

# ANÁLISE DE MODELOS DE RENDIMENTO DE ENGRENAGENS E APLICAÇÃO EM CÂMBIOS MANUAIS AUTOMOTIVOS

**José Henrique Ricardo Françoso**

[josefrancoso@gmail.com](mailto:josefrancoso@gmail.com)

**Resumo:** *O interesse no estudo e desenvolvimento de novos métodos para melhorar a eficiência na transmissão de engrenagens tem aumentado consideravelmente nos últimos anos, devido à constante preocupação com os problemas ambientais e consumo de energia. E além disso, por causa da crescente demanda por veículos com melhor desempenho, conforto, segurança e confiança. Então, todas as dissipações de energia presentes no carro devem ser analisadas. Nesse trabalho será avaliado um câmbio manual de automóvel do ponto de vista energético. Os principais mecanismos de perda de eficiência são: atrito entre os dentes, presença de óleo lubrificante (churning loss), rolamentos, elementos de vedação e resistência do ar (windage loss). Será feito um estudo desses diversos mecanismos e posteriormente, a implementação de um modelo matemático computacional para avaliar o rendimento global de um câmbio manual e a contribuição de cada uma dessas partes na dissipação total de energia.*

**Palavras chave:** engrenagens, eficiência, transmissão, atrito do óleo, atrito do vento

## 1. Introdução

Perdas associadas à transmissão por engrenagens são importantes em muitos projetos industriais, marinhos e de turbinas a gás. A eficiência de uma caixa de câmbio manual varia de 98% até 99% para as melhores condições de funcionamento possíveis. Atualmente, as potências transmitidas pelo câmbio passam dos 10MW, então 2% de perda de rendimento equivale a 0,2MW de energia.

Existem diferentes mecanismos de perda que têm sido identificados nas caixas de câmbio. Estes são perda por contato de atrito nos dentes, nos mancais de rolamento dos eixos, nos elementos de vedação, devido ao óleo lubrificante (churning loss) e ventilação do ar (windage loss). Dependendo da aplicação e das condições de operação, a relativa importância de cada um desses mecanismos varia. A velocidade de rotação e a carga aplicada possuem papéis diferentes e importantes para cada um deles.

Devido à constante preocupação com os problemas ambientais e consumo de energia, fez com que o interesse no estudo e desenvolvimento de novos métodos para melhorar a eficiência mecânica aumentasse.

A seguir, um estudo desses mecanismos de dissipação será apresentado e um modelo matemático de câmbio manual será realizado para os efeitos, do ponto de vista energético, em diversas condições de funcionamento do veículo (aceleração, velocidade constante, etc.).

## 2. Objetivo

Um dos objetivos deste trabalho é o estudo das perdas de potência no contato de engrenagens existentes dentro de um câmbio manual automotivo, em diferentes condições de operação. A principal dificuldade encontrada ainda hoje por engenheiros é descobrir como é o comportamento do atrito e estimar uma formulação confiável para representar o seu coeficiente.

Além do rendimento de engrenagens, serão analisadas outras perdas presentes no câmbio, que podem se tornar importantes dependendo do modo de operação, e são causadas por: atrito nos rolamentos, no óleo lubrificante (churning losses) e também no ar ao redor da engrenagem (windage losses).

## 3. Metodologia

Na literatura foram estudados alguns modelos de rendimento. A partir de dados experimentais realizados, eles chegaram às equações que tentaram estimar o rendimento mecânico no contato entre um par de engrenagens. Outros estudaram e equacionaram um método de estimar a perda por “churning” e “windage”. Depois, essas equações foram aplicadas em um modelo de câmbio manual na plataforma MatLab/Simulink, na forma de seqüências de blocos orientados. O modelo de câmbio modificado já pertencia a um modelo ainda maior, que considera um veículo de maneira completa, para possibilitar que as simulações tenham um resultado mais apropriado com a realidade. A seguir serão apresentados alguns modelos utilizados para cada mecanismo de dissipação de energia presente na transmissão manual automotiva.

### 3.1 Rendimento mecânico das engrenagens

A partir de vários testes experimentais, realizados com diversos tipos geométricos de engrenagem, Buckingham (1949) e Merritt (1954), usando procedimentos diversos, obtiveram equações de eficiência mecânica da mesma forma. Uma restrição desses métodos era o coeficiente de atrito estimado por eles. Esse coeficiente depende apenas da velocidade de escorregamento entre os dentes em contato, durante o engrenamento, e pode ser expresso como:

$$\mu = \frac{a}{v^{bV_s}} + c\sqrt{V_s} \quad (1)$$

Onde  $V_s$  é a velocidade de escorregamento em [m/s].

Mais tarde Yada (1997) propôs um novo método de cálculo do rendimento mecânico baseando-se nos equacionamentos de Buckingham e Merritt, sem chegar a resultados muito favoráveis, pois o coeficiente de atrito era calculado da mesma forma.

Outro modelo estudado foi o de Niemann (1983), que estabeleceu uma nova formulação para estimar o valor do coeficiente de atrito. Ele percebeu que esse coeficiente, além de depender das velocidades de rotação e escorregamento, dependia também da carga aplicada à engrenagem, da rugosidade do material e da viscosidade do óleo lubrificante, mostrando ser mais seguro e condizente com a realidade. A equação do atrito de Niemann é:

$$\mu_m = 0,045 \left( \frac{K_A F_{bt}/b}{V_{cm} \rho_m} \right)^{0,2} \eta_M^{-0,05} X_R \leq 0,2 \quad (2)$$

Onde  $F_{bt}$  é força normal [N],  $b$  é a largura do dente [mm],  $\rho_m$  raio de curvatura médio [mm],  $V_{cm}$  velocidade média acumulada [m/s],  $\eta_M$  viscosidade do óleo lubrificante [m Pa s],  $K_A$  fator de aplicação e  $X_R$  fator do efeito da rugosidade.

Apesar de diferentes métodos de estimar o valor do atrito, a fórmula de rendimento mecânico foi a mesma:

$$\eta = 1 - \frac{\mu}{2 \cos \alpha} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \frac{(g_1^2 + g_2^2)}{g_2 + g_1} \quad (3)$$

A figura 1 mostra um exemplo de aplicação desses dois modelos (Buckingham e Niemann) para um câmbio manual de seis marchas tipo M40.

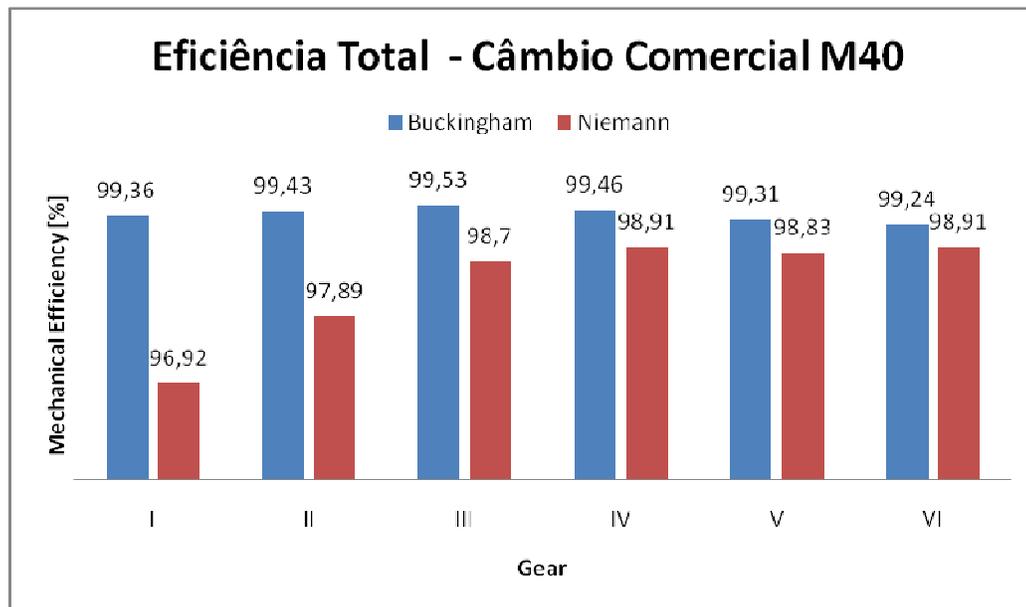


Figura 1 - Eficiência total para cada marcha (M40) com carga máxima, 400Nm, e velocidade angular da primeira engrenagem, 3000 rpm.

Essa figura mostra uma diferença significativa entre os dois modelos, principalmente nas primeiras marchas, mostrando que o carregamento tem efeito importante no rendimento e assim não pode ser desconsiderado. Por isso, foi escolhida a formulação de Niemann para ser aplicada ao modelo de câmbio manual.

### 3.2 Perda nos rolamentos

No cálculo da perda de potência causada pelos mancais, foi utilizado um modelo criado a partir de um algoritmo de cálculo do momento de atrito proposto pelo fabricante de rolamentos SKF, em seu site comercial. As entradas necessárias do modelo eram as forças axial e radial. Por isso foi desenvolvido um bloco orientado em MatLab que a partir do torque de entrada do motor e da marcha atual, tinha como resposta as forças que atuavam nos mancais, tanto do eixo primário e do secundário quanto do eixo do diferencial.

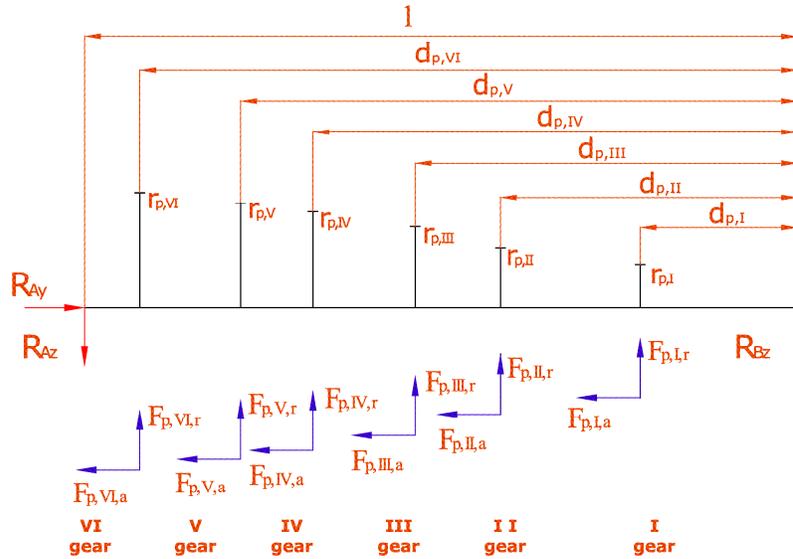


Figura 2 – Representação geométrica do eixo primário com todas as engrenagens e forças (Plano YZ)

A figura 2 mostra um exemplo de como as forças atuantes nos mancais foram calculadas, através do equilíbrio de forças e de momento. Nela é representado o plano YZ, mas da mesma maneira foram calculadas para o eixo XY. Após encontrar os valores de força axial e radial de cada mancal, é possível encontrar o momento de atrito causado no eixo e o valor da energia dissipada, entrando com esses valores de força no modelo SKF.

### 3.3 Perda devido ao lubrificante (churning losses)

As perdas por “churning” são causadas pelo movimento do óleo lubrificante ao redor das rodas dentadas da caixa de câmbio. De estudos previamente realizados foram estabelecidas duas fórmulas para dois tipos de regime, baixa velocidade (1000 – 3000 rpm) e alta velocidade (5000 – 7000 rpm) da engrenagem. Albers (2004) em seu trabalho propôs aprimoramento da fórmula para alta velocidade e encontrou uma conexão entre os dois tipos de regime. Ele formulou um número de Reynolds que verifica qual fórmula deverá ser usada. Após diversos estudos nesse assunto, ele estimou a expressão para o torque de resistência na engrenagem como:

$$C_{churn} = \frac{1}{2} \rho \omega^2 S_m R_p^3 C_m \quad (4)$$

Onde  $C_{churn}$  torque de resistência [Nm],  $\rho$  densidade do óleo [ $\text{kg/m}^3$ ],  $\omega$  velocidade angular [rad/s],  $S_m$  área molhada [ $\text{m}^2$ ],  $R_p$  raio primitivo da roda [m] e  $C_m$  o coeficiente adimensional do torque resistivo.

Assim, para se calcular a potência dissipada se deve multiplicar o torque de resistência e a velocidade angular:

$$P_{churn} = C_{churn} \omega \quad (5)$$

O principal desafio é encontrar uma expressão adequada para o coeficiente  $C_m$  para altas e baixas velocidades. Albers (2004) e depois Changenet e Valex (2007) reformularam as equações para velocidades baixas e elevadas, obtendo resultados melhores para a grande maioria dos testes experimentais. Chegaram à seguinte fórmula para o coeficiente do torque resistivo para altas velocidades, que não considera mais o número de Reynolds:

$$C_m = 3,644 \left( \frac{h}{D_p} \right)^{3,1} \left( \frac{V_o}{D_p^3} \right)^{-0,35} Fr^{-0,88} \left( \frac{b}{D_p} \right)^{0,85} \quad (6)$$

Para velocidades reduzidas, o coeficiente é dependente do Reynolds e pode ser expresso como:

$$C_m = 1,366 \left( \frac{h}{D_p} \right)^{0,45} \left( \frac{V_o}{D_p^3} \right)^{0,1} Fr^{-0,6} Re^{-0,21} \quad (7)$$

Onde  $h$  é profundidade submersa da engrenagem [m],  $V_o$  volume de óleo no cârter [ $m^3$ ],  $D_p$  diâmetro primitivo [m],  $Fr$  número de Froude,  $Re$  número de Reynolds.

O intervalo de valores do número de Reynolds que define a zona de transição é de 6000 a 9000. Para valores maiores que 9000, deve-se usar o coeficiente de torque resistivo para altas velocidades proposto por Albers (2004). Por outro lado, se for menor do que 6000, escolhe-se o  $C_{m1}$  para baixa velocidade. Se a velocidade estiver na zona de transição, se utiliza uma interpolação linear entre as duas fórmulas.

### 3.4 Perda por ventilação do ar (windage losses)

Além de se estudarem os efeitos do óleo lubrificante no interior do câmbio, existe outro fluido (como por exemplo o ar) que tem papel importante no rendimento energético, principalmente quando se consideram elevadas velocidades de rotação das engrenagens.

Eastwick e Johnson (2008), em seu trabalho, descreveram vários estudos realizados anteriormente para investigar a perda por ventilação do ar nas rodas dentadas em movimento.

Chegaram à conclusão que enquanto é claro perceber, através de todos esses modelos, que a velocidade de rotação, parâmetros geométricos, densidade do fluido, entre outros, são importantes, o grau de efeito e as soluções gerais para se reduzirem as perdas são menos claras. E ainda diz que uma metodologia de modelagem deve ser realizada, para ser aplicada a todas as configurações e tipos de engrenagens.

Quem mais próximo chegou a um modelo adequado foi Changenet et al. (2004). Em seu estudo eles analisaram e compararam dois outros métodos precedentes, o de Anderson e Loewenthal (1981) e Dawson (1984). Além disso, fizeram uma análise dimensional das engrenagens e através de vários dados experimentais obtidos com diversos tipos de rodas dentadas. Assim, chegaram a uma formulação para o coeficiente do momento de atrito causado por ventilação (windage). Esse coeficiente depende principalmente do raio primitivo, do número de dentes, do número de Reynolds, da largura dos dentes, entre outros, e pode ser expresso pela seguinte equação:

$$C_t = 60Re^{-0,25} \left(\frac{b}{R}\right)^{0,8} Z^{-0,4} \left\{ \left(\frac{h_1}{R}\right)^{0,56} + \left(\frac{h_2}{R}\right)^{0,55} \right\} \quad (8)$$

Onde  $Z$  é o número de dentes e  $h_{1,2} = 0,5^{1/0,56}R$  quando não existe nenhum obstáculo ao lado da engrenagem.

Assim, o momento de atrito pode ser definido através deste coeficiente e outros parâmetros dimensionais, tais como:

$$M_g = \frac{1}{2} \rho \omega^3 R^5 C_t \quad (9)$$

Da mesma maneira, para calcular a perda em [W] basta multiplicar esse momento de atrito pela velocidade angular da engrenagem, como mostrado no parágrafo anterior (3.3).

Changenet et al. (2004) realizaram várias simulações com diversas tipologias de rodas dentadas para validar o modelo proposto acima.

## 4. Simulações e análise dos resultados

Nesta parte serão apresentados alguns resultados das simulações de um veículo com um câmbio manual do tipo C530 para avaliar a contribuição dos diferentes meios de dissipação de energia estudados anteriormente. Os primeiros testes foram feitos considerando o carro movendo em regime permanente com velocidade constante para cada marcha. A inclinação da estrada foi escolhida como 0%, isto é, o carro se move na linha horizontal. E a válvula de borboleta foi deixada totalmente aberta (100%).

As condições impostas são:

- A) Primeira marcha, carro movendo com velocidade constante (15 Km/h)
- B) Segunda marcha, 30 Km/h
- C) Terceira marcha, 50 Km/h
- D) Quarta marcha, 80 Km/h
- E) Quinta marcha, 100 Km/h
- F) Sexta marcha, 130 Km/h

Como as velocidades para as marchas menores são pequenas (15 e 30 Km/h), a potência de entrada necessária para manter o carro nessa velocidade constante é muito baixa. Então, as perdas possuem maior proporcionalidade na eficiência global. A Figura 3 ilustra o rendimento global variando o torque de entrada do motor [%] (o torque máximo desse câmbio C530 é 300 Nm). Este gráfico mostra que a eficiência global aumenta quando a potência de entrada cresce, porque a energia dissipada cresce em proporção menor do que a energia entrante. Assim, a eficiência será maior, mesmo que quantitativamente as perdas sejam mais altas.

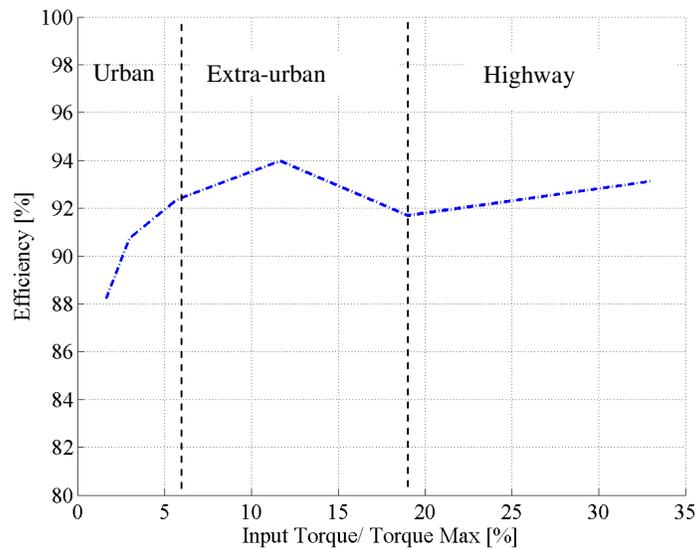


Figura 3 - Rendimento global versus Torque de entrada em porcentagem, considerando velocidades constantes

Assim, em regiões urbanas (dentro das cidades), onde o carro geralmente anda com baixas velocidades, o rendimento do câmbio se mostra menor em relação a quando o carro trafega em áreas extra-urbanas com alta velocidade.

A Figura 4 representa a dissipação por atrito, no rolamento, no selo de vedação, no óleo lubrificante (churning) e no ar (windage) considerando a mesma simulação de antes (A, B, C, ...). Todas elas crescem: perdas no lubrificante, ar e vedação devido ao aumento da velocidade de rotação; rolamentos e atrito devido ao crescimento das forças (aumento do torque) e também da velocidade angular.

Os baixos valores para a dissipação de potência por atrito e nos rolamentos (300 e 350W max) são por causa das condições impostas. O carro movendo a velocidade constante requer pouca energia do motor, então as forças de contato entre os dentes e as suportadas pelos mancais são pequenas. As perdas por “churning” aumentam bruscamente porque existe uma descontinuidade (o coeficiente do torque de resistência varia) quando se passa de uma condição de baixa para uma de elevada velocidade (ver parágrafo 4.4). As dissipações por “windage” e nos rolamentos também se tornam mais importantes para velocidades elevadas.

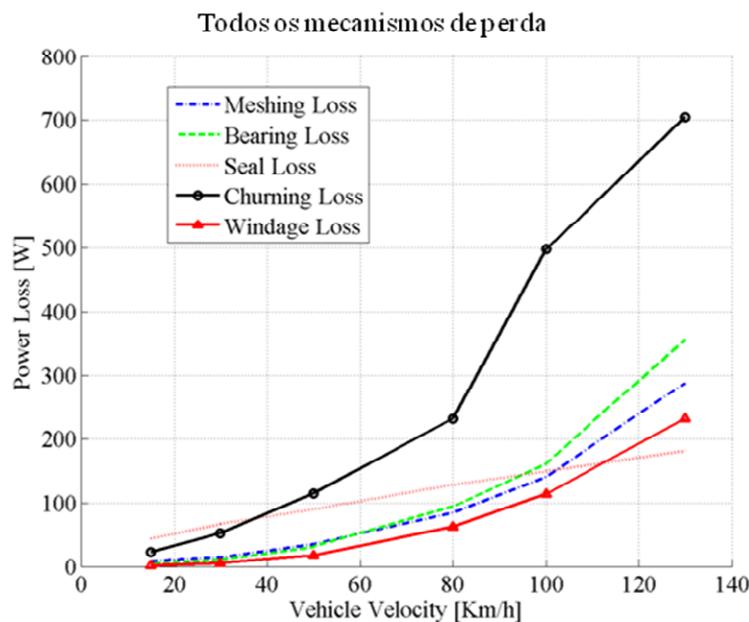


Figura 4 - Todas as contribuições de perda, considerando velocidades constantes para o veículo

A Figura 5 mostra os efeitos de dissipação para a simulação anterior (carro acelerando e mudando de marcha). Neste caso, a potência que vem do motor é muito elevada e então o efeito do atrito nos dentes é muito alto, porque as forças

são grandes. A contribuição do atrito é mais significativa do que as outras formas de dissipação para marchas menores, isso porque o torque é muito alto e a eficiência mecânica acaba sendo baixa, se comparada com o rendimento para marchas maiores.

Perdas nos rolamentos, além de dependerem das forças envolvidas na transmissão, também dependem da velocidade de rotação do eixo. No gráfico abaixo, pode-se perceber que sua proporção aumenta quando a velocidade do veículo também cresce, isto é, quando o carro está engatando marchas maiores (quinta ou sexta).

Os desperdícios nos selos de vedação são mais significantes para as primeiras marchas, porque a velocidade é baixa. Para velocidades elevadas, a variação dessa perda pode ser desprezada, como mostra a Figura 5.

Perdas por “churning” dependem fortemente da velocidade da engrenagem banhada em óleo no câmbio e no diferencial. Para baixas velocidades, essa parcela de perda é menor do que as outras. Mas quando a velocidade aumenta, este termo passa a ser mais importante. O aumento rápido da potência dissipada pode ser verificado no gráfico abaixo. Isso acontece por causa da transição entre baixa e alta velocidade, que usam coeficiente de torque resistivo diferentes, quando o número de Reynolds passa o valor de 6000.

Recordando que esse câmbio C530 permite um torque de entrada máximo de 300 Nm, mas nas simulações este chega a 200 Nm (66%). Isso explica ainda os baixos valores para a potência dissipada. Obviamente, operando com a carga máxima possível (300 Nm), as perdas seriam bem mais elevadas, principalmente no atrito dos dentes e nos rolamentos.

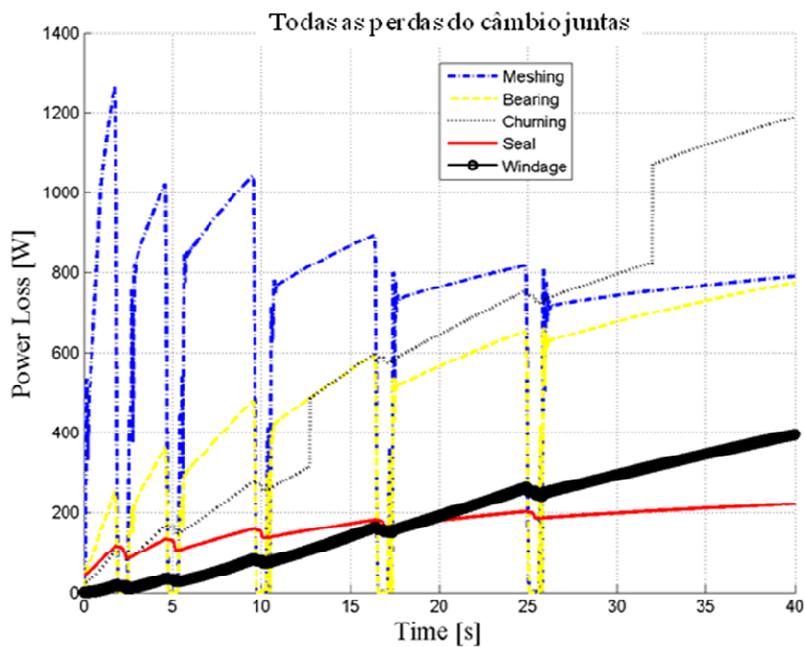


Figura 5 - Todas as perdas de energia na caixa de câmbio em condição de aceleração.

As perdas por “windage” crescem com o aumento da velocidade de rotação, sendo insignificante para baixas velocidades (primeiras marchas), mas tornando-se mais relevante no rendimento do global do câmbio para velocidades maiores (quinta ou sexta marcha).

Como o torque resistivo gerado pelo lubrificante é fortemente proporcional à geometria da engrenagem (raio elevado ao cubo), a engrenagem que causa maior efeito na perda por “churning” é a roda dentada do diferencial, pois o seu raio primitivo é muito maior em comparação com as demais engrenagens do câmbio e ainda o nível de óleo no diferencial é mais elevado.

Na Figura 6 (esquerda), é possível notar que essa roda do diferencial causa praticamente toda a perda de energia pelo efeito do lubrificante. O coeficiente do torque resistivo se torna maior quando passa da condição de baixa para a de alta velocidade e isso implica em um massivo incremento das perdas. Esses crescimentos bruscos mostrados no gráfico se devem justamente a essa passagem de transição entre regime laminar e turbulento.

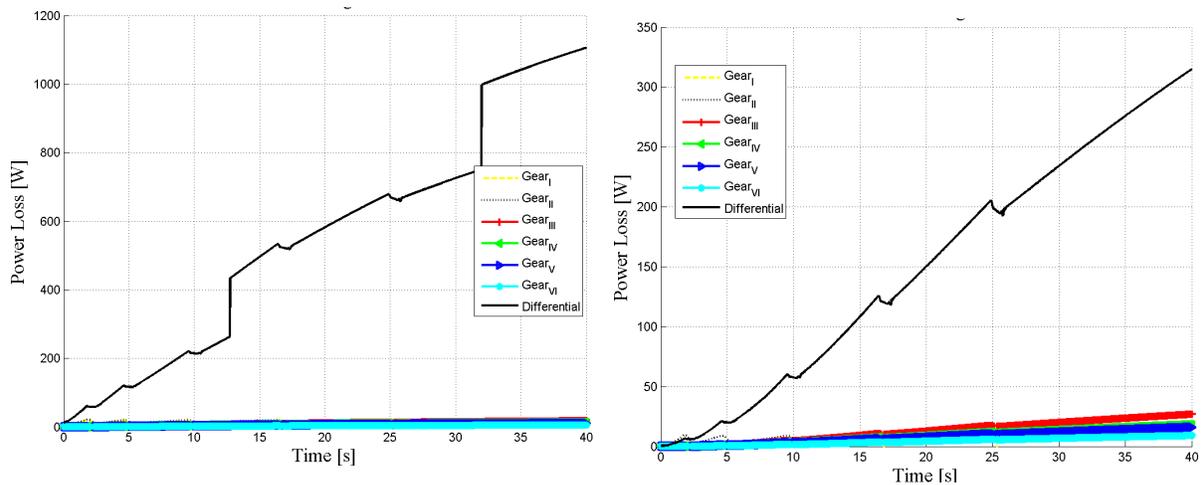


Figura 6 – Perdas causadas por “churning”(esquerda) e por “windage”(direita)

A Figura 6 (direita) mostra o comportamento da dissipação de energia para todas as engrenagens causada por “windage”, isto é, a resistência que o fluido (no caso o ar) causa na roda dentada. Mais uma vez, a roda do diferencial contribui quase que na totalidade das perdas, devido as suas características geométricas, sendo a engrenagem de tamanho maior. A soma de todas as outras engrenagens chega ao valor de aproximadamente 25% do valor total dissipado apenas dela engrenagem do diferencial. As engrenagens do secundário têm papel mais significativo que aquelas do primário, porque possuem na grande maioria dos casos engrenagens com dimensões mais elevadas e por isso contribuem mais com as perdas por “windage”. Sendo a engrenagem do diferencial aquela que mais contribui para a dissipação de energia, tanto por “churning” quanto por “windage”, medidas e novos estudos de material, rugosidade e outras características podem ser feitas nessa engrenagem para minimizar seus efeitos de perda.

Os resultados da perda por atrito no sistema de engrenamento é mostrado na Figura 7. As perdas no interior da caixa de câmbio se revelaram maiores do que no diferencial. Isto porque a eficiência mecânica para as engrenagens em contato no câmbio é menor do que a eficiência encontrada nas rodas dentadas do diferencial. E também a energia entrante no câmbio é maior que no diferencial.

Como o rendimento mecânico é menor para as primeiras marchas (primeira, segunda e terceira), estas apresentam um elevado nível de energia dissipada, chegando além de 1200W. Para marchas maiores, a eficiência melhora e a parcela de perda nesse caso reduz seu valor.

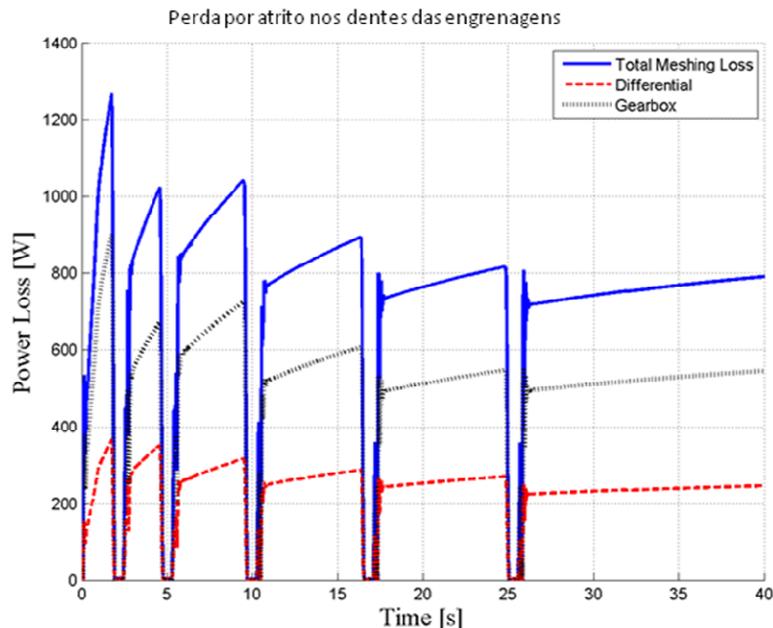


Figura 7 - Efeito do atrito no contato dos dentes no diferencial e no câmbio

A Figura 8 demonstra a contribuição da perda nos mancais. Os rolamentos do diferencial parecem ser os de menor importância na soma da dissipação total. Embora as forças ativas que agem nos mancais do diferencial sejam de magnitudes similares àquelas para o eixo primário e secundário, a dissipação de energia é menor porque a velocidade do

eixo do diferencial é reduzida em relação ao primário e secundário, mostrando que a velocidade de rotação tem um papel mais importante que as forças no cálculo do momento de atrito e da potência dissipada.

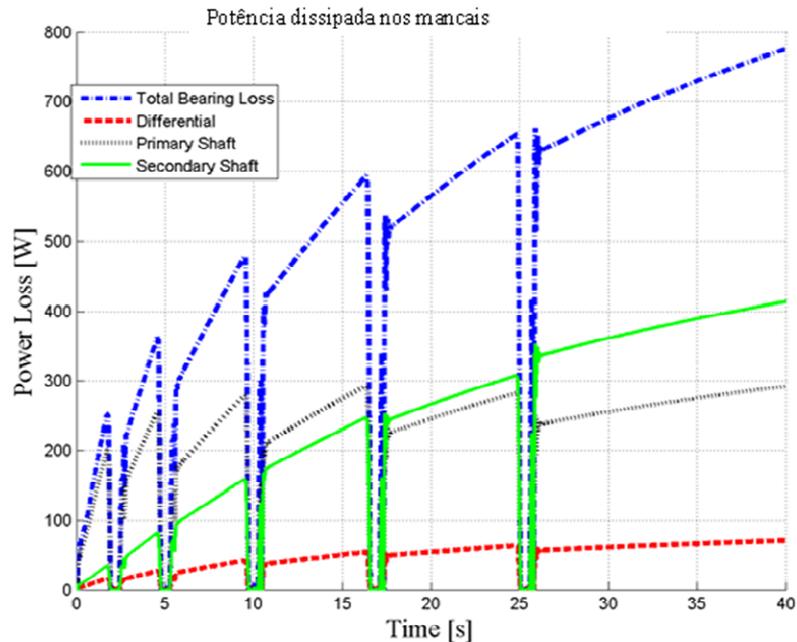


Figura 8 - Contribuição de perda nos rolamentos do primário, secundário e diferencial

## 5. Conclusões

Um dos problemas ainda existente é como estudar e formular um coeficiente de atrito adequado para avaliar os diferentes tipos de engrenagens. E isso implica na necessidade de mais estudos nessa área da tribologia para melhorar a análise de rendimento de peças mecânicas em contato, possibilitando assim na descoberta de novos métodos para aumentar a eficiência mecânica.

A contribuição das perdas por atrito e nos rolamentos se torna mais importante quando o torque de entrada no câmbio é maior. Para altas velocidades, as perdas por “churning” crescem consideravelmente, porque o coeficiente de torque resistivo aumenta repentinamente quando o número de Reynolds passa de uma condição de baixa para alta velocidade ( $Re > 6000 - 9000$ ). A roda dentada do diferencial contribui com mais de 98% das perdas por “churning” em um câmbio manual em condições de elevada velocidade, por isso pode ser estudada com maior rigor para diminuir essas perdas de energia e aumentar a eficiência.

As perdas devido aos rolamentos tornam-se mais dependentes da velocidade do eixo de rotação do que das forças envolvidas na transmissão mecânica (ver Figura 8).

No caso da perda por “windage”, um modelo capaz de ser usado para todos os tipos de configurações de rodas dentadas é ainda requerido. Um possível caminho para investigá-lo seria o uso de softwares CFD para analisar os movimentos do fluido ao redor da engrenagem.

De acordo com Morello (2005), a eficiência global de um câmbio manual, levando em consideração algumas perdas possíveis devido ao atrito, rolamento, óleo, vedação e ar, está entre 92 – 97%. Então, o modelo computacional proposto neste trabalho parece representar bem a realidade. A Figura 3 ilustra a eficiência global do câmbio e seus valores se mostram relativamente dentro desse intervalo.

## 6. Referências

- Albers, Patrick; “A study of oil churning losses in a gearbox”, Internship for the Mechanical Engineering laboratory of Ecole Catholique d’ Arts et Metiers de Lyon, France, February 2004.
- Anderson, N. E.; Loewenthal, S. H.; “Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gear System Power Loss”, ASME, 1981.
- Buckingham, E., Analytical Mechanics of Gears, McGraw Hill (1949), p.395-406.
- Changenet, C.; Vexex, P.; “A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions – Preliminary Results”, Journal of Mechanical Design, ASME, Lyon – France, January 2007.
- Changenet, C.; Vexex, P.; Ville, F.; Diab, Y.; “Windage Losses in High Speed Gears – Preliminary Experimental and Theoretical Results”, Journal of Mechanical Design, ASME, France, September 2004.
- Dawson, P. H.; “Windage Loss in Larger High-Speed Gears”, 1984.
- Eastwick, C. N.; Johnson, G.; “Gear Windage: A Review”, Journal of Mechanical Design, ASME, England, March 2008.
- Merritt H.E., Gears, Sir Isaac Pitman & Sons, third edition (1954), p.339-345.
- Morello, L., “Progetto della Trasmissione Meccanica”, Edizione Italiana, May 2005
- Niemann, G., Elementi di Macchine, Vol. II, Springer, Berlin (1983), p54-58.
- Niemann, G. and Winter, H., Elementi di Macchine, Vol. II, Springer, Berlin (1983), p.220.
- Yada, T., “Review of gear efficiency equation and force treatment”, JSME International Journal Series C – Mechanical Systems Machine Elements and Manufacturing, 40, pp. 1-8, 1997.

## 7. Direitos autorais

O autor é o único responsável pelo conteúdo do material impresso incluído no trabalho.

## ANALYSIS OF GEAR EFFICIENCY MODELS AND APPLICATION TO MT AUTOMOTIVE GEARBOXES

**José Henrique Ricardo Francoso**

joosefrancoso@gmail.com

**Abstract:** Interest in the study and development of new methods to improve the efficiency of transmission gears has increased considerably in recent years due to ongoing concern about environmental problems and energy consumption. And moreover, because of growing demand for vehicles with better performance, comfort, security and confidence. Therefore, all the energy dissipation present in the car should be analyzed. In this work will be assessed a manual gearbox car in terms of energy. The main mechanisms of loss of efficiency are: friction between the teeth, presence of lubricant oil (churning loss), bearings, sealing elements and air resistance (windage loss). There will be a study of these different mechanisms and subsequently the implementation of a mathematical computer model to evaluate the overall efficiency of a manual gearbox and the contribution of each of these shares in total energy dissipation.

**Keyword:** *gears, efficiency, transmission, churning loss, windage loss*