(j)*1i
                0
                0];

            FatorAmpTemp = A^-1 * B;

            TETATemp = FatorAmpTemp * GAMAVDM(j);

            for k=1:3
                FatorAmp(k,j) = FatorAmpTemp(k);
                TETA(k,j) = TETATemp(k);
            end
        end
    end
end

```

```

% Módulo
TETAabs = abs(TETA);
FatorAmpabs = abs(FatorAmp);
FatorAmpabs(1:3, 1:6) = 0;

%Pico de ressonancia de Teta_Vs
[PicoFatorTVS, RotPicoFatorTVS] = max(FatorAmpabs(1,:));
PicoFatorTVS;
RotPicoFatorTVS = nf (RotPicoFatorTVS);
%Pico de ressonancia de Teta_T
[PicoFatorTT, RotPicoFatorTT] = max(FatorAmpabs(2,:));
PicoFatorTT;
RotPicoFatorTT = nf (RotPicoFatorTT);

% Respostas do sistema
figure(numfig1);
subplot(3,3,contGraph);
plot(nf, TETAabs(1,:), 'b', nf, TETAabs(2,:), 'm', nf, fO, 'r', nf, GAMAVDM,
'k', nfTreal, Trealf, 'g'), grid
title('Pico de acelerações do volante secundário e transmissão')
ylabel('Pico de aceleração (rad/s^2)'); xlabel('Rotação nf (rpm)');
axis([1000 5500 0 3000]);
annotation('textbox', [(0.072+(contC-1)*.28) (.9-(contReducaoPorcent-
1)*.3) .1 .1 ], 'String', [ReducaoPorcent(contReducaoPorcent)
Cvdm(contC)*pi/180]);

% Amplificação do operador de respostas
figure(numfig2);
subplot(3,3,contGraph);
plot(nf, FatorAmpabs(1,:), 'b', nf, FatorAmpabs(2,:), 'm'), grid
title('Operador de respostas')
ylabel('Fator'); xlabel('Rotação nf (rpm)');
axis([0 5500 0 2]);
annotation('textbox', [(0.072+(contC-1)*.28) (.9-(contReducaoPorcent-
1)*.3) .1 .1 ], 'String', [ReducaoPorcent(contReducaoPorcent)
Cvdm(contC)*pi/180]);

end
end

figure(numfig2);
legend('Fator \theta_v_s', 'Fator \theta_t', 'Orientation', 'horizontal',
'Location', 'SouthOutside');
annotation('textbox', [0.0 .9 .1 .1 ], 'String', ['Redução %'; 'C_v_d_m ']);
annotation('textbox', [0.045 .5 .0 .0 ], 'String', [Primario;
Kvdm(contK)*pi/180]);
annotation('textbox', [0.00 .5 .0 .0 ], 'String', ['Primario'; 'K_v_d_m ']);

figure(numfig1);
legend('\theta_v_s', '\theta_t', '\theta_M (entrada original do
sistema)', '\theta_M_V_D_M (entrada real do sistema)', '\theta_t -
e_n_s_a_i_o medido em ensaio (referência)', 'Orientation', 'horizontal',
'Location', 'SouthOutside');
annotation('textbox', [0.0 .9 .1 .1 ], 'String', ['Redução %'; 'C_v_d_m ']);
annotation('textbox', [0.045 .5 .0 .0 ], 'String', [Primario;
Kvdm(contK)*pi/180]);
annotation('textbox', [0.00 .5 .0 .0 ], 'String', ['Primário'; 'K_v_d_m ']);

```

```

%% Plotagem dos gráficos finais

%Eschoa dos parâmetros finais de simulação
contReducaoPorcent = 2;
contC = 2;

%Amplitude GAMA da entrada dos picos de aceleração com o volante alterado
GAMAVDM = fO * (Imv) / (Imv - Iv0 + IvP(contReducaoPorcent, contC));

% Cálculo do operador de respostas
for j=1:passo + nfO(1) / ((nfO(end)-nfO(1))/passo) + 1
    A = [(Kvdm(contK)+Ke)+(Cvdm(contC)*wf(j)+Ke*Be)*1i-
        Ivs(contReducaoPorcent, contC)*wf(j)^2, -Ke*(1+Be*1i), 0; -
        Ke*(1+Be*1i), (Ke+Kd)+(Ke*Be+Cd*wf(j))*1i-It*wf(j)^2, -(Kd+Cd*wf(j)*1i); 0,
        -(Kd+Cd*wf(j)*1i), (Kd)+(Cd*wf(j))*1i-Ic*wf(j)^2];

    B = [Kvdm(contK) + Cvdm(contC)*wf(j)*1i
        0
        0];

    FatorAmpTemp = A^-1 * B;

    TETATemp = FatorAmpTemp * GAMAVDM(j);

    for k=1:3
        FatorAmp(k,j) = FatorAmpTemp(k);
        TETA(k,j) = TETATemp(k);
    end
end

% Módulo
TETAabs = abs(TETA);
FatorAmpabs = abs(FatorAmp);
FatorAmpabs(1:3, 1:6) = 0;

%Pico de ressonancia de Teta_Vs
[PicoFatorTVS, RotPicoFatorTVS] = max(FatorAmpabs(1,:));
PicoFatorTVS
RotPicoFatorTVS = nf (RotPicoFatorTVS)
%Pico de ressonancia de Teta_T
[PicoFatorTT, RotPicoFatorTT] = max(FatorAmpabs(2,:));
PicoFatorTT
RotPicoFatorTT = nf (RotPicoFatorTT)

% Respostas do sistema
figure(numfig1+2);clf;
plot(nf, TETAabs(1,:), 'b', nf, TETAabs(2,:), 'm', nf, fO, 'r', nf, GAMAVDM, 'k', nfTre
al, Trealf, 'g'),grid
title('Pico de acelerações do volante secundário e transmissão')
ylabel('Pico de aceleração (rad/s^2)');xlabel('Rotação nf (rpm)');
axis([1000 5500 0 3000]);
annotation('textbox',[.072 .9 .1 .1 ],'String',[
    ReducaoPorcent(contReducaoPorcent) Cvdm(contC)*pi/180]);
annotation('textbox',[.2 .8 .1 .1 ],'String',[max(TETAabs(2,:))]);
legend('\theta_v_s', '\theta_t', '\theta_M (entrada original do
sistema)', '\theta_M_V_D_M (entrada real do sistema)', '\theta_t_
_e_n_s_a_i_o medido em ensaio (referência)', 'Orientation', 'horizontal',
'Location', 'SouthOutside');
annotation('textbox',[0.0 .9 .1 .1 ],'String',[ 'Redução %'; 'C_v_d_m ']);

```

```

annotation('textbox',[0.045 .5 .0 .0 ],'String',[Primario;
Kvdm(contK)*pi/180]);
annotation('textbox',[0.00 .5 .0 .0 ],'String',['Primário'; 'K_v_d_m ']);

% Amplificação do operador de respostas
figure(numfig2+2);clf;
plot(nf,FatorAmpabs(1,:), 'b',nf,FatorAmpabs(2,:), 'm'),grid
title('Operador de respostas')
ylabel('Fator');xlabel('Rotação nf (rpm)');
axis([0 5500 0 1.2]);
annotation('textbox',[.072 .9 .1 .1
], 'String', [ReducaoPorcent(contReducaoPorcent) Cvdm(contC)*pi/180]);
legend('Fator \theta_v_s','Fator \theta_t','Orientation', 'horizontal',
'Location', 'SouthOutside');
annotation('textbox',[0.0 .9 .1 .1 ],'String',['Redução %'; 'C_v_d_m ']);
annotation('textbox',[0.045 .5 .0 .0 ],'String',[Primario;
Kvdm(contK)*pi/180]);
annotation('textbox',[0.00 .5 .0 .0 ],'String',['Primário'; 'K_v_d_m ']);

```

APÊNDICE D – DETERMINAÇÃO DA INÉRCIA ROTACIONAL DO MOTOR (I_{MV})

No trabalho de DUQUE (2005), é apenas apresentada a inércia rotacional do volante de inércia rígido original utilizado no veículo (I_{v0}):

$$I_{v0} = 0,16144 \text{ kg.m}^2$$

Logo, deve-se determinar a inércia rotacional do motor como um todo (I_{mv}) de forma aproximada para realizar as simulações. Para tanto, com base no trabalho de MELO (2010), determinou-se a distribuição da inércia rotacional do motor em cada um dos componentes.

O motor utilizado no trabalho de MELO (2010), cujos dados técnicos estão apresentados na Tabela D.1, possui os componentes com as características apresentadas na Tabela D.2.

Tabela D.1 – Dados técnicos do motor analisado por MELO (2010).

Componente	Valor
Descrição	MWM 4.07 TCE
Motor	2,8L TD MWM Eletrônico
Potência máxima	140cv @ 3500rpm
Torque máximo	340Nm @ 1800-2400rpm

Tabela D.2 – Parâmetros dos componentes do motor.

Componente	Símbolo	Unidade	Valor
Inércia rotacional do virabrequim	J_{virab}	kg.m ²	0,0435
Raio do virabrequim	R_{virab}	m	0,045
Comprimento da biela	L	m	0,17
Massa da biela	M_{biela}	kg	1,3024
Massa do pistão	M_{pist}	kg	0,9041
Inércia rotacional equivalente do motor completo	J_{mot}	kg.m ²	0,5140

A inércia equivalente do motor pode ser calculada pela expressão:

$$J_{Mot} = (J_{Virab} + J_{Bielas_{Rotativo}}) + J_{Alt} + J_{Vol} \quad (D.1)$$

Em que:

- J_{Mot} é a inércia equivalente do motor completo;
- J_{Virab} é a inércia do virabrequim;
- $J_{BielasRotativo} = 4 \cdot \left(\frac{2}{3} M_{Biela}\right) \cdot R_{Virab}^2$ é a inércia equivalente do componente rotativo das bielas;
- J_{Alt} é a inércia equivalente das massas alternativas (pistões e parte das bielas);
- J_{Vol} é a inércia do volante;

E a inércia equivalente das massas alternativas pode ser calculada segundo a equação D.2 (WAKABAYASHI 1992).

$$J_{Alt} = 4 \cdot (M_{Pist} + \frac{1}{3} \cdot M_{Biela}) \cdot R_{Virab}^2 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{(R_{Virab}/L)^2}{8} \right) = 0,0055 kg \cdot m^2 \quad (D.2)$$

Assim, pode-se determinar a distribuição percentual da inércia rotacional no motor, apresentada na Tabela D.3.

Tabela D.3 – Distribuição percentual da inércia rotacional no motor.

Componente	Símbolo	Unidade	Valor	%
Inércia rotacional equivalente do motor completo	J_{mot}	$kg \cdot m^2$	0,5140	100%
Inércia rotacional do virabrequim	J_{virab}	$kg \cdot m^2$	0,0505	10%
Inércia rotacional equivalente das massas alternativas	J_{pist}	$kg \cdot m^2$	0,0055	1%
Inércia rotacional do volante	J_{vol}	$kg \cdot m^2$	0,4580	89%

Dessa forma, no motor analisado por MELO (2010), o volante de inércia representa cerca de 90% da inércia equivalente do motor. Assim, seguir-se-á a mesma lógica para o motor utilizado neste estudo e a inércia rotacional do motor completo original do ensaio (I_{mv}) será dada por:

$$I_{mv} = \frac{I_{v0}}{0,9} = 0,17938 kg \cdot m^2$$

APÊNDICE E – GRÁFICOS DE SIMULAÇÃO EM FUNÇÃO DO PARÂMETRO DE AMORTECIMENTO

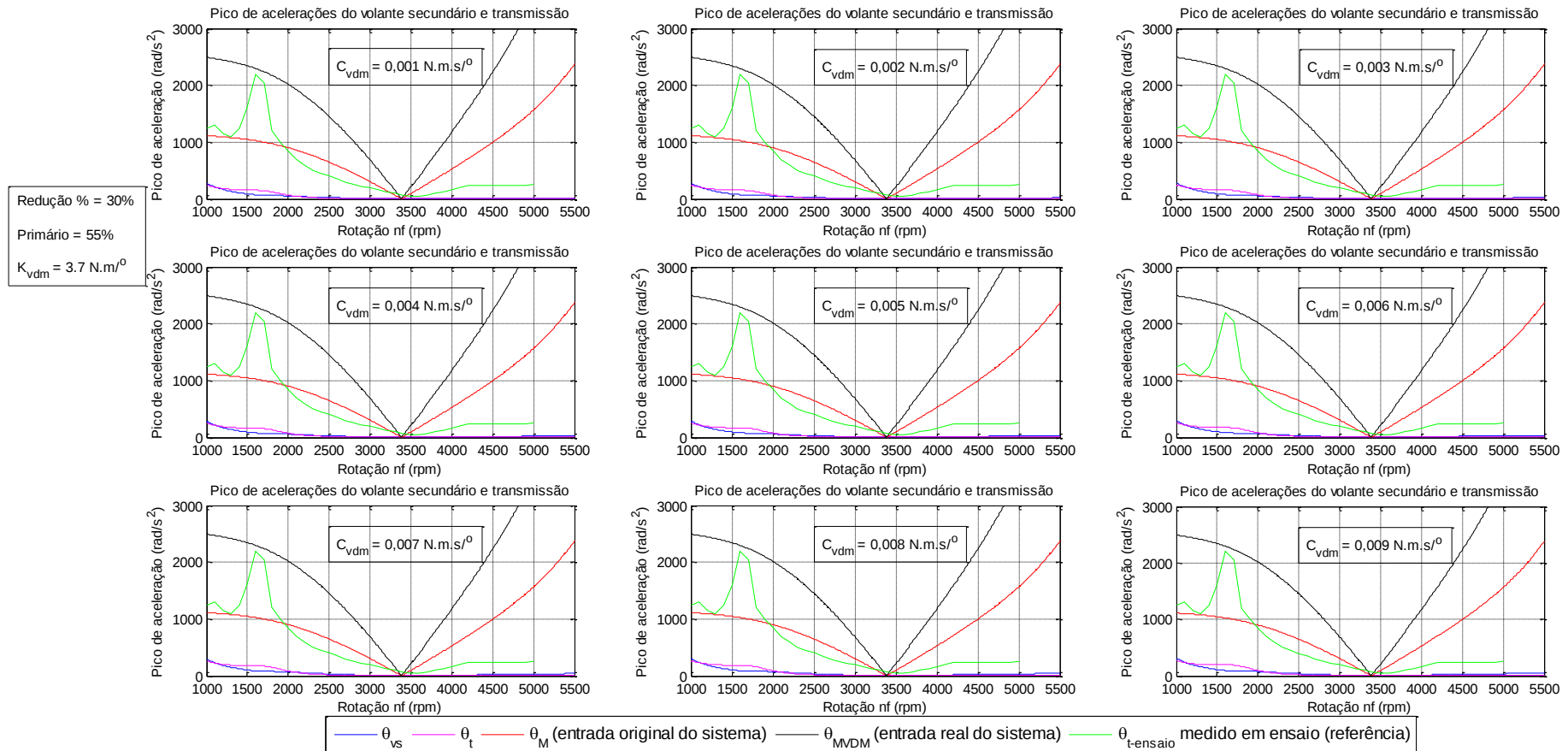


Figura E.1 – Respostas de aceleração do volante secundário ($\ddot{\theta}_{vs}$) e da transmissão ($\ddot{\theta}_t$) em função da rotação do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e C_{vdm} variando entre $0,001 \text{ N.m.s}^0$ e $0,009 \text{ N.m.s}^0$, além das curvas da aceleração original do motor ($\ddot{\theta}_M$), entrada real de aceleração do sistema simulado ($\ddot{\theta}_{MVDM}$) e a aceleração na transmissão medida em dinamômetro ($\ddot{\theta}_{t-ensaio}$).

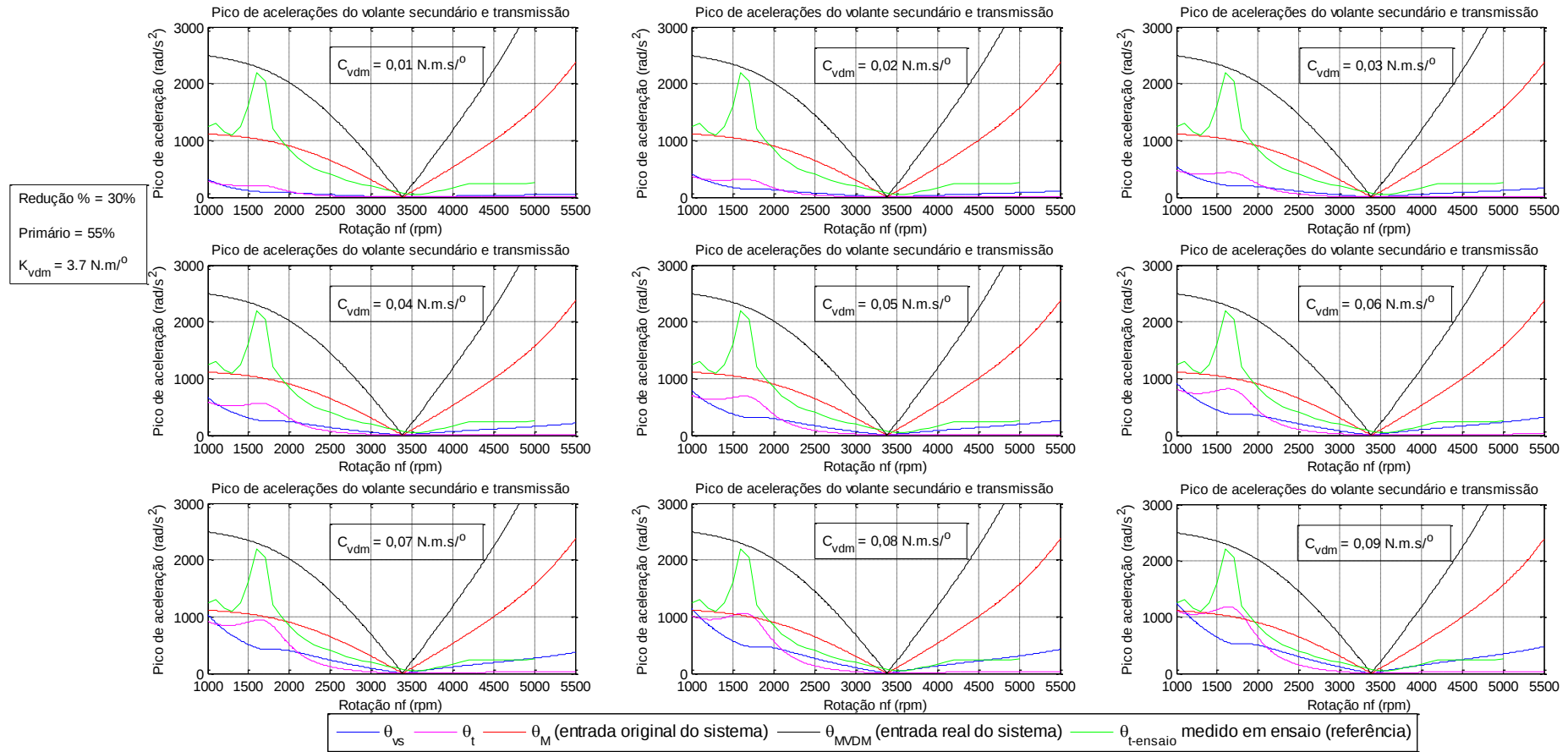


Figura E.2 – Respostas de aceleração do volante secundário ($\ddot{\theta}_{vs}$) e da transmissão ($\ddot{\theta}_t$) em função da rotação do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e C_{vdm} variando entre 0,01 N.m.s/° e 0,09 N.m.s/°, além das curvas da aceleração original do motor ($\ddot{\theta}_M$), entrada real de aceleração do sistema simulado ($\ddot{\theta}_{MVDM}$) e a aceleração na transmissão medida em dinamômetro ($\ddot{\theta}_{t-ensaio}$).

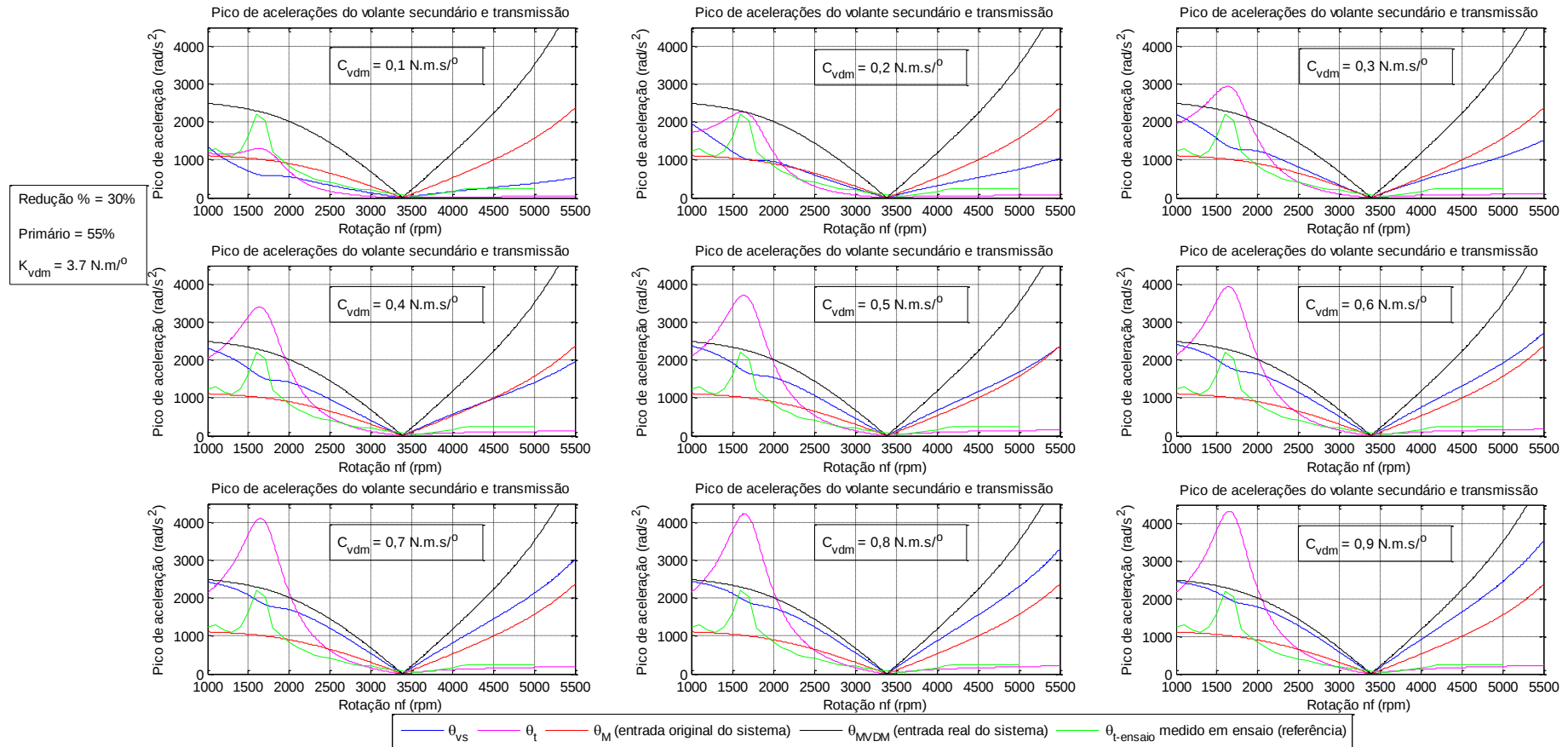


Figura E.3 – Respostas de aceleração do volante secundário ($\ddot{\theta}_{vs}$) e da transmissão ($\ddot{\theta}_t$) em função da rotação do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e C_{vdm} variando entre $0,1 \text{ N.m.s/}^\circ$ e $0,9 \text{ N.m.s/}^\circ$, além das curvas da aceleração original do motor ($\ddot{\theta}_M$), entrada real de aceleração do sistema simulado ($\ddot{\theta}_{MVDM}$) e a aceleração na transmissão medida em dinamômetro ($\ddot{\theta}_{t-ensaio}$).

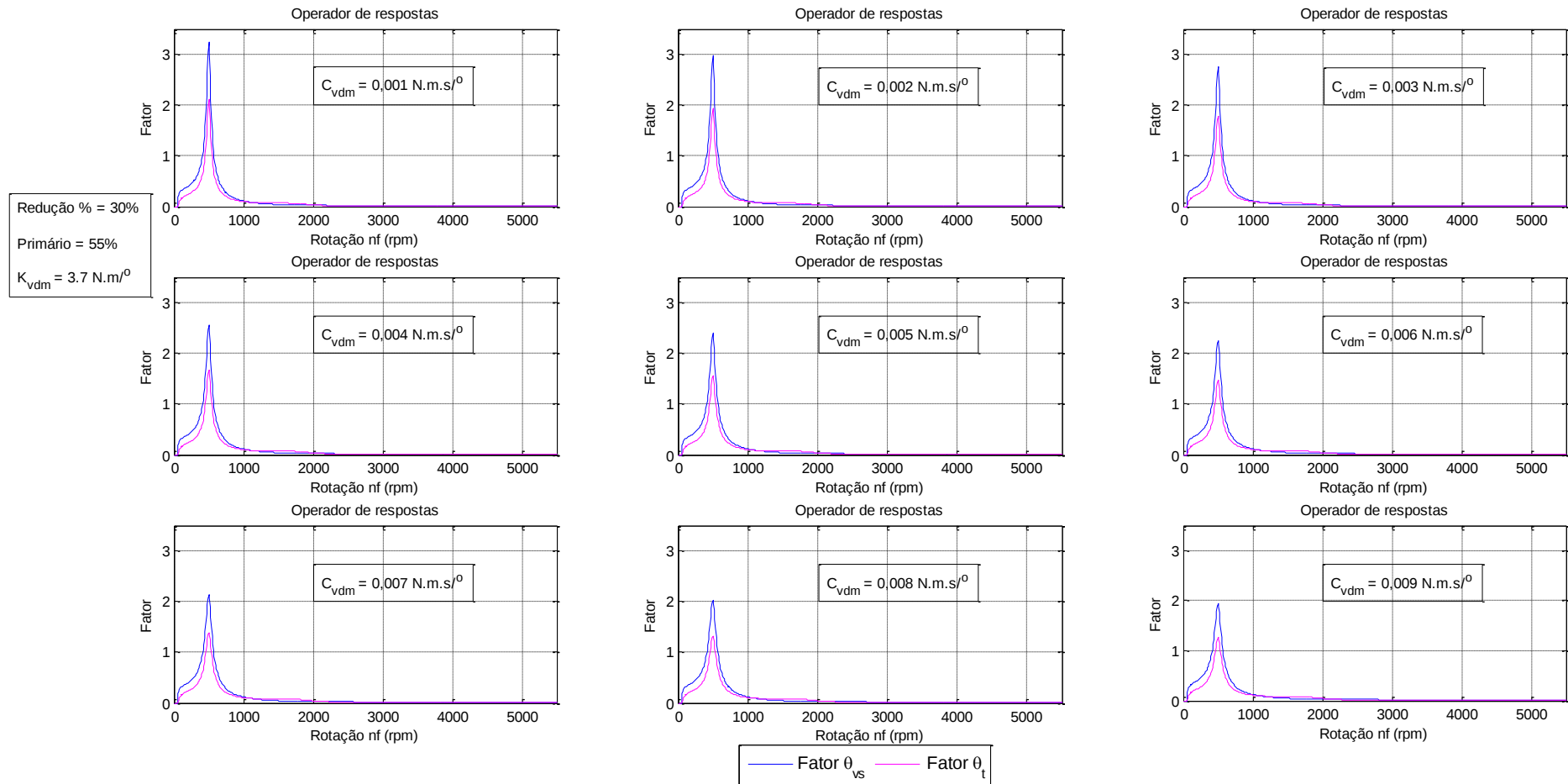


Figura E.4 – Operador de respostas da aceleração da transmissão e do volante secundário em função da do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e C_{vdm} variando entre $0,001 \text{ N.m.s/}^0$ e $0,009 \text{ N.m.s/}^0$.

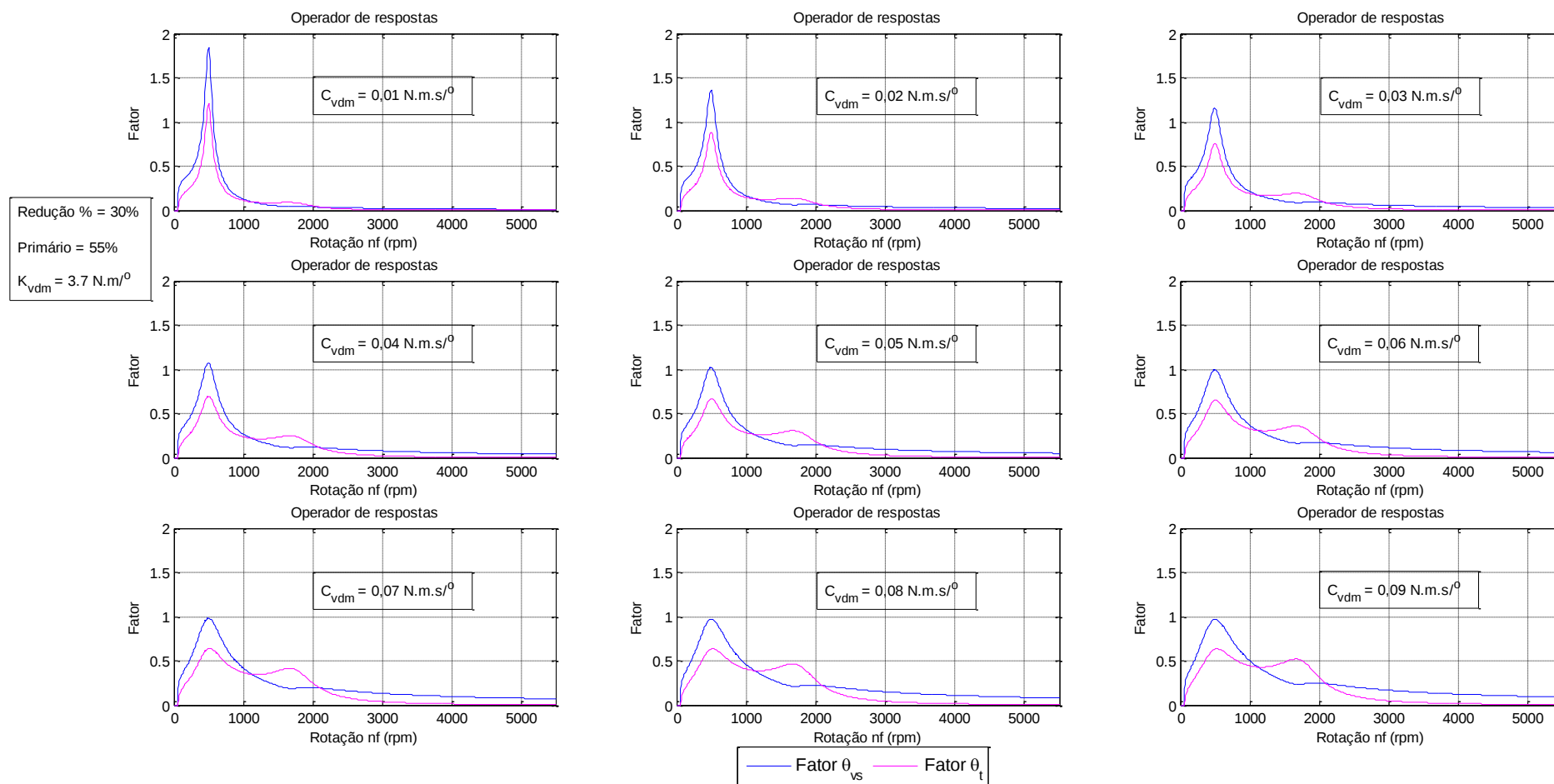


Figura E.5 – Operador de respostas da aceleração da transmissão e do volante secundário em função da do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e C_{vdm} variando entre $0,01 \text{ N.m.s}^0$ e $0,09 \text{ N.m.s}^0$.

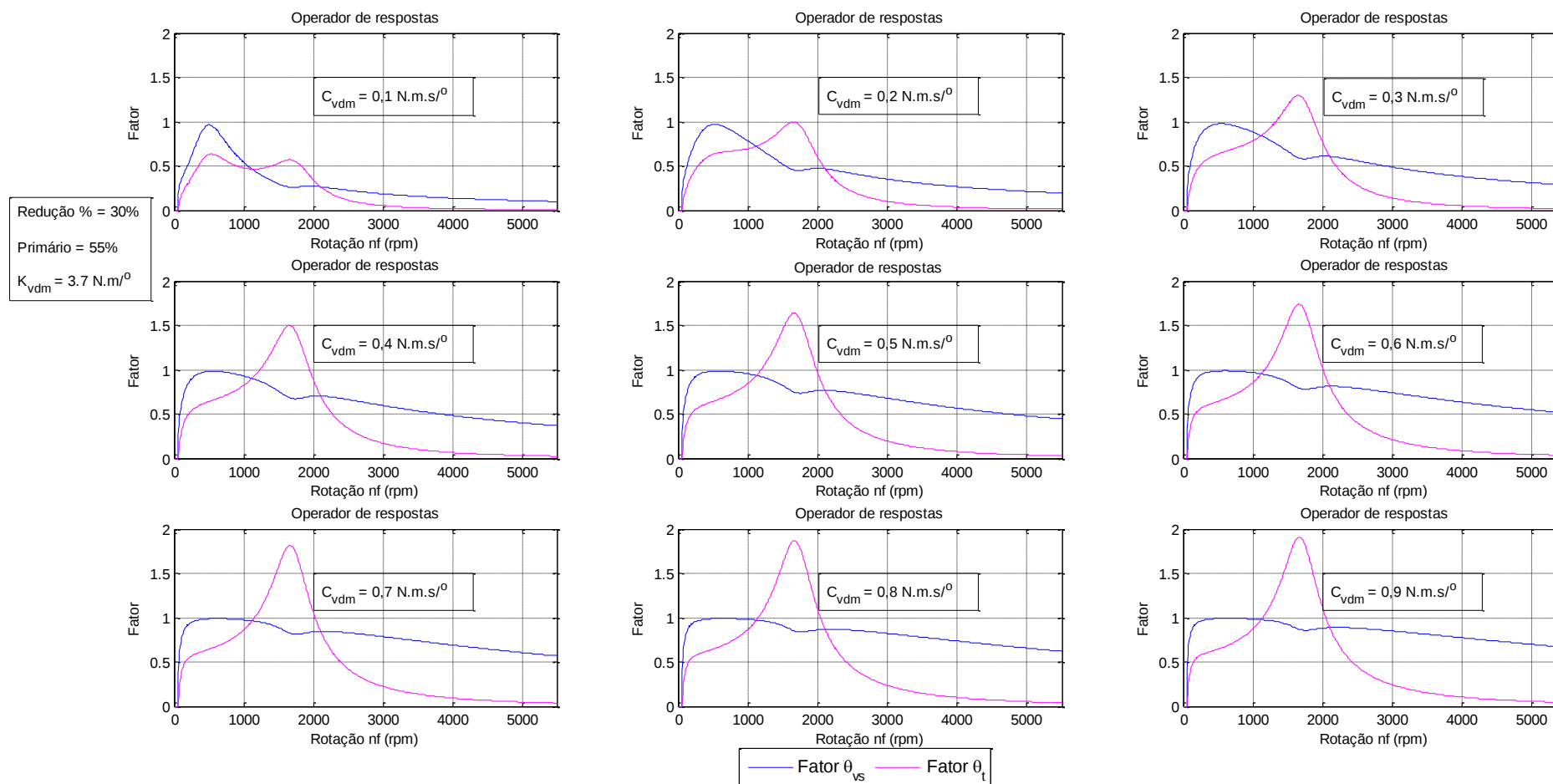


Figura E.6 – Operador de respostas da aceleração da transmissão e do volante secundário em função da do motor para redução de 30% na inércia rotacional do volante e C_{vdm} variando entre $0,1 \text{ N.m.s/}^\circ$ e $0,9 \text{ N.m.s/}^\circ$.

ANEXO A – FICHA TÉCNICA DO VEÍCULO FIAT PALIO WEEKEND ADVENTURE 2012 1.8L 16V E.TORQ

Dados obtidos do “Site da Fiat do Brasil”



Figura A.1 – Fiat Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V.

Ficha Técnica

1. Motor

- **Número de cilindros:** 04 em linha
- **Posição do motor:** Transversal anterior
- **Nº de válvulas por cilindro:** 4
- **Cilindrada total (cc):** 1.796
- **Potência máxima (cv):** 130,0 (G) / 132,0 (E) a 5.250 rpm
- **Torque máximo (kgf.m):** 18,4 (G) / 18,9 (E) a 4.500 rpm

2. Alimentação

- **Combustível:** Álcool / Etanol

3. Câmbio e embreagem

- **Posição do diferencial:** Incorporado a caixa de câmbio
- **Número de marchas:** 05 a frente e 01 a ré
- **Tração:** Dianteira com juntas homocinéticas

4. Sistema de freios

- **De estacionamento:** Comando mecânico atuante nas rodas traseiras com compensação de desgaste
- **Traseiro:** A tambor com sapata autocentrante e regulagem automática de jogo.
- **Dianteiro:** A disco ventilado, com pinça flutuante

5. Suspensão dianteira

- **Amortecedores dianteiros:** Hidráulicos, telescópicos de duplo efeito
- **Elemento elástico dianteiro:** Mola helicoidal
- **Tipo de suspensão dianteira:** Mc Pherson com rodas independentes, braços oscilantes inferiores transversais com barra estabilizadora

6. Suspensão traseira

- **Elemento elástico traseiro:** Mola helicoidal
- **Amortecedores traseiros:** Hidráulicos, telescópicos de duplo efeito, tipo WET
- **Tipo de suspensão traseira:** Com rodas independentes, braços oscilantes inferiores longitudinais e barra estabilizadora.

7. Direção

- **Diâmetro mínimo de curva:** 10,5 m
- **Tipo de direção:** Hidráulica com pinhão e cremalheira

8. Rodas

- **Pneus:** 205/70 R15
- **Aro:** 5,5 x 15" de liga leve (estepe em chapa de aço)

9. Peso do veículo

- **Peso máximo rebocável (reboque sem freio):** 400 kg
- **Carga útil (com condutor):** 500 kg (máx de 50 kg sobre o bagageiro do teto)
- **Em ordem de marcha (Std A):** 1206 Kg

10. Dimensões externas

- **Capacidade do porta-malas (litros):** 460
- **Tanque de combustível (litros):** 51
- **Comprimento do veículo (mm):** 4.305
- **Largura do veículo (mm):** 1.721
- **Altura do veículo (mm) :** 1.643
- **Entre-Eixos (mm):** 2.466
- **Altura do solo (mm):** 190
- **Bitola dianteira:** 1471
- **Bitola traseira:** 1441

11. Desempenho

- **0 a 100 km/h:** 10,9 s (Gasolina) / 10,5 s (Etanol)
- **Velocidade máxima:** 182 km/h (gasolina) / 184 km/h (Etanol)

ANEXO B – RESULTADOS DE ENSAIOS DE DUQUE (2005)

Aqui são apresentados alguns dos resultados dos ensaios realizados por DUQUE (2005).

“Uma das questões a ser respondida é se a vibração torcional é afetada pelas diferentes inércias que ele enxerga, conforme a marcha engatada.

Conforme os resultados da Figura B.1, podemos verificar que a vibração torcional no volante do motor não é afetada pela marcha utilizada, para toda a faixa de rotações do motor.

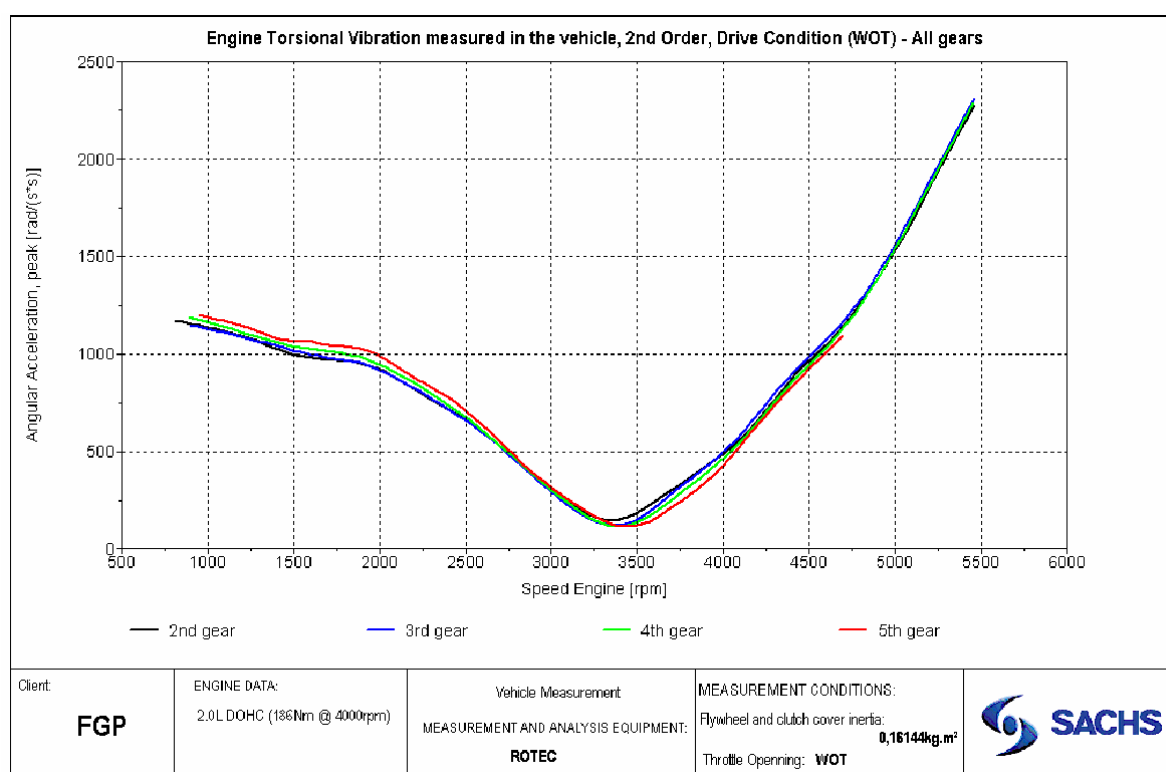


Figura B.1 – Comparativo entre Marchas x Comportamento do Motor (DUQUE 2005).

Desta forma podemos concluir que, em virtude da inércia do volante ser muito maior que a inércia da transmissão e da rigidez combinada do disco de embreagem e do trem de força desacoplarem a inércia do veículo, a vibração torcional do volante não é afetada pela marcha engatada, na faixa de rotações que vai desde a marcha lenta até acima de sua rotação de corte.

A outra questão que se pretendia responder era se as acelerações angulares medidas no volante do motor instalado no dinamômetro da maneira usual, por meio de um acoplamento elástico, eram semelhantes às obtidas quando o motor está sendo utilizado no veículo.

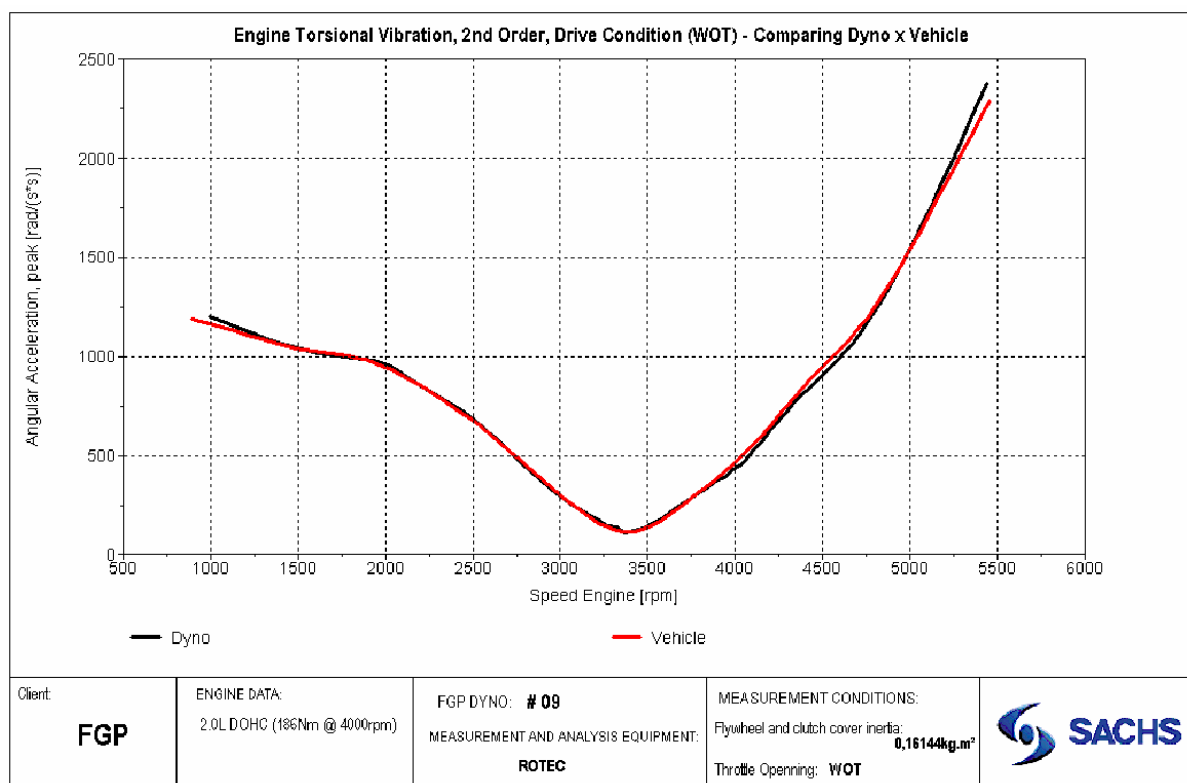


Figura B.2 – Comparativo de Irregularidade Medida em Dinamômetro x Carro (DUQUE 2005).

A Figura B.2 na condição de borboleta de aceleração completamente aberta, tanto a leitura vibracional do motor em dinamômetro quanto no veículo são muito similares, ou tem diferenças mínimas.

Assim sendo, podemos considerar as acelerações angulares medidas no volante como independentes dos valores de inércia e rigidez acopladas (para os parâmetros usuais em automóveis) e justificar o desenvolvimento do modelo simplificado como de **SUPORTE OSCILANTE.**” (DUQUE, 2005, p.116-118).