

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

Estudo do Acoplamento de Uma Bancada Dinamométrica Para a Caracterização de Motores
Elétricos de Até 2 CV

por

Jonas Wetzel

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, 12 Julho e 2013



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

Estudo do acoplamento de uma bancada dinamométrica para a caracterização de motores elétricos de até 2 cv

por

Jonas Wetzel

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. Thamy Cristina Hayashi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Rafael Antônio C. Laranja

Comissão de Avaliação:

Prof. Cintia C. Petry Mazzaferro

Prof. Heraldo José Amorim

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho

Porto Alegre, 12, Julho, 2013.

Wetzel, J. **Estudo do acoplamento de uma bancada dinamométrica para caracterização de motores elétricos de até 2 cv.** 2013. 20. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

O trabalho analisa problemas de alinhamento ocorridos durante a construção de uma bancada dinamométrica para a caracterização de motores elétricos. Apesar de ter características mecânicas simples, a montagem da bancada apresentou diversas complicações, estas tendo diversas causas. A bancada foi construída no Laboratório de Mecatrônica e Controle na UFRGS, usando perfis de alumínio e materiais de fácil obtenção. Para sua validação foi feita uma medição de perda de potência mecânica. A bancada se mostrou funcional e os resultados obtidos foram considerados satisfatórios, pois se mostraram concordantes com os da literatura pesquisada.

PALAVRAS-CHAVE: Potência Mecânica, bancada dinamométrica

Wetzel, J. **Study of the coupling of a dynamometer bench for characterization of electric motors up to 2 hp.** 2013. 20. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

The present paper examines alignment problems occurring during the construction of a dynamometric bench for characterizing electric motors. In spite of its simple mechanical features, the bench presented several complications due to many different causes. The bench was built at the Laboratory of Mechatronics and Control at UFRGS, using aluminum and other easily obtainable materials. Its validation was carried out by means of a measurement of mechanical power losses. The workbench was considered functional since its experimental results agree with those found in the literature.

KEYWORDS: Mechanical Power, dynamometer bench.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
4. METODOLOGIA.....	4
5. RESULTADOS	8
6. CONCLUSÃO.....	14
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15

1. INTRODUÇÃO

O motor elétrico é um elemento muito utilizado em projetos mecânicos. Sua aplicação é abrangente, e vai desde o uso em aplicações domésticas até aplicações fabris. Sendo assim, para um melhor uso deste componente é importante conhecê-lo bem, ou seja, conhecer sua variação de potência e torque. Sabendo que uma bancada dinamométrica serve para caracterizar equipamentos quanto ao torque e potência, dentro de uma determinada faixa, neste trabalho, ela terá como função caracterizar motores elétricos obtendo sua curva de torque e potência.

O funcionamento de uma bancada dinamométrica segue lógica similar à de um dinamômetro de freio de Prony: dois motores em balanço são conectados por seus eixos, sendo que um deles é usado para impor o movimento do outro. Como ambos os motores têm liberdade de rotação em torno de seus eixos, ao serem acionados, suas carcaças tendem a girar em torno de seus eixos caso não sejam fixas. Usando uma célula de carga, a reação da carcaça devido à rotação do eixo é quantificada, e juntamente com as medidas de grandezas elétricas como tensão e corrente e de alguns dados dos motores é possível levantar as curvas de torque e potências desse motor. Sendo assim, este trabalho apresenta a montagem de uma bancada dinamométrica para poder caracterizar motores elétricos de até 2 cv de potência, que são equipamentos disponíveis no Laboratório de Mecatrônica e Controle na UFRGS.

Como requisitos construtivos, a bancada deve ser confeccionada com materiais de simples obtenção e usualmente empregados na indústria. Porém, convém mencionar, evitou-se o uso de equipamentos prontos já que estes possuem um custo elevado.

2. OBJETIVOS

Com base no exposto, deseja-se montar e apresentar as principais dificuldades encontradas na confecção de uma bancada dinamométrica para o uso de motores elétricos de até 2 cv.

Para atingir-se o objetivo proposto, faz-se necessários os seguintes objetivos específicos:

- Montar e testar a funcionalidade da bancada;
- Estudar o acoplamento de eixos na bancada dinamométrica;
- Analisar as falhas de alinhamento nos acoplamentos da bancada;
- Realizar a medição de torque mecânico em um motor para validar a bancada.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 - Dinamômetros

Este trabalho segue uma linha de pesquisa já implementada no DEMEC, e é uma continuação dos trabalhos de Kich, et. al., 2012, Bonilha, et. al., 2012 e Aguiar, et. al., 2012, desenvolvidos no Departamento de Engenharia Mecânica. Nesses trabalhos são concebidas e utilizadas bancadas dinamométricas para caracterização de motores e de sistemas de transmissão, sabendo que um dinamômetro é um equipamento destinado à medição de torque de um motor. O funcionamento de um dinamômetro é muito similar ao de um freio, porém com aparelhagem para a medição da resistência de fricção. Existem dois tipos de dinamômetros, os de absorção e os de transmissão. No dinamômetro de absorção, a energia produzida pelo motor é absorvida pela resistência a fricção e transformada em calor durante a medição do aparelho. No dinamômetro de transmissão a energia do motor é transferida a outro sistema, que a armazena [Khurmi e Gupta, 2010].

Os dinamômetros de transmissão mais importantes são [Webster, 1999]:

- Dinamômetro de correia.

Também conhecido como dinamômetro de Froude, consiste em um volante ligado a três polias, sendo duas destas conectadas por um braço rotulado. A diferença de tensão na correia produz um movimento no braço onde é feita a medição de torque.

- Dinamômetro de engrenagens planetárias.

O dinamômetro de engrenagens planetárias usa o mesmo princípio do dinamômetro de correia, porém o braço está preso em uma engrenagem de um trem simples de engrenagens planetárias.

- Dinamômetro de torção.

Os dinamômetros de torção são mais usados para medir motores com grandes potências. Estes dinamômetros levam em consideração a torção de um eixo ligado ao motor a ser medido. A deformação angular do eixo é medida e assim calculada a potência do motor.

Dentre os dinamômetros de absorção os dois mais importantes tipos são o dinamômetro freio de corda, e o dinamômetro de freio de Prony. Os dois têm funcionamento similar, um volante circundado por uma cinta ou uma corda conectada a um braço que tem em sua extremidade um elemento de medição de força. Quando acionado pelo motor, o volante tem seu movimento restringido pela cinta, que transmite o esforço para o elemento de medição. A figura 3.1 representa o dinamômetro prony. [Khurmi e Gupta, 2010].

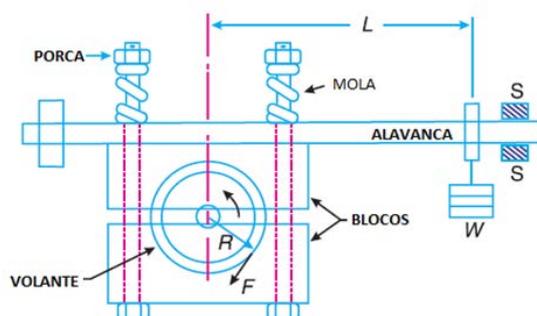


Figura 3.1 - Desenho esquemático do dinamômetro prony [Khurmi e Gupta, 2010].

No dinamômetro por freio de Prony dois blocos são colocados ao redor de uma polia que está conectada ao eixo do motor a ser levantada a potência. Estes blocos são presos por parafusos e porcas. Entre a placa superior e a porca são colocadas molas helicoidais como mostrado na figura 3.1. Ajustando-se o aperto das porcas, a pressão exercida pelos blocos sobre a polia é controlada, regulando assim a força de atrito aplicada ao volante. Um braço de alavanca é fixado à parte superior do bloco [Khurmi e Gupta, 2010]. Quando posto em funcionamento, um peso conhecido é aplicado ao braço de alavanca, então as porcas são apertadas até que a polia apresente uma rotação constante e o braço esteja na posição horizontal. Neste instante, o momento provocado pelo peso é igual ao causado pelo atrito entre a polia e os blocos. O momento provocado pelo peso é obtido pela equação 3.1.

$$T_p = W.L \quad (3.1)$$

Onde T_p é o momento [N.m], W é a força [N] exercida pelo peso e L [m] é a distancia do centro do eixo até o peso. O momento causado pelo atrito é obtido pela equação 3.1.

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

Onde T é o momento [N.m], F [N] é a força de atrito e R [m] é o raio da polia. A potência do motor é obtida pela equação 3.3.

$$P = \frac{W.L.2.\pi.N}{60} \quad (3.3)$$

Onde P é a potência [W] do motor e N é a rotação do motor [rpm].

Para este trabalho será usado um sistema muito similar ao do freio de Prony. Porém, no lugar do peso, será usado um motor em balanço e uma célula de carga ancorada nesse motor para a medição de reação da carcaça.

3.2 – Motores de Indução

Como o objeto de estudo deste trabalho são os motores elétricos de indução, a seguir descreve-se de forma resumida suas principais características. Os motores de indução por serem de simples construção e terem grande robustez, são muito utilizados em ambientes industriais. Nesses motores, o torque é gerado pela indução eletromagnética. Por exemplo, em um motor de indução trifásico o campo magnético “girante” é induzido pelo estator, por três correntes elétricas senoidais, de mesma amplitude e defasadas 120° no tempo. Estes campos induzidos também são defasados espacialmente, conforme a posição das bobinas. Nestes motores o torque mecânico é dependente da diferença entre as velocidades de rotação do rotor e do campo. Deste modo quando o campo e o rotor estão em sincronia o torque mecânico é nulo. O torque aplicado ao eixo do motor tem dependência fortemente não linear em relação à velocidade angular do mesmo, já que devido ao giro do campo do estator as duas componentes de campo percebidas pelo rotor são variáveis no tempo e as taxas de variação dessas componentes também mudam com o tempo e em função do giro do rotor [Fitzgerald,1975; Vechia, 2011]. A Figura 3.3 ilustra a curva de torque de um motor em relação à rotação do eixo do mesmo.

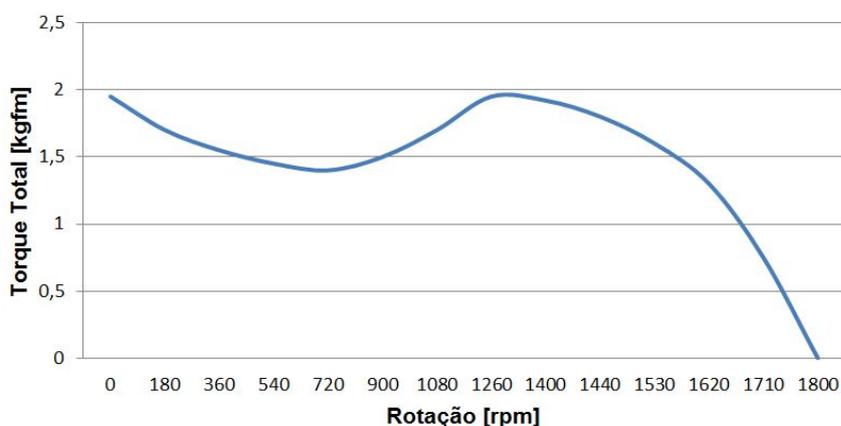


Figura 3.3 – Torque aplicado ao rotor em função da velocidade (VOGES, 2013).

Para a caracterização de um motor é necessário analisar as perdas. Segundo Inácio, 2010, a potência de saída do motor é determinada pela equação 3.4.

$$P_{Saida} = P_{el-mec} - P_{Sup} - P_{Mec} \quad (3.4)$$

Sendo cada uma das respectivas perdas explicada a seguir:

- Perdas Suplementares (P_{sup}): Representam perdas resultantes de distribuições não uniformes de fluxo no entreferro devido às ranhuras do rotor e do estator. Estas perdas são estimadas conforme a norma IEEE 112 citada por Inácio, 2010, que estão apresentadas na Tabela 3.1 e representam o percentual de perdas em relação a potência nominal do motor.

Tabela 3.1 – Perdas Suplementares dos motores.

Potência nominal do motor (HP)	P_{sup}
1 a 25	1,80%
26 a 500	1,50%
501 a 2499	1,20%
2500 e superior	0,90%

- Perdas Mecânicas (P_{mec}): Representam as perdas devido ao atrito do mancal e a ventilação do motor.
- Potência eletromecânica (P_{el-mec}): é a potência transferida ao rotor, calculada pela equação 3.5.

$$P_{el-mec} = n_{fases} |I_r|^2 R_r \left(\frac{1-s}{s} \right) \quad (3.5)$$

Onde n_{fases} é o número de fases, I_r é a corrente no rotor [A], R_r é a resistência do rotor [Ω] e s é o escorregamento do rotor em relação ao fluxo síncrono da armadura.

3.3 – Alinhamento de eixos

O aspecto mais importante relativo à montagem da bancada foi o alinhamento dos eixos. Segundo Polcholok, 2004, o alinhamento de eixos é a correção da posição relativa de duas máquinas que estão dispostas no espaço e devem permanecer com seus eixos colineares. Os principais tipos de desalinhamento estão ilustrados na Figura 3.4, e podem ser classificados da seguinte forma:

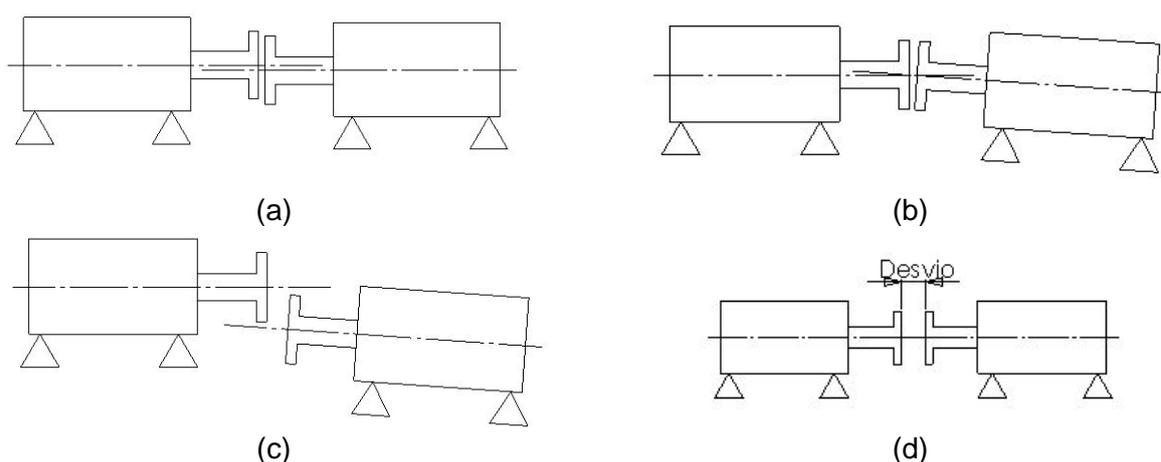


Figura 3.4 – Tipos de desalinhamento entre eixos:
(a) paralelo, (b) angular, (c) misto, (d) axial

Desalinhamento radial ou paralelo (Figura 3.4a): as linhas de centro dos eixos são paralelas, mas não são colineares. Este desalinhamento pode ser vertical, horizontal ou ainda uma combinação de horizontal e vertical.

Desalinhamento angular (Figura 3.4b): as linhas de centro dos eixos não são paralelas, porém as linhas de centro dos eixos se interceptam. Este desalinhamento pode ser subdividido em vertical, horizontal ou ainda uma combinação de horizontal e vertical.

Desalinhamento combinado ou misto (Figura 3.4c): acontece quando existe a combinação dos dois desalinhamentos, além de as linhas de centro dos eixos não estarem paralelas, elas não se interceptam.

Desalinhamento axial (Figura 3.4d): as linhas de centro dos eixos são paralelas e colineares, porém os eixos estão afastados.

O desalinhamento de eixos provoca altas solicitações nos mancais, e conseqüentemente aumenta o desperdício de energia no sistema. O mau alinhamento de eixos causa vibração do sistema, diminui a vida útil dos componentes e ainda provoca o aquecimento no acoplamento. A Figura 3.5 mostra uma termografia de um acoplamento desalinhado.

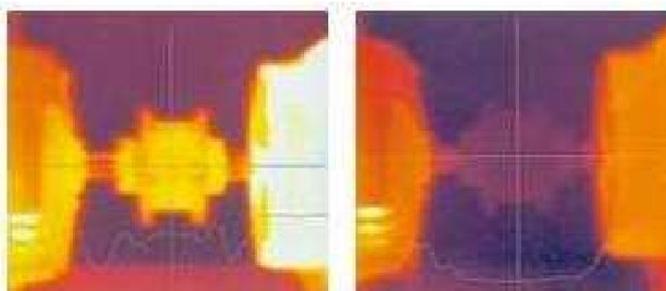


Figura 3.5 – Termografia mostrando o aquecimento devido ao desalinhamento (Polcholok, 2004) .

Existe uma grande variedade de técnicas de alinhamentos de eixos. Dentre os métodos mais utilizados, os mais simples são os métodos de régua e calibre de lâminas, enquanto os mais sofisticados são o periférico direto e o de alinhamento com laser. O método de régua se baseia em medir, com o uso de uma régua graduada, a folga entre os eixos. Após a medição da diferença do centro dos eixos, calços são colocados na base do motor para compensar o desalinhamento. Este método serve para alinhar eixos com desalinhamento paralelo.

O método de calibre de lâminas é usado quando é verificado desalinhamento angular. São feitas marcações em quatro extremidades do eixo (0° , 90° , 180° e 270°) e medidas a folga entre as faces dos eixos utilizando laminas de calibre. Estas medidas são anotadas e com estes dados é possível saber a orientação do desalinhamento.

O método periférico direto se baseia em fixar relógios comparadores em barras fixas nos eixos, conforme Figura 3.9. O desalinhamento é medido ao girar o conjunto.

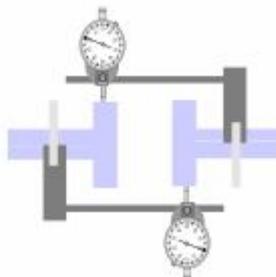


Figura 3.9- Método periférico direto.

O método a laser é o método mais prático, usa o principio de emissão e recepção de um feixe laser. Os sensores são ligados a um microcomputador portátil que realiza os cálculos e orienta o alinhamento [Mobley, 2004].

3.4 – Propagação de Incertezas

Para verificar a confiabilidade dos dados apresentados é necessário o cálculo de incerteza e da propagação dessa incerteza. Esta verificação é feita pelo uso da equação geral de propagação de incertezas [Taylor, 1997].

$$\Delta q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial x_2} \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial q}{\partial x_n} \Delta x_n\right)^2} \quad (3.6)$$

Onde Δq é a incerteza em função das variáveis (x_1, \dots, x_n) independentes e aleatórias.

4. METODOLOGIA

A bancada foi desenvolvida utilizando um princípio de funcionamento muito simples, dois motores em balanço foram conectados por seus eixos. Isto quer dizer que suas carcaças tinham liberdade de rotação em torno de seus eixos. A velocidade de rotação do motor usado para mover o outro motor foi controlada com o uso de um inversor de frequência. Esse motor impõe rotação ao motor a ser caracterizado e com o uso de células de carga ancoradas entre a carcaça e a base rígida da bancada, as reações das carcaças dos motores ao giro do eixo podem ser quantificadas. A figura 4.1 mostra a forma final do projeto da bancada.

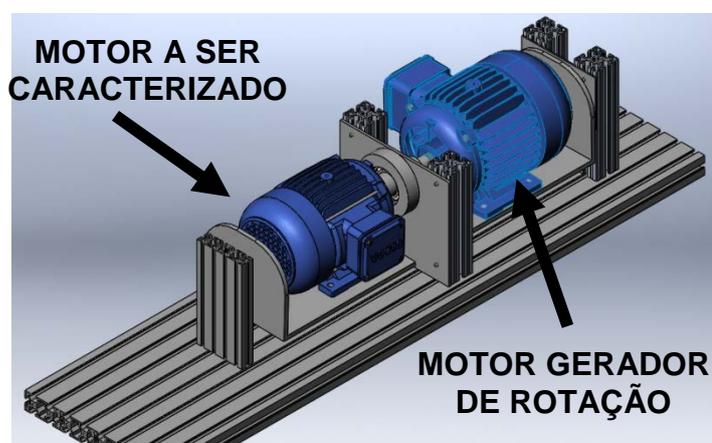


Figura 4.1 – Representação em CAD da configuração final da bancada.

Na construção da bancada os motores foram fixos em uma chapa rotulada, de modo a permitir a rotação em torno do eixo do motor, sendo necessário para isso o uso de três mancais. O primeiro mancal foi constituído de uma chapa de aço com um ressalto soldado, onde encaixava um rolamento de esfera. Esta chapa foi fixa a duas colunas feitas de um perfil de alumínio. Os parafusos foram fixos em porcas do tipo martelo que se encaixavam nos frisos do perfil de alumínio. Com esta fixação foi possível ajustar a altura do mancal para centralizar um mancal com o outro. Como o segundo mancal deve suportar o carregamento do eixo do motor foram usadas peças rígidas a fim de resistir ao torque aplicado. O mancal foi então confeccionado de uma chapa de aço mais espessa do que a primeira e foi soldado nesta chapa um ressalto para encaixar o rolamento. Para a fixação do rolamento foi usado um anel de contenção elástico. O terceiro mancal foi feito com duas chapas de aço usinadas que alojam o rolamento em seu interior. Essas chapas foram presas em um perfil de alumínio através de parafusos e de porcas do tipo martelo, como mostrado na Figura 4.2.

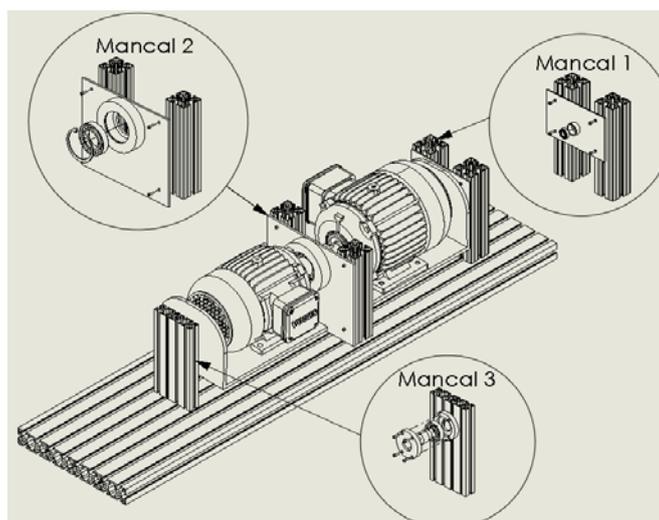


Figura 4.2 – Detalhe dos mancais.

O motor usado para gerar a rotação, posicionado entre o mancal 1 e o mancal 2, foi um motor elétrico CA, trifásico, 220 V da marca Voges, com 2 cv de potência e quatro polos, com velocidade controlada por um inversor de frequência. O motor para teste de perda mecânica caracterizada foi um motor elétrico CA, trifásico, 220 V da marca Voges, com 1,5 cv de potência e quatro polos.

Para a medição de velocidade angular foi usado um tacômetro modelo MDT 2238-A da marca Minipa, que segundo o fabricante, tem incerteza de 10 rpm. Uma fita reflexiva foi fixada ao eixo do motor, cuja reflexão a cada volta do eixo era detectada pelo tacômetro, que media a velocidade pela contagem do número de detecções em cada período de medição (Figura 4.3).

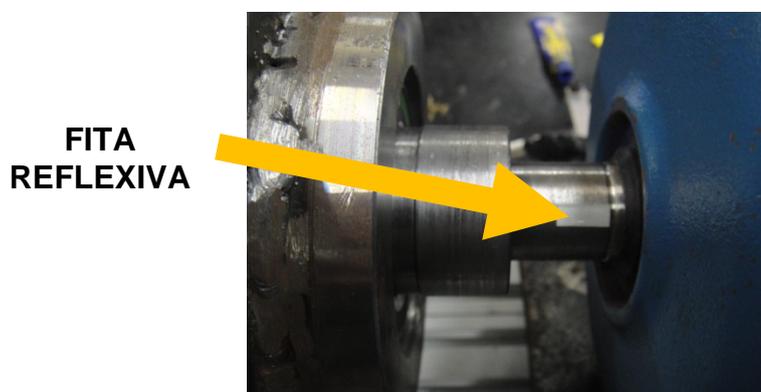


Figura 4.3 – Detalhe fita reflexiva usada na medição de velocidade angular.

A fim de evitar vibrações que pudessem interferir nas medições, a bancada foi fixa no chão com isoamortecedores (Figura 4.4).

**AMORTE-
CEDORES
ANTI-
VIBRAÇÃO**



Figura 4.4 – Bancada montada.

Tal procedimento foi feito com o intuito de isolar possíveis fontes de vibração, uma vez que os sensores de carga (balanças) foram instalados fora da bancada, ou seja, no piso

Para a medição de reação das carcaças dos motores ao giro do eixo, foram usadas duas balanças. Uma delas foi posicionada a uma distância conhecida do primeiro motor, e outra posicionada a uma distancia conhecida do segundo motor (motor a ser caracterizado). A rotação do motor gerador de movimento é ajustada utilizando-se para tanto um inversor de frequência. Após os motores terem suas velocidades estabilizadas, foi medida a reação na carcaça de cada um dos motores.

4.1 Equações Usadas para Cálculo da Perda Mecânica

Para o cálculo de perda mecânica foi utilizada a equação de torque mecânico (equação 3.2). Multiplicando o torque mecânico pela rotação medida no eixo é possível obter a perda de potência mecânica, conforme equação 4.1

$$P_{mec} = T \times \omega \quad (4.1)$$

Sendo P_{mec} é a perda de potência mecânica [W], T é o torque mecânico [Nm] e ω é a velocidade angular do eixo [rad/s].

4.2 Incertezas

Nesta seção serão analisadas as incertezas das medições, essas foram divididas em incerteza na medição angular, incerteza na medição de força da reação, incerteza na medição do comprimento do braço de alavanca e cálculos de propagação de incerteza.

Para a medição de velocidade angular foi utilizado um tacômetro modelo MDT 2238-A da marca Minipa. Para a medição foi utilizada a medição por feixe de luz, que segundo o fabricante tem incerteza de 10 rpm. A medição de reação foi feita com balanças SF-400, a incerteza do equipamento segundo o fornecedor é de 0,01 N. A medição do comprimento de braço de alavanca foi feita com uma régua graduada, a incerteza foi definida em 1 mm.

A incerteza do torque é calculada pela formula da propagação da incerteza, conforme equação 4.2.

$$\Delta T = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial F} \Delta F\right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial d} \Delta d\right)^2} = \sqrt{(\Delta d \times F)^2 + (\Delta F \times d)^2} \quad (4.2)$$

Onde ΔT é a incerteza do torque, ΔF é a incerteza da força de reação e Δd é a incerteza do comprimento do braço de alavanca. A incerteza da perda de potência mecânica é calculada pela Equação 4.3.

$$\Delta P_{mec} = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial T} \Delta T\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial \omega} \Delta \omega\right)^2} = \sqrt{(\Delta T \times \omega)^2 + (\Delta \omega \times T)^2} \quad (4.3)$$

Onde ΔP_{mec} é a incerteza da perda de potência mecânica, ΔT é a incerteza do torque calculado pela equação 4.3 e $\Delta \omega$ é a incerteza da velocidade angular.

4.3 Construção da Bancada

Para a construção da bancada foi necessária mais de uma tentativa em alinhar os eixos dos motores, o que demandou um tempo excessivo e acabou inviabilizando a ideia de se realizar uma grande quantidade de testes para caracterizar o sistema. Inicialmente foi proposta a construção da bancada com os dois motores ligados através de uma embreagem eletromagnética com rodas dentadas. Um sensor foi fixo na borda da roda dentada de maneira a captar a passagem dos dentes da mesma, permitindo assim a medição da velocidade de rotação do eixo. O sistema foi construído conforme a Figura 4.4.1.

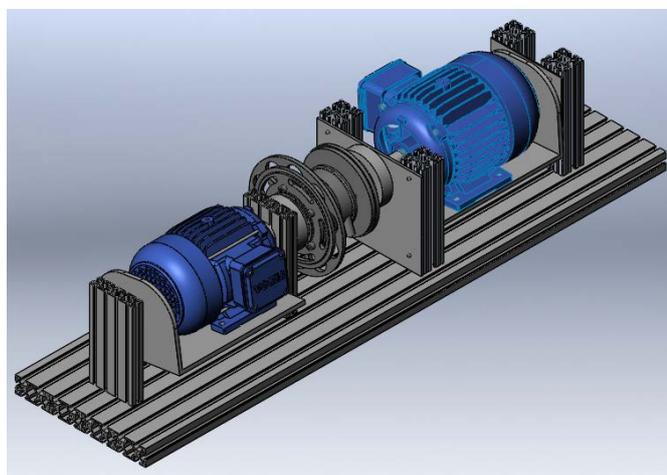


Figura 4.4.1 – Projeto inicial da bancada.

Inicialmente foi instalado o motor de 2cv. Este motor foi posto em balanço conforme a Figura 4.4.2.

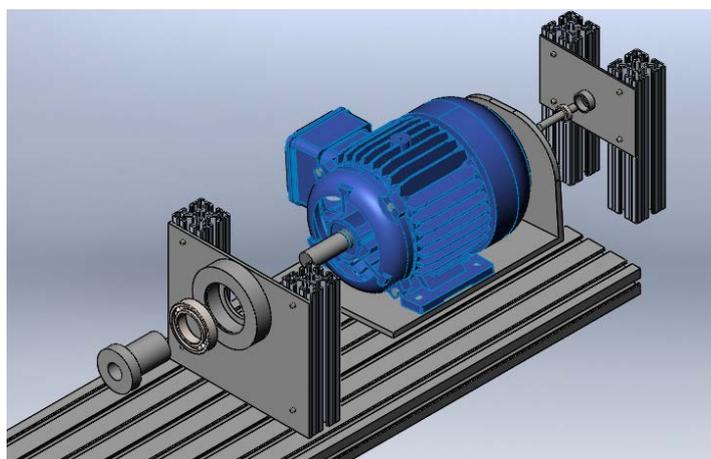


Figura 4.4.2 – Projeto inicial da bancada.

Para conectar o motor à embreagem foi usada uma bucha de nylon apoiada em um mancal de rolamento. A bucha foi fixada no eixo do motor por interferência, e na embreagem por meio de 4 parafusos. Foi verificado um desalinhamento angular no mancal, devido à sua falta de rigidez. O rolamento do mancal era preso a uma placa por meio de outra placa, de aço, que era

muito fina e apresentou vibrações, tal como aponta Mobley, 2004. Assim o mancal foi substituído por outro com maior robustez. Além de uma placa mais espessa, o sistema que envolvia o rolamento também ganhou maior resistência. O motor em balanço sem a embreagem conectada se mostrou mais estável. Porém, ainda foi registrada uma vibração acima do esperado: a bancada trepidava em altas rotações, e, em baixas rotações, era possível perceber o desalinhamento paralelo do motor. Após uma nova inspeção, a vibração anormal foi atribuída a um desalinhamento paralelo no furo da bucha de nylon. Como a bucha havia sido feita em um torno mecânico e o furo por uma fresadora de controle numérico, apesar dos cuidados na usinagem, o centro do furo não coincidiu com o centro da peça, o que é um clássico problema de usinagem (Diniz, 2006). O problema de desalinhamento do furo da bucha ocorreu em mais de uma peça fabricada, conforme mostrado na Figura 4.4.3.



Figura 4.4.3 – Buchas de nylon desalinhas.

Após a substituição da bucha de nylon, o sistema, ainda sem a embreagem conectada, não apresentou vibração visível. Assim, para a fixação da embreagem, foi usinado um eixo, que se prendia à mesma por meio de uma rosca interna introduzida no eixo da própria embreagem. Este eixo foi fixo por interferência na bucha. (destacado na Figura 4.4.4).

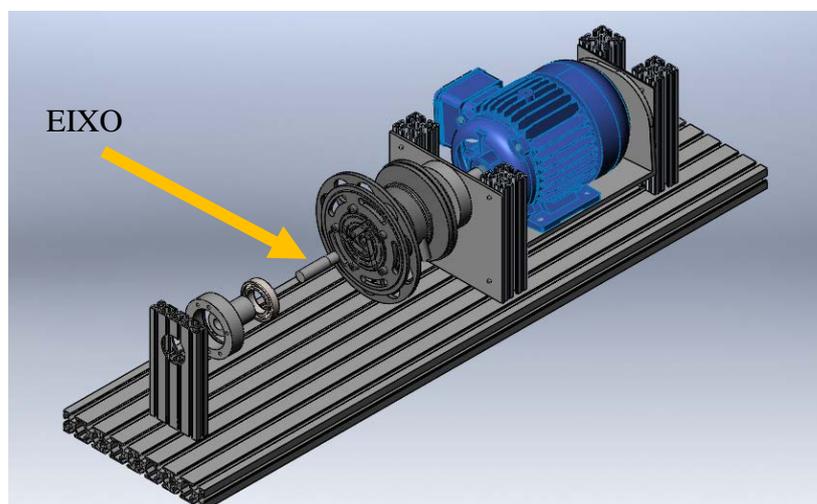


Figura 4.4.4 – Esquema de fixação da embreagem.

Ao ligar o sistema notou-se uma vibração anormal e constatou-se que o eixo conectado na embreagem estava com a rosca desalinhada. Mais uma vez, ao realizar a operação de furação na furadeira de bancada, o eixo não ficou bem posicionado e comprometeu o alinhamento, conforme mostrado na Figura 4.4.5, a causa desse desalinhamento foi a “perda” do eixo de referência na troca de máquinas.



Figura 4.4.5 – Eixo com rosca desalinhada.

Após usinar um novo eixo, desta vez utilizando o mesmo equipamento de usinagem, sem alterar o eixo de referência, foi constatado um desalinhamento no eixo da própria embreagem. Comprovando o que cita Polocholok, 2004, durante o teste em alta rotação o rolamento do primeiro mancal esquentou e danificou a bucha que conectava o motor à embreagem (Figura 4.4.6). Mais uma vez, o problema foi atribuído ao desalinhamento do mancal e às tolerâncias de usinagem do mesmo. Para sanar o problema, as dimensões desse mancal foram ajustadas por meio de uma retífica.

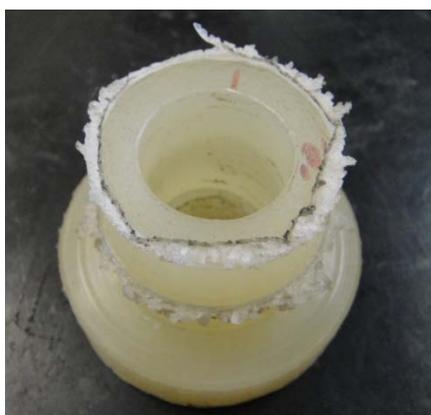


Figura 4.4.6 – Bucha de nylon danificada pelo aquecimento do rolamento.

Como a embreagem tinha o seu eixo desalinhado, notou-se a necessidade de eliminar a mesma no projeto. Para isso foi alterado o sistema de medição de velocidade angular. O sensor capacitivo na roda dentada da embreagem foi substituído por um tacômetro. Esta mudança eliminou a necessidade da embreagem, simplificando o alinhamento dos eixos (Figura 4.4.7).



Figura 4.4.7 – Embreagem com desalinhamento no próprio eixo.

Assim, com a eliminação da embreagem, uma nova peça para conectar os eixos dos motores foi usinada, no laboratório de usinagem da UFRGS, sendo essa confeccionada em alumínio. A peça não cumpriu com sua função, pois o furo central da bucha além de apresentar um acabamento pouco satisfatório ficou em um formato côncavo, desfavorecendo o encaixe dos eixos na bucha (Figura 4.4.8). Estes defeitos foram consequência da falta de rigidez da ferramenta de corte, que flexionava ao realizar o desbaste interno da peça.



Figura 4.4.8 – Bucha usinada em alumínio.

Após substituir a peça por uma bucha de aço, usinada em um torno com as ferramentas adequadas, o sistema ficou pronto, como pode ser visto na Figura 4.4.9.



Figura 4.4.9 – Bancada pronta.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com a bancada dinamométrica pronta para uso, fez-se a validação do sistema através da obtenção do termo da perda de potência mecânica da equação 3.4. Para a caracterização dessa perda de potência mecânica, foi medida a reação em 5 velocidades angulares distintas. Estes dados foram compilados e analisados, para gerar os gráficos de torque e potência da reação ao giro. Para os testes, as velocidades angulares foram de 1.400 rpm a 1.800 rpm, variando de 100 em 100 rpm.

Para a compreensão dos resultados foram gerados dois gráficos, um de torque versus rotação e outro de potência versus rotação. O primeiro deles, Figura 5.1, mostra o gráfico o valor medido do torque resistivo no motor a ser caracterizado em função da rotação do eixo. Em cada ponto medido também é apresentado, através de barras verticais, a incerteza total da

medição conforme a equação 4.3. O torque começa com um valor de 0,136 Nm a 1.400 rpm e cresce até a rotação de 1.600 rpm atingindo um pico de 0,24 Nm. Após este ponto, ao aumentar a rotação o torque decresce chegando ao valor de 0,12 Nm a uma rotação de 1.800 rpm. Este resultado é esperado, pois ao aumentar a velocidade do eixo ele se aproxima da velocidade do campo girante, e isto faz com que o motor produza um toque menor, logo a reação medida na carcaça também é menor conforme relatado por Fitzgerald, 1975. A Figura 3.3 mostra a curva de torque do motor caracterizado, fornecida pelo fabricante, nela pode-se visualizar a queda do torque para velocidades maiores, entretanto, convém mencionar que a curva do fabricante é a curva do torque total, e não o torque mecânico medido pela bancada. A incerteza média da medição após a propagação de acordo com a equação 4.3, é de 1,73 %.

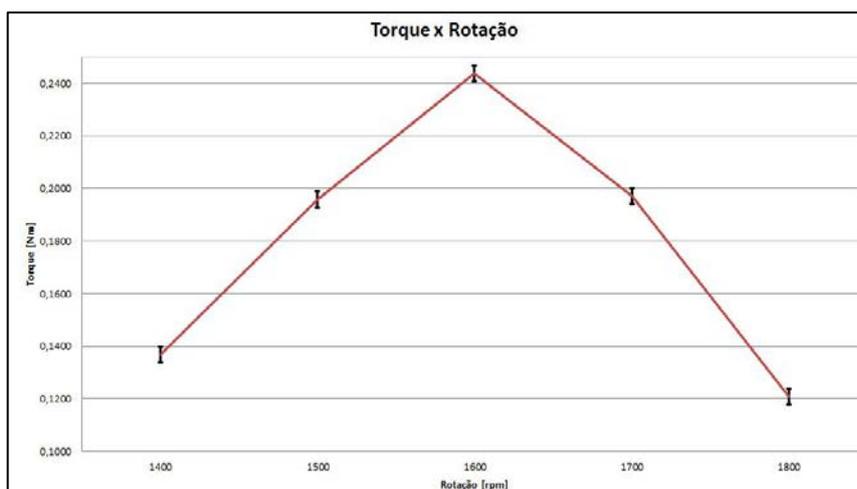


Figura 5.1 – Gráfico Torque x Velocidade Angular.

Na Figura 5.3 mostra-se o gráfico de perda de potência mecânica em função da velocidade angular, assim como a sua incerteza de medição.

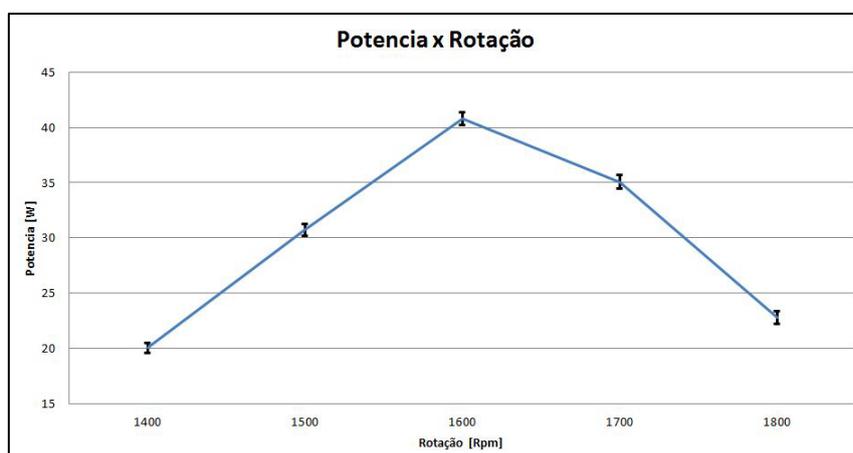


Figura 5.3 – Gráfico perda de potência mecânica x velocidade angular.

Do mesmo modo do torque, a mínima potência mecânica medida neste experimento ocorreu a 1.400 rpm, velocidade mais baixa medida, o que é um tanto óbvio, uma vez que a potência é função do torque e da velocidade angular (equação 3.3). O que pode ser observado no gráfico da figura é que as incertezas são pequenas, tendo um valor médio de 1,85% (equação 4.4). Tal fato faz com que a bancada tenha como sua maior restrição a dificuldade de alinhamento e não as incertezas propagadas pelos sensores e equipamentos de medição. Convém mencionar ainda que na obtenção tanto da potência, como do torque, o desalinhamento não incide na propagação de incertezas.

6 – CONCLUSÕES

Apesar de ser um sistema mecanicamente simples, a montagem da bancada dinamométrica sofreu uma série de reveses. O desalinhamento dos eixos mostrou-se complexo de ser resolvido na prática, e enquanto desalinhada a bancada se mostrava inadequada. Após serem resolvidos os problemas de desalinhamentos, a medição de perda de potência mecânica validou a bancada. O principal ponto a destacar neste trabalho não é a funcionalidade da bancada, nem a sua baixa incerteza, e sim os problemas causados por desalinhamentos de eixos e mancais. Como a bancada conta com três eixos a serem alinhados em três mancais, uma pequena excentricidade em um dos pontos torna o equipamento inadequado. Constatou-se na prática, todos os problemas causados por usinagem, tolerâncias, vibrações e aquecimentos de mancais de rolamentos nas situações de desalinhamento. Assim, não só na bancada, mas em qualquer sistema mecânico semelhante, devem-se tomar as medidas necessárias para o alinhamento de eixos para que todos os problemas apontados ao longo deste trabalho não venham a ocorrer.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Khurmi, R. S.; Gupta, J.K. **“Theory of Machines”**, S. Chand, 2ª edição, 2010.

Inácio, J. F. S; **“Implementação de algoritmo de mínimos quadrados para estimas eficiência de motores de indução”**, Trabalho de diplomação pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul departamento de engenharia elétrica, 2010.

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

Diniz, A. E.; Marcondes, F. C; Coppini, N. L. **“Tecnologia da usinagem dos materiais”**, Tliber, 5ª edição, 2006;

Mobley, K. R.; **“Maintenance fundamentals”**, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2ª edition, 2004;

Webster, J. G.; **“The measurement, instrumentation and sensor handbook”**, CRC Press LLC, 1999;

Vechia, V. D.; **“Modelo dinâmico de um motor assíncrono de acionamento intermitente”**, Trabalho de diplomação pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul departamento de Engenharia Mecânica;

Pacholok, M.; **“Uso da termografia para avaliação do desalinhamento de eixos de máquinas rotativas: uma ferramenta auxiliar à análise de vibrações”**, Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica pela Pontifícia Universidade Católica do Paraná;

Fitzgerald, A. E.; Kingsley, C.; Kusko, A.; **“Máquinas Elétricas”**, McGraw-Hill, Brasil, 1ª edição, 1975

Voges, **“Catálogo eletrônico de motores”**, em: www.voges.com.br/catalogo Acessado em 06/07/2013