

Automated Manual Transmission Model for Hardware-in-the-loop Simulation

Giuseppe Giacomini Kiefer
Armando Antônio Maria Laganá
Diego Colón

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EP-USP)

ABSTRACT

Vehicles with automated manual transmission offer several advantages over their competitors, such as lower fuel consumption and improved gear shift quality. This type of transmission consists of a manual one and two actuators attached to it. These actuators are controlled by an electronic control unit (ECU), whose development becomes cheaper and safer when certain techniques such as hardware-in-the-loop (HIL) are used. A model of the plant that will be controlled by the ECU is necessary for the development of a HIL platform. With this need in mind, the paper presents the model of an automated manual transmission developed to be used in a HIL system. Both the model of the clutch actuator and the model of the gearshift box actuator will be developed, as well as simplified models for the driveline shafts and the engine. They will be based on the equations that describe its components' dynamics. The full model will be implemented on Simulink and gear shifts will be simulated to validate it, comparing the simulation results with the expected ones for the real system.

RESUMO

Veículos com transmissão automatizada oferecem diversas vantagens sobre seus concorrentes com transmissão manual, como menor consumo de combustível e melhora na qualidade das trocas de marcha. Este tipo é composto por uma transmissão manual e um conjunto de atuadores a ela acoplado. Estes atuadores são controlados por uma unidade eletrônica (ECU), cujo desenvolvimento se torna mais barato e seguro quando são utilizadas técnicas como *hardware-in-the-loop* (HIL). Para tornar possível o desenvolvimento de um HIL, um modelo da planta que se deseja controlar com a ECU é necessário. Tendo isso em vista, o artigo apresenta um modelo de uma transmissão automatizada desenvolvido para ser utilizado em HIL. Serão desenvolvidos modelos tanto para o atuador da embreagem quanto para o da caixa de câmbio, além de modelos simplificados para os eixos de transmissão e para o motor. Estes modelos serão desenvolvidos a partir das equações que descrevem a dinâmica de seus componentes. O modelo obtido será implementado na ferramenta Simulink e trocas de marcha serão simuladas para validá-lo, comparando os resultados obtidos com os esperados de um sistema de transmissão automatizada.

1. INTRODUÇÃO

Todo e qualquer veículo necessita de um sistema de transmissão para realizar a conversão do torque e da velocidade do motor, independentemente de estarmos falando de veículos terrestres, marinhos ou aquáticos. Dada sua importância e os avanços tecnológicos alcançados, diferentes tipos foram desenvolvidos, com destaque para os sistemas manuais, automáticos e automatizados. Além dessas variações, temos também diversos modelos quanto ao número de embreagens e seus tipos, os tipos de atuadores envolvidos e, obviamente, os sistemas de controle equipados em cada uma.

A transmissão automática traz como vantagem sobre a manual a melhora na qualidade da troca de marchas, com os custos de um maior consumo de combustível e a utilização de um sistema mais complexo e, portanto, mais caro para se implementar [1]. Ao automatizar a transmissão manual, buscamos um meio-termo entre ambas, desenvolvendo um sistema com boas características de consumo de combustível e qualidade na troca de marchas, além de um preço menor.

Um sistema de transmissão automatizada pode ser entendido como uma transmissão manual em que foram inseridos dois atuadores, um em sua caixa de câmbio e outro em sua embreagem. Tratam-se geralmente de atuadores eletro-hidráulicos comandados por uma unidade de controle (TCU, do inglês *Transmission Control Unit*). Essa unidade, por sua vez, recebe sinais de diversos sensores e de outras unidades presentes no veículo, a fim de melhor gerenciar o funcionamento da transmissão.

O uso da técnica Hardware-in-the-loop vem ganhando grande importância no processo de desenvolvimento automotivo [2]. Dentro do contexto de projeto baseado no Modelo V, um sistema de teste do tipo Hardware-in-the-loop acelera o processo de testes ao mesmo tempo que reduz seus riscos, uma vez que testes antes feitos em pista passam a ser realizados em bancada. Com isso, temos também uma redução de custos, já que conseguimos eliminar diversos problemas antes de levar o sistema para um teste externo, que é mais custoso que um teste em laboratório.

Neste artigo, será estudado um modelo de uma transmissão automatizada para uso em um sistema de

Hardware-in-the-loop. Este modelo levará em conta as características do sistema, incluindo seus atuadores, suas válvulas, dutos e modelos simples do próprio motor e dos eixos. Trataremos especificamente das primeiras duas marchas, porém o modelo poderia ser expandido para tratar das demais. O modelo será simulado em Matlab, testando uma situação em que o sistema entra em primeira marcha e troca para a segunda e depois no caso de trocar da primeira marcha e voltar para o neutro, terminando neste estado. Os resultados obtidos serão analisados e discutidos e, por fim, as conclusões serão apresentadas.

2. MODELAGEM

O sistema a ser modelado se trata de uma transmissão automatizada. Dada sua complexidade, o modelo será dividido em três partes: atuador da caixa de câmbio, atuador da embreagem e eixos de transmissão combinados com o motor.

O modelo seguirá uma abordagem híbrida, uma vez que apresenta dinâmicas tanto em tempo discreto quanto em tempo contínuo. Para a dinâmica em tempo discreto, será implementada uma máquina de estados que definirá em que ponto de funcionamento o sistema está. Para o tempo contínuo, serão utilizadas as equações desenvolvidas.

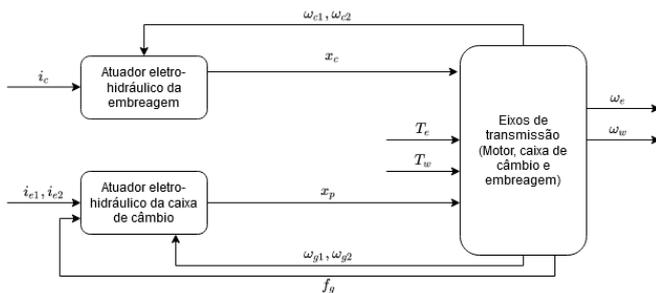


Figura 1. Diagrama da transmissão automatizada.

2.1. ATUADOR DA CAIXA DE CÂMBIO

A seleção das marchas na caixa de câmbio se dá travando um par de rodas dentadas ao eixo. Isso ocorre graças ao atuador eletro-hidráulico, que comanda a ação de um pistão com garfo capaz de selecionar entre os três níveis de marchas e engatar entre as pares e as ímpares. A caixa de câmbio está conectada aos eixos de transmissão primário e secundário, além de seu atuador. O modelo pode ser dividido em três partes: atuador hidráulico, válvula de controle de pressão e dutos.

O atuador hidráulico é o próprio pistão com garfo. O movimento do pistão é comandado por duas válvulas em lados opostos, que determinam o engate de marchas pares ou ímpares. O movimento do pistão é limitado por tuchos

mecânicos dos dois lados, que garantem sua volta à posição original.

Neste modelo, devemos levar em consideração os limites físicos do sistema real. Por exemplo, ao se movimentar para um dos lados, o pistão eventualmente se colidirá com um tucho que, por sua vez, se deslocará conjuntamente. Ao continuar se movimentando, o conjunto composto pelo pistão e pelo tucho se choca com a parede do sistema. Em casos como este, consideramos os choques como inelásticos. Assim, devemos levar em consideração o aparecimento de forças de reação a partir do choque, além das condições de restauração das variáveis envolvidas, em especial das velocidades.

O modelo do atuador é composto das dinâmicas dos tuchos e do pistão nas câmaras internas e externas. Além disso, temos o comportamento da força f_g , que consiste na força de reação do pistão graças aos mecanismos da caixa de câmbio. Essa força aparece nos momentos de engate e desengate das marchas, permanecendo nula nos demais momentos.

Para a válvula de controle de pressão, seu êmbolo é modelado como um sistema massa-mola-amortecedor. Temos também o equacionamento da dinâmica eletromagnética, além da parcela hidráulica.

Por fim, temos os dutos que conectam o sistema. Estes foram modelados como um sistema de duas portas com entradas e saídas dadas pelas pressões e vazões da válvula e do atuador.

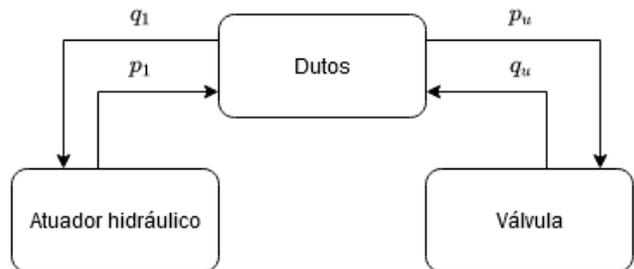


Figura 2. Relações entre os elementos do atuador da caixa de câmbio.

Para simular o sistema, utilizaremos um modelo de ordem reduzida, conforme deduzido em [3]. Para chegar neste modelo simplificado, foi aplicado um sinal de dither para reduzir os efeitos da não-linearidade do sistema e da região morta da válvula. Sinais de dither são muito comuns na área de controle e seu uso geralmente se dá para aliviar os efeitos de não-linearidade, histerese, atrito estático, entre outros [4].

$$\begin{aligned} \dot{x}_v &= v_v \\ \dot{v}_v &= -\frac{1}{m_v}(k_v x_v + b_v v_v + A_c p_u - f_e - f_{v0}) \\ \dot{f}_e &= -\frac{1}{\tau_e}(f_e - k_f i_e^*) \\ \dot{p}_u &= \frac{\pi}{2C_p} q_{u,av}(x_v, p_u) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_1 &= 0 \\ p_1 &= p_u + \frac{2\alpha_p^2}{\pi} \left(\frac{R_p \beta_p}{\alpha_p} - \frac{4Z_0 D_n \pi}{\alpha_p^2} \right) q_{u,av}(x_v, p_u) \\ p_c &= p_u \\ q_{u,av}(x_v, p_u) &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} q_u(x_v + x_d \cos \tau, p_u) d\tau \end{aligned}$$

$$q_u(x_v, p_u) = \begin{cases} -n_o c_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_u - p_0} A_d(x_v), & x_v \leq x_{vd} \\ 0, & x_{vd} \leq x_v \leq x_{vf} \\ n_o c_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_s - p_u} A_f(x_v), & x_v \geq x_{vf} \end{cases}$$

Equação 1. Equações para o modelo reduzido. (Fonte: [3])

Para reduzir efeitos da não-linearidade do sinal do fluxo de entrada, a média deste sinal em torno do ponto máximo atingido durante a aplicação do sinal de dither é utilizada. Além disso, vale ressaltar que estão apresentadas equações apenas para uma das válvulas por simplicidade, uma vez que ambas obedecem às mesmas fórmulas.

2.2. ATUADOR DA EMBREAGEM

Para a embreagem, também temos um atuador eletro-hidráulico. Este atuador deve controlar a posição do disco de embreagem e de seu pistão se utilizando de discos situados entre o volante do motor e o disco de embreagem.

No equacionamento do torque transmitido consideramos duas situações. Na primeira, com a embreagem travada, o torque será um valor T_c^* que será definido na próxima seção. Quando a embreagem estiver escorregando, o valor será definido pela curva de transmissibilidade do sistema, com o

sentido definido pela diferença entre as velocidades do volante do motor e do disco de embreagem. A curva de transmissibilidade é definida como a relação entre o torque transmitido e a posição da embreagem que, por sua vez, pode ser estimada de acordo com a pressão no pistão da embreagem.

$$T_c = \begin{cases} T_c^*, & \omega_{c1} = \omega_{c2} \\ T_{cm}(x_c) \cdot \text{sign}(\omega_{c1} - \omega_{c2}), & \text{caso contrário} \end{cases}$$

Equação 2. Torque da embreagem.

2.3. EIXOS DE TRANSMISSÃO

O modelo dos eixos de transmissão engloba o motor, a embreagem, a caixa de câmbio, as rodas e os demais componentes do veículo. Ele se faz útil para conectar os modelos do atuador da embreagem e da caixa de câmbio, além de incluir os elementos necessários para o funcionamento da transmissão. Cada eixo foi modelado como um sistema mola-amortecedor conectando duas inércias equivalentes. Foram modelados os torques e as velocidades relacionadas.

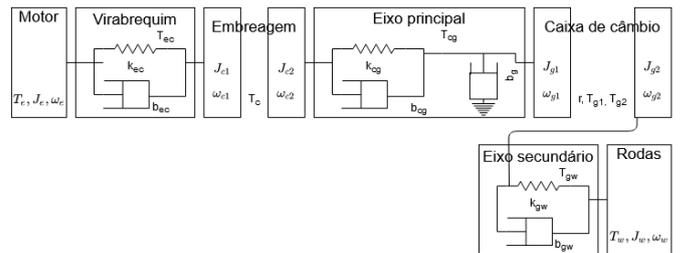


Figura 3. Diagrama das inércias e eixos de transmissão.

Tanto o torque fornecido pelo motor como o torque aplicado como carga pelas rodas foram modelados como constantes e são considerados entradas para o modelo.

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_{ec}$$

$$J_{c1} \dot{\omega}_{c1} = T_{ec} - T_c$$

$$J_{c2} \dot{\omega}_{c2} = T_{ec} - T_{cg}$$

$$J_{g1} \dot{\omega}_{g1} = T_{cg} - b_{g1} \omega_{g1} - T_{g1}$$

$$J_{g2} \dot{\omega}_{g2} = T_{g2} - T_{gw}$$

$$J_w \dot{\omega}_w = T_{gw} - T_w$$

$$T_{ec} = k_{ec} \theta_{ec} + b_{ec} \omega_{ec}$$

$$\begin{aligned} \omega_{ec} &= \omega_e - \omega_{c1} \\ T_{cg} &= k_{cg}\theta_{cg} + b_{cg}\omega_{cg} \\ \omega_{cg} &= \omega_{c2} - \omega_{g1} \\ T_{gw} &= k_{gw}\theta_{gw} + b_{gw}\omega_{gw} \\ \omega_{gw} &= \omega_{g2} - \omega_w \end{aligned}$$

Equação 3. Equações dos eixos de transmissão. (Fonte [3])

Com a marcha engatada, a embreagem está travada. Neste caso, temos:

$$\begin{aligned} (J_{c1} + J_{c2})\dot{\omega}_c &= T_{ec} - T_{cg} \\ (J_{g1} + \frac{J_{g2}}{r^2})\dot{\omega}_{g1} &= T_{cg} - b_g\omega_g - \frac{T_{gw}}{r} \\ T_c^* &= \frac{J_{c1}J_{c2}}{J_{c1} + J_{c2}} \left(\frac{T_{ec}}{J_{c1}} + \frac{T_{cg}}{J_{c2}} \right) \\ T_g^* &= \frac{J_{g1}J_{g2}}{r^2J_{g1} + J_{g2}} \left(\frac{T_{cg}}{J_{g1}} - \frac{b_g\omega_{g1}}{J_{g1}} + \frac{rT_{gw}}{J_{g2}} \right) \end{aligned}$$

Equação 4. Equações dos eixos de transmissão para marcha engatada. (Fonte: [3])

2.4. MÁQUINA DE ESTADOS

Para o funcionamento do sistema, definimos uma máquina de estados. Essa máquina tem como objetivo adequar as equações de acordo com o ponto em que o sistema se encontra.

Os estados são Neutro, Sincronizando, Engatado e Desengatando, sendo que os dois últimos aparecem duas vezes, uma para cada marcha. As condições de transições de estados estão presentes no diagrama, bem como algumas variáveis de interesse.

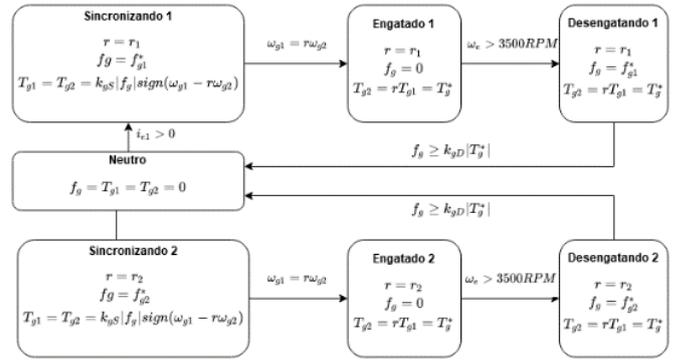


Figura 4. Máquina de estados.

3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Para avaliarmos o modelo, foram feitas duas simulações. A primeira consistiu na troca entre a primeira e a segunda marcha, enquanto a segunda envolveu engatar a primeira marcha e, depois, voltar para o estado neutro. Assim, conseguiríamos fazer o sistema passar por todos os estados da máquina definida na seção anterior, além de um exemplo de volta para um regime neutro. Além de comparar valores de torque e rotação, desejamos verificar o balanço de potência no eixo principal. Com essa análise, conseguiremos verificar se o modelo está consistente também quanto a esta métrica.

Definimos o torque de entrada do motor como 200 Nm, enquanto o torque da carga foi fixado em 20 Nm. Além disso, definimos que a troca entre a primeira e a segunda marcha ocorreria quando o motor atingisse 3500 RPM.

Para avaliar os resultados levantamos quatro curvas comparando os torques, as rotações dos eixos, o movimento do pistão da embreagem e a potência dissipada no eixo principal. A análise sobre a potência levará em conta as potências de entrada e saída no eixo, além da potência dissipada nos elementos do modelo mola-amortecedor do eixo.

Para a primeira simulação, o sistema começou no estado Neutro, chegando ao estado Engatado com aproximadamente 0,15 s, com o torque do motor em 200 Nm. Ficou neste estado até que o motor atingisse 3500 RPM. Então, começou a fase de desengate e engate da segunda marcha, passando pelos estados Desengatando 1, Neutro e Sincronizando 2, com torque do motor em -90 Nm. Finalmente, chegou ao estado Engatado 2 aos 3,45 s.

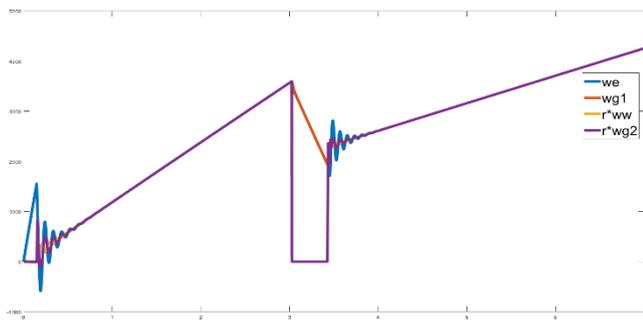


Figura 5. Comparação entre as rotações do motor, do eixo principal, das rodas (multiplicado por r) e do eixo secundário (multiplicado por r) para a primeira simulação.

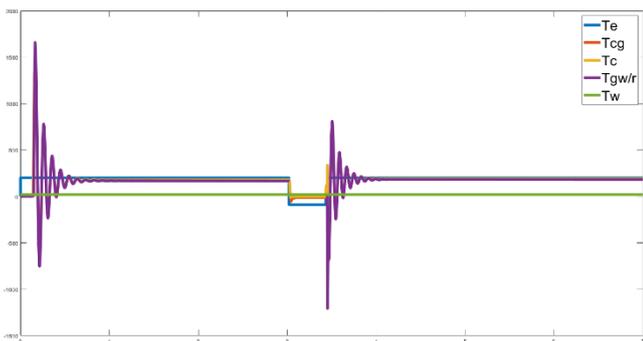


Figura 6. Torques do motor, do eixo principal, da embreagem, do eixo secundário e das rodas para a primeira simulação.

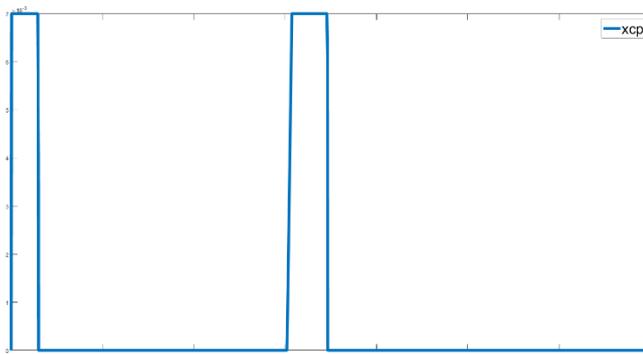


Figura 7. Deslocamento do pistão da embreagem para a primeira simulação.

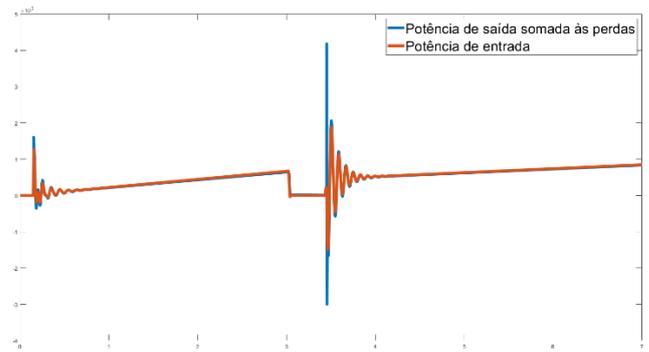


Figura 8. Balanceamento de potência no eixo principal para a primeira simulação.

Na comparação entre as rotações, vemos que elas atingiram a igualdade nos estados engatados, conforme esperado. Nos demais estados, essas variáveis oscilaram, com destaque para a redução atingida durante o período em que o sistema passou pelos estados Desengatado 1 e Neutro.

Quanto ao balanceamento de potência, vemos que a potência de saída somada às perdas ficou pouco abaixo da potência de entrada. Isso se deve a alguma perda que não foi contabilizada ou, ainda, a algum erro numérico durante o processo de cálculo. Quanto ao deslocamento do pistão da embreagem, vemos que o comportamento seguiu o esperado. Ou seja, o pistão se moveu durante as fases de sincronização, desengate e no início da fase de engate.

Na segunda simulação, começamos no estado Neutro e evoluímos para Engatado 1, como no primeiro teste. No instante em que a rotação do motor atingiu 3500 RPM, mudamos para o estado Desengatando 1 e, posteriormente, para o Neutro. Diferentemente do primeiro caso, deixamos o sistema se desenvolver neste estado por 0,55 s, até a simulação atingir 4 s, com o objetivo de verificar o comportamento das rotações.

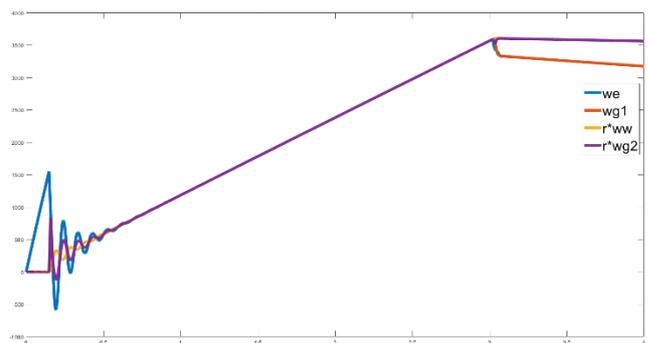


Figura 9. Comparação entre as rotações do motor, do eixo principal, das rodas (multiplicado por r) e do eixo secundário (multiplicado por r) para a segunda simulação.

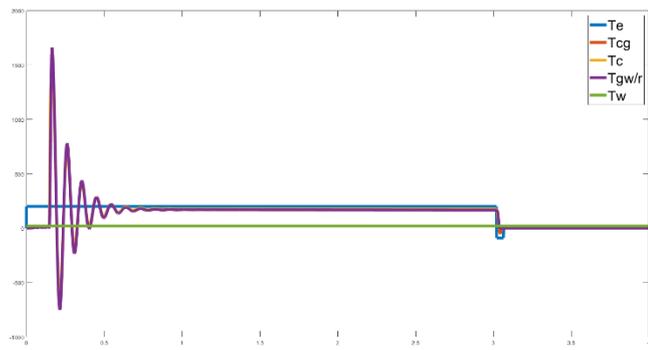


Figura 10. Torques do motor, do eixo principal, da embreagem, do eixo secundário e das rodas para a segunda simulação.

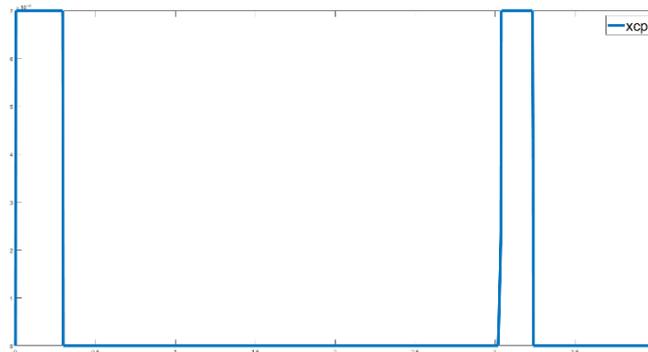


Figura 11. Deslocamento do pistão da embreagem para a segunda simulação.

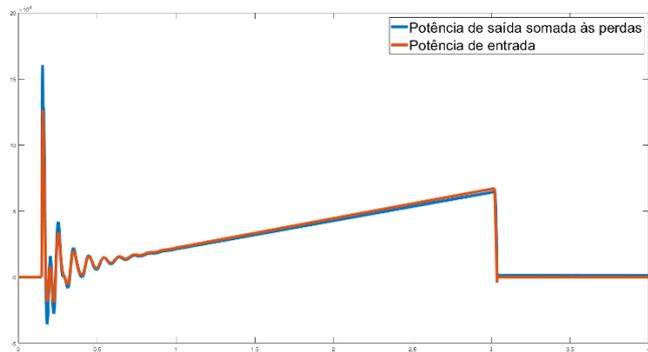


Figura 12. Balanceamento de potência no eixo principal para a segunda simulação.

Em geral, o comportamento foi bastante semelhante ao da primeira simulação. Quanto às rotações, vemos que elas atingiram a igualdade na fase de engate, como esperado. Além disso, apresentaram a queda prevista quanto atingiram o estado Neutro. Em relação aos torques, vemos que também seguiram o que gostaríamos, caindo a zero. O deslocamento do pistão da embreagem e o balanceamento de potência se aproximaram ao que foi visto anteriormente, confirmando o funcionamento do sistema.

4. CONCLUSÃO

No presente trabalho, pudemos trabalhar com um modelo para a transmissão automatizada. Pudemos verificar trocas de marchas ocorrendo e, assim, analisar as variáveis no momento dessa troca. Conseguimos observar a abertura da embreagem, os sinais de rotação e torque, além do cálculo da potência dissipada nos elementos de mola e amortecedor do eixo principal. A abordagem de modelo híbrido se mostrou bastante útil, definindo estados discretos para o funcionamento do sistema, enquanto os sinais puderam variar em tempo contínuo. Um modelo como este poderia ser implementado em uma plataforma de hardware-in-the-loop para testes durante o desenvolvimento de uma transmissão ou de um hardware de controle. O resultado obtido é satisfatório, mas melhorias que poderiam ser implementadas envolvem a adição de mais sinais e melhor cálculo no balanceamento da potência do eixo principal.

5. APÊNDICE

Tabela 1. Lista de parâmetros e símbolos

Nome do parâmetro	Símbolo	
Posição do êmbolo	x_v	
Velocidade do êmbolo	v_v	
Massa do êmbolo	m_v	
Rigidez da mola	k_v	
Coefficiente de atrito	b_v	
Área da seção transversal da câmara de detecção	A_c	
Pressão de entrada dos dutos	p_u	
Força eletromagnética	f_e	
Pré-carga da mola	f_{v0}	
Constante de tempo eletromagnética	τ_e	
Constante eletromecânica	k_f	
Comprimento dos dutos	l_p	
Raio dos dutos	r_p	
Corrente de comando	i_e^*	
Seção transversal dos dutos	A_p	
Módulo volumétrico efetivo dos dutos	$\beta_{e,p}$	
	$c_p = \sqrt{\frac{\beta_{e,p}}{\rho}}$	c_p
	$C_p = \frac{l_p A_p}{\rho c_p^2}$	C_p
Fluxo de entrada dos dutos	q_u	
Média do fluxo de entrada dos dutos	$q_{u,av}$	
Fluxo de saída dos dutos	q_1	

Pressão de saída dos dutos	p_1	Rigidez torcional do eixo principal	k_{cg}
Termo de correção do parâmetro amortecedor e da frequência natural	α_p	Rigidez torcional do eixo secundário	k_{gw}
Viscosidade cinemática do óleo	ν	Rigidez torcional do virabrequim	k_{ec}
$R_p = \frac{8\rho\nu l_p}{A_p r_p^2}$	R_p	Coefficiente de atrito do eixo principal	b_{cg}
Termo de correção do parâmetro amortecedor e da frequência natural	β_p	Coefficiente de atrito do virabrequim	b_{ec}
$Z_0 = \frac{\rho c_p}{A_p}$	Z_0	Coefficiente de atrito do eixo secundário	b_{gw}
$D_n = \frac{\nu l_p}{c_p r_p^2}$	D_n	Coefficiente de atrito do eixo principal	b_g
Pressão da câmara de detecção	p_c	Torque transmitido pela embreagem	T_c
Deslocamento máximo do êmbolo induzido pelo sinal de dither	x_d	Torque do motor	T_e
Limite do deslocamento durante preenchimento	x_{vf}	Torque do virabrequim	T_{ec}
Limite do deslocamento durante descarga	x_{vd}	Torque do eixo principal	T_{cg}
Número de portas do modelo dos dutos	n_o	Torque de entrada da caixa de câmbio	T_{g1}
Coefficiente de descarga	c_d	Torque de saída da caixa de câmbio	T_{g2}
Densidade do óleo	ρ	Torque do eixo secundário	T_{gw}
Pressão de descarga	p_0	Torque de caga das rodas	T_w
Pressão de alimentação	p_s	Inércia equivalente do volante do motor	J_{c1}
Área do orifício de descarga	A_d	Inércia equivalente do disco da embreagem	J_{c2}
Área do orifício de preenchimento	A_f	Inércia equivalente do eixo principal da caixa de câmbio	J_{g1}
Posição do pistão da embreagem	x_c	Inércia equivalente do eixo secundário da caixa de câmbio	J_{g2}
Curva de transmissibilidade	T_{cm}	Inércia equivalente do motor	J_e
Posição angular do eixo principal	θ_{cg}	Inércia equivalente das rodas, diferencial, pneus e veículo	J_w
Posição angular do eixo secundário	θ_{gw}	Relação de velocidades na caixa de câmbio	r
Posição angular do virabrequim	θ_{ec}	Força aplicada pela caixa de câmbio ao pistão	f_g
Velocidade angular do eixo principal	ω_{cg}	Ganho de torque durante desengate	k_{gD}
Velocidade angular do virabrequim	ω_{ec}	Ganho de torque durante sincronização	k_{gS}
Velocidade angular de saída do virabrequim	ω_{c1}		
Velocidade angular de entrada do eixo principal	ω_{c2}		
Velocidade angular de saída do eixo principal	ω_{g1}		
Velocidade angular de entrada do eixo secundário	ω_{g2}		
Velocidade angular do motor	ω_e		
Velocidade angular das rodas	ω_w		
Velocidade angular do eixo secundário	ω_{gw}		

6. REFERÊNCIAS

- [1] Mogre, Mayur R. "Comparative Study between Automatic and Manual Transmission Car." *International Conference on Mechanical, Automobile and Biodiesel Engineering*, Oct. 2012, pp. 308–312.
- [2] Hou, Zhixiang. *Measuring Technology and Mechatronics Automation in Electrical Engineering*. Springer, 2012.
- [3] Lucente, G., Montanari, M., & Rossi, C. (2007). Modelling of an automated manual transmission system. *Mechatronics*, 17(2-3), 73-91. doi:10.1016/j.mechatronics.2006.11.002.

[4] Widrow, B., & Kollár, I. (2008). Dither. In *Quantization Noise: Roundoff Error in Digital Computation, Signal Processing, Control, and Communications* (pp. 485-528). Cambridge: Cambridge University Press. doi:10.1017/CBO9780511754661.021.

[5] Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., & Novak, W. (2011). *Automotive transmissions fundamentals, selection, design and application ; with 85 tables*. Berlin: Springer.

[6] Montanari, M., Ronchi, F., Rossi, C., Tilli, A., & Tonielli, A. (2004). Control and performance evaluation of a clutch servo system with hydraulic actuation. *Control Engineering Practice*, 12(11), 1369-1379. doi:10.1016/j.conengprac.2003.09.004.

[7] Lunze, J., & Lamnabhi-Lagarigue, F. (2009). *Handbook of hybrid systems control: Theory, tools, applications*. Cambridge, UK: Cambridge University Press.