

AVALIAÇÃO DA PERFORMANCE AUTOMOTIVA POR MEIO DA COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS

RODRIGUES, Filipe da Costa

Centro Universitário de Anápolis - UniEVANGÉLICA. filipe.engenheiro mecanico@gmail.com

ROCHA, Mikael Araújo

Centro Universitário de Anápolis - UniEVANGÉLICA. Mikaelrocha13@outlook.com

NASCIMENTO, Maicon Alexandre de Paula

Centro Universitário de Anápolis - UniEVANGÉLICA. maiconalexandre63@hotmail.com

COLHERINHAS, Gino Bertullucci

Centro Universitário de Anápolis - UniEVANGÉLICA. gino.colherinhas@docente.unievangelica.edu.br

Resumo: As empresas automotivas enfrentam o desafio em desenvolver carros com a sua capacidade máxima de funcionalidade, e para isso realizam testes experimentais como o teste de aceleração. Nesse contexto, o objetivo desse artigo é obter uma rotina computacional que simule o teste de aceleração SAE J1491 em um veículo SUV equipado com motor flex 1.5 turbo. Esse teste é denominado *Vehicle Acceleration Measurement*, regulamentado pela SAE, que determina o tempo de 0 a 100 km/h e a velocidade máxima do veículo em condições específicas. A rotina computacional é escrita com base em equações da cinemática veicular envolvendo a potência fornecida pelo motor, forças resistivas do teste *Coast Down* e outros parâmetros. A simulação do teste é realizada utilizando o software MATLAB®. Assim, são comparados os resultados do teste experimental e da rotina computacional e dessa forma, obtendo um erro percentual mínimo no tempo de 0 a 100 km/h de 4,5% e erro percentual menor que 1,5% para a velocidade máxima do veículo. Portanto, a modelagem numérica pode servir para uma rápida avaliação da cadeia cinemática veicular, mostrando-se como uma poderosa ferramenta nas etapas de pré-projeto e de otimização de veículos automotivos.

Palavras-Chave: Powertrain automotivo; Teste de aceleração; Performance automotiva; Rotina computacional.

1. Introdução

Empresas automotivas enfrentam cotidianamente o desafio em desenvolver carros com sua capacidade máxima de funcionalidade, possuindo, prioritariamente, métodos de testes manuais após a fabricação total do carro. A partir desta limitação é proposto um método capaz de adaptar uma rotina computadorizada, para uma etapa de pré-projeto, capaz de suprir as dificuldades do dimensionamento veicular, capaz de avaliar o desempenho, a aerodinâmica entre outras forças resistivas. A partir desse modelo numérico, testes experimentais são realizados, permitindo a validação dos resultados numéricos.

A cadeia cinemática ou *powertrain* de um veículo possui a função de gerar potência e transmiti-la para as rodas, de maneira que o veículo se movimente, sendo formada tipicamente por um motor, um sistema de transmissão e rodas [1]. O sistema de transmissão é composto por vários mecanismos de redução de rotação para a geração de movimento. Os parâmetros que definem a operacionalidade do sistema de transmissão alteram o desempenho do veículo. Projetistas automotivos devem pensar em vários aspectos para determinar esses parâmetros de forma que sejam alcançados diversos requisitos de projeto como a máxima aceleração, velocidade final, economia de combustível, velocidade a uma determinada inclinação, entre outros parâmetros. Muitas vezes, no entanto, esses requisitos não podem ser atingidos de forma simultânea ou de maneira ótima.

A Cadeia Cinemática Automotiva é formada por um agrupamento de sistemas com o objetivo de gerar potência e transmiti-la para as rodas [1]. Basicamente a cadeia cinemática é composta pelo motor, pelo sistema de transmissão, pelo eixo traseiro e pelas rodas [2]. Normalmente, os veículos são diferenciados pela localização do motor (frente, meio e trás), orientação do motor (transversal, longitudinal) e tipo de energia utilizada como os motores por ignição por centelha (SI), ignição por compressão (CI) e os veículos elétricos e híbridos. Os veículos também são caracterizados pelo tipo de transmissão (manual, automática, CVT), pelas rodas que recebem tração (Tração dianteira (FWD), tração traseira (RWD) e tração nas quatro rodas (4WD) [5].

O teste de *coastdown* (teste de inércia) determina as forças resistivas (força de resistência a rolagem e resistência aerodinâmica) considerando que o veículo viaje em uma pista plana. O coeficiente de resistência à rolagem está relacionado com diversos fatores como: superfície da pista, temperatura, pressão, velocidade angular, material, geometria e inclinação do pneu [5]. Esses fatores podem modificar a deformação do pneu, gerando força de resistência ao movimento.

É necessário a utilização de um sistema de transmissão porque a potência de saída do motor não pode ser transmitida diretamente para as rodas, devido ao baixo torque e alta rotação de saída do motor. A caixa de transmissão e as engrenagens finais são responsáveis por alterar o torque e a velocidade de acordo com a condição da movimentação do veículo. Como há perdas por atrito e por inércia rotacional nos componentes desses sistemas ocorre a redução da potência transmitida. O sistema de transmissão é composto de: uma embreagem, caixa de transmissão, eixo cardã, diferencial, eixo traseiro e roda [5]. A transmissão de potência da saída do motor até as rodas é o objetivo do sistema de transmissão. As possíveis configurações reduzem a rotação e aumentam o torque.

O sistema de transmissão ideal não possui perdas por atrito nem por inércia rotacional. Para definir a tração disponível, pode relacionar a rotação do motor com a velocidade linear do veículo. Isso é alcançado através do balanço de potência no sistema de transmissão.

O objetivo deste artigo é obter uma rotina computacional que simule o teste de aceleração SAE J1491 em um veículo SUV. Esse teste é denominado *Vehicle Acceleration Measurement* e regulamentado pela SAE, *Society of Automotive Engineers* [2], capaz de determinar a máxima aceleração e a velocidade máxima do veículo. Dentro desse contexto, os objetivos específicos são: comparar e analisar os resultados obtidos na rotina computacional com os dados reais disponíveis do veículo estudado, obtendo um modelo teórico capaz de replicar dados experimentais, permitindo com que a indústria automotiva seja capaz de avaliar dados de performance para a fabricação e alteração de parâmetros do veículo, como, por exemplo, o tipo do pneu e as razões de engrenamento da caixa de transmissão.

A satisfatória utilização desta rotina computacional auxiliará a avaliação e fabricação de veículos reais, utilizando-se de uma rotina capaz de avaliar parâmetros próximos aos da cadeia cinemática veicular, avaliando as forças resistivas e desenvolvendo um sistema de transmissão próximo ao real sem a necessidade de excessivos testes experimentais. Esta ferramenta permitirá com que empresas avaliem numericamente a cadeia cinemática veicular de forma fidedigna, reduzindo o tempo de operação e os custos de operação.

2. Dinâmica do veículo

Nesta seção serão explicados os termos e as equações pertinentes para a simulação do teste de aceleração, baseadas na SAE J1491 [2]. Segundo essa norma o veículo deve deslocar em máxima aceleração, ou seja, com o pedal de aceleração totalmente atuado (100%) em pista plana e deve ter as trocas de marchas padronizadas. Na simulação e no teste experimental a troca de marchas ocorre à 5500 rpm.

Para calcular o deslocamento (s), a velocidade (v) e o tempo (t) do teste é necessário determinar a aceleração e realizar um processo iterativo entre as equações clássicas da cinemática a seguir:

$$v(i) = v(i - 1) + a_{eff}(i - 1) \cdot t; \quad (1)$$

$$s(i) = s(i - 1) + v(i - 1) \cdot \Delta t + 0.5 \cdot a_{eff}(i - 1) \cdot t^2$$

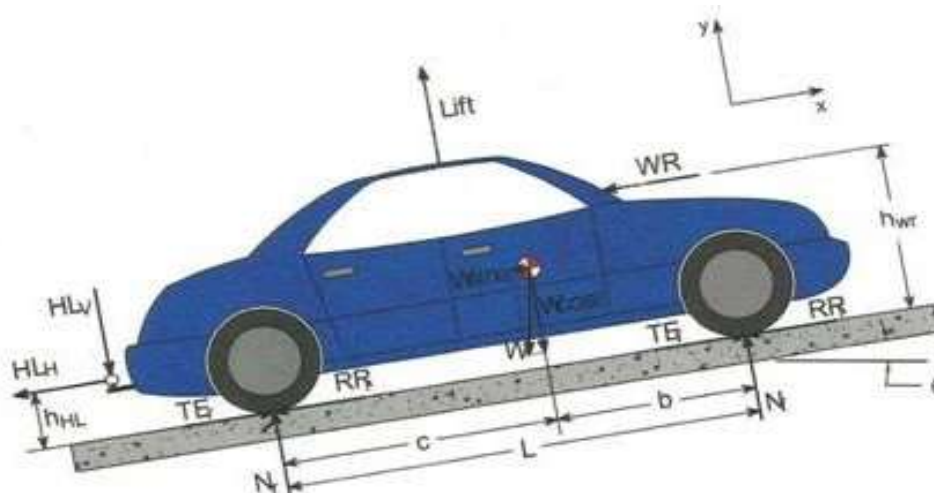
sendo a aceleração do veículo dada pela aceleração efetiva (a_{eff}) e i determinado através do processo iterativo.

Esta aceleração, de acordo com Hoff e Gregory [3], é o valor mínimo entre a aceleração na direção de x (a_x) e a aceleração limitada pela fricção (a_{max}).

Para determinar a aceleração na direção de x , a_x , realiza-se o DCL de um veículo em movimento em

uma pista inclinada, como mostra a Figura 1.

Figura 1: Diagrama de corpo livre de um veículo em movimento - 2014



Fonte: [3]

Nesta figura, TE indica a força de tração nas rodas, RR são as forças de resistência à rolagem, WR representa as forças resistivas aerodinâmicas. $Lift$ é a força de sustentação, W a força peso, N a força normal e HL a tração devido à carga de reboque. As distâncias estão sendo representadas pelas letras: b , c , L , h_w , h_{HL} cujo significado são, respectivamente: Distância do centro de gravidade até o eixo dianteiro, distância do centro de gravidade até o eixo traseiro, distância entre eixos, altura do chão até o ponto de atuação da força aerodinâmica e altura do chão até o ponto de atuação da força de carregamento de reboque. O índice v concebe a direção vertical, o índice H a direção horizontal, o índice f representa o eixo dianteiro, o índice r o eixo traseiro e, por fim, θ representa a inclinação da pista.

Utilizando a segunda lei de Newton para determinar a aceleração na direção de x , estima-se a equação (2) [3]:

$$a_x = \frac{TE - RR - WR - W \sin \theta}{m_{eff}} \quad (2)$$

sendo $W \sin \theta$ a força de resistência devido à inclinação da pista. Todas as forças são dadas em Newtons. Por fim, m_{eff} é a massa efetiva do veículo em Kg.

Considera-se o valor de θ nulo, pois não há inclinação da pista de acordo com o teste de aceleração. Sendo assim, o produto $W \sin \theta$ assume o valor zero durante a simulação do teste de aceleração.

Nos parágrafos seguintes são explicitados os termos da equação (2).

A força de tração TE é reescrita em termos de potência P_{TE} na equação (3)[1] [3]:

$$TE \cdot V = P_{TE} = BP \cdot \left[1 - \left(0,006 + \frac{R_t^{1,5}}{100} \right) \right] \quad (3)$$

Nessa equação BP representa a potência líquida fornecida pelo motor, V é a velocidade de rotação do motor e R_t representa a razão de transmissão da marcha engrenada. O último termo desta equação dentro de colchetes é a eficiência de toda a cadeia cinemática. Esta envolve a perda de potência no sistema de transmissão devido ao uso de rolamentos, engrenagens, vedação e outros. A potência líquida é definida pela regressão polinomial de dados da potência do motor (kW) em função da rotação em rpm, conforme a equação abaixo:

$$BP = (BP_a \cdot N^3 + BP_b \cdot N^2 + BP_c \cdot N)/1000, \quad (4)$$

em que BP_a , BP_b e BP_c são os coeficientes da regressão polinomial e N a rotação do motor. A rotação do motor é definida por meio da equação (5), que relaciona a velocidade do veículo V , a razão de transmissão da marcha R_t , razão de eixo traseiro R_a , raio da roda rr e o fator de conversão de 9576 [3].

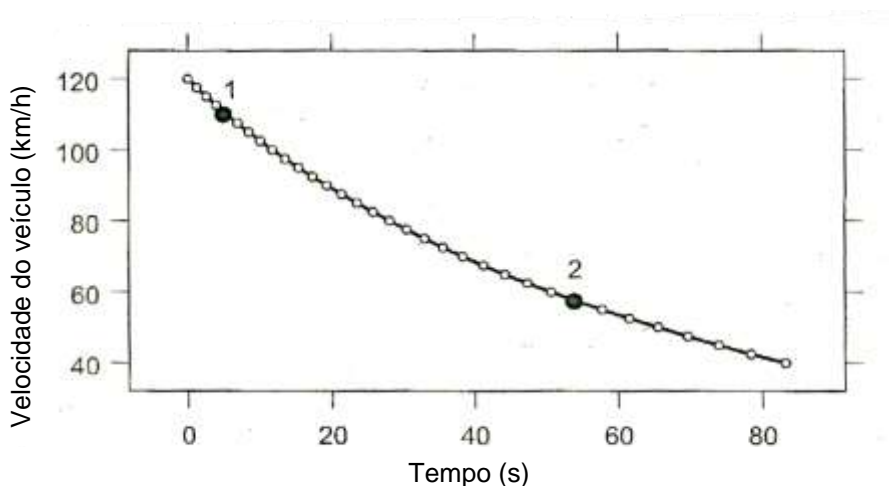
$$N = V \cdot \frac{9576 \cdot R_a \cdot R_t}{rr} \quad (5)$$

As forças resistivas representadas por RR e WR são determinadas a partir de coeficientes do teste *Coast Down*. Esse teste, também caracterizado por teste de inércia, calcula a soma das forças resistivas de resistência à rolagem e resistência do ar através da equação (6) [3].

$$RR + WR = K_0 W + k_2 V^2 = RL \quad (6)$$

Sendo RL a soma das forças resistivas em N , V a velocidade do veículo (km/h) e K_0 e k_2 os coeficientes do teste *Coast Down*. Para determiná-los é necessário realizar experimentalmente esse teste. O teste é realizado da seguinte maneira: o veículo é acelerado até uma velocidade “alta” e em seguida a transmissão é colocada em “neutro” [3]. Sendo assim, registra-se a velocidade do veículo em função do tempo conforme mostra a Figura 2. O teste termina quando o veículo para.

Figura 2: Velocidade em função do tempo de um veículo durante o teste Coast Down



Fonte: [3]

Com os dois pontos 1 e 2 indicados na figura 2 é possível calcular os valores de K_0 e k_2 por meio da equação (7) [3].

$$m_{eff} \frac{dV}{dt} = K_0 W + K_2 V^2 \quad (7)$$

A massa efetiva (m_{eff}) será definida adiante. Portanto, ao se realizar a medição descrita calcula-se a soma das forças de resistência e a equação (6) é reescrita em termos de potência para simular o teste de aceleração [1].

$$P_{RL} = RL \cdot V \quad (8)$$

sendo P_{RL} a potência das forças resistivas em KW.

A massa efetiva (m_{eff}) depende da massa do veículo e da inércia de engrenagens e eixos quando o veículo movimentado. A equação (9) determina a massa efetiva de um veículo em movimento [4] [3].

$$m_{eff} = m \cdot (1 + 0,04 + 0,0025 \cdot (R_t \cdot Ra)^2) \quad (9)$$

sendo m a massa do veículo e Ra a razão de eixo traseiro. Essa equação foi usada por Colherinhas et. al. [1] e Echiverry et. al. [5] em simulações de veículo em movimento tendo alcançado resultados satisfatórios.

A aceleração limitada pela fricção (a_{max}) de acordo com Hoff e Gregory [3] é mostrada abaixo:

$$a_{max} = \frac{\mu_{peak} \cdot b \cdot g}{L - \mu_{peak} \cdot h} \quad (10)$$

que depende de características do chassi e do coeficiente de fricção máximo (μ_{peak}). Sendo assim, com todos os termos da equação já definidos.

3. Metodologia

Para atingir os objetivos propostos deste artigo os resultados experimentais do teste de aceleração são obtidos através da medição do veículo através de um dinamômetro, com o uso do controlador de bancada de teste *Sparc Engine* da marca *Horiba*. Esse teste foi realizado dentro do laboratório de pesquisa e engenharia de uma montadora de veículos.

Para simular o teste descrito é criada uma rotina computacional no software MATLAB[®]. Essa modelagem matemática é elaborada nos moldes do artigo escrito por Colherinhas et. al. [1] [4] onde realizou-se a otimização das razões de transmissão por meio de modelagens matemáticas de testes de aceleração e economia de combustível. Porém, neste artigo, a simulação utiliza uma abordagem diferente em relação às forças de resistência.

Para a execução da simulação do teste de aceleração no MATLAB[®] são seguidos os seguintes passos:

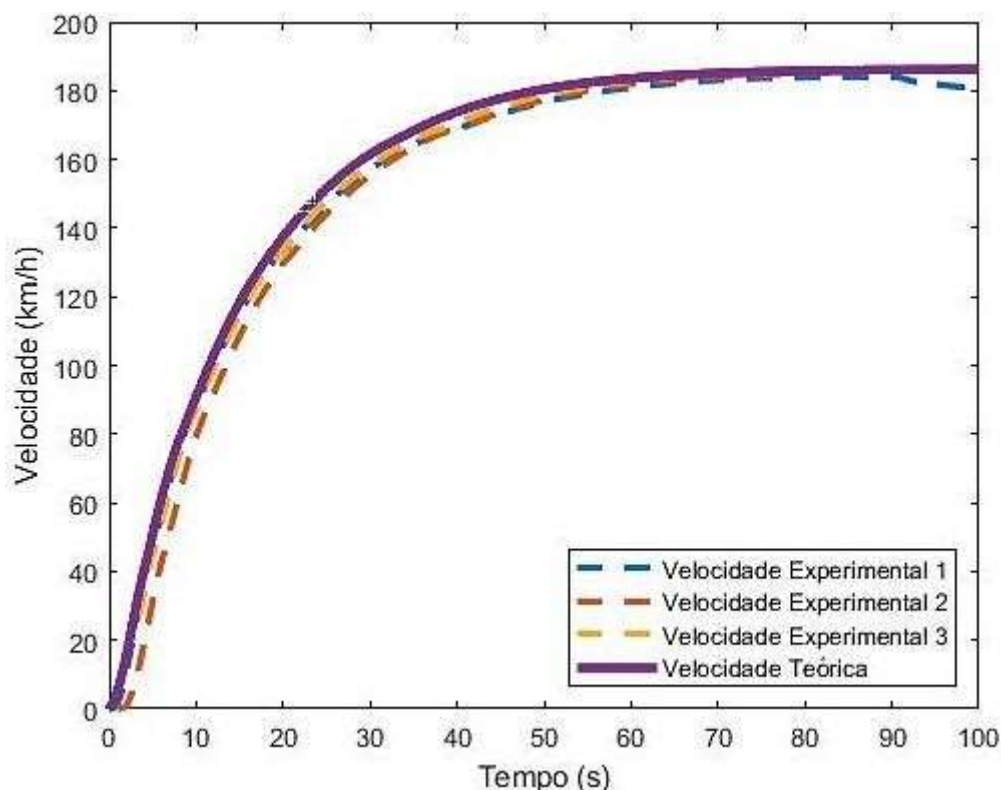
- 1) Os parâmetros do veículo são definidos na rotina computacional. Dentre esses parâmetros cita-se: a massa do veículo, coeficiente de fricção, as razões de transmissão, razão de eixo dianteiro, raio da roda, coeficientes do teste Coast Down, as distâncias entre o CG (Centro de gravidade do veículo) até o eixo traseiro e dianteiro e a distância do chão até o CG.
- 2) A partir de dados do motor é realizada uma regressão polinomial de 3ª ordem da potência do motor em função da velocidade do mesmo para determinar BP , expressa pela equação (4).
- 3) As equações descritas na seção de dinâmica do veículo são incorporadas na rotina computacional e inicialmente são definidos valores nulos para a aceleração efetiva (a_{eff}), velocidade do veículo (v) e o tempo (t). O tempo em determinando instante "i" depende somente do tempo no instante anterior somado com um incremento de tempo.
- 4) A partir de cada incremento de tempo são recalculadas as equações da aceleração efetiva (a_{eff}), velocidade (v) e tempo (t).
- 5) É determinado o tempo de 0 a 100 km/h e a simulação termina quando o veículo atinge a máxima velocidade após ter aceleração efetiva nula novamente.

4. Resultados e discussão

A realização da rotina computacional do teste de aceleração obteve a velocidade máxima do veículo, tempo de 0 a 100 km/h, aceleração efetiva, potência de tração e potência resistivas. Nesta seção, os gráficos apresentam os resultados obtidos pela simulação do teste de aceleração realizada pela rotina computacional e os resultados provenientes de teste experimentais, sendo 3 (três) destes. Em relação aos testes experimentais apresentados, o teste 1 e 2 possuem dados completos, mas o experimento 3 tem dados incompletos e decidiu-se mostra-los nesta condição. O gráfico abaixo mostra a comparação entre a

velocidade experimentais e da simulação do veículo objeto de estudo em função do tempo.

Gráfico 3.1: Comparação entre Curva da velocidade (km/h) teórica e experimental em função do tempo (s) do veículo

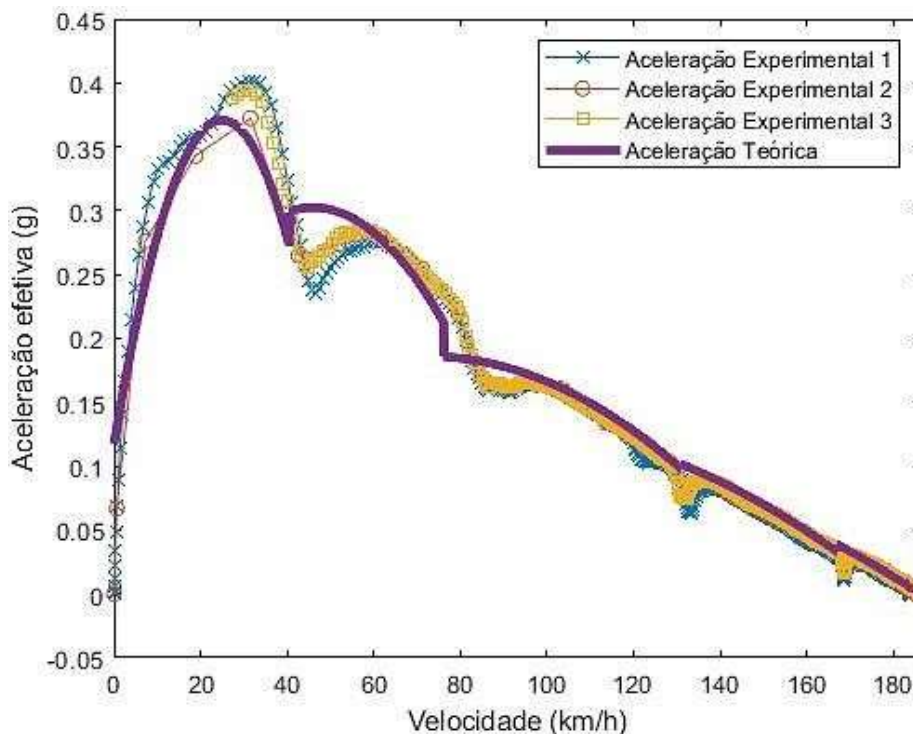


Fonte: os autores

Nesse gráfico a curva de resultados da velocidade teórica aproxima-se da curva de velocidade experimental. Porém, comparando as curvas de velocidades, a curva resultante da modelagem matemática representa um carro que obteve maior aceleração em relação aos testes experimentais. Isso significa que houve perdas de energia maior no teste de aceleração experimental do que na simulação. Dessa forma, esses parâmetros que são os principais do teste de aceleração ainda serão analisados nesta seção.

O Gráfico 3.2 mostra a comparação entre a aceleração efetiva dos testes experimentais e simulado em função do tempo do teste de aceleração.

Gráfico 3.2: Comparação entre a curva da aceleração efetiva(g) teórica e experimental em função da velocidade (km/h) do veículo



Fonte: os autores

Por meio do gráfico infere-se que na primeira marcha há uma aceleração efetiva crescente no início das duas curvas de aceleração, atinge um pico e em seguida se torna decrescente. Na modelagem matemática a primeira marcha tem o pico de $0,38g$ ou $3,73 m/s^2$. Em relação a mesma marcha nos testes experimentais o valor máximo é de $0,40g$ ou $3,93 m/s^2$ no experimento 1. A diferença entre os picos de aceleração em relação ao teste experimental é de 5%. A segunda marcha apresenta ainda discrepâncias nos dois testes. Assim, a partir da terceira marcha a curva teórica correlaciona com a curva experimental com erro menor que 5%.

Nota-se que a curva de aceleração de todos os testes diminui a uma taxa constante a partir da velocidade de 100 km/h. Isso pode ser consequência da aproximação dos valores das razões de transmissão entre essas marchas. A Tabela 3.1 apresenta a redução percentual de cada marcha em relação à anterior.

Tabela 3.1 – Redução percentual das razões de transmissão.

Marcha do Veículo	Redução Percentual das Razões de Transmissão
1º	0
2º	47%
3º	42%
4º	22%
5º	11%
6º	22%

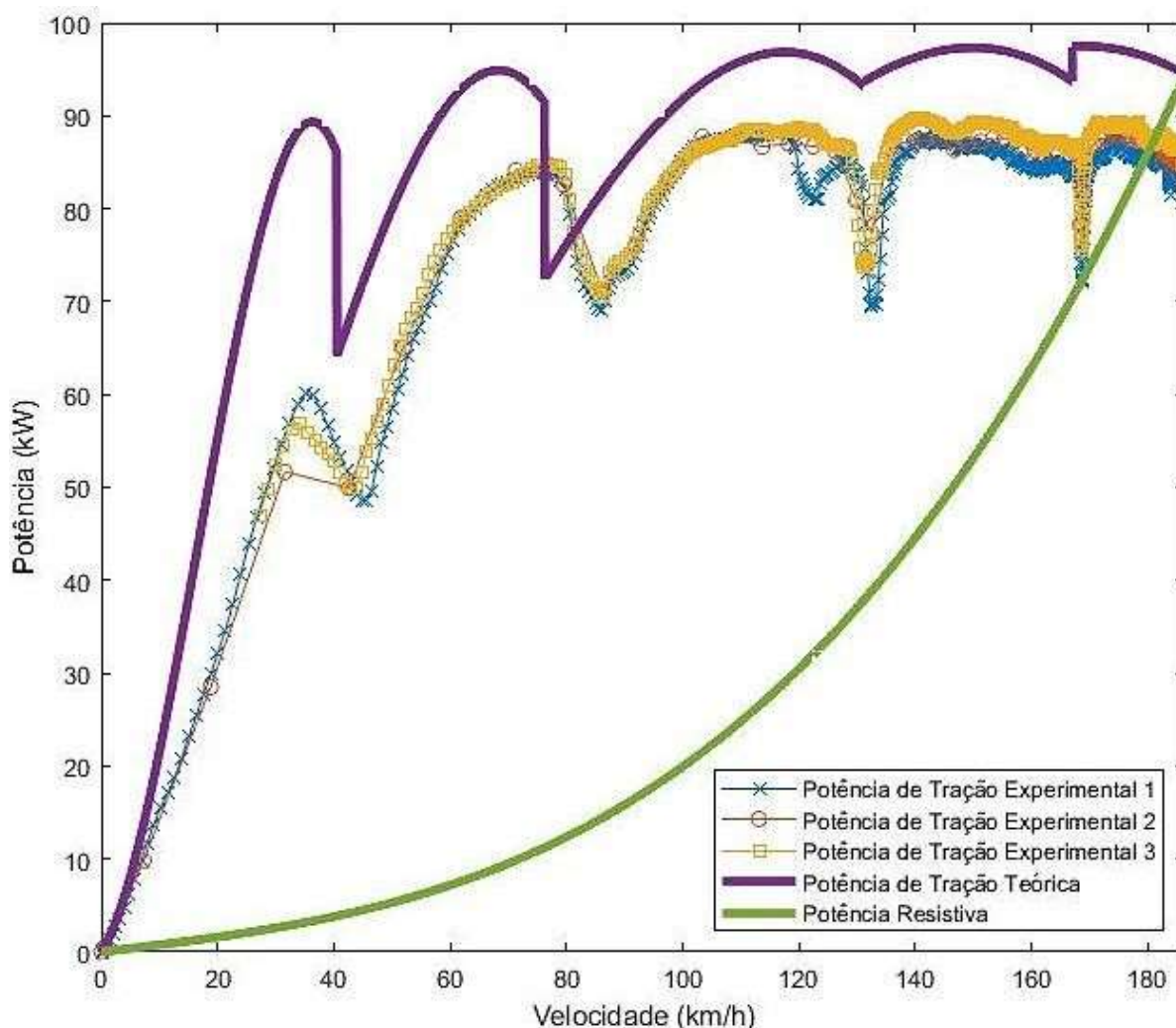
Fonte – os autores.

A partir da análise do Gráfico 3.2, a curva de aceleração a partir de 100 km/h apresenta um comportamento linear. Este comportamento é devido ao cálculo da aceleração que depende da razão de transmissão e da potência das forças resistivas conforme as equações (1) e (2). Sendo assim, observa-se pela Tabela 3.1 que a redução percentual a partir da terceira marcha é inferior em relação à primeira e segunda marcha, ou seja, quando o veículo troca de marcha, submetido a uma diferença percentual, há variação menor para a razão de transmissão e as razões de transmissão têm seus valores com menor

variação durante a troca de marcha.

A potência de tração teórica, as potências de tração experimentais e a potência resistiva teórica são vistas no Gráfico 3.3. Neste caso, a potência de tração de todos os testes evidencia que a 1^o e 2^o marcha apresentam menor valor de potência de tração do que a 3^o, 4^o, 5^o e 6^o marchas em todos os testes.

Gráfico 3.3: Curva da potência de tração e potência das forças resistivas



Fonte: os autores

Nesse gráfico, analisa-se que a potência de tração teórica apresenta valores superiores que o do teste experimental. Segundo Hoff e Gregory [3], o sistema de transmissão tem eficiência energética baseada na razão de transmissão e parâmetros fixos de perda, e dessa forma, nos resultados experimentais a eficiência de transmissão foi menor do que a eficiência na modelagem matemática. Nesse caso, pode ser propostos novos trabalhos para determinar a eficiência global de toda a da cadeia cinemática, pois este artigo limitou-se apenas na determinação precisa dos resultados do teste de aceleração nos quesitos de tempo e velocidade.

As Tabelas 3.2 e 3.3 mostram os resultados do teste de aceleração. São apresentados os resultados obtidos pela modelagem matemática e os valores experimentais obtidos pelo veículo durante o teste de aceleração.

Tabela 3.2 – Tempo de 0 a 100 Km/h e erro percentual da simulação do teste de aceleração em relação aos testes experimentais.

Resultados	Tempo de 0 a 100 km/h (s)	Erro Percentual
Modelagem matemática	11,50	-

Experimento 1	12,04	4,5%
Experimento 2	13,42	14,3%
Experimento 3	12,19	5,7%

Fonte – os autores.

Por meio da Tabela 3.2, observa-se que a modelagem matemática alcançou menor tempo do que os três testes experimentais. Dessa forma, nota-se que houve maior erro percentual do tempo de 0 a 100 km/h em relação ao 2º resultado experimental. Isto pode decorrer de erros cometidos durante a execução do teste experimental, pois, o erro percentual em relação aos resultados experimentais 1 e 3 é menor do que 6%. Assim, o erro percentual mínimo desse parâmetro é em relação ao 1º teste experimental assume o valor de 4,5%. A Tabela 3.3 apresenta o erro percentual da velocidade máxima da modelagem matemática em relação aos resultados experimentais.

Tabela 3.3 – Erro percentual da velocidade máxima da simulação do teste de aceleração em relação aos testes experimentais.

Resultados	Velocidade Máxima (km/h)	Erro Percentual
Modelagem Matemática	186,34	-
Experimento 1	184,07	1,2%
Experimento 2	185,44	0,5%
Experimento 3	185,74	0,3%

Fonte – os autores.

Nesta tabela a velocidade máxima da simulação do teste de aceleração foi superior a todos os resultados experimentais. Os erros percentuais apresentados são inferiores à 1,5%, evidenciando a eficácia da modelo apresentado.

5. Conclusão

Foi realizada uma modelagem numérica capaz de avaliar a performance automotiva através do teste de aceleração, estimando-se as curvas de aceleração e de potência de tração de um veículo comercial. Através dos dados obtidos, conclui-se que houve um baixo erro percentual da velocidade máxima do veículo, do tempo de 0 a 100 km/h e da aceleração efetiva, comparado aos resultados experimentais. As curvas de potência experimentais apresentaram grandes erros percentuais em relação ao modelo apresentado. Esta limitação pode ser superada futuramente através da inserção de termos capazes de incluir de forma satisfatória as perdas associadas do sistema de transmissão. A modelagem numérica apresentada permite uma rápida avaliação da cadeia cinemática veicular, mostrando-se como uma poderosa ferramenta nas etapas de pré-projeto e de otimização de veículos automotivos.

5. Referências

- [1] G. B. Colherinhas, P. H. C. Dias e A. C. G. Diniz, "Otimização das razões de transmissão de cadeias cinemáticas de automóveis via algoritmo genético," *VIII congresso Nacional De Engenharia Mecânica, Conem 2014*, 2014.
- [2] S. J1491, "Vehicle Acceleration Measurement," *Society of Automotive Engineers*, 2006.
- [3] C. J. Hoff e D. W. Gregory, *Introduction to Automotive Powertrains*, Kettering: University of Michigan, 2003.
- [4] G. B. Colherinhas, P. H. C. Dias e A. C. G. C. Diniz, "Automotive powertrain optimization by genetic algorithm analysing transmission ratios".
- [5] J. M. Echeverry, V. Vasquez, J. Aguirre e D. Contreras, "Low Cost Obtainment of Vehicle Performance Curves and Values Experimentally by Means of the OBD2 Port," *SAE Technical Paper*, 01 2015.