

Estudo Teórico e Experimental de Rattle em Transmissões de Veículos Automotivos

Orientado: Bruno Fineto
Orientador: Prof.^o Dr. Milton Dias Junior

RESUMO

Gear rattle é um fenômeno existente em trens de potência caracterizado por um ruído desconfortável proveniente da caixa de câmbio. Decorrente do choque dos dentes de pares engrenados que não são solicitados para a transmissão de torque. Estes choques ocorrem devido as não-linearidades do sistema, como a folga entre os pares engrenados (*backlash*) e as flutuações de torque do motor. A ocorrência deste fenômeno acarreta em vibrações excessivas, além do ruído audível em determinadas frequências, podendo causar falhas.

O objetivo deste trabalho foi estudar este fenômeno existente em trens de potência de veículos automotivos. Na primeira etapa instrumentou-se um veículo de passeio e desenvolveram-se testes semelhantes com o da indústria para entender os diversos fatores e condições em que ocorre o *rattle*. Na segunda etapa foi desenvolvido modelos de rattle com 4 graus de liberdade com histerese na embreagem e *backlash* em pares engrenados que não transmitiam potência.

Com isso, os modelos foram simulados em Matlab[®] e feitos análises de quais pares engrenados sofriam mais choques de acordo com determinada marcha engatada. Esses resultados foram comparados com a literatura e foi possível entender melhor o fenômeno e as condições mais propícias para a ocorrência do *rattle* neste veículo com a devida modelagem.

PARTE EXPERIMENTAL

No início do projeto ocorreu a liberação de uma minivan de uma montadora muito reconhecida, pelo período de, aproximadamente, um mês para a realização de testes em campo e em laboratório, para a identificação dos parâmetros que mais influenciam a ocorrência do *rattle*. Destaca-se que o foi retirada toda a histerese da embreagem para que este fenômeno fosse evidenciado.

Após a realização dos testes o processamento dos sinais foi feito pelo programa de análise *Pimento*[®], utilizando as ferramentas de análise em frequência e análise de ordem, *waterfall* e diagrama de Campbell. As interpretações dos dados foram feitas através de gráficos processados.

PARTE TEÓRICA

Para o estudo teórico criou-se um modelo com 4 graus de liberdade incluindo o volante de inércia, embreagem, transmissão, diferencial e rodas. Esse modelo foi feito considerando os eixos rígidos, embreagem com pré-torque e histerese e engrenamento com folga. Montaram-se as equações em função da relação de engrenamento das engrenagens que transmitem para diminuir os graus de liberdade. A Figura 1 representa o modelo adotado para estudo do *rattle*.

A inclusão das engrenagens desacopladas no modelo traz informações referentes ao seu comportamento que são relevantes para a análise do fenômeno de *gear rattle*, como explicado em Miyasato (2011).

O equacionamento matricial do modelo com 4 graus de liberdade foi descrito na forma de estados para facilitar a programação em Matlab[®]. O significado físico de cada elemento do vetor de estados é mostrado na Tabela 1.

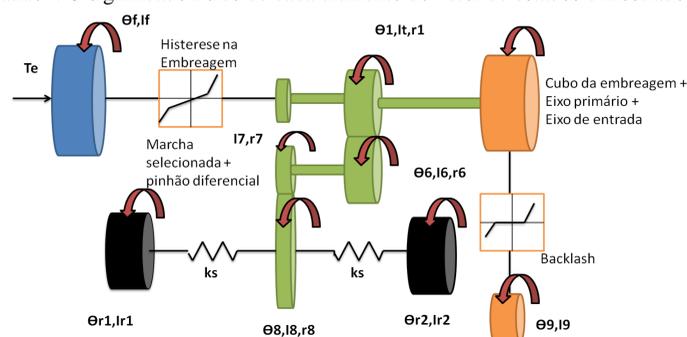


Figura 1 – Representação do modelo de 4 graus de liberdade.

Com isso foi possível analisar como o *rattle* influencia em cada par engrenado que não transmite torque para um determinado par engrenado que transmite torque. Para quantificar o fenômeno, o índice de *rattle* (IR) é um bom indicador e é baseado na razão do valor 'rms' da aceleração da castanha da engrenagem não solicitada com o valor 'rms' da aceleração do volante de inércia, como indicado na Equação 1 (Padmanabhan *et al*, 1995 apud Miyasato, 2011).

$$IR = \frac{\{\ddot{\theta}_{9,rms}\}}{\{\ddot{\theta}_{F,rms}\}} \quad (1)$$

Tabela 1 – Graus de liberdade do sistema e seu significado físico.

Grau de liberdade	Significado Físico
θ_F	Volante de Inércia
θ_1	Eixo primário + todos os pinhões das marchas
θ_R	Veículo
θ_9	Castanha da marcha que não transmite torque

Do modelo proposto na Figura 1 as matrizes de massa (M), de rigidez (K) e o vetor de excitação (F) são mostrados a seguir:

$$[M] = \begin{bmatrix} I_F & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \eta_{16}^2(I_6 + I_7) + \eta_{18}^2(I_8) + I_T & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2I_R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_9 \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2k_S\eta_{18}^2 & -2k_S\eta_{18} & 0 \\ 0 & -2k_S\eta_{18} & 2k_S & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\{F\} = \begin{bmatrix} T_e(t) - T_c(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta}) \\ T_c(\Delta\theta, \Delta\dot{\theta}) + r_5 * F(\Delta x) \\ 0 \\ -r_9 * F(\Delta x) \end{bmatrix}$$

RESULTADOS

Experimentais

Os resultados preliminares indicam que a carcaça, na faixa de frequências analisada, apresentou resposta distinta do conteúdo espectral apresentado pelo trem de potência, com componentes relevantes até 5 kHz.

Teóricos

De acordo com o modelo proposto simulações computacionais foram feitas e após algumas análises, utilizando o menor erro relativo do integrador do Matlab[®] (integrador ode45), observou-se que todo sistema seria simulado com um tempo total de 2s.

Para critério de comparação entre as simulações o índice de *rattle* (IR) foi calculado para cada situação de marcha engatada e as respectivas não solicitadas. Da análise das simulações os resultados mais interessantes ocorrem quando a primeira marcha está acoplada e a quinta e a quarta marcha estão livres. Para ilustrar os impactos dos dentes das engrenagens com folga nestes dois casos plotaram-se dois gráficos, um gráfico com o deslocamento das engrenagens livres com folga pelo tempo e outro da variação da velocidade e aceleração entre o pinhão e a castanha do par engrenado não solicitado com folga pelo tempo.

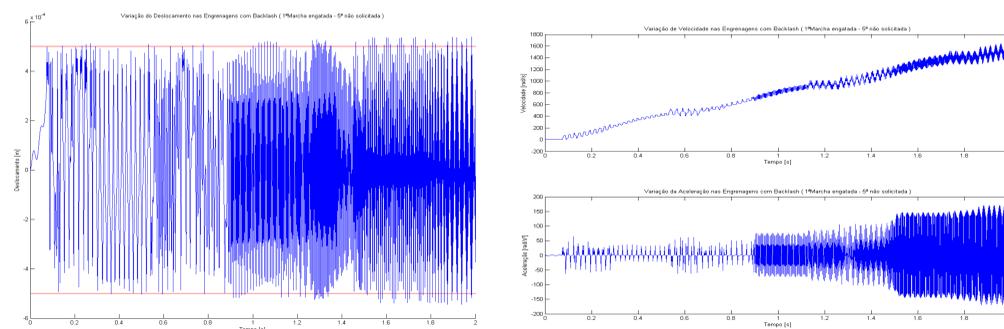


Figura 2 – Variação do deslocamento nas engrenagens com folga quando a 1ª marcha está acoplada e a 5ª marcha não é solicitada

Tabela 2 – Índice de *Rattle* (IR) com a 1ª Marcha engatada.

Marcha não solicitada	IR
5ª	120, 2012
4ª	148, 7535
3ª	13, 5126
2ª	17, 9638

Pela Tabela 5 foi possível observar que quando a primeira marcha está engatada o IR da quarta marcha é o maior seguido do IR de quinta marcha, esses dois índices destoam muito dos valores de IR para a terceira e segunda marcha. Ou seja, a embreagem não atenua o fenômeno quando a quinta e a quarta marcha estão livres.

CONCLUSÃO

Com relação à parte experimental a literatura traz que em automóveis o fenômeno de *rattle* é mais observado na faixa de frequência de 2000 a 3000rpm. Com relação à parte teórica, de acordo com a literatura os valores encontrados de IR estão coerentes, já que os maiores índices de *rattle* ocorrem nas engrenagens com inércias menores. Nos casos mais críticos analisados os gráficos de resposta no tempo saíram próximos dos esperados, podendo observar a quantidade e o modo de impactos das engrenagens não solicitadas para a transmissão de torque até o tempo de 2s.

Das simulações feitas o modo de *rattle* observado na maioria e ilustrado nas Figuras 3 e 5 foi o de impactos irregulares que é um modo que possui o mais alto nível de *rattle* com os impactos dos dentes das engrenagens oscilando rapidamente entre o sentido positivo e negativo do campo de folga. Com esse simples modelo, considerando os dentes da engrenagem retos, foi possível observar que a embreagem tem um papel muito importante na atenuação desse fenômeno. A região de trabalho da embreagem está diretamente relacionada com a filtragem das flutuações do torque do motor e, conseqüentemente, com o fenômeno de *gear rattle*.