

REDUÇÃO DA INÉRCIA ROTACIONAL NO PROJETO DO TREM DE FORÇA

Diego Haim

diego.haim@hotmail.com

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 responsáveis 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.

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, foi 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. O mais comumente utilizado atualmente é motor dianteiro transversal em carros com tração dianteira. 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.

O trem de força é composto basicamente pelos componentes 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.

2.1. Volante de inércia

O volante de inércia, parafusado à flange do virabrequim, 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.

2.2. 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”).

2.3. 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 e CVT. 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.

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. 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.

2.4. Diferencial

A função do diferencial é compensar a diferença de rotação entre as rodas internas e externas do eixo de tração durante uma curva. Eixos de tração dianteira geralmente têm seu diferencial acoplado à caixa de transmissão (“transaxle”) devido aos requisitos de espaço. Veículos com eixo de tração traseira possuem seu diferencial posicionado sobre o eixo traseiro.

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, fazendo 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 e relação de transmissão do diferencial, o mesmo foi um dos objetos de estudo deste projeto de forma a analisar sua influência na inércia equivalente do veículo.

2.5. Eixos, rodas, pneus, cubos e sistema de freio

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, foram tratados em segundo plano neste projeto.

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 foram 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 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 velocidade constante no dinamômetro, e não leva em conta a aceleração desses componentes. 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

Baseado nas deduções de Gillespie (1992) pode-se escrever a equação completa da força trativa no solo em função do torque de entrada do motor, inércias rotacionais dos componentes e da aceleração longitudinal do carro e levando em conta as perdas mecânicas e viscosas no trem de força, apresentada na Eq. (1).

$$F_X = \frac{N_{TD} T_M \eta_{TD}}{r} - (N_{TD}^2 (I_M + I_V + I_{EM} + I_T) + N_D^2 (I_E + I_D) + I_{ET} + I_R) \frac{a_X}{r^2} \quad (1)$$

Em que:

- F_X é a força trativa no solo [N];
- $N_{TD} = N_T \cdot N_D$ é a relação de transmissão combinada entre o diferencial e a transmissão.
- N_T é a relação de transmissão da transmissão;
- N_D é a relação de transmissão do diferencial;
- $\eta_{TD} = \eta_T \cdot \eta_D$ é a eficiência combinada do trem de força.
- T_M é o torque do motor a uma determinada rotação obtido a partir de ensaios com dinamômetro [N.m];
- r é o raio das rodas motoras [m];
- I_M é inércia rotacional do motor [kg.m²];
- I_V é inércia rotacional do volante de inércia [kg.m²];
- I_{EM} é inércia rotacional da embreagem [kg.m²];
- I_T é inércia rotacional da transmissão (do ponto de vista do motor) [kg.m²];
- I_E é inércia rotacional do eixo de transmissão [kg.m²];
- I_D é inércia rotacional do diferencial (do ponto de vista do motor) [kg.m²];
- 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];
- a_X é a aceleração longitudinal do veículo = $\alpha_D r$ [m/s²]

Esta equação pode ser dividida 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}) e está explicitada na Eq. (2).

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

Como é possível observar, este termo decresce com a redução 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.

Combinando a equação que rege a aceleração do veículo com a Eq. (1) e agrupando os termos relativos à inércia rotacional dos componentes, obtemos a expressão apresentada na Eq. (3).

$$(M + M_r) a_X = \frac{N_{TD} T_M \eta_{TD}}{r} - R_X - D_A - R_{hx} - M g \sin \beta \quad (3)$$

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

A massa equivalente dos componentes girantes do trem de força, 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 da marcha em uso.

4. Estudo de caso 1 – Influência dos componentes do trem de força na massa equivalente do veículo

De forma a realizar um estudo de caso, foram obtidos dados da *Fiat Powertrain Technologies* (FPT) 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.

A transmissão modelo C510 da FPT, cujo esquema de montagem está apresentado na Fig. (1), possui uma distância entre-eixos de 181mm, máximo torque de entrada de 206Nm, comprimento de 395mm, 36kg de massa e o diferencial embutido na carcaça.

Baseando-se na nomenclatura e no esquema da Fig. (1) foram deduzidas as equações que representam a inércia rotacional equivalente (I_{Ti}) desta transmissão do ponto de vista do motor para cada uma das marchas e, com base nos parâmetros fornecidos pela FPT, calcularam-se seus valores.

Lançado em 2010, o motor E.torQ 1.8l 16V, 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 Tab. (1). A Figura (2) apresenta um desenho dos componentes girantes do motor, incluindo virabrequim, volante de inércia, conjunto da embreagem e base das bielas.

Tabela 1. Ficha técnica do motor E.torQ 1.8l 16V da FPT.

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

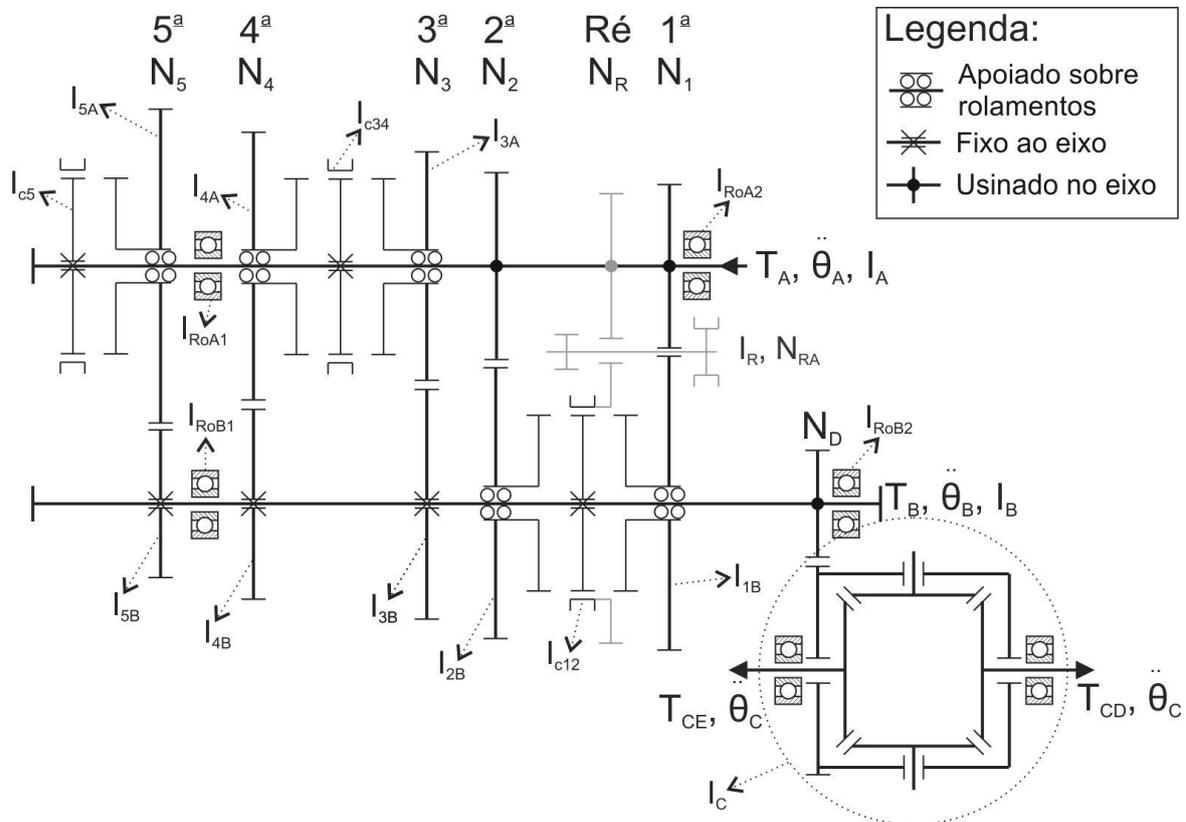


Figura 1. Esquema da transmissão manual de 5 velocidades modelo C510 da FPT.

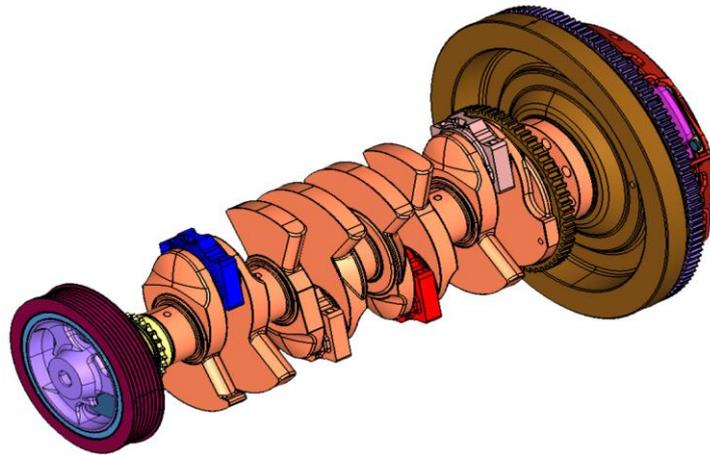


Figura 2. Componentes girantes do motor E.torQ 1.8l 16v da FPT, incluindo virabrequim, volante de inércia, conjunto da embreagem e base das bielas.

A inércia rotacional do 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, roda foi fornecido pela FPT e está resumido na Tab. (2).

O veículo em questão utiliza pneus de dimensões 205/70 R15, que apresenta um raio teórico de $r = 334\text{mm}$. Para o cálculo da inércia rotacional dos pneus, baseou-se nas dimensões do mesmo e na seção transversal de um pneu 175/65 R14. Se rotacionou então o seu perfil em torno de um raio de 190,5mm (raio em mm de uma roda aro R15) em um software de CAD, utilizando uma densidade média para o pneu de $1,106\text{ g/cm}^3$. A partir deste modelo, foram feitas aproximações de forma a corrigir o valor das inércias rotacionais obtidas para o modelo de dimensões 205/70 R15.

4.1. Resultados do estudo de caso

Baseado nos dados obtidos e apresentados na primeira metade da Tab. (2) e adaptando as Eqs. (1) a (3) para o estudo de caso em questão, pode-se determinar numericamente a inércia equivalente, massa equivalente e fator de massa do trem de força em cada marcha. A Tabela (2) apresenta estes dados para o veículo Fiat Palio Weekend Adventure 2012 1.8l 16V com motor E.torQ e transmissão C510 da FPT.

Tabela 2. 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	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	$I_D=I_C/N_D^2$	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	mm	334				
Massa do veículo	M	kg	1206				
Relação de transmissão combinada entre o diferencial e a transmissão	$N_{TD}=N_T.N_D$	-	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

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.

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 Tab. (3).

Tabela 3. Tempo relativo em que cada marcha é utilizada.

Marcha				
1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
36,6%	25,7%	29,6%	0,4%	7,6%

Ponderaram-se então os valores de massa equivalente dos componentes girantes do trem de força por marcha da Tab. (2) com estes valores de tempo relativo de forma a determinar a massa equivalente média do trem de força de **223kg**.

4.2. Influência de cada componente na inércia rotacional equivalente do trem de força

A partir dos resultados obtidos, apresentados na Tab. (2), 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 Tab. (4). Considerando agora a massa equivalente de cada componente em cada marcha, pode-se tornar o resultado tangível, apresentado na Tab. (5).

Tabela 4. 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				
	1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
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%

Tabela 5. 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 anterior, 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.

5. Estudo de caso 2 – Redução da inércia rotacional do trem de força com a utilização de um volante de dupla massa (VDM)

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 (VDM) 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.

5.1. Modelo

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 Fig. (3). 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.

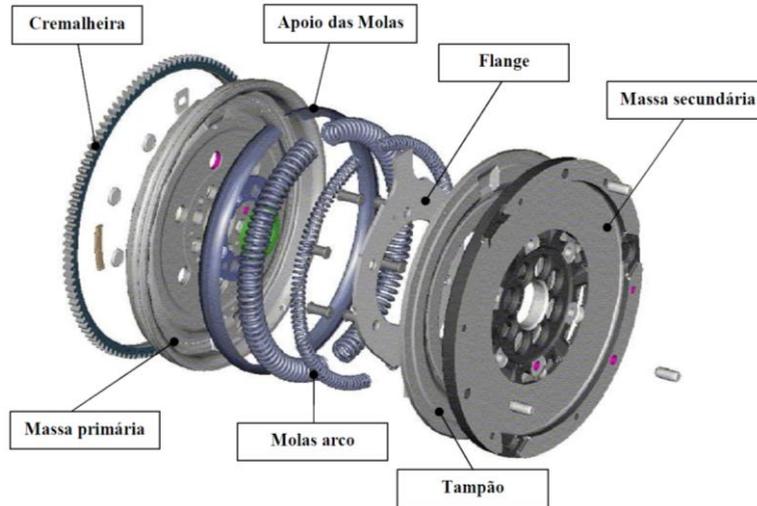


Figura 3. Vista explodida de um volante de dupla massa. (Melo, 2010).

Assim, o modelo simplificado de Duque (2005) composto por um volante rígido foi modificado com a inclusão do VDM e se reduz a um sistema de base oscilante e três massas, como apresentado na Fig. (4).

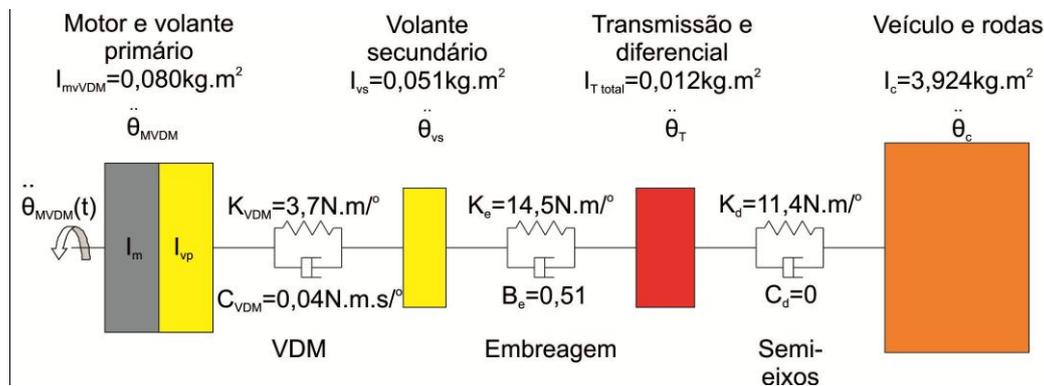


Figura 4. Modelo trem de força com a inclusão do VDM e parâmetros finais da simulação.

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/s^2];
- $I_{mvVDM} = I_m + I_{vp}$ é a inércia rotacional do motor e volante de inércia primário do VDM [kg.m^2];
- I_m é a inércia rotacional do motor [kg.m^2];
- I_{vp} é a inércia rotacional do volante de inércia primário do VDM [kg.m^2];
- 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.m^2];
- $\ddot{\theta}_{vs}(t)$ é a aceleração angular do volante de inércia secundário do VDM em função do tempo [rad/s^2];
- K_e é a rigidez das molas da embreagem [N.m/rad];
- B_e é o coeficiente de histerese do amortecimento da embreagem;
- $I_{T\text{total}} = I_T + \frac{I_D}{N_T^2}$ é a inércia rotacional da transmissão e do diferencial e I_D é dado pela equação (3.45) [kg.m^2];
- $\ddot{\theta}_T(t)$ é a aceleração angular da transmissão em função do tempo [rad/s^2];
- 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];
- $I_c = \frac{M_r^2 + I_{ET,R}}{N_{TD}}$ 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];

Para se determinar a solução vibratória em regime permanente do sistema completo de equações diferenciais, supõe-se uma excitação complexa da forma apresentada na Eq. (4).

$$\ddot{\theta}_{MVDM}(t) = -w_f^2 \cdot \Lambda_{MVDM}(w_f) \cdot e^{i \cdot w_f \cdot t} \quad (4)$$

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 Eq. (5). Isto se baseia na hipótese de que uma variação da inércia do volante, e conseqüentemente 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.

$$\ddot{\theta}_{MVDM} = \ddot{\theta}_M \left(\frac{I_{mv}}{I_{mvVDM}} \right) = \ddot{\theta}_M \left(\frac{I_{mv}}{I_m + I_{vp}} \right) \quad (5)$$

Em que:

- $\ddot{\theta}_M(t)$ é a aceleração angular do motor em função do tempo medida em ensaio por Duque (2005) [rad/s²];
- I_{mv} é a inércia rotacional do motor e volante de inércia original do ensaio [kg.m²];

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

$$\begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_{vs} \\ \ddot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_c \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} (K_{vdm} + K_e) + (C_{vdm} \cdot w_f + K_e \cdot B_e) \cdot i - I_{vs} \cdot w_f^2 & -K_e(1 + B_e \cdot i) & 0 \\ -K_e(1 + B_e \cdot i) & (K_e + K_D) + (K_e \cdot B_e + C_D \cdot w_f) \cdot i - I_T \cdot w_f^2 & -(K_D + C_D \cdot i \cdot w_f) \\ 0 & -(K_D + C_D \cdot i \cdot w_f) & K_D + C_D \cdot i \cdot w_f - I_c \cdot w_f^2 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} I \cdot w_f \cdot C_{vdm} + K_{vdm} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \Lambda_{MVDM}(w_f) \cdot w_f^2 \quad (6)$$

O sistema de três graus de liberdade apresenta um de seus modos de vibrar de frequência natural da ordem de 40 a 80Hz que 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.

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. Estes ruídos podem ser erroneamente interpretados como defeitos na transmissão e podem levar a custos de manutenção desnecessários.

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. 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. As principais formas de eliminar o *rattle* são 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.

Uma forma de deslocar o pico de ressonância para frequências mais baixas se dá pelo aumento da inércia secundária do VDM, mas isto implicaria em um aumento de sua amplitude. 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, como pode ser notado na Eq. (5). 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).

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, uma vez que o torque fornecido pelos motores atuais é bastante elevado e as molas do VDM são montadas em um diâmetro muito maior do que numa embreagem convencional. Isto permite um maior deslocamento angular e conseqüentemente uma menor rigidez, o que seria fisicamente impossível em um sistema de embreagem convencional. Esta medida resultaria 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.

Esta inércia do volante secundário 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.

5.2. Simulações

Foram feitas as simulações do sistema representado pela Eq. (6) e cujos parâmetros estão presentes na Fig. (4). Com base em dados de um VDM da LUK GMBH & CO e de Melo (2010) adotou-se uma redução de 30% da inércia rotacional do VDM em relação ao volante original, sendo a distribuição entre volante primário e secundário de 55% e 45%, respectivamente. O parâmetro de rigidez utilizado foi o menor possível ($K_{vdm} = 3,7 \text{ N.m/}^\circ$) dentro das limitações físicas do VDM e o parâmetro de amortecimento foi calibrado de forma a se obter uma resposta de vibração na entrada da transmissão adequada ($C_{vdm} = 0,04 \text{ N.m.s/}^\circ$).

A entrada do sistema ($\ddot{\theta}_{MVDM}$) é obtida a partir da aceleração do motor medida em dinamômetro ($\ddot{\theta}_M$) por Duque (2005) e corrigida pela Eq. (5). As mesmas estão representadas na Fig. (5) pelas linhas preta e vermelha, respectivamente.

O primeiro gráfico da Fig. (5) apresenta as respostas de aceleração da transmissão ($\ddot{\theta}_t$) e do volante secundário ($\ddot{\theta}_{vs}$) em função da rotação do motor além da aceleração original do motor ($\ddot{\theta}_M$), a aceleração do motor com a inclusão do VDM ($\ddot{\theta}_{MVDM}$) e a aceleração na transmissão medida em dinamômetro ($\ddot{\theta}_{t-ensai}$), utilizada como referência para a ocorrência de *rattle*. O segundo gráfico da figura apresenta o operador de respostas para o volante secundário e transmissão em função da rotação do motor.

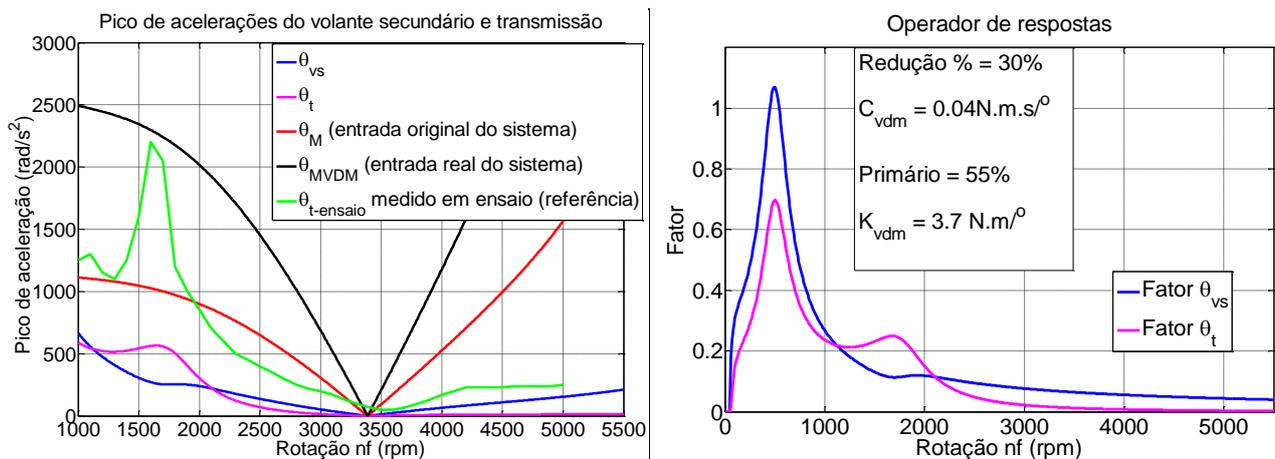


Figura 5. Respostas do sistema e operador de respostas em função da rotação do motor.

6. Conclusões

Como pode ser observado pelos resultados do primeiro estudo de caso apresentado, 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 $K_{vdm} = 3,7N. m/^\circ$ e $C_{vdm} = 0,04N. m. s/^\circ$. 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/s² ou cerca de ¼ 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

- 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.
- Crolla, D. A., 2009, “Automotive engineering: powertrain, chassis system and vehicle body”. 1st ed. Oxford, UK. Butterworth-Heinemann, 827 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., 1992, “Fundamentals of Vehicle Dynamics”. Danvers, MA, USA. Society of Automotive Engineers, 495p.
- 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.
- Press Release Motores E.torQ. Site da E.torQ. Acesso em 12 de Abril de 2011, disponível em < <http://www.etorq.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 1ª International Conference on Gearbox Noise and Vibration, Cambridge, 1990. 113-120p.

8. Direitos autorais

REDUCTION OF THE ROTATIONAL INERTIA IN THE POWERTRAIN DESIGN

Diego Haim

diego.haim@hotmail.com

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.