

# Simulação da dinâmica longitudinal de veículos leves automáticos com diferentes acoplamentos hidrodinâmicos

Igor Lucas Reinaldo, Elias Dias Rossi Lopes\*, Gustavo Simão Rodrigues, Ricardo Teixeira da Costa Neto  
 Instituto Militar de Engenharia  
 Praça General Tibúrcio, 80 - 22290-270 - Rio de Janeiro - RJ - Brasil

**RESUMO:** Este trabalho apresenta uma análise da dinâmica longitudinal de veículos leves automáticos, com diferentes acoplamentos hidrodinâmicos. Para isso, faz-se uso da biblioteca SIMDRIVELINE do MATLAB®, que possui blocos representativos de diversos componentes e subsistemas veiculares. Essa abordagem utiliza uma modelagem por fluxo de potência, utilizando sinais físicos entre os diversos blocos constitutivos. É elaborado, portanto, um modelo completo do veículo, permitindo a análise de diversas variáveis dinâmicas, bem como a influência dos acoplamentos hidráulicos sobre essas variáveis.

**ABSTRACT:** This paper presents an analysis of the longitudinal dynamics of automatic light vehicles with different hydrodynamic couplings. For this, it is used the MATLAB® SIMDRIVELINE library, which has representative blocks of various vehicle components and subsystems. This approach uses power flow modeling, using physical signals between the various constitutive blocks. Therefore, a complete model of the vehicle is elaborated, allowing the analysis of several dynamic variables, as well as the influence of the hydraulic couplings on these variables.

**PALAVRAS-CHAVE:** Sistemas de Transmissão. Conversor de Torque. Transmissão Automática. Dinâmica Longitudinal.

**KEYWORDS:** Transmission Systems. Torque Converter. Automatic Transmission. Longitudinal Dynamics

## 1. Introdução

Ao longo da história, os motores, sistemas de transmissões e rodas foram se desenvolvendo de acordo com as necessidades e conhecimentos existentes em cada período. O motor de combustão interna surgiu apenas no fim do século XIX e, a partir daí, com a 2ª Revolução Industrial, uma grande explosão tecnológica permitiu o avanço da engenharia automotiva em todos os âmbitos, desde pneus até motores. Com o desenvolvimento de *softwares* de simulação, reduziu-se a necessidade de testes de campo, otimizando custos e, ao mesmo tempo, obtendo resultados com boa aproximação à realidade [1].

Entre as grandes inovações no campo da engenharia automotiva, encontram-se em destaque as transmissões automáticas que apresentam como principais vantagens o maior conforto para o motorista e aumento da eficiência do conjunto de força, uma vez que, por meio da Unidade de Controle Eletrônica, definem os melhores instantes para trocas de marcha [2]. Em geral, as transmissões automáticas utilizam acoplamentos hidrodinâmicos entre o motor e a árvore primária da caixa principal. O acoplamento fluido permite que a variação de velocidade provocada pela troca de marcha seja imposta ao motor de maneira mais suave, permitindo que ela ocorra sem o acionamento de uma embreagem de dis-

cos, como ocorre na transmissão manual [2].

Devido às suas diversas características, as transmissões automáticas são amplamente utilizadas também em veículos militares e carros de combate, pois retiram do motorista uma atribuição, aumentando a eficiência da tripulação de um veículo em operações. Além disso, quando equipadas com conversores de torque, as transmissões automáticas possuem uma maior multiplicação de torque quando partindo do repouso (relação de *stall*), melhorando a resposta do veículo quando em combate [3].

Alguns estudos acerca de transmissões automáticas têm por objetivo estudar a dinâmica de componentes isolados, como os conversores ou caixas. [4] apresenta um projeto de conversor com três elementos, conhecido também como Trilok, que possuem eficiência melhor que os demais, conforme apresentado nas seções seguintes. [5] apresenta um modelo linear de um conversor de torque, considerando a dinâmica do seu fluido de trabalho e dos elementos mecânicos que o compõe. Por fim, demonstra que, apesar de ser mais simples, o modelo elaborado apresenta resultados próximos dos obtidos por outros modelos disponíveis na literatura. Os conversores, entretanto, são tratados muitas vezes como caixas-pretas, em que não se conhece exatamente a dinâmica ou equacionamento envolvido, mas apenas seus efeitos. [6] apresenta então uma metodologia para identificação de parâmetros das curvas características dos conversores, utilizando informações sobre sua dinâmica longitudinal. [7] propõe uma metodologia de identificação *online*, de forma que os parâmetros do conversor sob diversas condições sejam identificados em tempo real.

A dinâmica longitudinal de veículos é a que envolve processos de aceleração e frenagem, e

visa avaliar o desempenho do veículo por meio de variáveis como velocidade máxima, aceleração máxima ou distância de parada [1]. Esse campo é explorado em estudos que visam a automação de veículos ou a melhora de seu desempenho por meio de sistemas de controle de tração (TCS, em inglês) ou anti-bloqueio de freios (ABS). Em ambos, a maior complexidade é encontrada no modelo dinâmico dos pneus, que envolve fenômenos não lineares, como atrito e elasticidade [8].

Este trabalho tem por finalidade fazer uma análise de dinâmica longitudinal de veículos leves automáticos. Para isso, faz uso da biblioteca SIMSCAPE do MATLAB®, especialmente a biblioteca SIMDRIVELINE®, que fornece vários blocos representando as partes de um veículo, como caixa de câmbio, diferencial, entre outros. Essa abordagem consiste em uma modelagem por fluxo de potência, utilizando sinais físicos entre os diversos blocos constitutivos. Faz-se a modelagem do conjunto de força de um veículo com transmissão automática, comparando três tipos de acoplamentos hidrodinâmicos: conversor de torque convencional, conversor Trilok e embreagem hidrodinâmica. A partir da parametrização das curvas destes elementos, faz-se uso do mesmo motor e da mesma caixa de transmissões, a fim de verificar os distintos efeitos na dinâmica longitudinal. Em todos os modelos, são considerados os efeitos da dinâmica dos pneus.

## 2. Fundamentação Teórica

### 2.1 Motor

Para uma análise mais precisa considera-se, em geral, que um motor a combustão interna movido a gasolina tem sua Curva de Potência em WOT (carga total) dada por uma aproximação

polinomial. Segundo [9], essa curva pode ser aproximada por um polinômio de grau 3, dado por:

$$P_e = P_1\omega_e + P_2\omega_e^2 + P_3\omega_e^3 \quad (1)$$

Na equação 1,  $\omega_e$  é a velocidade angular do motor. Sabendo que  $\omega_M$  é a velocidade angular na qual o motor opera em máxima potência PM, os coeficientes são dados por:

$$P_1 = \frac{P_M}{\omega_M} \quad (2)$$

$$P_2 = \frac{P_M}{\omega_M^2} \quad (3)$$

$$P_3 = -\frac{P_M}{\omega_M^3} \quad (4)$$

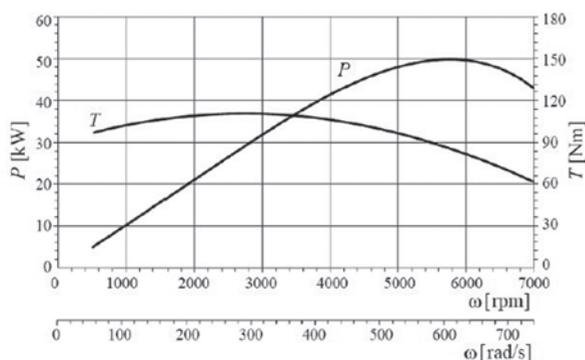
Assim, como o torque do motor é dado por

$$T_e = \frac{P_e}{\omega_e} \quad (5)$$

Ou ainda:

$$T_e = P_1 + P_2\omega_e + P_3\omega_e^2 \quad (6)$$

A **figura 1** ilustra um gráfico de torque e potência para um motor.



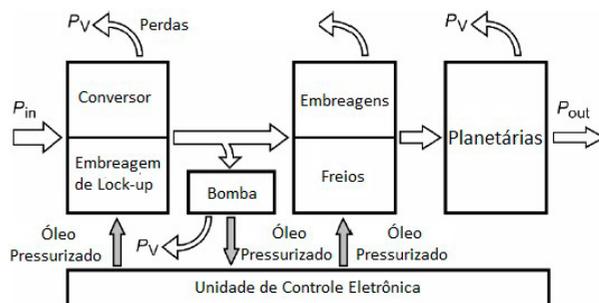
**Fig. 1** – Curva de um motor [9]

## 2.2 Sistemas de transmissão automáticos

Segundo [9], com o objetivo de multiplicar o torque que o motor produz, reduzindo a rotação, existem várias formas intermediárias de transmissão entre o motor e as rodas. Dentre elas se destacam o uso de CVT (Transmissão Continuamente Variável, em inglês), o uso de reduções por correntes ou engrenagens e caixas de câmbio.

Em carros mais luxuosos ou esportivos, costuma-se utilizar transmissões nas quais não é necessária a mudança manual. Dessa forma, todo o processo de acoplamento e desacoplamento é feito por meio de atuadores controlados pela Unidade de Controle Eletrônica (UCE). Uma característica peculiar desse tipo de transmissão é o uso de planetárias, que permitem um maior número de marchas em uma configuração bem mais compacta do que seria necessário utilizando pares de engrenagens, que é o caso de transmissões manuais e automatizadas [2].

Para ativar os atuadores, a UCE utiliza óleo pressurizado, que circula tanto pelo conversor de torque, que será abordado mais adiante, como pelos freios e embreagens. Assim ocorrem perdas consideráveis, como mostrado na **figura 2**. No entanto, como não há interrupção no fluxo de potência, aumenta-se o desempenho geral do veículo [2].



**Fig. 2** – Perdas de energia envolvidas em uma transmissão automática com Conversor de Torque [2].

Para os fins deste trabalho, são abordados três tipos de acoplamento hidráulicos que podem fazer a ligação do motor com a caixa de câmbio em uma transmissão automática: Embreagem Hidrodinâmica, Conversor de Torque Convencional e Conversor de Torque Trilok®.

A embreagem hidrodinâmica é composta por uma bomba, movida pelo motor, que impulsiona óleo centrifugamente e faz a turbina, ligada ao resto da transmissão, se movimentar, transmitindo o movimento da árvore primária à árvore secundária. No entanto, como não há a presença de um estator, para alterar a direção de fluxo do óleo, há apenas conversão de velocidade, mas não de torque.

Já para o conversor de torque, a reação na carcaça do conversor não é nula e é possível se obter várias relações de torque, uma vez que o estator é localizado no interior do conversor e que é fixo no seu eixo.

Considerando torque total nulo no sistema e conservação da quantidade de movimento angular, é possível obter que o rendimento total é dado por [2]:

$$\eta = \mu v \quad (7)$$

onde  $\mu$  é a razão de velocidades da turbina pela bomba, e  $v$  é a conversão de torque, dada pela razão entre o torque transmitido pela turbina e aquele dado pela bomba (**figura 3**).



**Fig. 3** – Esquema de um Conversor de Torque, com o fluxo de potência mostrado. 1: Bomba; 2: Turbina; 3: Estator [2].

A diferença entre o conversor convencional e Trilok reside no fato deste último, para não reduzir demais o desempenho, possui um estator montado em uma roda livre, de forma que, para altas razões de velocidade, o fluido se choca contra a face convexa das lâminas do reator e provocando seu movimento (já que a roda livre impede a rotação em apenas uma direção). Esse ponto é conhecido como lock-up. Dessa forma, ele se comporta como uma embreagem hidrodinâmica [2]. Essa diferença é ilustrada nas **figuras 4 e 5**.

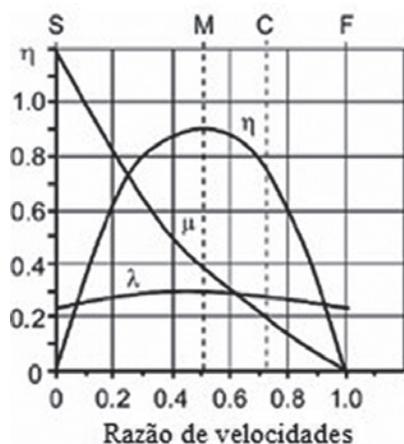


Fig. 4 - Curvas para conversor de torque convencional [2]

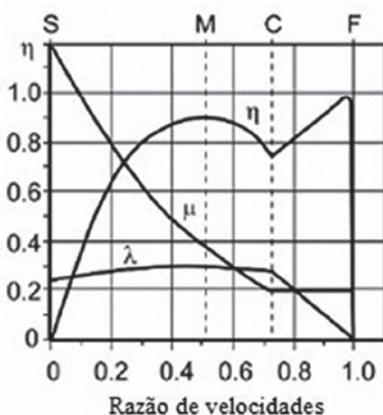


Fig. 5 - Curvas para conversor de torque Trilok® [2]

onde  $\lambda$  é um valor característico de descrição do conversor, utilizado como fator de proporcionalidade na parametrização do conversor.

## 2.3 Transmissão final

Após passar pela caixa de câmbio, antes mesmo de ir para as rodas, existem ainda alguns elementos, que aplicam uma redução final à transmissão. Dentre eles, há o diferencial, que será o único abordado nesse trabalho.

Em algumas situações, é necessário que uma roda gire com velocidade angular diferente da

outra, em um mesmo eixo, como no caso de situações de curva. Para isso existe o diferencial, que pode ser de diversos tipos: aberto, de deslizamento limitado e bloqueado. O foco deste trabalho é o aberto, que é o tipo mais comum em veículos de passeio, que não necessitam de características *off-road*.

Segundo [2], este tipo de diferencial é composto por uma ou mais planetárias acopladas, com 2 graus ou mais de liberdade (figura 6). Geralmente são utilizados para distribuição de torque entre rodas em um mesmo eixo.

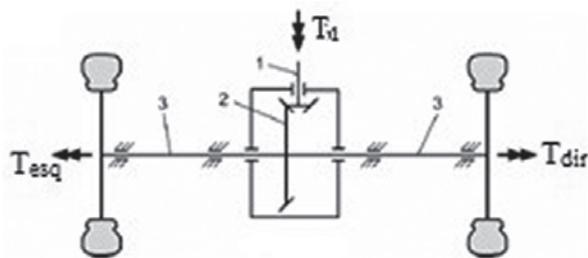


Fig. 6 - Representação de um diferencial aberto em um eixo [2]

O mecanismo, no veículo, recebe como entrada um torque proveniente da caixa de câmbio, de modo que o fluxo de potência passa pelo pinhão, coroa, porta-satélites, satélites e, por fim, pela planetária, antes de seguir pelas semi-árvores, que transmitem o movimento às rodas.

## 2.4 Modelagem dos pneus

De acordo com [10], o pneu serve para 2 principais funções: suportar cargas verticais e prover forças longitudinais (aceleração e frenagem) e laterais (em curvas).

Dessa forma, durante a aplicação de torque, ocorre o fenômeno do deslizamento longitudinal, fazendo com que o pneu tenha um raio efetivo de rotação distinto do raio real. O desliza-

mento longitudinal, segundo [11], é dado por:

$$i = \left(1 - \frac{V}{r\omega}\right) \times 100\% \quad (8)$$

onde  $V$  é a velocidade linear do pneu,  $r$  é o raio de rolamento livre do pneu e  $\omega$  é a velocidade angular do pneu.

Nota-se que quando o pneu rotaciona sem transladar, há 100% de deslizamento, e quando o pneu realiza rolamento puro, isto é,  $V=r\omega$ , não há deslizamento. Além disso, a força de tração não varia linearmente com essa medida, como é de se esperar em determinada faixa de valores. Essa variação ocorre de acordo com o apresentado abaixo.

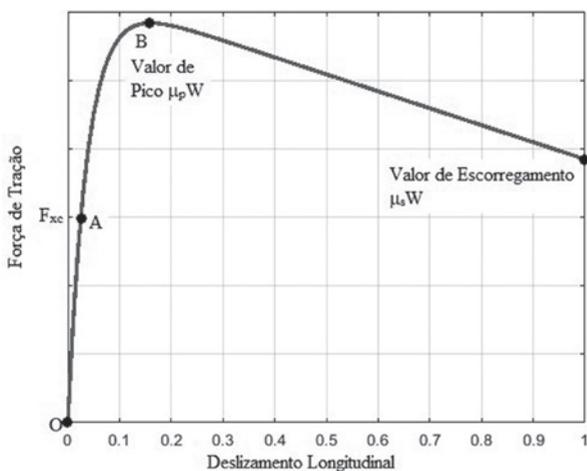


Fig. 7 – Força de tração em função do deslizamento longitudinal.

Segundo [11], quando o deslizamento ocorre, exclusivamente, devido à deformação elástica do pneu, tem-se o comportamento linear inicial, dado no trecho OA da **figura 7**, onde:

$$\tan\theta = C_i \quad (9)$$

Mas, a partir do instante no qual há deslizamento da região de contato do pneu em relação ao solo, essa relação é alterada, a partir do ponto A. Chega-se, assim, em um ponto de máxima tração.

$$F_p = \mu_p W \quad (10)$$

e, posteriormente, de deslizamento puro

$$F_s = \mu_s W \quad (11)$$

onde  $W$  é a carga vertical no pneu,  $\mu_p$  é o valor de pico do coeficiente de aderência e  $\mu_s$  é o valor de deslizamento do coeficiente de aderência. É importante salientar que o valor de pico do coeficiente ocorre, em geral, entre 15% e 20%, de acordo com dados experimentais [11].

Para representar, algebricamente, a relação entre a força de tração e o deslizamento longitudinal, há uma série de dificuldades ocasionadas pela complexidade do comportamento de um pneu. Uma boa aproximação é dada pelo modelo da Fórmula Mágica. Trata-se de uma análise semi-empírica, considerando constantes obtidas por meios experimentais, mas em formato definido que, em geral, aproxima-se da realidade satisfatoriamente. Foi sugerida em 1991 por [8] e é abordada na literatura sobre dinâmica veicular.

Segundo [9], a relação entre a força de tração e o deslizamento dada pela Fórmula Mágica é:

$$F_x = A \operatorname{sen}\{B \arctan[C \times i - D(C \times i - \arctan(C \times i))]\} \quad (12)$$

Para se encontrar as constantes A, B, C e D deve-se, inicialmente, realizar um experimento para achar a curva experimental mostrada na **figura 8**.

Em seguida, com as relações dadas no gráfico e listadas abaixo obtém-se as constantes.

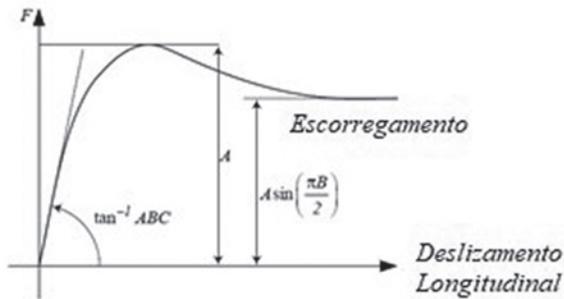


Fig. 8 – Parâmetros A, B, C e D para a Fórmula Mágica [9]

$$A = F_p \quad (13)$$

$$B = \arcsen\left(\frac{F_s}{F_p}\right) \frac{2}{\pi} \quad (14)$$

$$C = \frac{C_i}{AB} \quad (15)$$

onde  $C_i$  é a tangente da região linear do gráfico e D é obtido através de qualquer ponto da curva, uma vez que, nessa etapa, já se sabe A, B e C.

## 2.5 Dinâmica longitudinal

A fim de avaliar o desempenho veicular, deve-se considerar as perdas do sistema de *powertrain* por resistências externas, seja por atrito, calor ou por outras maneiras.

Além disso, os veículos devem superar diversas forças de resistência durante seu movimento. As principais são a resistência à rampa, a resistência ao rolamento e a resistência aerodinâmica. Nesse trabalho, são consideradas as duas últimas. Ou seja, considera-se por hipótese, que o veículo se move o tempo todo no plano horizontal.

A resistência ao rolamento é a de efeito predominante e depende de vários fatores, como forma e pressão de ar dos pneus, condições de solo e temperatura ambiente. Segundo [11], o pneu,

ao rolar, tem a região de contato deformada, fazendo com que haja maior pressão na metade da frente do pneu do que na metade traseira. Assim, o centro de pressão normal é deslocado no sentido do rolamento, gerando um momento resistivo no sentido contrário ao rolamento em relação ao eixo de rotação do pneu (figura 9). Para que o pneu esteja em rolamento livre, o equilíbrio é estabelecido por uma força horizontal na região de contato do pneu com o solo, a força de resistência ao rolamento. A razão entre esta e a força normal resultará no coeficiente de resistência ao rolamento.



Fig. 9 – Distribuição de pressão no pneu [10].

Por depender bastante de vários fatores e de efeitos imprecisos e incertos, torna-se complexa a determinação da força de resistência ao rolamento. No entanto, pode-se realizar aproximações considerando situações empíricas para a obtenção dessa grandeza. De acordo com [9], essa força é dada por:

$$F_r = W \mu_r \quad (16)$$

onde W é o peso total do veículo e o coeficiente de resistência é dado por:

$$\mu_r = \mu_0 + \mu_1 v^2 \quad (17)$$

Empiricamente, pode-se determinar cada um

dos coeficientes do polinômio. Para alguns tipos de pavimento, há na literatura valores médios para esses coeficientes [9].

A resistência aerodinâmica, apesar de menos atuante em baixas velocidades, assume papel importante na obtenção teórica dos valores de velocidade máxima. É causada tanto pelo atrito viscoso com o ar como pela diferença de pressão nas regiões anterior e posterior do veículo. De acordo com [10] e [11], a força de resistência aerodinâmica é definida como:

$$R_D = \frac{1}{2} \rho A_f C_D v^2 \quad (18)$$

Onde  $\rho$  é a densidade volumétrica do ar,  $A_f$  é a área frontal do veículo,  $C_D$  é o coeficiente de arrasto e  $v$  é a velocidade do veículo. Em geral, o coeficiente de arrasto é de complexa obtenção, sendo necessários experimentos em túneis de vento ou simulações numéricas.

### 3. Simulações e resultados

Aplicando a teoria desenvolvida e com o auxílio da biblioteca SIMDRIVELINE®, do SIMSCAPE®, no software MATLAB®, é possível obter os valores de velocidade longitudinal e posição para o veículo avaliado, com os diferentes acoplamentos hidrodinâmicos.

Essa análise comparativa de desempenho em um veículo automático com 6 velocidades, com seus dados obtidos no sítio Automobile Catalog<sup>M</sup>. Para isso, utilizam-se 3 tipos de sistema de acoplamento distintos: a embreagem hidrodinâmica, o conversor de torque convencional e o conversor de torque Trilok. É possível avaliar, assim, motivos pelos quais um tipo é mais empregado do que outro, excluindo-se os motivos relacionados ao custo. Os demais componentes da transmissão são mantidos, como a caixa de marcha Lepelletier 6 velocidades.

Para evitar elevados valores de deslizamento longitudinal na partida, utiliza-se uma abertura da borboleta bastante baixa (igual a 0,2) para a primeira marcha e a segunda marcha, o que não afeta muito o desempenho, já que são mantidas por pouco tempo e o motor apresenta alta potência. Em seguida, aumenta-se a abertura para valores mais próximos de 1, em velocidades mais elevadas.

A partir da modelagem abordada por [6], é possível fazer a aproximação das curvas para a conversão de torque e para o valor característico, como mostrado nas **figuras 10 e 11**.

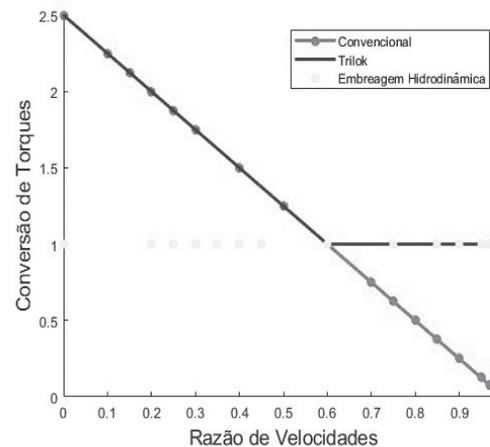


Fig. 10 – Conversão de Torque dos Sistemas de Acoplamento

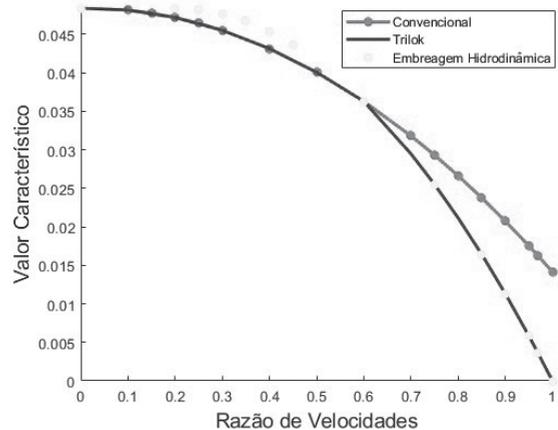


Fig. 11 – Valor Característicos dos Sistemas de Acoplamento

Modela-se o conversor convencional de modo que até o ponto de *lock-up* seja igual ao conversor Trilok. Este, posteriormente ao ponto citado, passa a se comportar como uma embreagem hidrodinâmica.

As 3 curvas para o valor característico são obtidas a partir de duas interpolações polinomiais de grau 2, resultando em  $p_1$  e  $p_2$ . Para o conversor convencional, as condições utilizadas foram:

$$p_1(0) = k_{max} \quad (19)$$

$$p_1(v_{lock-up}) = p_2(v_{lock-up}) \quad (20)$$

$$p_1(1) = k_{min} \quad (21)$$

onde  $k_{max}$  é definido pela rotação mínima para a qual o conversor deve atender o motor, que é 1000 RPM, e  $k_{min}$  é definido pela rotação máxima para o qual o conversor deve atender, que é 6500 RPM. Ambos visando o *match* do motor com o acoplamento correspondente. Já o  $v_{(lock-up)}$  é dado pelo instante no qual o rendimento é máximo, isto é,  $v = 0,6$ .

Para a embreagem hidrodinâmica, considera-se  $k=1$  até , seguido de uma parábola definida por:

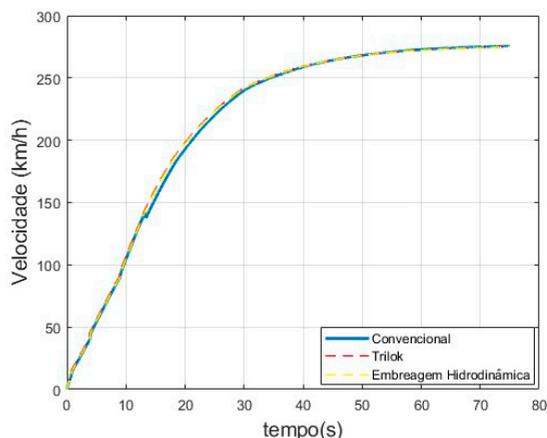
$$p_2(0,2) = k_{max} \quad (22)$$

$$p_2'(0,2) = 0 \quad (23)$$

$$p_2(1) = 0 \quad (24)$$

E, por fim, o conversor Trilok acompanha o conversor convencional até  $v=0,6$  e depois segue a embreagem hidrodinâmica.

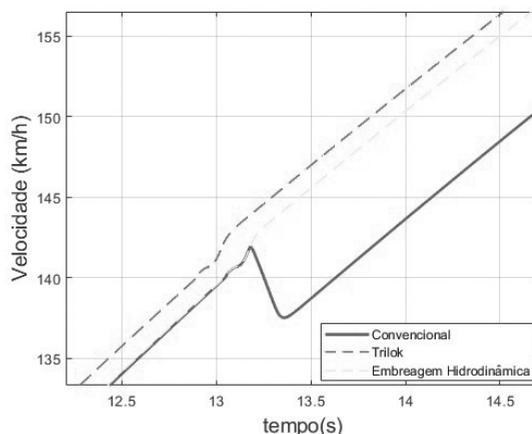
Como resultados, é possível obter a velocidade longitudinal do veículo (**figuras 12 e 13**) e a rotação do motor (**figuras 15**) ao longo do tempo de simulação.



**Fig. 12** – Velocidade Longitudinal do Veículo nos 3 Sistemas de Acoplamento

Apesar de ficarem bem próximas durante os primeiros instantes, o veículo com embreagem Trilok é aquele que possui melhor desempenho, ficando bem notável a partir do instante  $t=13,3s$ . Isto se deve ao fato de o mesmo propiciar maior torque durante toda a operação, fazendo com que esteja sempre em posições a frente dos outros dois veículos.

Com a aproximação feita no gráfico da velocidade, é possível notar claramente a diferença entre os 3 acoplamentos.



**Fig. 13** – Velocidade Longitudinal do Veículo nos 3 Sistemas de Acoplamento, em detalhe

No instante mais crítico, a velocidade do conversor Trilok é 147 km/h, enquanto no conversor convencional é 137 km/h. A embreagem hidrodinâmica tem eficiência maior que o conversor convencional, em altas razões de velocidade. Por isso apresenta um resultado melhor após o ponto de *lock-up*.

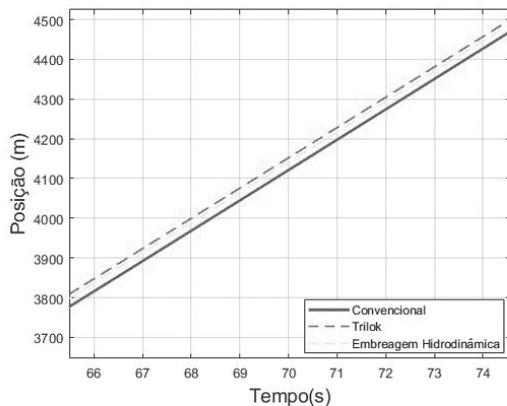


Fig. 14 – Posição do Veículo para os 3 Sistemas de Acoplamento

Apesar de ser uma diferença baixa na velocidade, há uma diferença de deslocamento ao longo do tempo, como mostrado na **figura 14**. Exemplificando, nos últimos instantes mostrados, a posição do Trilok é cerca de 40m superior ao convencional e cerca de 20m superior à embreagem hidrodinâmica, confirmando a ideia anterior.

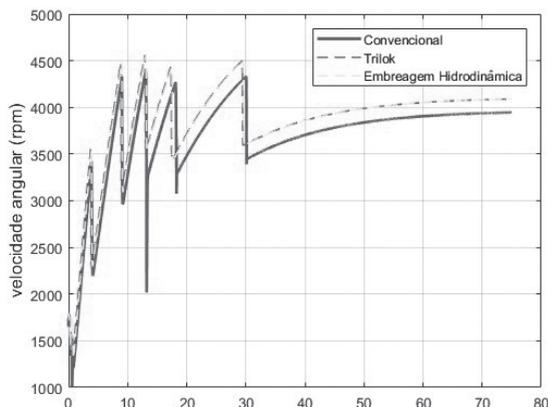


Fig. 15 – Velocidade Angular do Motor nos 3 Sistemas de Acoplamento

Coerentemente à velocidade longitudinal, tem-se que a rotação do veículo (**figura 15**) com o conversor convencional mantém-se sempre menor que o Trilok. Além disso, a embreagem hidrodinâmica propicia uma rotação muito semelhante ao dado pelo Trilok, apesar de um pouco mais baixa, igualando-se a partir do ponto de *lock-up*. Observa-se, também, as rotações máximas atingidas por cada marcha bem próximas, com exceção da primeira. Isso é feito propositalmente para extrair a máxima potência do motor.

## 4. Conclusão

É possível notar a facilidade que o uso da biblioteca SIMDRIVELINE® proporciona no modelo dinâmico de veículos. Pelo fato de possuir diversos blocos, necessitando apenas que se definam as grandezas físicas que representam as entradas, dispensando a construção detalhada dos modelos abordados na seção 3 em SIMULINK® e abre-se uma grande quantidade de possibilidades para a criação de modelos aperfeiçoados de sistemas de transmissão. Possibilita-se ainda o aumento de desempenho por meio de simulações computacionais que dispensam testes de campo. No entanto, deve-se conhecer profundamente os modelos, sob pena de apenas operar o software, sem compreender o fenômeno físico envolvido no modelo.

O modelo elaborado permite a comparação do desempenho dos três tipos de acoplamento hidrodinâmico analisados. É possível notar que o conversor Trilok possui um desempenho consideravelmente melhor que a embreagem hidrodinâmica que, por sua vez, possui melhor desempenho que o conversor convencional. Isso justifica o fato de o primeiro ser o único utilizado

em carros modernos, sendo os outros dois abandonados pela indústria.

Em algumas variáveis analisadas, as diferenças de desempenho possuem valores pequenos. Mas essas diferenças podem tomar maiores amplitudes quando avaliadas em veículos esportivos, de alto desempenho, ou militares, cujo peso é muito maior que o considerado nesse modelo. Nos veículos militares essa diferença ainda pode influenciar na mobilidade e na agilidade, essenciais em situações de contato iminente com tropas

inimigas [3]. Além disso, é interessante ressaltar que o conversor Trilok apresenta maior eficiência energética, reduzindo o consumo de combustível no veículo.

A presente metodologia permite ainda que, em trabalhos futuros, seja possível estabelecer e avaliar estratégias de controle variadas, considerando outros fatores, além da velocidade longitudinal do veículo, visando aplicação em veículos leves de passeio e esportivos ou até mesmo militares.

## Referências bibliográficas

- [1] Lopes, E. D. R., Reinaldo, I. L., Costa Neto, R. T. da. Modeling and Simulation of the Longitudinal Dynamics of a Light Vehicle with Automatic Transmission. SAE Technical Papers 2018-36-0153.
- [2] Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., & Novak, W. Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application. Springer Science & Business Media, 2010.
- [3] Ogorkiewicz, Richard M. Technology of tanks. Vol. 1. Jane's Information Group, 1991.
- [4] Whitfield, A., F. J. Wallace, and A. Patel. "Design of three element hydrokinetic torque converters." *International Journal of Mechanical Sciences* 25.7 (1983): 485-497.
- [5] Banerjee, Joydeep M., and John J. McPhee. "Graph-theoretic modeling and dynamic simulation of an automotive torque converter." *IFAC Proceedings Volumes* 45.2 (2012): 1219-1224.
- [6] Lopes, Elias D. R., Pinto, André F. A., Reis, Caio C. D. do P. Estimation of parameters of the torque converter of an automatic transmission of a passenger vehicle, XXVII Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva, Blucher Engineering Proceedings, Volume 6, 2019, Pages 1-4, ISSN 2357-7592, <http://dx.doi.org/10.1016/simea2019-PAP03>.
- [7] Mishra, Kirti D., and Krishnaswamy Srinivasan. "On-line identification of a torque converter model." *IFAC-PapersOnLine* 50.1 (2017): 4763-4768.
- [8] Pacejka, Hans. Tire and vehicle dynamics. Elsevier, 2005.
- [9] Jazar, R. Vehicle Dynamics. Springer Science & Business Media, 2010.
- [10] Gillespie, Thomas D. Fundamentals of vehicle dynamics. Vol. 400. Warrendale, PA: Society of automotive engineers, 1992.
- [11] Wong, Jo Yung. Theory of ground vehicles. John Wiley & Sons, 2008.