

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UTILIZAÇÃO DE DINAMÔMETRO DE ROLO DE BAIXA POTÊNCIA EM VEÍCULO
SUPERECONÔMICO

por

Renato Tonin Dornelles

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro de 2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

UTILIZAÇÃO DE DINAMÔMETRO DE ROLO DE BAIXA POTÊNCIA EM VEÍCULO
SUPERECONÔMICO

por

Renato Tonin Dornelles

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Comissão de Avaliação:

Prof. Darci Barnech Campani

Prof. Juan Carlos Sandoval Ortiz

Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Porto Alegre, 26 de novembro de 2010.

DORNELLES, R. T. **Utilização de dinamômetro de rolo de baixa potência em veículo supereconômico**. 2010. 22p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

O presente trabalho visa auxiliar o desenvolvimento de um veículo supereconômico pelo Departamento de Engenharia Mecânica. Buscando tecnologias para a redução do consumo de combustível, procurou-se a melhoria da eficiência através da redução de perdas. Foram realizados testes em um protótipo produzido pela ULBRA em um dinamômetro de rolo de baixa potência, tendo como principal parâmetro de referência a potência do motor. Foram feitas seis medições com diferentes parâmetros de lubrificação, peso e pressão de pneus, com o objetivo de analisar as diferenças presentes na potência. Avaliando as incertezas de medição presentes nos resultados finais, pode-se afirmar que a maior pressão nos pneus traseiros (50 PSI), a lubrificação das correntes e rolamentos e o menor peso possível no chassi representam um aumento na potência na roda para uma mesma posição do pedal do acelerador.

PALAVRAS-CHAVE: dinamômetro, veículo supereconômico, resistência ao movimento

DORNELLES, R. T. **Utilization of a low-power roll dynamometer in a low fuel consumption vehicle**. 2010. 22p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

This work seeks to support the development of a low fuel consumption vehicle for the Department of Mechanical Engineering. Searching for technologies to reduce fuel consumption, it was looked to improve the efficiency by reducing losses. Tests were conducted on a prototype produced by ULBRA on a low-power roll dynamometer, having the engine power as the main benchmark parameter. Six measurements were made with different parameters of lubrication, weight and tire pressure, with the aim of analyzing the differences present in the power. Evaluating the measurement uncertainty present in the final results, it can be said that the greatest pressure on the rear tires (50 PSI), the lubrication of chains and bearings and the lowest weight possible in the chassis represents an increase in power at the wheel for the same throttle position.

KEYWORDS: dynamometer, low fuel consumption vehicle, resistance to motion

ÍNDICE

	Pág.
1	INTRODUÇÃO..... 1
2	OBJETIVOS..... 2
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... 2
3.1	Dinâmica..... 2
3.2	Dinamômetro 3
3.3	Resistências ao movimento 4
4	METODOLOGIA 5
4.1	Condições iniciais 5
4.1.1	Dinamômetro 5
4.1.2	Veículo..... 6
4.2	Avaliação das perdas..... 7
5	METODOLOGIA DE TESTES..... 7
5.1	Teste com veículo supereconômico da ULBRA 8
6	ANALISE DE INCERTEZAS 9
6.1	Incertezas dos instrumentos de medição 9
6.1	Incertezas das medições 9
7	RESULTADOS E DISCUSSÕES 10
7.1	Lubrificação 10
7.2	Peso 12
7.3	Pressão de pneu..... 13
8	CONCLUSÕES..... 14
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 14
	Apêndice 16

1. INTRODUÇÃO

Com o passar dos anos, cada vez se torna mais evidente o olhar crítico da sociedade em assuntos relacionados ao meio ambiente. O consumidor do século XXI tem uma forte preocupação com os danos que certos produtos podem vir a causar no sistema ecológico do planeta. O pensamento de que no futuro haverá tecnologia suficiente para consertar todos os erros e enganos do passado não existe mais. Sabe-se que se deve cuidar e preservar o meio ambiente que se possui, para que a qualidade de vida se mantenha alta ao passar dos anos.

Seguindo estes princípios da sociedade, diversas empresas procuram a otimização de seus produtos e o aprimoramento de seus meios de produção. Um grande exemplo disto são as montadoras de automóveis, que nas últimas décadas tem desenvolvido carros conceitos voltados para a não agressão do meio ambiente. Carros híbridos, com redução de consumo, carros elétricos, carros movidos a hidrogênio, carros com materiais ecologicamente corretos e etc. são exemplos deste desenvolvimento [CECATTO, 2010].

Criada para ajudar no desenvolvimento de tecnologias para a redução de consumo de combustível, a competição Maratona da Eficiência Energética, que reúne universidades para competir em uma corrida anual, premia a equipe que conseguir percorrer a maior distância com um litro de gasolina. Com a intenção de criar mais um campo de aprendizado e pesquisa para os alunos, a Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS, através do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia, começou a desenvolver um projeto de construção de um protótipo para a participação nesta competição. Neste projeto existem diversos fatores que interferem na melhora da eficiência energética do veículo.

Os estudos voltados para a melhoria da eficiência através da redução de perdas têm como principal parâmetro de referência a potência do motor. A potência efetiva na saída do motor é a que interessa para o estudo do desempenho do veículo, já que esta é a que vai ser transmitida às rodas motrizes. A principal informação que interessa é a curva de potência ou a curva de torque do motor [LEAL et. al., 2008].

O presente trabalho busca avaliar as perdas existentes em veículos utilizados na competição Maratona da Eficiência Energética e verificar melhorias que podem ser implementadas nos projetos. Para avaliação da potência do veículo será utilizado um dinamômetro de rolo de baixa potência que já está construído [ROSSONI, 2009], instrumentado e testado [OLIVEIRA, 2010].

De acordo com os resultados obtidos nos testes com o dinamômetro, será possível obter parâmetros e dados para auxiliar a equipe da UFRGS, permitindo que algumas definições sejam feitas antes do início do planejamento do projeto.



Figura 1.1. – Dinamômetro utilizado no projeto para medição de potência

2. OBJETIVOS

Objetivo Geral:

O trabalho proposto tem por objetivo a realização de testes em um protótipo de um de veículo supereconômico em um dinamômetro de rolo de baixa potência (até 215W). Os testes visam recolher dados para caracterizar e avaliar as perdas que o veículo possui em seu sistema de transmissão de potência. Com os dados disponíveis serão avaliadas quais as possibilidades de modificações a serem realizadas para melhorar a eficiência do protótipo.

Objetivos Específicos:

- Adequar o dinamômetro para utilização em veículos supereconômicos;
- Testar influência da pressão do pneu na potência;
- Testar influência do peso na potência;
- Testar influência de lubrificação do sistema de transmissão na potência;

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Dinâmica

O principal ponto que será abordado no projeto é a otimização da eficiência do veículo supereconômico construído para a competição nacional Maratona da Eficiência Energética. Nesta competição o objetivo é percorrer a maior distância por litro de gasolina. Para melhorar a eficiência do mesmo, serão realizados testes para buscar a redução de perdas. Para tanto, é de fundamental importância o levantamento da potência líquida do motor em testes de dinamômetro, bem como a determinação da potência gasta para manter a condição de deslocamento do veículo [LEAL, et al., 2008].

A potência transmitida na roda do veículo será calculada através dos dados retirados de testes utilizando um dinamômetro de baixa potência. O dinamômetro utilizado possui um banco de lâmpadas que consome a energia gerada pelo gerador elétrico, causando uma resistência à rotação do seu eixo devido às forças eletromagnéticas no rotor. Como a montagem do gerador é em balanço e este possui um braço de alavanca direcionado para uma balança, a força aplicada pelo braço de alavanca pode ser facilmente calculada através da aceleração da gravidade “ g ” e da massa “ m ” medida na balança. A força é definida pela equação 3.1:

$$F = m.g \quad (3.1)$$

onde F é a força [N], m é a massa [kg] e g é a aceleração da gravidade [m/s^2].

Como o torque “ T ” é calculado através da força aplicada em um determinado braço de alavanca. Tem-se a equação 3.2:

$$T = F.d \quad (3.2)$$

onde T é a torque [N.m] e d é a distância do braço de alavanca [m].

Medindo a frequência de rotação da roda do veículo “ f ” no rolo do dinamômetro com o sensor Hall e um osciloscópio, conseguiu-se chegar na velocidade angular “ ω ” através da equação 3.3:

$$\omega = 2\pi.f \quad (3.3)$$

onde ω é a velocidade angular [rad/s] e f é a frequência de rotação [Hz].

A potência é definida como o trabalho “W” por unidade de tempo “t”, como mostra a equação 3.4:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{F.d}{t} \quad (3.4)$$

onde P é a potência [W], W é o trabalho [N.m] e t é o tempo [s].

Como a velocidade é definida pela distancia sobre o tempo, conforme a equação 3.5:

$$v = \frac{r}{t} \quad (3.5)$$

onde r é o raio de giração [m] e t é o tempo [s].

Tem-se a equação de potência em função da força e velocidade, conforme a equação 3.6:

$$P = \frac{F.d.v}{r} \quad (3.6)$$

Manipulando a equação 3.2, colocando a força em função do torque e do braço de alavanca, obteu-se a equação 3.7:

$$F = \frac{T}{d} \quad (3.7)$$

Como a velocidade angular “ ω ” pode ser calculada em função da velocidade tangencial “v” e do raio de giração do rolo “r”, tem-se a seguinte equação:

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (3.8)$$

onde ω é a velocidade angular [rad/s] e r é o raio de giração do rolo [m]

Portanto, conseguiu-se agora calcular a potência em função do torque e da velocidade angular, como segue a equação 3.8:

$$P = T.\omega \quad (3.9)$$

3.2 Dinamômetro

A característica essencial do dinamômetro de rolo é que o elemento que absorve a potência da máquina é montado em rolamentos coaxiais com o eixo da máquina e o torque é medido por um transdutor de atuação tangencial em um raio conhecido a partir do eixo da máquina [PLINT et. al., 2007].

Dinamômetros modernos utilizam transdutor de força, quase sempre do tipo strain gauge. A célula de carga tem a vantagem de ser extremamente rígida, de forma que nenhum ajuste de posicionamento é necessário, mas a desvantagem de uma vida de fadiga após um número finito da carga aplicações, desde que mal dimensionada. [PLINT et. al., 2007]

3.3 Resistências ao movimento

Ao estudar um veículo se deslocando, percebe-se que inúmeras forças estão presentes neste movimento. O interesse principal deste trabalho é naquelas que se opõem ao movimento e determinam o nível de potência necessário para manter esse movimento. A força resistente total deve ser equilibrada pela força transmitida por atrito ao solo, através das rodas motrizes, proveniente da potência gerada pelo motor [LEAL et. al., 2008]

As resistências que se opõem ao deslocamento são:

- Resistência mecânica;
- Resistência ao aclave;
- Resistência de inércia
- Resistência ao rolamento
- Resistência aerodinâmica

Resistência mecânica

A potência gerada pelo propulsor deve ser levada às rodas para que o veículo possa efetivamente fazer uso dela. No caminho de transmissão desta potência existem elementos mecânicos sujeitos ao atrito que consomem parte dela. Portanto, a resistência mecânica é considerada toda a perda que ocorra entre o volante do motor e as rodas motrizes. Nela estão incluídas as perdas da caixa de câmbio, do eixo cardam, do diferencial, dos mancais e etc.

Resistência ao aclave

Quando um veículo sobe um aclave, apenas parte do seu peso é absorvida pelo terreno, na forma de força normal, e o restante fica agindo sobre o Centro de Gravidade do veículo na forma de uma componente paralela ao piso, tendendo a fazer o veículo descer o aclave. Esta componente do peso é a resistência de aclave, ou seja, é a força que deve ser vencida para que o equilíbrio estático seja mantido.

Resistência de inércia

O sistema de transmissão de potência de um veículo é um conjunto de inércias em translação e rotação. Além das massas em translação, as inércias rotativas também devem ser levadas em conta no cálculo da potência. As inércias rotativas podem ser responsáveis por uma parcela do consumo da força durante a aceleração do veículo, devido às acelerações angulares a que são submetidas.

Resistência ao rolamento

Para manter um pneu girando sobre o solo, é necessário gastar uma certa quantidade de energia, consumida pelos diversos tipos de perdas que ocorrem. Estas perdas dão origem à resistência ao rolamento do pneu e são provenientes principalmente de duas fontes dissipadoras. Uma é o próprio pneu e a outra é o solo onde o veículo trafega.

Verifica-se experimentalmente que o coeficiente de resistência de rolamento varia com a velocidade, pressão do pneu, carga radial e tipo de pneu, além do tipo do piso, temperatura e outras variáveis.

Resistência aerodinâmica

Um corpo movendo-se no ar, devido à distribuição de pressão sobre a sua superfície livre, fica submetido a uma força resultante. Nesta força resultante, estão presentes a força de arraste, a força de sustentação e o efeito dos ventos laterais. A força resultante impõe perdas no deslocamento do veículo, que são caracterizadas a seguir:

- Resistência de forma - Ocorre devido à geometria da carroceria.
- Resistência de atrito - Ocorre devido à viscosidade provocando perdas por atrito do ar com a superfície externa do veículo.
- Perdas por correntes de ar - Ocorre devido ao ar que penetra no veículo para arrefecimento do motor e ventilação.

4. METODOLOGIA

4.1. Condições Iniciais

Considerando que o dinamômetro foi construído e instrumentado visando atender a um grupo de motores de baixa potência, serão analisados os parâmetros de funcionamento do dinamômetro e do veículo, para não exceder os limites propostos na instrumentação do dinamômetro. Também serão levantadas as características do veículo a ser testado.

4.1.1 Dinamômetro

Para utilização do dinamômetro foi feita uma avaliação do dimensionamento do mesmo. Analisando as forças, toques e velocidades, pode-se garantir que sua utilização no presente trabalho seria de acordo com as expectativas.

Velocidade angular

Considerando que nos testes realizados com o veículo sua velocidade tenha um valor mínimo de 15 km/h (4,17 m/s) e máxima de ultrapasse de 25 km/h (6,94 m/s), têm-se condições de calcular a velocidade angular no dinamômetro. Sendo o raio de giração do rolo utilizado 11,3 mm (0,0113 m), calcula-se a velocidade angular. Na tabela 4.1 têm-se os valores de velocidade angular para as velocidades tangenciais máximas e mínimas nos rolos.

4.1 Cálculo das velocidades angulares

Velocidade Tangencial	25 km/h	15 km/h
Velocidade Angular	614,55 rad/s	368,73 rad/s

Torque previsto

A partir do cálculo da velocidade angular, deve-se fazer o cálculo do torque estimado, considerando a potência de acionamento de 100 W. Utilizando a equação 3.9 chegou-se aos valores máximos e mínimos para o torque, apresentado na tabela 4.2 a seguir.

4.2 Cálculo dos torques

Velocidade Angular	614,55 rad/s	368,73 rad/s
Torque	0,163 N.m	0,271 N.m

Forças previstas

A força estimada é o último item a ser calculado. Segundo Oliveira, 2010, a capacidade da balança utilizada na instrumentação é de 49,05 N e escolheu-se utilizá-la na faixa entre 1,5 N e 40 N. Sendo o comprimento do braço de alavanca 65 mm (0,065 m) e empregando a equação 3.7, chegou-se aos valores para força. Na tabela 4.3 apresentam-se os valores máximos e mínimos para a força e percebe-se que estes estão dentro dos limites pré-estabelecidos.

4.3 Cálculo das forças

Torque	0,163 N.m	0,271 N.m
Força	2,50 N	4,17 N

4.1.2 Veículo

Contando com um dinamômetro instrumentado e testado, buscou-se um veículo com as características do projeto que está sendo desenvolvido pela UFRGS. Junto a ULBRA, obteve-se a liberação de um de seus protótipos utilizado em competições passadas para realização dos testes necessários.

O veículo utilizado possui as seguintes características:

- Motor Honda GX 35, 4 tempos a gasolina;
- Transmissão feita por uma correia e uma corrente;
- Pneus Michelin com parede dupla 20 x 1,75;
- Peso na roda de tração colocada no dinamômetro: 8,8 kgf.



Figura 4.1. – Protótipo utilizado nos testes participando de uma competição

4.2. Avaliação das perdas

Após o levantamento das perdas possíveis em um veículo motorizado, foram analisados quais delas eram realmente relevantes para o prosseguimento do trabalho proposto. Inicialmente pode-se eliminar a resistência ao aclave, pois o teste foi feito em uma bancada plana, equalizando a altura do veículo e simulando o trajeto plano utilizado na competição. A resistência aerodinâmica também pode ser eliminada, visto que o teste é realizado com o veículo estacionário e sem a interferência de ventos.

As inércias do veículo não serão avaliadas neste trabalho, porque não se pôde alterar a configuração do veículo de teste. Por ser um veículo do acervo da ULBRA, não foi possível a troca de engrenagens, modificações em seus pesos e disposição das mesmas. Portanto o presente trabalho se baseará na análise da resistência ao rolamento e da resistência mecânica, procurando reduzir as perdas no contato do pneu com o solo e as perdas por atritos no sistema de transmissão de potência.

5. METODOLOGIA DE TESTES

Os testes preliminares ocorreram para verificação do funcionamento do dinamômetro com o protótipo. Alguns itens necessitaram melhora e alguns parâmetros para novos testes foram implementados. Antes do começo das medições foi retirada a pinça de freio na roda colocada no dinamômetro para evitar o acréscimo de perdas que fossem inconstantes ao longo das medições, garantindo maior uniformidade ao teste.

Com os testes em andamento, percebeu-se que à medida que os testes se seguiam e uma maior carga era colocada através das resistências elétricas (lâmpadas), a rotação no rolo do dinamômetro diminuía consideravelmente, interferindo no resultado da potência. Como o dinamômetro é portátil, foi necessário criar uma fixação para ele no local de teste e também uma fixação do veículo de teste, que tendia a se deslocar-se para frente, modificando assim o apoio do pneu com o rolo e variando sua rotação.

Quando os rolos do dinamômetro giravam em alta rotação ocorria o desalinhamento da correia que transfere a rotação do eixo que acomoda a roda para o eixo do gerador, fazendo muitas vezes com que ela escapasse. Algumas regulagens no posicionamento do eixo do gerador foram feitas, mas não supriram as deficiências. Houve a necessidade de colocar guias na engrenagem inferior (Figura 5.1), impedindo assim um deslocamento excessivo da correia. Chapas para aumentar a rigidez da estrutura na fixação dos mancais do eixo do gerador também precisaram ser feitas.



Figura 5.1. – Guias na engrenagem inferior

Após todas as modificações aplicadas no dinamômetro, pode-se fazer uma bateria de testes variando os parâmetros que interferem na resistência mecânica e na resistência ao rolamento. Em todos os testes, a posição adotada para o acelerador do veículo foi sempre a mesma permitindo a colocação de até 75 W de carga no dinamômetro. As cargas eram sempre colocadas de 15 W em 15 W e assim que se estabilizavam as velocidades (para evitar o transiente), eram registrados os valores da massa e da frequência de rotação.

Cada parâmetro foi variado independentemente, para poder-se avaliar apenas a influência de uma única modificação.

5.1. Teste com veículo supereconômico da ULBRA

Feito os ajustes necessários ao dinamômetro partiu-se para os testes no veículo. Foram realizadas seis medições com diferentes parâmetros, com o objetivo de avaliar as diferenças presentes na potência final (Figura 5.2). Primeiramente fizeram-se duas medições variando somente a lubrificação dos componentes rotativos. Na primeira medição foi retirado o pouco óleo que existia nas correntes e rolamentos e no segundo foi colocado o lubrificante WD-40 nas correntes e nos rolamentos. A pressão dos pneus se encontrava em 40 PSI



Figura 5.2. – Testes realizados com o protótipo no campus da ULBRA

Nos demais quatro testes foram acrescentados uma massa de 50,4 kg no cockpit do veículo, para simular as condições de prova, onde um piloto com a massa aproximada a utilizada está pilotando o mesmo. Para comparação a massa na roda de tração do veículo com e sem o acréscimo de massa está apresentada a seguir:

- Massa na roda sem Carga – 8,8 kg
- Massa na roda com Carga – 29,1 kg

Nos demais testes a carga provocada por uma massa de 50,4 kg, a pressão de pneu 40 PSI e com correias e rolamentos lubrificadas. Nos testes seguintes o parâmetro variado foi a pressão de pneu. O quarto teste utilizou-se 30 PSI, enquanto no quinto 50 PSI. Notou-se que a veículo trepidava bastante com a rotação que estava sendo utilizada no motor e decidiu-se testar também a pressão no pneu traseiro direito, que estava apoiado sobre um banco. Colocou-se nele a pressão de 50 PSI, pois com ela chegou-se aos melhores resultados. Nos pneus dianteiros não foi necessário fazer alteração nas pressões, já que o veículo se encontrava nivelado com um calço no chassi.

6. ANALISE DE INCERTEZAS

Por tratar-se de um trabalho experimental, é necessário o levantamento das incertezas das medições realizadas, a fim de analisar criteriosamente se as mudanças implementadas no projeto do veículo representam uma variação na redução ou aumento das perdas no sistema. Foram consideradas todas as incertezas individuais dos equipamentos e das medições e calculada sua propagação através das transformações para se chegar à potência na roda.

6.1. Incertezas dos instrumentos de medição

Todos os instrumentos de medição presentes no dinamômetro possuem uma incerteza no valor lido. A balança utilizada, que fornece a massa em gramas transmitida pelo gerador, possui uma sensibilidade de 9,81 mN, conforme seu manual de instruções. Segundo Oliveira, a posição do braço de alavanca na balança não interfere no resultado e as medições obtiveram uma incerteza máxima de 9,81 mN. Para as medições de distâncias e diâmetros utilizou-se um paquímetro da marca Mitutoyo. Tendo 200 mm de fundo de escala e 0,05 mm de resolução, foi considerada uma incerteza de 0,05 mm para as medições realizadas.

As medições da frequência de rotação do rolo do dinamômetro se deram através do sensor Hall, que de acordo com o manual do equipamento possui uma incerteza quanto ao seu tempo de resposta menor que 2 μ s. O osciloscópio ligado ao sensor Hall deve ter sua incerteza conhecida. Segundo seu manual, o modelo utilizado, MS420, possui uma incerteza de 6,25 ms ou 0,16 Hz. Portanto como a incerteza do osciloscópio é maior que a do sensor, ela servirá de base para as análises.

6.2. Incerteza das medições

Além dos erros existentes nos instrumentos de medição, têm-se também incertezas relacionadas com a leitura da medição. Esse tipo de incerteza se apresenta na variação dos valores de leitura do equipamento, pois ocorre que o próprio equipamento oscila entre dois valores medidos e não estabiliza. Nas medições de massa na balança, seu display digital apresenta a leitura em gramas e ocorreu uma variação de 1 g no resultado. Ao fazer o cálculo da força, essa variação se torna exatos 9,81 mN, mesmo valor da sensibilidade do aparelho. Já a leitura realizada no osciloscópio, possui uma variação de ± 1 Hz no resultado.

Portanto, comparando os erros apresentados pelos instrumentos de medição e pela leitura do equipamento, pode-se notar que as incertezas de leitura são maiores e mais expressivas. Visto que se procura uma menor incerteza para análise dos resultados dos testes, foram adotados os valores listados a seguir:

$$\Delta F = 9,81mN$$

$$\Delta f = 2Hz$$

$$\Delta d = 0,05mm$$

Com os valores das incertezas definidos, pode-se utilizar a equação geral de propagação de incertezas [TAYLOR, 1997]:

$$\Delta q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial x} \Delta x\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial q}{\partial z} \Delta z\right)^2} \quad (6.1)$$

Sendo Δq a incerteza que está em função das variáveis x e z , que são independentes e aleatórias.

Como a incerteza adotada para a frequência não depende da grandeza medida e apresenta o mesmo valor pra todas as faixas medidas, a incerteza calculada para a velocidade angular é apresentada na equação 6.2 a seguir:

$$\Delta \omega = 2\pi \Delta f \quad (6.2)$$

Sendo $\Delta \omega$ a incerteza de medição da velocidade angular, e Δf a incerteza da frequência.

A incerteza do torque depende da incerteza da força " F " e da incerteza da distância " d ", e segue a formula de propagação de incertezas de Taylor.

$$\Delta T = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial F} \Delta F\right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial d} \Delta d\right)^2} = \sqrt{(d\Delta F)^2 + (F\Delta d)^2} \quad (6.3)$$

onde ΔT é a incerteza do torque, d é a distância e F a força.

Finalmente com os valores de incerteza da velocidade angular e do torque, pode-se aplicar a formula para o calculo da incerteza da potência.

$$\Delta P = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial T} \Delta T\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial \omega} \Delta \omega\right)^2} = \sqrt{(\omega \Delta T)^2 + (T \Delta \omega)^2} \quad (6.4)$$

onde ΔP é a incerteza de medição da potência.

A incerteza da potência será de vital importância para a validação dos resultados obtidos, visto que as modificações no veículo devem causar modificações na sua potência medida que sejam superiores ou inferiores que as incertezas de medição presentes.

7. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos nos seis testes realizados foram divididos em três partes para uma melhor visualização e comparação. Cada parte compara a modificação de somente um parâmetro em gráficos de torque x carga e potência x carga.

7.1. Lubrificação

Na figura 7.1. o gráfico de torque x carga apresenta um pequeno aumento de torque na configuração que foi lubrificada com óleo WD-40. Apenas com a carga de 45 W o torque foi

menor. No gráfico seguinte compara-se a potência x carga e as diferenças aumentam. A configuração 2, com lubrificante, apresenta maior potência em todas as cargas. Nota-se também que na figura 7.2. as barras de incertezas se sobrepõem em quase todos os pontos do gráfico.

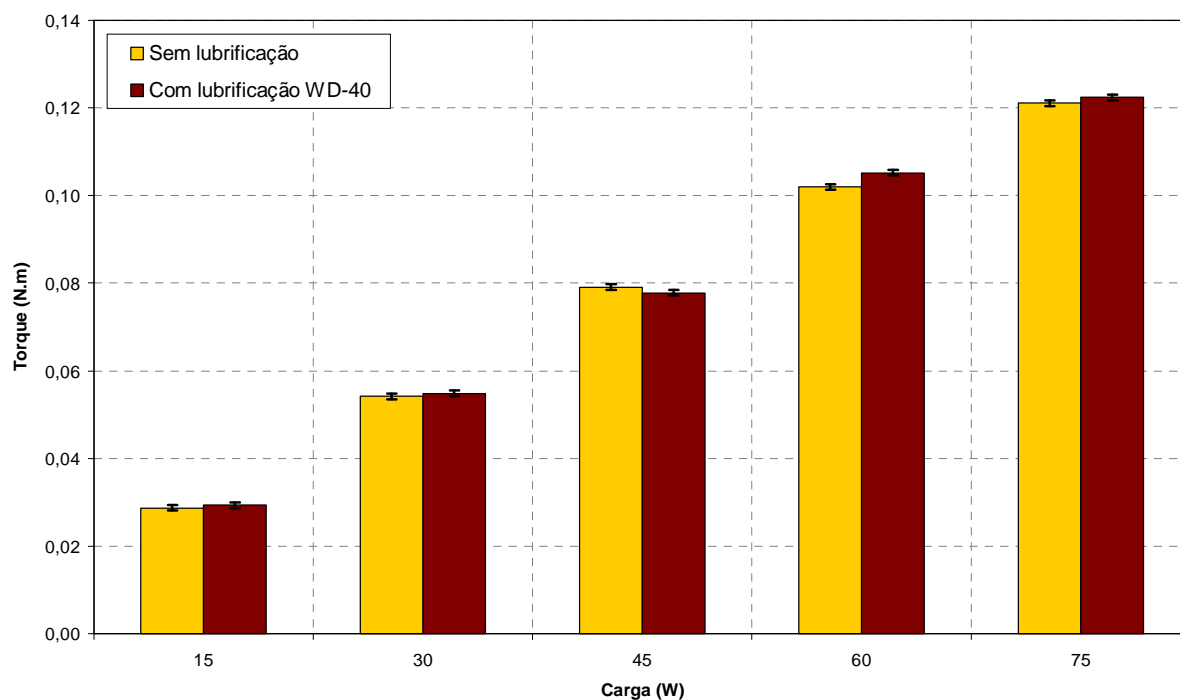


Figura 7.1. – Gráfico comparativo do Torque x Carga nos testes de lubrificação

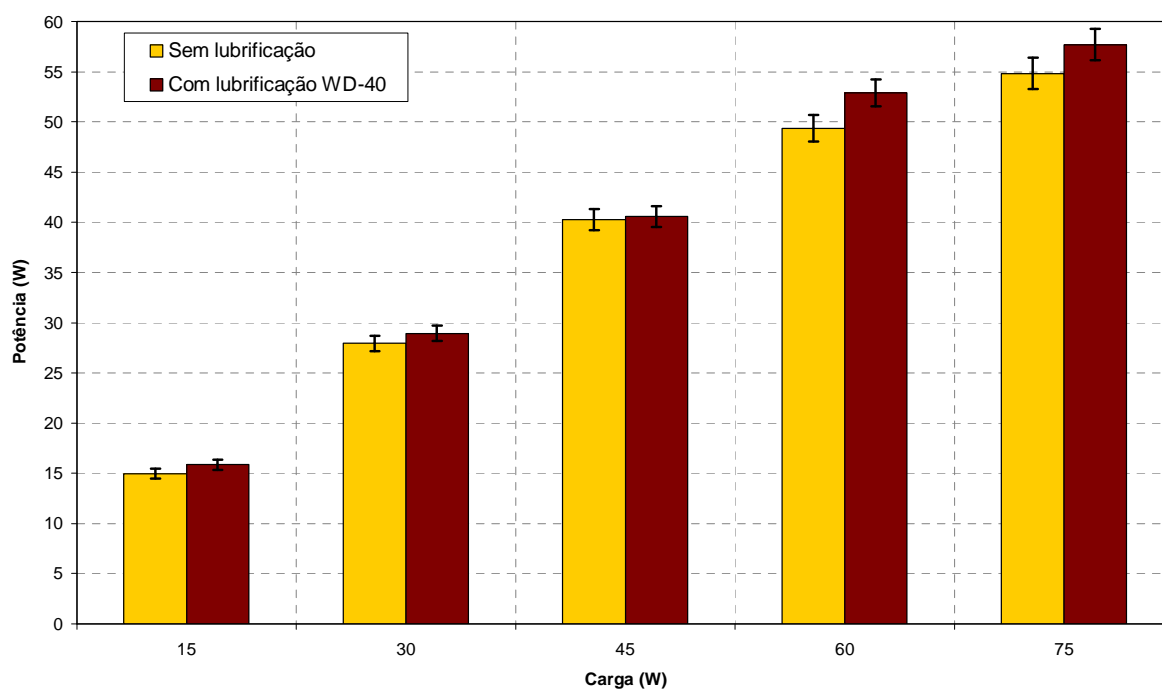


Figura 7.2. – Gráfico comparativo da Potência x Carga nos testes de lubrificação

7.2. Peso

Nas figuras 7.3. e 7.4. compara-se a influência do peso do veículo nos resultados de torque e potência. Ambos os gráficos mostram que a configuração 3, com 50,4 kg a mais na massa total ou 20,3 kg a mais na massa da roda de tração, tem valores menores para potência e torque. Nota-se também que as barras de incertezas não se sobrepõem em praticamente todos os pontos dos gráficos.

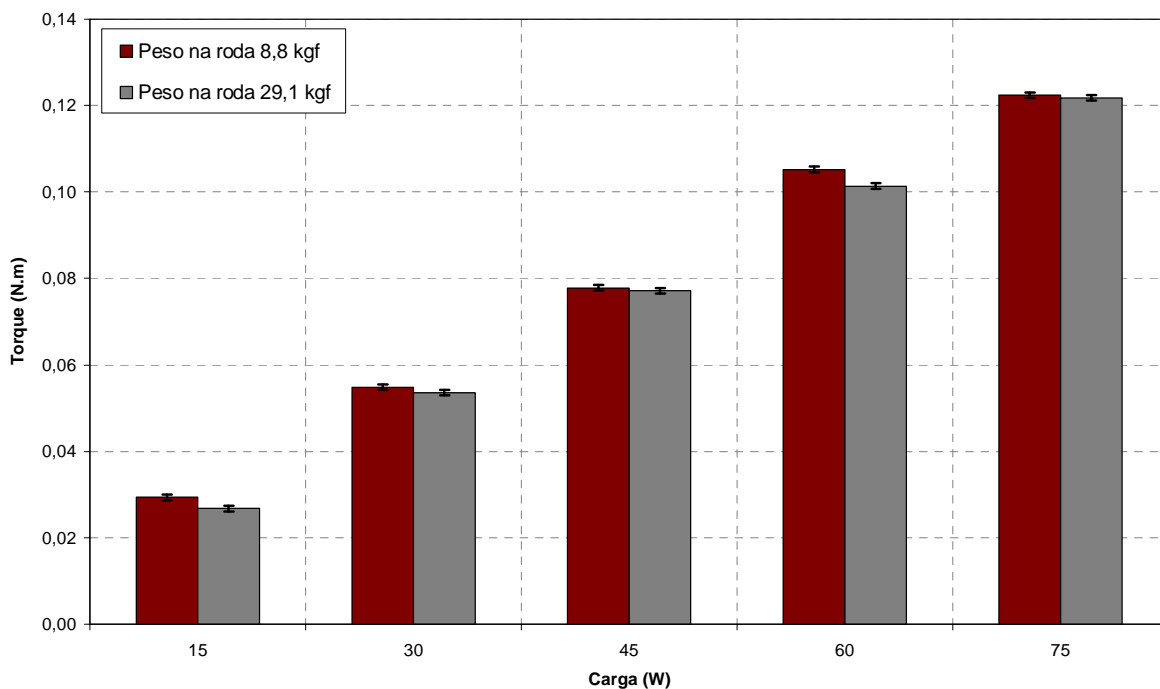


Figura 7.3. – Gráfico comparativo do Torque x Carga nos testes de peso

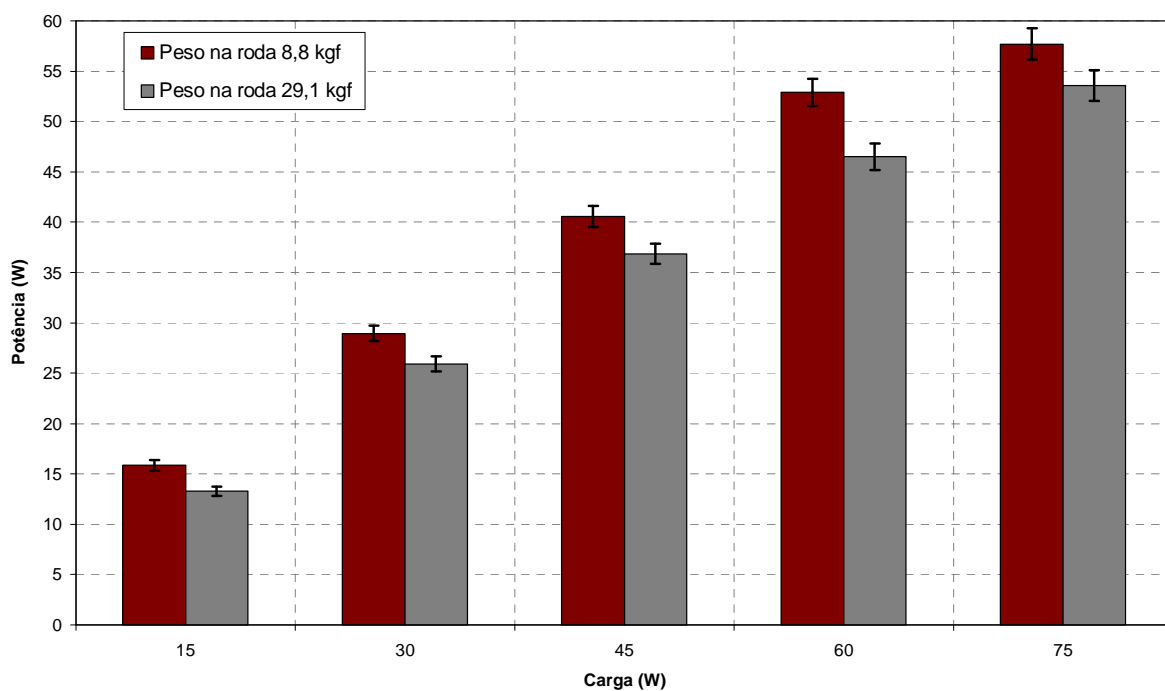


Figura 7.4. – Gráfico comparativo da Potência x Carga nos testes de peso

7.3. Pressão de pneu

Nas figuras 7.4. e 7.5. é comparado a influência da pressão de pneu nos valores de torque e potência. Nas configurações 3, 4 e 5 modificou-se apenas a pressão no pneu de tração. Da configuração 3 para a 4 baixou-se 10 PSI, passando de 40 PSI para 30 PSI. A partir de 30 W de carga a configuração com pressão mais baixa obteve valores de torque e potência mais baixos também.

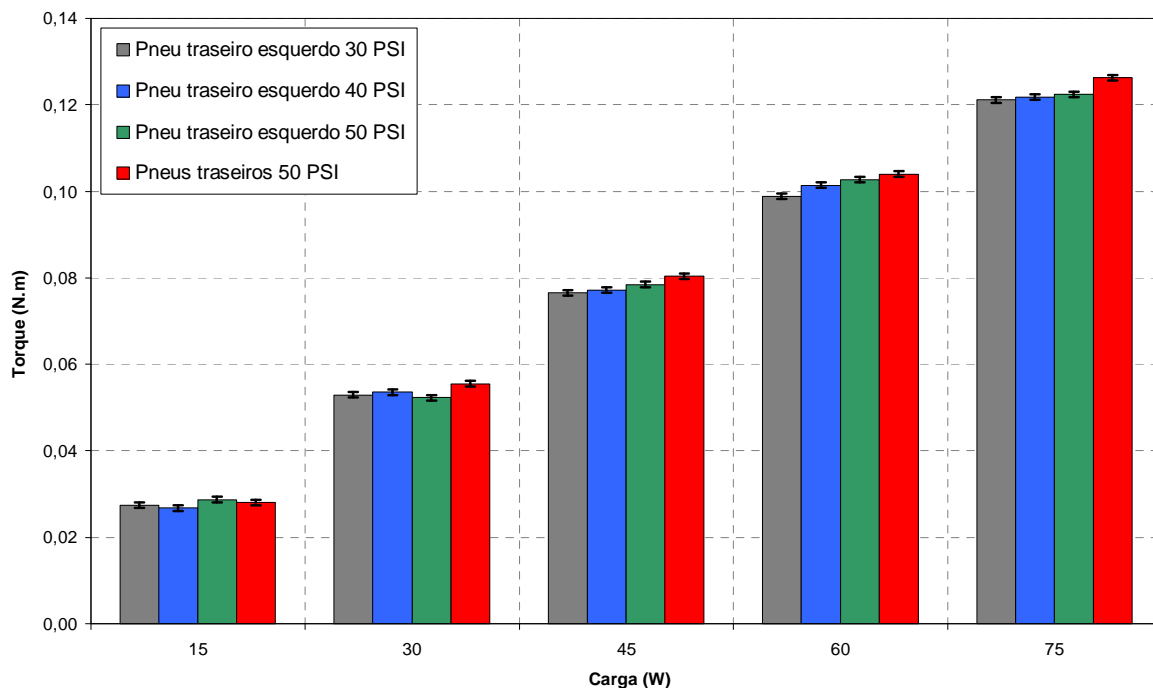


Figura 7.5. – Gráfico comparativo do Torque x Carga nos testes de pressão de pneu

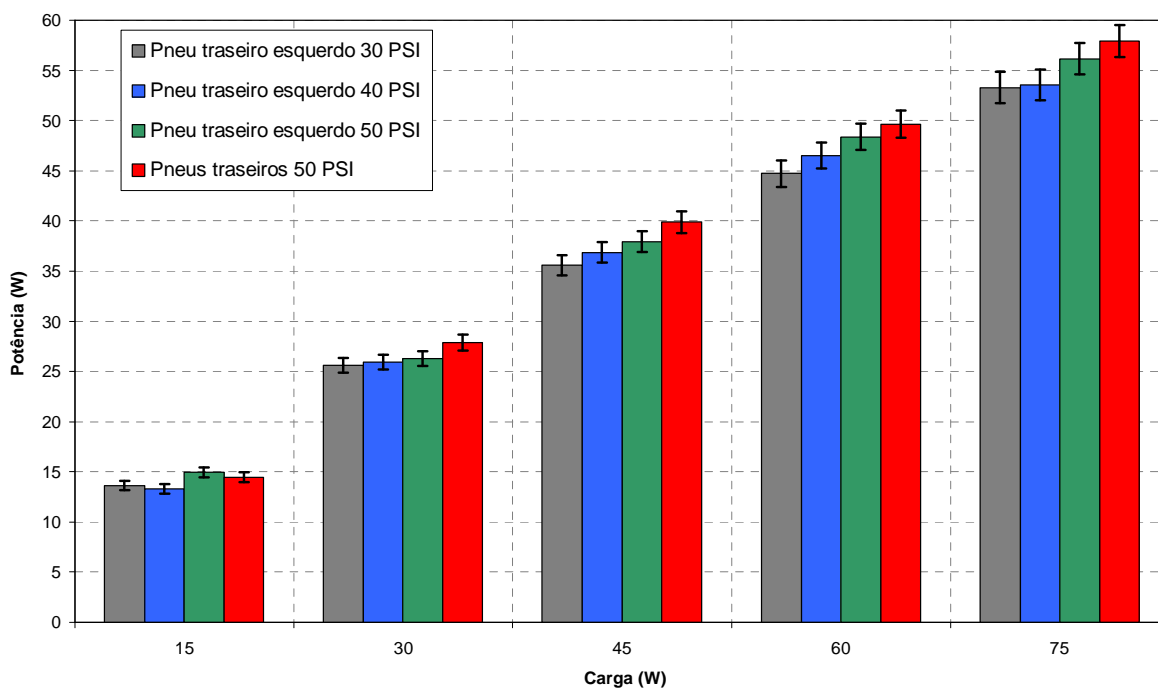


Figura 7.6. – Gráfico comparativo da Potência x Carga nos testes de pressão de pneu

Comparando agora as configurações 3 e 5, aumentou-se 10 PSI na pressão de pneu, passando de 40 PSI para 50 PSI. O resultado apresentou aumento nos tanto para torque como para potência. Por último equalizou-se as pressões dos dois pneus traseiros, visto que o pneu que não estava no dinamômetro, estava apoiado sobre um calço e sua vibração e amortecimento poderia influenciar os resultados. Colocou-se a mesma pressão da ultima configuração, 50 PSI no pneu traseiro direito. Portanto, comparando as configurações 5 e 6, os resultados apresentaram um ganho de torque e potência a partir de 30 W de carga.

Novamente neste terceiro parâmetro avaliado, a pressão de pneu, as barras de incertezas se sobrepõem em algumas comparações nos gráficos.

8. CONCLUSÕES

Este trabalho teve por objetivo avaliar a modificação de alguns parâmetros de um veículo supereconômico, visando obter dados do comportamento do mesmo em relação a torque e potência na roda. Pode-se notar que mesmo alguns valores sendo maiores, suas incertezas de medição se sobrepunham. Apesar disto, pode-se afirmar que uma configuração é melhor que outra, visto que seu intervalo de valores está numa faixa superior.

Chegou-se a conclusão que a lubrificação de correntes e rolamentos diminui o atrito, ocasionando um ganho de torque e potência. O menor peso do carro e do piloto reflete também num aumento dos valores de torque e potência. A pressão de pneu ideal para o composto testado, permitindo uma melhor eficiência energética, foi de 50 PSI em todos os pneus do veículo, inclusive nos dianteiros. Esses dados visam ajudar o Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia, que está no início do desenvolvimento de um projeto de veículo supereconômico para participar de competições de eficiência energética.

Sugestões para trabalhos futuros

- Realizar testes com veículos supereconômicos que tenham diferentes configurações de transmissão de potência;
- Colocar uma interface para leitura do sensor Hall e da célula de carga, automatizando o processo de aquisição de dados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Cecatto, C.; **“As empresas têm que adotar uma cultura logística”**, URL: http://www.consultores.com.br/artigos.asp?cod_artigo=421. Acesso em novembro de 2010.

Leal, L.C.M.; Rosa, E.; Nicolazzi, L.C.; **“Uma Introdução à Modelagem Quase-Estática de Veículos Automotores de Rodas”**, Apostila UFSC, 2008.

Oliveira, A.M.; **“Instrumentação de Dinamômetro de Rolos Portátil”**, Trabalho de Conclusão de Curso. (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Orientador: Laranja, R.A.C., 2010.

Plint, M, A.; Martyr, A.J.; **“Engine Testing Theory and Practice”**, Butterworth-Heinemann, 3ª edição, 2007.

Rossoni, V.C; **“Dinamômetro de Rolos Portátil”**, Trabalho de Conclusão de Curso. (Engenharia Mecânica) - Universidade Luterana do Brasil. Orientador: Laranja, R.A.C., 2009.

Taylor, J.R.; **“An Introduction to Error Analysis: The Study of Uncertainties in Physical Measurements”**, California University Science Books, 2a edição, 1997.

Apêndice

Os valores obtidos nos testes foram manipulados para chegar aos resultados de potência com sua respectiva incerteza. A seguir são apresentadas as tabelas que deram origem aos gráficos analisados no trabalho:

Tabela 1 – Configuração 1: Pressão do pneu esquerdo – 40 PSI, Peso adicional – 0, Sem Lubrificação

Carga (W)	Frequência (Hz)	Incerteza Freq. (Hz)	RPM	g	Força (N)	Incerteza Força (N)	Incerteza Força %	Torque (N.m)	Incerteza Torque (N.m)	Incerteza Torque %	w(rad/s)	Incerteza w(rad/s)	Incerteza w %	Potência (W)	Incerteza Potência (W)	Incerteza Potência %
0	85	2	5100	0	0,000	9,810E-03		0,000	0,000E+00		534,071	12,566	2,35%	0	0,000	
15	83	2	4980	45	0,441	9,810E-03	2,22%	0,029	6,380E-04	2,22%	521,504	12,566	2,41%	14,964	0,491	3,28%
30	82	2	4920	85	0,834	9,810E-03	1,18%	0,054	6,390E-04	1,18%	515,221	12,566	2,44%	27,925	0,756	2,71%
45	81	2	4860	124	1,216	9,810E-03	0,81%	0,079	6,405E-04	0,81%	508,938	12,566	2,47%	40,241	1,046	2,60%
60	77	2	4620	160	1,570	9,810E-03	0,63%	0,102	6,425E-04	0,63%	483,805	12,566	2,60%	49,360	1,319	2,67%
75	72	2	4320	190	1,864	9,810E-03	0,53%	0,121	6,444E-04	0,53%	452,389	12,566	2,78%	54,809	1,550	2,83%

Tabela 2 - Configuração 2: Pressão do pneu esquerdo – 40 PSI, Peso adicional – 0, Com Lubrificação

Carga (W)	Frequência (Hz)	Incerteza Freq. (Hz)	RPM	g	Força (N)	Incerteza Força (N)	Incerteza Força %	Torque (N.m)	Incerteza Torque (N.m)	Incerteza Torque %	w(rad/s)	Incerteza w(rad/s)	Incerteza w %	Potência (W)	Incerteza Potência (W)	Incerteza Potência %
0	87	2	5220	0	0,000	9,810E-03		0,000	0,000E+00		546,637	12,566	2,30%	0	0,000	
15	86	2	5160	46	0,451	9,810E-03	2,17%	0,029	6,380E-04	2,18%	540,354	12,566	2,33%	15,850	0,505	3,18%
30	84	2	5040	86	0,844	9,810E-03	1,16%	0,055	6,390E-04	1,17%	527,788	12,566	2,38%	28,943	0,767	2,65%
45	83	2	4980	122	1,197	9,810E-03	0,82%	0,078	6,405E-04	0,82%	521,504	12,566	2,41%	40,570	1,033	2,55%
60	80	2	4800	165	1,619	9,810E-03	0,61%	0,105	6,428E-04	0,61%	502,655	12,566	2,50%	52,885	1,361	2,57%
75	75	2	4500	192	1,884	9,810E-03	0,52%	0,122	6,446E-04	0,53%	471,239	12,566	2,67%	57,693	1,568	2,72%

Tabela 3 - Configuração 3: Pressão do pneu esquerdo – 40 PSI, Peso adicional – 50,4 kg, Com Lubrificação

Carga (W)	Frequência (Hz)	Incerteza Freq. (Hz)	RPM	g	Força (N)	Incerteza Força (N)	Incerteza Força %	Torque (N.m)	Incerteza Torque (N.m)	Incerteza Torque %	w(rad/s)	Incerteza w(rad/s)	Incerteza w %	Potência (W)	Incerteza Potência (W)	Incerteza Potência %
0	82	2	4920	0	0,000	9,810E-03		0,000	0,000E+00		515,221	12,566	2,44%	0	0,000	
15	79	2	4740	42	0,412	9,810E-03	2,38%	0,027	6,380E-04	2,38%	496,372	12,566	2,53%	13,293	0,462	3,48%
30	77	2	4620	84	0,824	9,810E-03	1,19%	0,054	6,390E-04	1,19%	483,805	12,566	2,60%	25,914	0,741	2,86%
45	76	2	4560	121	1,187	9,810E-03	0,83%	0,077	6,404E-04	0,83%	477,522	12,566	2,63%	36,844	1,017	2,76%
60	73	2	4380	159	1,560	9,810E-03	0,63%	0,101	6,424E-04	0,63%	458,673	12,566	2,74%	46,503	1,308	2,81%
75	70	2	4200	191	1,874	9,810E-03	0,52%	0,122	6,445E-04	0,53%	439,823	12,566	2,86%	53,567	1,557	2,91%

Tabela 4 - Configuração 4: Pressão do pneu esquerdo – 30 PSI, Peso adicional – 50,4 kg, Com Lubrificação

Carga (W)	Frequência (Hz)	Incerteza Freq. (Hz)	RPM	g	Força (N)	Incerteza Força (N)	Incerteza Força %	Torque (N.m)	Incerteza Torque (N.m)	Incerteza Torque %	w(rad/s)	Incerteza w(rad/s)	Incerteza w %	Potência (W)	Incerteza Potência (W)	Incerteza Potência %
0	82	2	4920	0	0,000	9,810E-03		0,000	0,000E+00		515,221	12,566	2,44%	0	0,000	
15	79	2	4740	43	0,422	9,810E-03	2,33%	0,027	6,380E-04	2,33%	496,372	12,566	2,53%	13,610	0,468	3,44%
30	77	2	4620	83	0,814	9,810E-03	1,20%	0,053	6,389E-04	1,21%	483,805	12,566	2,60%	25,605	0,733	2,86%
45	74	2	4440	120	1,177	9,810E-03	0,83%	0,077	6,404E-04	0,84%	464,956	12,566	2,70%	35,577	1,007	2,83%
60	72	2	4320	155	1,521	9,810E-03	0,65%	0,099	6,422E-04	0,65%	452,389	12,566	2,78%	44,712	1,276	2,85%
75	70	2	4200	190	1,864	9,810E-03	0,53%	0,121	6,444E-04	0,53%	439,823	12,566	2,86%	53,286	1,549	2,91%

Tabela 5 - Configuração 5: Pressão do pneu esquerdo – 50 PSI, Peso adicional – 50,4 kg, Com Lubrificação

Carga (W)	Frequência (Hz)	Incerteza Freq. (Hz)	RPM	g	Força (N)	Incerteza Força (N)	Incerteza Força %	Torque (N.m)	Incerteza Torque (N.m)	Incerteza Torque %	w(rad/s)	Incerteza w(rad/s)	Incerteza w %	Potência (W)	Incerteza Potência (W)	Incerteza Potência %
0	87	2	5220	0	0,000	9,810E-03		0,000	0,000E+00		546,637	12,566	2,30%	0	0,000	
15	83	2	4980	45	0,441	9,810E-03	2,22%	0,029	6,380E-04	2,22%	521,504	12,566	2,41%	14,964	0,491	3,28%
30	80	2	4800	82	0,804	9,810E-03	1,22%	0,052	6,389E-04	1,22%	502,655	12,566	2,50%	26,282	0,731	2,78%
45	77	2	4620	123	1,207	9,810E-03	0,81%	0,078	6,405E-04	0,82%	483,805	12,566	2,60%	37,945	1,033	2,72%
60	75	2	4500	161	1,579	9,810E-03	0,62%	0,103	6,425E-04	0,63%	471,239	12,566	2,67%	48,378	1,325	2,74%
75	73	2	4380	192	1,884	9,810E-03	0,52%	0,122	6,446E-04	0,53%	458,673	12,566	2,74%	56,155	1,567	2,79%

Tabela 6 - Configuração 6: Pressão dos pneus traseiros – 50 PSI, Peso adicional – 50,4 kg, Com Lubrificação

Carga (W)	Frequência (Hz)	Incerteza Freq. (Hz)	RPM	g	Força (N)	Incerteza Força (N)	Incerteza Força %	Torque (N.m)	Incerteza Torque (N.m)	Incerteza Torque %	w(rad/s)	Incerteza w(rad/s)	Incerteza w %	Potência (W)	Incerteza Potência (W)	Incerteza Potência %
0	86	2	5160	0	0,000	9,810E-03		0,000	0,000E+00		540,354	12,566	2,33%	0	0,000	
15	82	2	4920	44	0,432	9,810E-03	2,27%	0,028	6,380E-04	2,27%	515,221	12,566	2,44%	14,455	0,482	3,33%
30	80	2	4800	87	0,853	9,810E-03	1,15%	0,055	6,391E-04	1,15%	502,655	12,566	2,50%	27,885	0,768	2,75%
45	79	2	4740	126	1,236	9,810E-03	0,79%	0,080	6,406E-04	0,80%	496,372	12,566	2,53%	39,880	1,059	2,65%
60	76	2	4560	163	1,599	9,810E-03	0,61%	0,104	6,426E-04	0,62%	477,522	12,566	2,63%	49,632	1,342	2,70%
75	73	2	4380	198	1,942	9,810E-03	0,51%	0,126	6,450E-04	0,51%	458,673	12,566	2,74%	57,910	1,614	2,79%