

ANÁLISE DA CAPACIDADE DE PROPULSÃO DE UM PROTÓTIPO ELÉTRICO

Anderson Bonsanto de Oliveira¹

Marcelo Fortes de Oliveira²

André Zilio Vicari Dalmagro³

Antonio Aires Rodrigues⁴

André Cervieri Cervieri⁴

Luiz Carlos Gertz⁵

RESUMO

Há mais de um século que os automóveis fazem parte do cotidiano da humanidade, e ano após ano o número de usuários aumenta. São feitos esforços no mundo todo para tornar os veículos mais eficientes e menos poluentes. O presente trabalho vem ao encontro deste objetivo, no qual foi realizado o estudo da capacidade de propulsão de um protótipo elétrico como alternativa aos veículos com motores a combustão interna. A partir de um conjunto pré-selecionado, composto por dois motores elétricos, gerenciados por módulos de controle programáveis, foi realizada a instalação e configuração dos diversos componentes elétricos e mecânicos que compõem o sistema. Em um segundo momento, foram definidas as resistências que se opõem ao movimento do protótipo, permitindo especificar dados de desempenho e conseqüentemente avaliar sua capacidade de transitar nas vias dos grandes centros. Através de uma análise teórica, concluiu-se que o conjunto propulsor possui características que tornam o protótipo apto a transitar em vias urbanas com restrição a ângulos de aclave maiores que 10°.

Palavras-chave: Veículo elétrico, motor elétrico, controle, resistência ao deslocamento, desempenho.

ABSTRACT

For more than a century automobiles have been part of everyday life of humanity, and year after year the number of users increases. Worldwide efforts are made in order to make them more efficient and less polluting vehicles. This paper also have this same goal, the study of the ability of an electric propulsion prototype to be used as an alternative to vehicles with internal combustion engines. From a pre-selected set consisting of two high-efficiency electric motors controlled by programmable modules, the installation and configuration of various electrical and mechanical components that comprise the system was performed. In a second stage the resistances that oppose the motion of the prototype were defined, allowing performance data to be specified and, therefore, to evaluate its capacity of transiting through the streets of large cities. It was concluded

¹ Acadêmico do curso de Engenharia Mecânica Automotiva/ULBRA – Bolsista PROBITI/FAPERGS

² Acadêmico do curso de Engenharia Mecânica Automotiva/ULBRA – Bolsista PIBITI/CNPq

³ Acadêmico do curso de Engenharia Mecânica Automotiva/ULBRA

⁴ Professor do curso de Engenharia Mecânica Automotiva/ULBRA

⁵ Professor – Orientador do Curso de Engenharia Mecânica Automotiva e do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Materiais e Processos Sustentáveis/ULBRA (gertzx@gmail.com)

that the powertrain had characteristics that made the prototype appropriate to transit on urban roads restricted to angles bigger than 10°.

Keywords: Electric vehicle, electric motor, control, resistance to displacement, performance.

INTRODUÇÃO

Entre os anos de 1900 e 1920, veículos elétricos e a combustão dividiam o mercado automobilístico. Porém fatores como a adoção de um motor elétrico para iniciar a partida do motor a combustão, a facilidade de obtenção de combustíveis derivados do petróleo e ainda o preço de produção reduzido, fizeram com que os veículos movidos à combustão se destacassem frente aos veículos elétricos.

Em 2010 o Grupo de Tecnologia Automotiva da ULBRA iniciou o projeto de um protótipo automotivo acionado por energia elétrica para transportar duas pessoas em vias urbanas. Este projeto teve início quando a empresa IMOBRAAS disponibilizou dois motores elétricos, dois controladores e uma bateria, a além de acessórios de conexão e comunicação.

O objetivo deste trabalho é analisar a capacidade de propulsão deste protótipo, a fim de verificar a viabilidade de seu uso em vias urbanas.

Araujo (2011) avaliou a configuração de sistema motopropulsor de veículo automotivo de dois lugares com propulsão elétrica e conclui que a melhor alternativa foi utilizar dois motores montados dentro das rodas traseiras, cada um com 15 kW de potência e 340 Nm de torque, alimentados por um conjunto de baterias de lítio-íon com 11.568 Wh de energia.

Em artigo publicado por D'Avila et al. (2011) foi realizado um estudo de seleção de motor elétrico para ser empregado no acionamento de um carro elétrico de pequeno porte. Neste trabalho o autor sugere que devem ser utilizados motores elétricos de corrente contínua sem escovas a fim de se obter elevada eficiência de conversão de energia elétrica em mecânica. Seus experimentos mostraram que o motor utilizado apresenta rendimento máximo de 77%. Em trabalho anterior, D'Avila (2010) verificou que o valor máximo de corrente consumida pelo motor sem escovas é de aproximadamente 18% menor do que o motor com escovas.

Resistência mecânica

A potência gerada no motor deve ser levada às rodas motrizes para que o veículo possa efetivamente fazer uso dela. Neste percurso existem vários elementos mecânicos sujeitos ao atrito que irão consumir parte dela. A resistência mecânica é considerada como toda e qualquer perda que ocorra entre o volante do motor e os mancais das rodas motrizes. Neste valor estão incluídas perdas na caixa de câmbio, no eixo cardan, no diferencial, nos mancais e em outros pontos. Em geral, as perdas podem ser decompostas em uma parte que é independentemente da carga transmitida, proveniente em grande parte

do movimento do óleo lubrificante e outra devido ao atrito propriamente dito que varia, aproximadamente, de uma forma linear com a carga. Em cargas leves há predominância das perdas do lubrificante, as quais diminuem com o aumento da carga. (NICOLAZZI, 2012).

Uma maneira bastante simples de considerar as perdas é pelo uso do conceito do rendimento da transmissão de força, desde o motor até o eixo das rodas, aplicando a equação:

$$P_c = P_e \eta_m \quad (1)$$

Sendo: P_c - Potência no cubo; P_e - Potência efetiva no motor; η_m - Rendimento mecânico da transmissão.

Como a potência efetiva do motor é a soma das potências no cubo e a perdida na transmissão, pode-se escrever:

$$P_m = (1 - \eta_m) P_e \quad (2)$$

Resistência ao aclave

Conforme Bosch (2005), a resistência ao aclave é definida como resistência a subida (F_{st} com sinal positivo) e a força de descida (F_{st} com sinal negativo), e é calculada conforme segue

$$F_{st} = m \cdot g \cdot \sin \alpha = G \cdot \sin \alpha \quad (3)$$

Sendo: F_{st} = Resistência à subida (sinal positivo) ou Força de descida (sinal negativo) [N]; m = Massa do veículo [kg]; g = Gravidade [m/s^2]; α = Ângulo de inclinação da pista.

Resistência inercial

Nicolazzi (2012) afirma que, para um automóvel, que é um conjunto de inércias em translação e rotação, no cálculo da força a ser aplicada para variar a velocidade deve ser levado em conta, além das massas em translação, as inércias rotativas. Isto porque as inércias rotativas são submetidas a acelerações angulares proporcionais a linear e, em função das relações de transmissão da caixa e do diferencial, podem ser responsáveis por uma grande parcela de consumo de força (consequentemente potência) durante a aceleração de um automóvel.

Massas em translação

A força relacionada com a inércia a translação pode corresponder a

$$Q'I = m \cdot a \quad (4)$$

Massas em rotação

Para causar uma aceleração angular, α [rad/s²], em uma inércia rotacional, J [kg/m²], é necessário aplicar-se um momento dado por

$$M = J.\alpha \quad (5)$$

Como existem várias massas com rotações diferentes não é possível aplicar a equação diretamente. As inércias rotativas são divididas em três grupos, representadas na figura 1, que seguem:

J_r - Inércias das rodas e agregados tais como: rodas, diferencial do lado das rodas, discos e tambores de freio e cubos de roda.

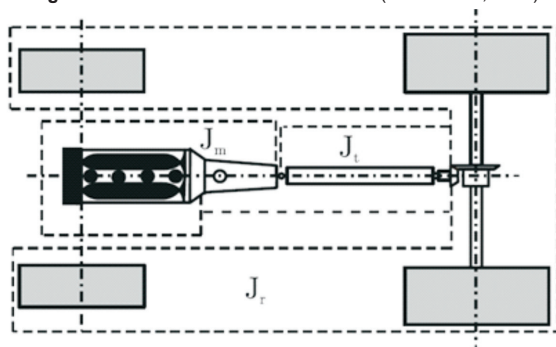
J_t - Inércia da transmissão. Parte do diferencial do lado da caixa mais eixo cardan e juntas, bem como a parte acionada da caixa.

J_m - Inércia do motor. Motor e acessórios, volante, embreagem e parte acionante da caixa de marchas.

Para obter a força equivalente a de inércia no ponto de contato com o solo, é necessário dividir o momento pelo raio dinâmico do pneu (rd).

$$Q''I = \frac{M}{rd}, \text{ ou } Q''I = \frac{J.\alpha}{rd} \quad (6)$$

Figura 1: Inércias rotativas de um veículo. (NICOLAZZI, 2012)



A relação entre a aceleração angular e linear, de uma roda no ponto de contato com o solo é dada por

$$a = \alpha . rd \quad (7)$$

Sendo: - raio dinâmico do pneu; - aceleração angular. Assim, pode-se escrever a equação

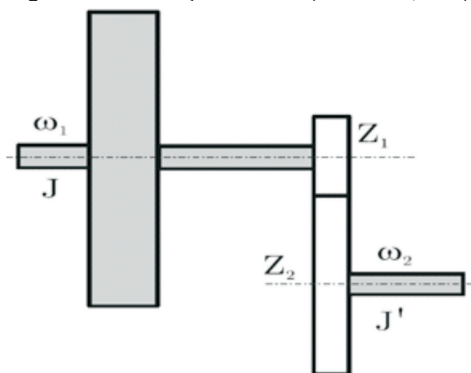
$$\alpha = \frac{a}{rd} \quad (8)$$

Substituindo-se esta aceleração na expressão do torque, pode-se relacionar a resistência de inércia rotativa com a aceleração linear.

$$Q = I \frac{J \cdot \alpha}{r^2 d} \quad (9)$$

O problema que surge é devido ao fato de que as rodas não estão girando com a mesma velocidade dos componentes que possuem inércias J_t e J_m . Assim, uma soma direta destas grandezas não pode ser usada para o cálculo da inércia total J . Supondo-se uma inércia referente a um eixo que através de uma redução i transmite movimento para outro eixo, conforme a figura 2, pode-se achar uma inércia equivalente neste último e resolver o problema anteriormente descrito.

Figura 2: Transformação de inércia. (NICOLAZZI, 2012).



Para obter-se a inércia equivalente, J' , utiliza-se a lei da conservação de energia, ou seja, a energia cinética deve ser a mesma nos dois eixos. Assim, tem-se:

$$\frac{1}{2} J \omega_1^2 = \frac{1}{2} J' \omega_2^2 \quad (10)$$

Sendo: J - inércia real; ω_1 - velocidade angular da inércia J ; J' - inércia equivalente; ω_2 - velocidade angular da inércia equivalente.

Como;

$$\omega_1 = i \cdot \omega_2 \quad (11)$$

e assim,

$$J(\omega_2)^2 = J' \cdot \omega_2^2 \quad (12)$$

$$J = i^2 J' \quad (13)$$

sendo i a relação de transmissão.

Deste modo é possível calcular uma inércia equivalente a do motor e da transmissão, nas rodas, considerando a j ésima relação de transmissão da caixa de câmbio (i_{cj}) e do diferencial (i_d).

$$J' = i_d^2 (J_t + i_{cj}^2 J_m) \quad (14)$$

A inércia rotativa total nas rodas, para um veículo como o mostrado na figura 1, é dada pela soma das parcelas do motor, da caixa e das rodas conforme.

$$J = J_r + i_d^2 (J_t + i_{cj}^2 J_m) \quad (15)$$

Vale salientar que esta equação serve para análise de qualquer sistema que possua massas girando com velocidades diferentes, tal como o mostrado na figura 2.

Superposição dos efeitos:

A resistência total da aceleração é então dada pela soma das inércias de translação e de rotação, como segue na equação 16, que pode ser escrita conforme segue.

$$QI = Q'I + Q''I \quad (16)$$

$$QI = ma \left(1 + \frac{J}{mrd^2} \right) \quad (17)$$

Resistência ao rolamento

Segundo Nicolazzi (2012), a resistência ao rolamento ocorre devido as perdas entre pneus e pista, que pode ser calculada aproximadamente por.

$$Q_r = f.G. \cos\alpha \quad (18)$$

Sendo: f - Coeficiente de atrito de rolamento; G - Peso do veículo; α - Inclinação da pista.

O aumento do coeficiente de resistência ao rolamento f é diretamente proporcional ao nível de deformação e inversamente ao raio do pneu. Então, o aumento do coeficiente está relacionado a cargas maiores, velocidades mais altas e pressão mais baixa do pneu. (BOSCH, 2005).

Gillespie (1992), faz uso da equação 19 para determinar o coeficiente de atrito de rolamento:

$$f_r = 0,01. \left(1 + \frac{V,621}{100} \right) \quad (19)$$

Na equação 19, v é a velocidade em km/h. O esforço necessário para mover o carro depende do solo em que o veículo se move, e será mais fácil deslocá-lo se o solo for mais compactado. Analogamente, se os pneus estiverem com a pressão adequada o movimento será mais fácil do que com pneus vazios. (SANTOS, 2012).

Devido à existência de vários fatores que influenciam a resistência à rolagem, uma equação envolvendo todas essas variáveis e que apresente um valor exato não existe, assim foram desenvolvidas várias equações para definir esse coeficiente. Gillespie (1992) propõem a relação que segue.

$$f_r = \frac{R_x}{W} = C \frac{W}{D} \sqrt{\frac{h_t}{W_t}} \quad (20)$$

Sendo: R_x = Força de resistência à rolagem [N]; W = Peso aplicado na roda [N]; C = Constante das perdas das características elásticas do pneu; D = Diâmetro externo [m]; h_t = Altura do pneu [m]; W_t = Largura do pneu [m].

Resistência aerodinâmica

Um corpo movendo-se no ar, devido à distribuição de pressão sobre a sua superfície livre, fica submetido a uma força resultante. O principal destes efeitos é o de arrasto, que é caracterizado pela equação.

$$F_D = \frac{1}{2} \rho v^2 C_x A \quad (21)$$

sendo: F_D = Força de arraste aerodinâmico [N]; ρ = Densidade do ar – Massa Específica [kg/m^3]; V = Velocidade do Veículo [m/s]; C_x = Coeficiente de Arrasto [adimensional]; A = Área frontal do veículo [m^2].

Resistência ao deslocamento

Em Bosch (2005), a resistência ao deslocamento é definida como sendo a resistência total ao movimento e é calculada como segue.

$$F_w = F_{Ro} + F_D = F_{St} \quad (22)$$

Sendo: F_{Ro} - Força de resistência ao rolamento; F_D - Força de resistência aerodinâmica; F_{St} - Força de resistência à subida.

De forma idêntica Gillespie (1992) define a força de tração FTR como sendo a força necessária para vencer este grupo de resistências na interface pneu/estrada para um veículo, e é definido como:

$$F_{TR} = F_R + F_D + m \cdot \frac{dV}{dt} + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta \quad (23)$$

Sendo:

F_R – resistência de rolagem;

- F_D – resistência aerodinâmica;
- m – massa efetiva do veículo;
- g – aceleração da gravidade;
- θ – ângulo de inclinação da estrada.

MATERIAL E MÉTODOS

Como o chassi do veículo está em fase de desenvolvimento, o trabalho foi realizado utilizando um chassi provisório já existente, figura 3, que possui o peso e dimensões próximos ao do chassi definitivo, possibilitando realizar as análises propostas. Os motores elétricos foram selecionados por possuírem o sistema de transmissão montado dentro da roda, o que elimina a necessidade de semi-eixos e simplifica o projeto da suspensão.

Figura 3: Sugestão: Carro montado com Chassis provisório.



Dados do Veículo

A massa do veículo é de 600 kg, porém para uma primeira análise será somado um valor de 150 kg, que corresponde a dois ocupantes com peso médio de 75 kg. Dessa forma a massa total será de 750 kg. A área frontal do veículo foi obtida através do modelo 3D do protótipo desenhado com Solid Works, figura 4, cujo valor encontrado foi de 1,79 m². Com o objetivo de um futuro estudo, pretende-se atingir uma forma de carroceria na qual seja possível alcançar um valor de arrasto aerodinâmico de aproximadamente 0,29, portanto para a realização dos cálculos teóricos este é o valor do arrasto considerado.

Figura 4: Modelo 3D do protótipo IMO.



Os motores utilizados neste protótipo permitem o acoplamento direto da roda ao eixo da saída da redução. Esta característica permitiu eliminar os dispositivos mecânicos tradicionais para transmitir o torque do motor às rodas, tais como sistema de embreagem, caixa de câmbio e diferencial. O pneu utilizado é de medida 175/70 R13, o que confere um raio de 0,28 m entre o centro de giro do eixo motriz e o contato com o chão.

A bateria utilizada é do tipo chumbo/ácido comumente utilizada em empilhadeiras elétricas. Possui uma tensão de 72 Volts e uma capacidade de corrente de 90 Ah, o que resulta em uma capacidade de energia de 6480 Wh. Sua massa é de 250 kg, portanto sua densidade de energia é de 25,92 Wh/kg.

Controlador

Os controladores utilizados neste projeto são da marca SEVCON, classe Gen4, modelo G8035. Este tipo de controlador é designado para o controle de motores trifásicos AC assíncrono e AC síncrono com ímãs permanentes, sua fonte de alimentação deve ser de corrente contínua com uma tensão de 72 V a 80 V. Esta classe de controladores foi projetada para lidar com uma ampla gama de requisitos de uso veicular, eliminando a necessidade de módulos adicionais de controle.

Motor

Os motores são fabricados pela empresa Heinzmann, da Alemanha, e foram desenvolvidos com o propósito de equipar veículos elétricos, e são classificados pela própria empresa como “*High-Torque Wheel Hub Drive*”, (roda motorizada de alto torque) figura 5. A vantagem é a forma direta de transmitir o torque do motor às rodas, o

que dispensa o uso de mecanismos mecânicos de transmissão como cardan, diferencial e ponta de eixo.

Figura 5: Conjunto "Wheel Hub Drive".



Esse conjunto é formado por um motor elétrico AC síncrono de ímãs permanentes sem escovas (PMSM), acoplado a uma redução planetária com relação 7:1. O conjunto conta ainda com sensor de temperatura e sensor de posicionamento do rotor (Encoder).

Dados do motor	
Potência nominal	5,5 kW
Tensão	47,6 V AC
Corrente	92,5 A
Rotação	5000 RPM
Número de polos	8
Frequência	333 Hz
Momento de inércia	26,3 kg.cm ²
Massa	15 kg

RESULTADOS

A partir dos dados coletados foi possível verificar o funcionamento dos comandos elétricos e determinar alguns resultados de desempenho teórico do protótipo.

Funcionamento do conjunto elétrico

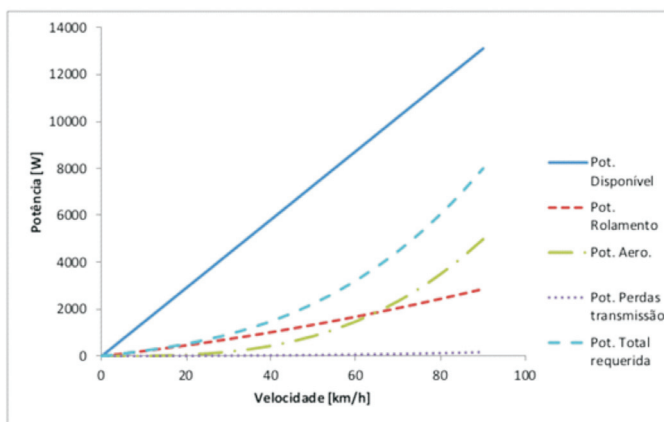
O funcionamento dos comandos elétricos ocorreu de forma satisfatória. Os motores funcionaram aos comandos dos interruptores, do acelerador e freio. O comportamento em curvas foi positivo, não ocorrendo tendência de arrasto das rodas. Em teste dinâmico verificou-se uma velocidade máxima de aproximadamente 40 km/h, foi também possível verificar o ótimo funcionamento dos motores atuando como freios, porém, não foram realizadas medições do valor de corrente fornecida à bateria nesta situação.

A complexidade envolvida na configuração dos controladores foi o fator que limitou testar o conjunto em sua total capacidade, portanto os resultados de desempenho apresentados são teóricos.

Potência requerida para dada velocidade

Utilizando as equações que relacionam as resistências ao deslocamento em função da velocidade é possível estimar qual a potência que os motores deverão produzir para que o veículo se mantenha a uma determinada velocidade. No gráfico de Potência x Velocidade, figura 6, é possível visualizar as curvas de potência aerodinâmica, de rolagem e mecânica requeridas para dada velocidade. A curva de potência total requerida é a soma da potência aerodinâmica requerida, da potência de rolagem requerida e da potência mecânica requerida.

Figura 6: Gráfico teórico Potência x Velocidade.



É possível verificar que a curva de potência teórica dos motores é uma reta. E isso se deve ao fato de que o torque desta classe de motores é considerado como constante até a faixa nominal de rotação, conforme bibliografia consultada. Observa-se que a uma velocidade aproximada de 62 km/h a resistência aerodinâmica ultrapassa a resistência de rolagem.

Velocidade máxima

Conforme visualizado na figura 6, a velocidade máxima não é limitada pela potência dos motores, mas sim pela rotação nominal máxima dos mesmos. Aplicando a equação 24 obtém-se:

$$V = \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n}{60 \cdot i} \right) \quad (24)$$

Sendo: r – raio do pneu (0,28 m), n – rotação motor (5000 RPM), i – redução (7:1)

Desta forma é possível verificar que a velocidade máxima do protótipo é de aproximadamente 75 km/h.

Ângulo de aclave máximo

Na figura 7 é apresentado um gráfico que demonstra a curva de resistência ao deslocamento comparada a curvas de resistência ao deslocamento em rampa. Os resultados obtidos demonstram que a rampa máxima de aclave para a potência nominal dos motores é de 3° a uma velocidade aproximada de 40 km/h.

Conforme o manual do controlador e do motor é possível em um curto espaço de tempo, aproximadamente 10 segundos, triplicar a corrente fornecida aos motores, com isso triplica-se o torque e consequentemente a potência. Utilizando este artifício consegue-se atingir uma potência de pico de 33000 watts, melhorando o ângulo máximo de aclave, conforme figura 8. Nesta configuração é possível vencer uma rampa de 11° a aproximadamente 40 km/h.

Figura 7: Gráfico de velocidade de aclave, Potência nominal teórica.

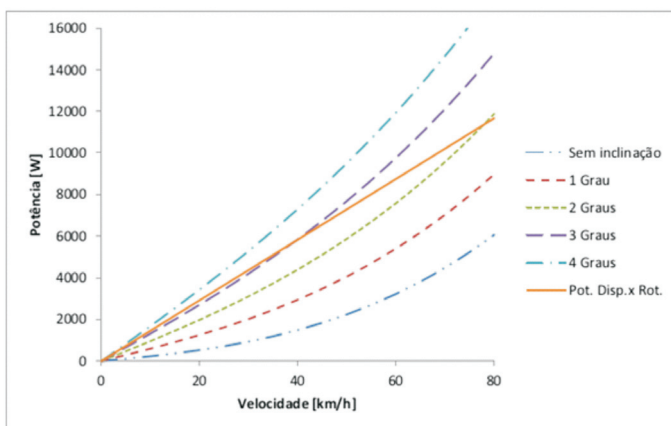
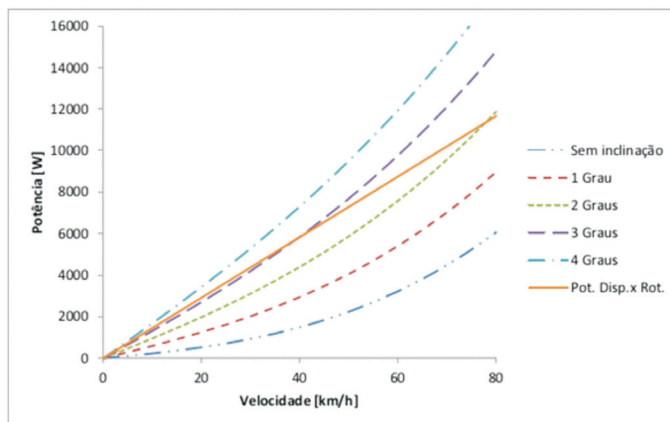


Figura 8: Gráfico de velocidade de aclave, Potência de pico teórico.



Autonomia estimada

Para manter o protótipo a uma velocidade constante em pista plana, a potência produzida pelos motores deve ser equivalente à potência consumida pela resistência de rolagem, resistência aerodinâmica e resistência mecânica. Supondo uma velocidade de 75 km/h é necessário que os motores produzam uma potência total de 5230 W. Considerando que a eficiência do conjunto controlador/motor/redutor seja 90%, estima-se um consumo de 5811 W da bateria. A bateria do protótipo possui uma capacidade de 6480 Wh, o que resulta em uma autonomia aproximada de 1 hora e 6 minutos, equivalente a 83 km.

Capacidade de aceleração

Na análise da capacidade de aceleração, figura 9, foram considerados os valores de aceleração do protótipo utilizando a potência nominal e a potência de pico. Para efeito de comparação utilizou-se dados de aceleração de dois veículos a combustão com motores 1.0.

Os valores de aceleração do protótipo elétrico foram calculados conforme a equação 25.

$$\alpha = \frac{Pot. disponivel - Pot. requerida}{massa \times velocidade} \quad \text{Eq. 25}$$

Onde a massa é um somatório da massa total do veículo acrescida da massa equivalente das massas rotativas, dentre as quais pneus e rodas, rotores dos motores e engrenagens das reduções. Conforme o manual dos motores, o momento de inércia do rotor do motor é de 26,3 kg.cm²

O conjunto pneu e roda apresenta um valor em torno de $1,5 \text{ kg.m}^2$, o que resulta em 6 kg.m^2 ao considerarmos quatro pneus e rodas. Para efeito de cálculo serão desprezadas as massas rotativas dos motores e das reduções, e através da equação 26, é definida a massa que deve ser acrescida à massa total do veículo para o cálculo da aceleração.

$$m(\text{rot}) = \frac{J}{(r)^2} \quad m(\text{rot}) = \frac{6}{(0,28)^2} \quad m(\text{rot}) = 76,53 \text{ kg} \quad \text{Eq. 26}$$

Simulação de desempenho com a adoção de baterias de lítio

Considerando que baterias de lítio possuem densidade de energia na ordem de 130 Wh/kg , estima-se que uma bateria com massa de 50 kg atinja 6480 Wh , ou seja, a mesma capacidade de energia da bateria chumbo-ácido de 250 kg . Esta redução na massa confere níveis de desempenho superiores.

Para efeito de comparação e análise é possível verificar nas figuras 9 e 10 os resultados de velocidade de aclave e de aceleração utilizando potência de pico em conjunto com a adoção de baterias de lítio.

Figura 9: Gráfico de velocidade de aclave (potência de pico e bateria de lítio).

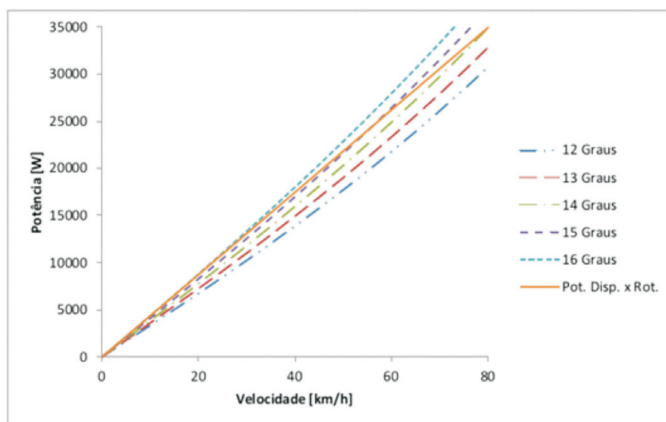
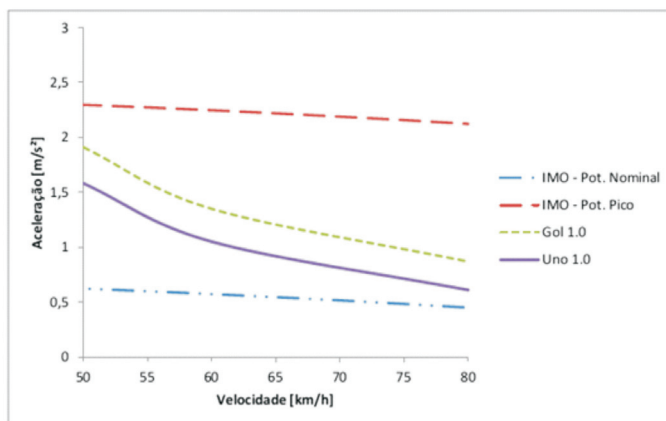


Figura 10: Gráfico comparativo de aceleração (bateria de lítio).



CONCLUSÃO

A proposta deste estudo foi instalar e configurar um conjunto propulsor elétrico com o objetivo de verificar suas características de desempenho e comportamento, possibilitando desta forma analisar a viabilidade deste conjunto ser utilizado em um veículo compacto de uso urbano.

Após a instalação dos diversos componentes elétricos e mecânicos necessários, observou-se o funcionamento dos motores aos comandos dos interruptores, acelerador e freio. A seleção de configuração “Modo Torque” dos controladores garantiu o efeito do diferencial mecânico, não ocorrendo tendência de arrasto das rodas quando em curva.

Apesar de ter sido verificado o funcionamento do conjunto, este não ocorreu de forma satisfatória. A complexidade de configuração das variáveis elétricas dos controladores foi o fator que impediu que o conjunto fosse testado em sua plena capacidade.

A partir dos resultados teóricos é possível afirmar que os objetivos de desempenho foram parcialmente alcançados, entre eles a autonomia, velocidade máxima e a capacidade de aceleração, contudo verificou-se uma limitação para vencer acíves, e isto pode ser atribuído ao fato de que a caixa redutora é de valor fixo, sem a opção de variar a multiplicação do torque.

O artifício de aplicar uma corrente maior que a nominal aproxima o desempenho almejado, porém com sacrifício à autonomia e à durabilidade dos componentes.

Conforme resultados obtidos o conjunto torna-se viável ao fazer uso de baterias de lítio, diminuindo em cerca de 200 kg a massa do veículo, mas esta é uma alternativa que elevaria consideravelmente os custos.

Seria possível obter melhores resultados de aceleração e ângulo de acíve máximo utilizando-se uma maior redução entre o motor e o eixo da roda, em contrapartida esta alternativa reduziria a velocidade máxima em pista plana.

Portanto, conclui-se que o conjunto propulsor possui características que tornam o protótipo apto a transitar em vias urbanas com restrição à inclinações maiores que 10°.

Agradecimento: O Grupo de Tecnologia Automotiva da ULBRA agradece a empresa IMOBRAZ MOTORES ELÉTRICOS de Alto Feliz por apoiar este projeto.

REFERÊNCIAS

ARAUJO, G. H. S. **Projeto de um veículo automotivo urbano de dois lugares com propulsão elétrica**. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2011.

BOSCH, R. **GmbH, Manual de Tecnologia Automotiva**. 25. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

D'ÁVILA, C. E. et al. Estudo de um motor CC brushless aplicado no acionamento de um carro elétrico de pequeno porte. **Revista Liberato**, Novo Hamburgo, v. 12, n. 18, p. 107-206, jul./dez. 2011.

D'ÁVILA, Carlos Eduardo Presa, **Construção de um módulo eletrônico para o controle de um motor sem escovas de um veículo**. Dissertação (Mestrado) – Universidade Luterana do Brasil, Canoas/RS, 2010.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. SAE Publications Group, USA, 1992.

SANTOS, N. F. P. L. **Medição Experimental do Coeficiente de Resistência ao Rolamento e do Coeficiente de Arrasto Aerodinâmico de um Veículo Automóvel de Elevada Eficiência Energética**. Dissertação (Mestrado em Ciência e Tecnologia) - Faculdade de Ciências e Tecnologia de Coimbra, Portugal, 2012.

NICOLAZZI, L. C.; Da Rosa, E.; Leal, L. C. M. **Uma Introdução à Modelagem Quase-estática de Veículos Automotores de Rodas**. Florianópolis: UFSC, 2001.

SEVCON. **Gen4 Product**: manual v. 3.0. São Paulo: SEVCON, 2012.