

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

ANÁLISE DE RENDIMENTO DE ENGRENAGENS PLANETÁRIAS

por

Lucas Lorenz e Silva

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, Dezembro de 2012



Universidade Federal do Rio Grande do Sul  
Escola de Engenharia  
Departamento de Engenharia Mecânica

## ANÁLISE DE RENDIMENTO DE ENGRENAGENS PLANETÁRIAS

por

Lucas Lorenz e Silva

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. Arnaldo Ruben Gonzalez  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Comissão de Avaliação:

Prof. Cintia C. Petry Mazzaferro

Prof. Fabiano Disconzi Wildner

Prof. Ney Francisco Ferreira

Porto Alegre, Dezembro de 2012.

Lorenz e Silva, L. **Análise de Rendimento de Engrenagens Planetárias**. 2012. 19 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

## **RESUMO**

Este trabalho consiste na elaboração de um modelo de relações e levantamento das curvas de rendimento de um sistema de transmissão mecânica por engrenagens planetárias para diferentes combinações de rotações. Para a realização das medições foi utilizada uma bancada dinamométrica existente no LAMAE - Laboratório de Mecânica Aplicada e Experimental da UFRGS – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, dotada dos instrumentos necessários para medir o torque na carcaça do motor e na carcaça do freio e a potência elétrica de carregamento na saída do sistema. No presente trabalho, foram selecionadas três combinações de movimentos de entrada, que representam a maior quantidade de combinações de movimentos de saída do sistema planetário. As curvas de rendimento obtidas indicam que a eficiência do trem de engrenagens planetárias analisado se encontra entre 48 e 53%, e evidenciam o efeito de motores auxiliares no movimento de braços planetários sobre este rendimento.

**PALAVRAS-CHAVE:** Engrenagem Planetária; Rendimento.

Lorenz e Silva, L. **Efficiency Analysis of Planetary Gears**. 2012. 15p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

## **ABSTRACT**

This work consists of the development of a model of relations and the lifting of yield curves of a mechanical transmission system of planetary gears for different combinations of rotations. For the measurements were used a dynamometer bench existing in LAMAE - Laboratory of Experimental and Applied Mechanics at UFRGS - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, given the necessary instruments to measure the torque on the motor housing and the housing of the brake and the electrical power load on the output of the system. In this study, we selected three combinations of input motions, which represent the largest amount of movement combinations for the planetary system output. The yield curves obtained show the efficiency of the planetary gear train between 48 and 53%, and highlight the effect of auxiliary engines when moving planetary arms.

**KEYWORDS:** Planetary Gear; Efficiency.

ÍNDICE	Pág.
1	INTRODUÇÃO ..... 1
2	OBJETIVOS ..... 1
2.1	OBJETIVOS GERAIS..... 1
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS..... 1
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... 2
4	METODOLOGIA..... 3
4.1	PROCEDIMENTOS DE MEDIÇÕES NA BANCADA DINAMOMÉTRICA..... 5
4.2	EQUAÇÕES UTILIZADAS PARA CÁLCULO DA EFICIÊNCIA..... 5
4.3	CÁLCULO DAS INCERTEZAS..... 6
4.3.1	INCERTEZAS DOS MULTITESTES..... 6
4.3.2	INCERTEZA NA MEDIÇÃO DA VELOCIDADE ANGULAR..... 6
4.3.3	INCERTEZAS NA MEDIÇÃO DAS FORÇAS DE REAÇÃO..... 6
4.3.4	INCERTEZA NA MEDIÇÃO DO COMPRIMENTO DO BRAÇO DE ALAVANCA..... 7
4.3.5	INCERTEZA PARA O CÁLCULO DO TORQUE..... 7
4.3.6	INCERTEZA NO CÁLCULO DA POTÊNCIA DE TRANSMISSÃO..... 7
4.3.7	INCERTEZA NO CÁLCULO DO RENDIMENTO MECÂNICO..... 7
4.4	MODELAGEM DO TREM DE ENGRENAGENS..... 7
4.5	CONDIÇÕES PARA REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS..... 10
4.5.1	ENSAIO Nº1..... 10
4.5.2	ENSAIO Nº2..... 10
4.5.3	ENSAIO Nº3..... 11
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO..... 11
5.1	RESULTADOS DO ENSAIO Nº1..... 11
5.2	RESULTADOS DO ENSAIO Nº2..... 12
5.3	RESULTADOS DO ENSAIO Nº3..... 13
6	CONCLUSÕES..... 14
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS..... 15
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS..... 15

## **1. INTRODUÇÃO**

Os sistemas de transmissão mecânica por engrenagens planetárias têm diversas aplicações, como em transmissões automotivas, tratores, parafusadeiras e máquinas de lavar roupas. Esta configuração de trem de engrenagens no formato de um sistema planetário permite reduções ou multiplicações de potência e velocidades em um conjunto mecânico de dimensões reduzidas, porém, a eficiência do sistema planetário pode não ser satisfatória, e um dos fatores que a influenciam é a configuração das condições de entradas do sistema. Logo, o rendimento é um fator para considerar na aplicação de um sistema de transmissão mecânica por engrenagens planetárias, pois um maior rendimento permite um melhor aproveitamento energético do sistema, o que pode reduzir a quantidade de energia necessária para transmitir as forças e velocidades necessárias. Por estes motivos, foi escolhido um trem de engrenagens planetárias no qual fosse possível levantar as curvas de rendimento para diferentes combinações de configurações de entrada do sistema.

O trem de engrenagens planetárias escolhido para análise possui características distintas quanto à capacidade de alterar a relação de transmissão, pois o fato de possuir três entradas e uma saída permite realizar diversas combinações de velocidades angulares nas entradas, e pode-se escolher a relação de transmissão mais adequada conforme a situação. Para melhor compreender a relação entre os diferentes elementos do trem de engrenagens, o modelo matemático que representa a relação cinemática entre os diferentes elementos foi obtido, o qual foi investigado para a definição das condições de entrada do sistema que seriam mais relevantes para realização dos ensaios de rendimento mecânico.

Os ensaios de rendimento mecânico foram feitos em uma bancada dinamométrica existente no LAMAE - Laboratório de Mecânica Aplicada e Experimental da UFRGS – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Segundo Laranja, 2009, esta bancada é dotada dos instrumentos necessários para medir o torque na carcaça do motor e na carcaça do freio e a potência elétrica de carregamento na saída do sistema.

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1 OBJETIVO GERAL**

O objetivo geral deste trabalho é determinar as curvas de rendimento de um sistema de transmissão mecânica por engrenagens planetárias para diferentes condições de rotações.

### **2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

Os objetivos específicos são:

- Obter um modelo de relações que represente um sistema de engrenagens planetárias escolhido;
- Adaptar uma bancada e o trem de engrenagens para realização de ensaios de rendimento e
- Realizar medições de rendimento em três condições de rotações distintas.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em algumas ocasiões, duas ou mais engrenagens são projetadas para se conectarem e transmitir potência de um eixo para outro. Essa combinação é chamada de trem de engrenagens. A natureza do trem de engrenagens geralmente depende da razão de velocidades requeridas e da posição relativa dos eixos [Khurmi e Gupta, 2010]. Os autores afirmam que existem diferentes tipos de trens de engrenagens, dependendo da sua disposição:

- trem de engrenagens simples;
- trem de engrenagens composto;
- trem de engrenagem reversa e
- trem de engrenagens epicíclicas.

Nos três primeiros tipos, os eixos onde estão fixadas as engrenagens, são fixos. No caso das engrenagens epicíclicas, que são também chamadas de engrenagens planetárias, os eixos onde as engrenagens estão montadas podem se mover em relação a um eixo fixo. A Figura 3.1 mostra um trem de engrenagens planetárias conceitual, onde a engrenagem A e o braço C tem um eixo em comum em  $O_1$ , em torno do qual podem se mover. A engrenagem B se conecta com A e tem seu eixo no braço em  $O_2$ , em torno do qual B pode mover-se.

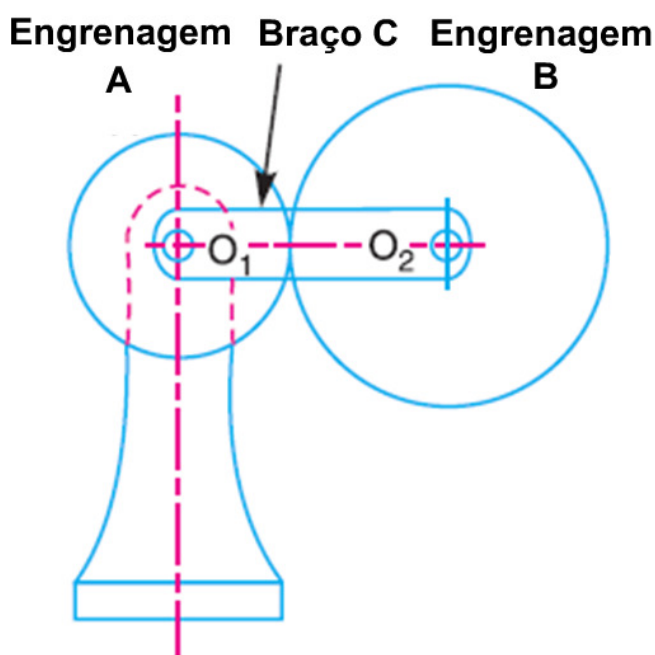


Figura 3.1 – Trem simples de engrenagens planetárias [Khurmi e Gupta, 2010].

Um conjunto de engrenagens planetárias possui mais de um grau de liberdade, ou seja, para se ter uma saída previsível, mais de uma entrada é necessária no sistema. Norton, 2009, descreve alguns casos de sistemas com dois graus de liberdade, como o diferencial automotivo, onde uma entrada é fornecida (eixo de transmissão), e duas saídas são obtidas (as rodas motoras). Em outros casos, como em transmissões automáticas e reduções entre motor e hélice em aeronaves, são fornecidas duas entradas, sendo usualmente uma dessas com velocidade zero (engrenagem fixa), e uma saída desejada.

A eficiência em trens de engrenagens é definida pela razão entre a potência de entrada e a potência de saída e é expressa como um percentual. Conforme Norton, 2009, a eficiência de um par convencional de engrenagens é bem alta e as perdas de potência são da ordem de 1 a 2%, dependendo de fatores como o acabamento e a lubrificação. Quando usadas múltiplas combinações de engrenagens, a eficiência total do sistema é o produto das eficiências de cada

estágio. Porém, para engrenagens planetárias, as perdas não são tão previsíveis, pois os elementos orbitais (planetas) podem absorver grande quantidade de energia dentro do trem de engrenagens, resultando em calor excessivo e estagnação. O cálculo da eficiência total do sistema de engrenagens planetárias torna-se mais complicado que a simples multiplicação das eficiências de cada estágio.

#### 4. METODOLOGIA

Para realização desse trabalho, escolheu-se o trem de engrenagens mostrado na Figura 4.1, composto por dois sistemas planetários que compartilham um eixo intermediário que possibilita, através de motores auxiliares, a variação da velocidade que os braços dos conjuntos planetários se movimentam. Dessa maneira, é possível realizar os ensaios de rendimento para diferentes combinações de movimentos.

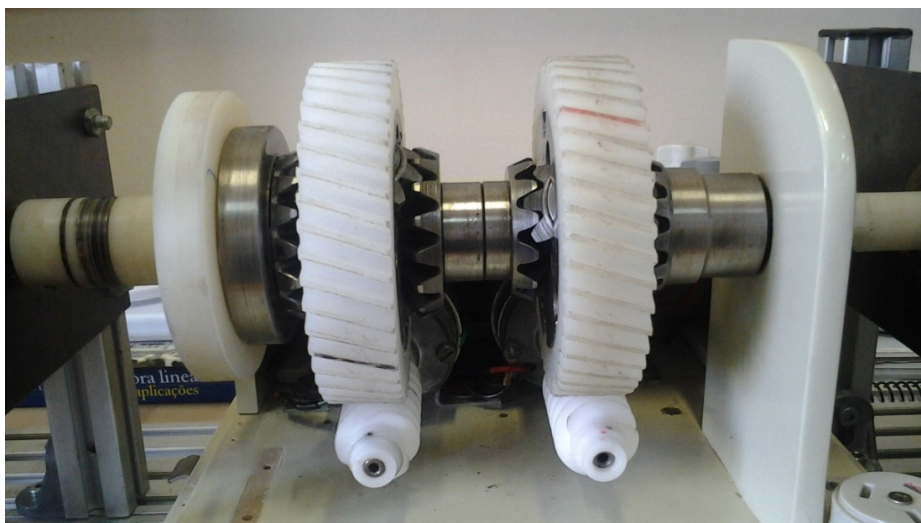


Figura 4.1 – Trem de engrenagens planetárias.

O trem é denominado “de engrenagens planetárias” tendo em vista que seus elementos são identificados como: engrenagem sol, engrenagem planeta e braço.

A Figura 4.2 identifica: a engrenagem A, que se comporta como um sol; a engrenagem B, comportando-se como um planeta; e a ligação entre o eixo e a engrenagem planeta feita pelo braço C, que neste trem de engrenagens é o corpo de uma engrenagem movida por um motor auxiliar.

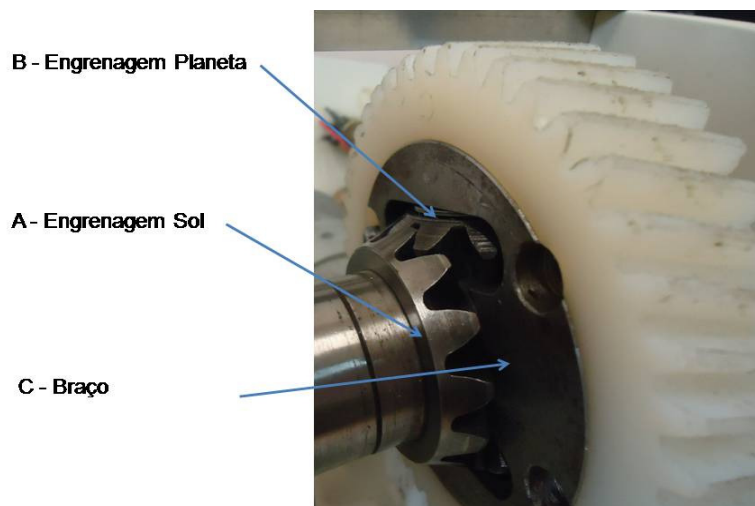




Figura 4.2 – Identificação dos elementos que caracterizam a engrenagem planetária.

Nota-se que o braço C na Figura 4.2 possui uma coroa que, somada a uma engrenagem sem-fim, é responsável pelo movimento dos braços planetários.

Na vista explodida mostrada na figura 4.3 é possível visualizar a montagem do trem de engrenagens ensaiado, assim como o posicionamento das engrenagens sem-fim conforme Ballester, 2008. Esta configuração do sistema foi escolhida, pois permite variar a velocidade dos braços planetários.

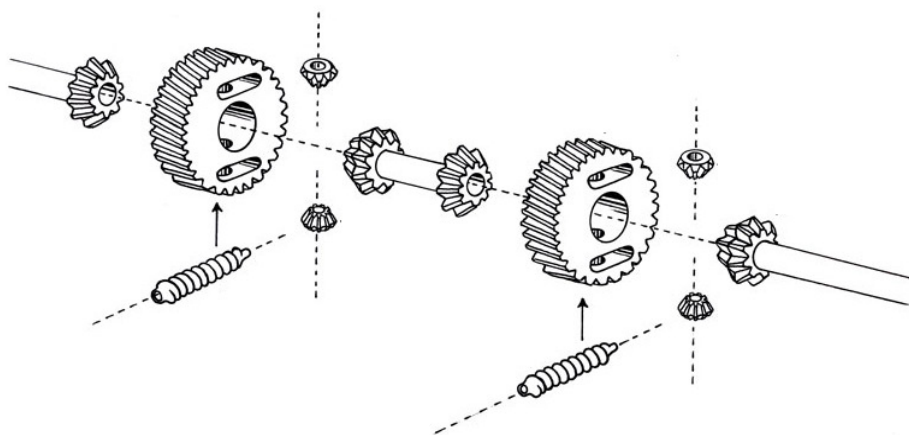


Figura 4.3 – Vista explodida do trem de engrenagens [Ballester, 2008].

As engrenagens sem-fim são conectadas nos motores auxiliares. O motor principal é acoplado a um eixo e o freio reostático a um eixo oposto conforme Figura 4.4.

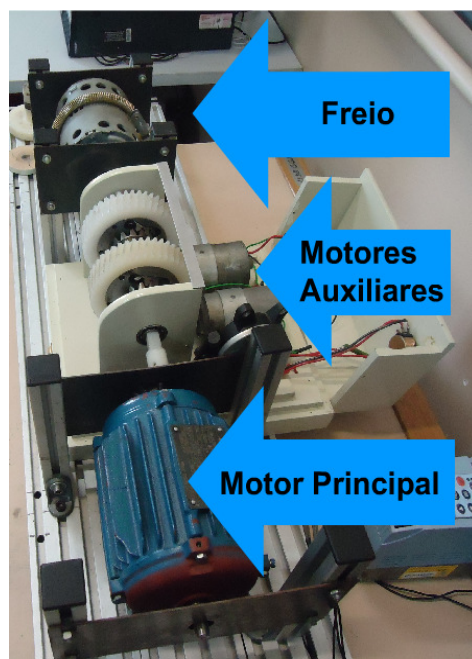


Figura 4.4 – Disposições dos motores e freios.

O motor principal é um motor elétrico CA, trifásico, 220 V da Weg, com 1 CV e dois pólos, com velocidade controlada por um inversor de frequência. Para o controle da velocidade

dos braços planetários, foram utilizados dois motores auxiliares elétricos CC, de 100 W e 24 V. O freio é composto de um motor CC de 24 V da Bosch.

#### 4.1 PROCEDIMENTOS DE MEDIÇÕES NA BANCADA DINAMOMÉTRICA.

Dentre os procedimentos na bancada dinamométrica encontram-se as medições de potência de carregamento que são efetuadas conforme o número de lâmpadas acionadas. A partir delas são monitoradas a tensão e a corrente na saída do freio reostático. A potência elétrica é obtida pela equação 4.1.

$$P = VI \quad (4.1)$$

Onde P é a potência [W], V a tensão [V] e I a corrente [A]

Dois multímetros foram instalados no sistema de forma a permitir a leitura simultânea das grandezas, conforme Figura 4.5. A tensão foi medida diretamente da diferença de potencial entre os cabos fase e neutro na saída do freio, e a corrente foi medida no banco de lâmpadas.

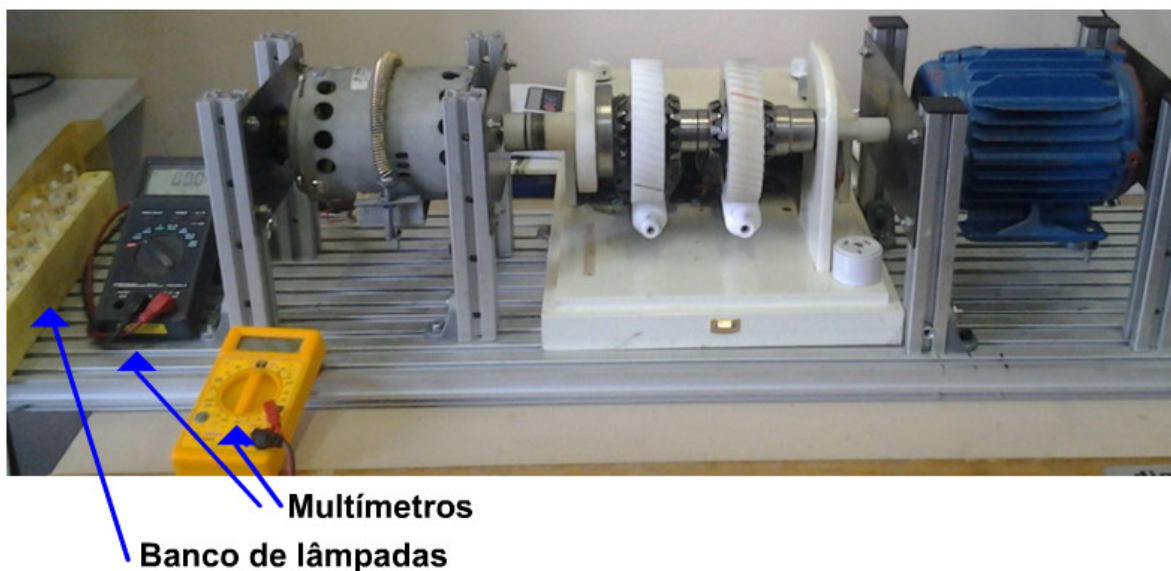


Figura 4.5 – Montagem do trem de engrenagens na bancada dinamométrica.

Foram utilizadas, também, duas balanças digitais para detectar as medidas de massa para posterior conversão em forças de reação no motor e no freio.

Os braços de alavanca têm comprimento de 0,34 m e ângulo de 90° em relação à força.

#### 4.2. EQUAÇÕES UTILIZADAS PARA CÁLCULO DA EFICIÊNCIA.

Para o cálculo da eficiência, a equação do torque na forma escalar, equação 4,2 foi utilizada para determinar o torque a partir da medição da força.

$$T = d \times F \quad (4.2)$$

Onde T é o torque [Nm], d é o comprimento do braço de alavanca [m] e F é a força [N]. A partir do torque e da velocidade angular é possível obter a potência pela equação 4.3.

$$P = T \times \omega \quad (4.3)$$

Sendo T o torque no eixo [Nm] e  $\omega$  a velocidade angular [rad/s]. O rendimento é calculado a partir da eq. 4.4.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (4.4)$$

Em que  $\eta$  é o rendimento da transmissão, P1 é a potência no eixo motor [W] e P2 é a potência no freio [W].

### 4.3. CÁLCULO DAS INCERTEZAS

O cálculo das incertezas é realizado a partir das informações disponibilizadas pelos fabricantes dos equipamentos utilizados e da propagação destas incertezas nos cálculos com auxílio da equação geral de propagação de incertezas [Taylor, 1997].

$$\Delta q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial q}{\partial x_2} \Delta x_2\right)^2} \quad (4.5)$$

Onde  $\Delta q$  é a incerteza em função das variáveis ( $x_1, \dots, x_2$ ) independentes e aleatórias.

#### 4.3.1. Incertezas dos multitestes

Considerando que as variações das medições nos multitestes foram maiores que as incertezas informadas pelos fabricantes, consideraram-se as amplitudes observadas como valores para as incertezas, sendo 0,1 A para a corrente elétrica e 0,1 V para a tensão.

#### 4.3.2. Incerteza na medição da velocidade angular

A medição da velocidade angular foi feita com um tacômetro modelo MDT 2238-A Minipa. A incerteza informada pelo fabricante é de 10rpm. Entretanto, conforme Kich, 2011, a incerteza da medição da velocidade angular pode ser ignorada quando o sistema de transmissão é sem escorregamento com a velocidade angular dos eixos de entrada e saída iguais, pois o rendimento é obtido diretamente da razão entre os torques.

#### 4.3.3. Incerteza na medição da força de reação

Foram utilizadas balanças SF-400 para medição das forças de reação. A incerteza de medição fornecida pelo fabricante é de 0,01 N.

#### 4.3.4. Incerteza na medição do comprimento do braço de alavanca

Para a medição do comprimento do braço de alavanca foi utilizada uma régua graduada e a incerteza foi definida em 1 mm.

#### 4.3.5. Incerteza para o cálculo do torque

A incerteza no torque é resultado da propagação das incertezas da distância e da força, conforme equação 4.6.

$$\Delta T = \sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial F} \Delta F\right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial d} \Delta d\right)^2} = \sqrt{(d\Delta F)^2 + (F\Delta d)^2} \quad (4.6)$$

Sendo  $\Delta T$  a incerteza do torque,  $\Delta F$  a incerteza da força de reação e  $\Delta d$  a incerteza da distância.

#### 4.3.6. Incerteza no cálculo da potência de transmissão

A incerteza no cálculo da potência é obtida através da propagação das incertezas do torque e da velocidade angular, conforme equação 4.7.

$$\Delta P = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial T} \Delta T\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial \omega} \Delta \omega\right)^2} = \sqrt{(\omega\Delta T)^2 + (T\Delta \omega)^2} \quad (4.7)$$

Onde  $\Delta P$  é a incerteza de medição da potência e  $\Delta \omega$  a incerteza da velocidade angular.

#### 4.3.7. Incerteza no cálculo do rendimento mecânico

A incerteza no cálculo do rendimento mecânico pode ser calculada conforme equação 4.8.

$$\Delta \eta = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial P1} \Delta P1\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P2} \Delta P2\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{P2}{P1^2} \Delta P1\right)^2 + \left(\frac{1}{P1} \Delta P2\right)^2} \quad (4.8)$$

Sendo  $\Delta \eta$  a incerteza no rendimento,  $\Delta P1$  a incerteza na potência do motor e  $\Delta P2$  a incerteza da potência do freio.

### 4.4 MODELAGEM DO TREM DE ENGRENAGENS

A modelagem cinemática do trem de engrenagens é necessária para a escolha das combinações de velocidades que podem ser obtidas e avaliadas nos experimentos.

Primeiramente foram definidas as entradas e saídas do sistema, sendo que as entradas são as velocidades angulares no eixo motor ( $\omega_X$ ) e nos dois braços planetários ( $\omega_c$ ,  $\omega_g$ ) e a saída é dada na extremidade oposta ao eixo motor ( $\omega_Z$ ), conforme Figura 4.6.

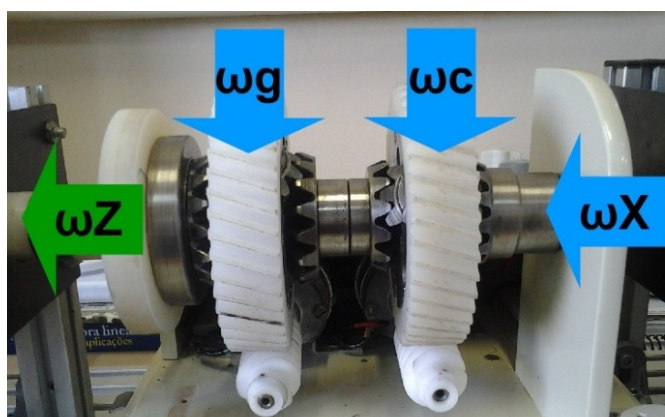


Figura 4.6 – Entradas e saídas do sistema de engrenagens planetárias.

Foram nomeados cada um dos elementos do trem de engrenagens e sua característica, conforme Figura 4.7. O trem de engrenagens possui quatro engrenagens planetas, duas em cada sistema planetário, porém na Figura 4.7 foi representada uma engrenagem planeta para cada sistema planetário para melhor visualização.

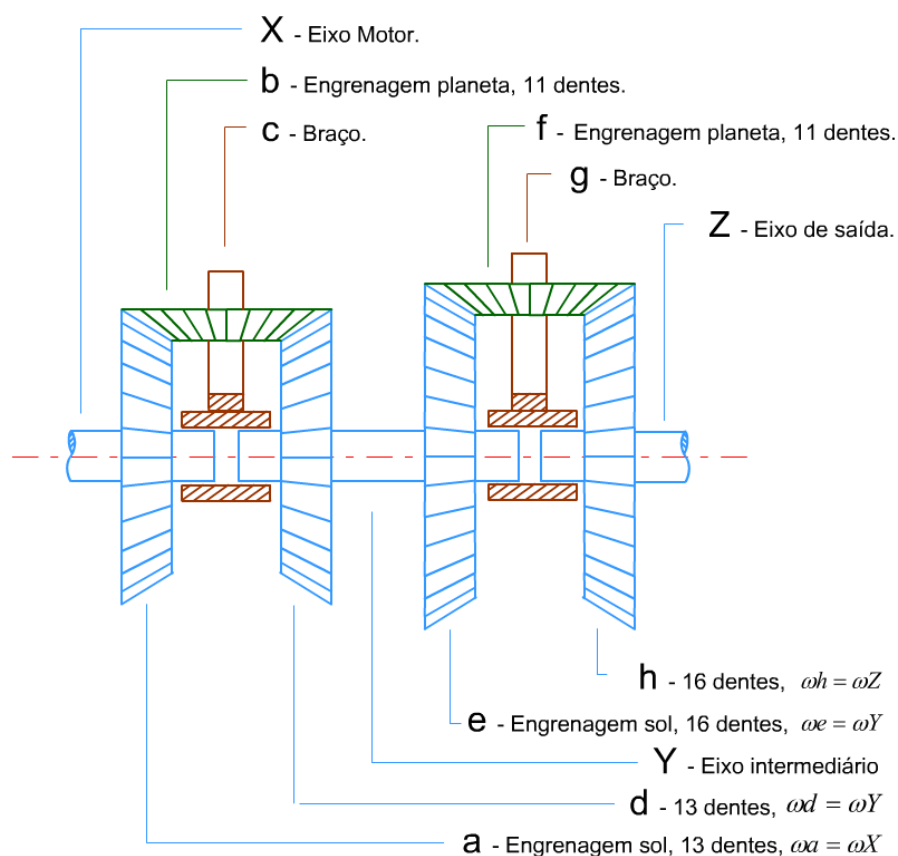


Figura 4.7 – Elementos do trem de engrenagens.

O método escolhido para obtenção do modelo de relações foi o Método Tabela, descrito por Khurmi e Gupta, 2010. São aplicadas diferentes condições de movimentos, e as reações individuais dos elementos são observadas para a obtenção do modelo cinemático.

Inicialmente foi utilizado o Método Tabelar para o primeiro conjunto planetário, que permitiu a obtenção da equação que representa os elementos a, b, c e d; a partir da tabela de movimentos (Tabela 4.1), onde T representa o número de dentes. Após, a equação do segundo conjunto planetário foi obtida com base na anterior, por similaridade. Por fim, as duas equações foram combinadas para representar o sistema completo, pois compartilham um dos eixos e conseqüentemente a sua velocidade angular.

Tabela 4.1 – Tabela de movimentos

Etapa	Condições de movimento	Rotações dos elementos			
		Braço C	Engr. A	Engr. B	Engr. D
1ª	Braço C fixo, engrenagem A realiza +1 rotação no sentido anti-horário	0	+1	$\pm \frac{T_a}{T_b}$	$-\frac{T_a}{T_b} \times \frac{T_b}{T_d} = -\frac{T_a}{T_d}$
2ª	Braço fixo, engrenagem A realiza +x rotações	0	+ x	$\pm x \times \frac{T_a}{T_b}$	$-x \times \frac{T_a}{T_d}$
3ª	Adiciona-se +y rotações em todos os elementos	+ y	+ y	+ y	+ y
4ª	Movimento Total	+ y	x + y	$y \pm x \times \frac{T_a}{T_b}$	$y - x \times \frac{T_a}{T_d}$

O sinal  $\pm$  é dado para o movimento da engrenagem b, pois esta se encontra em um plano diferente. Portanto, não se pode especificar a direção.

Considerando a velocidade angular do braço prescrita, obtemos a partir da quarta linha da Tabela 4.1 que:

$$\omega_c = y \quad (4.9)$$

Considerando como entrada a velocidade angular imposta no eixo X e essa igual à velocidade de a, temos que:

$$\begin{aligned} \omega_X = \omega_a &= x + y \\ x &= -y + \omega_a \end{aligned} \quad (4.10)$$

Afirmando-se que a velocidade de Y é igual à velocidade da engrenagem d:

$$\omega_Y = \omega_d = y - x \times \frac{T_a}{T_d} \quad (4.11)$$

Substituindo (4.9) e (4.10) em (4.11), se obtêm:

$$\omega_Y = \omega_c - (\omega_a - \omega_c) \times \frac{T_a}{T_d} \quad (4.12)$$

Por analogia a equação do segundo conjunto planetário é obtida:

$$\omega_Z = \omega_g - (\omega_e - \omega_g) \times \frac{T_e}{T_h} \quad (4.13)$$

Da Figura 4.7 as velocidades angulares dos eixos são as mesmas das respectivas engrenagens sol:

$$\omega Y = \omega e \quad (4.14)$$

$$\omega X = \omega a \quad (4.15)$$

Para a obtenção da equação que representa todo o sistema de engrenagens planetárias escolhido para os ensaios pode-se então substituir (4.12) em (4.13) através da substituição de variáveis indicada em (4.14) e (4.15) para obter:

$$\omega Z = \omega g - \omega c \times \frac{Te}{Th} + \omega a \times \frac{Ta}{Td} - \omega c \frac{Te}{Th} + \omega g \frac{Te}{Th} \quad (4.16)$$

Ao completar a eq. 4.16 com os respectivos números de dentes, se obtém:

$$\omega Z = 2 \times \omega g - 2 \times \omega c + \omega X \quad (4.17)$$

A equação 4.17 representa a saída cinemática no eixo Z em função das entradas do sistema de engrenagens escolhido para realização dos ensaios.

#### 4.5. CONDIÇÕES PARA REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS.

Para a escolha das condições para cada ensaio de eficiência, a equação 4.9 foi investigada em busca das combinações de entrada e saída do sistema que fossem mais relevantes. Três combinações foram escolhidas para os ensaios por representarem diferentes características do funcionamento do sistema. Para cada ensaio foram realizadas quatro sequências de testes, com a variação do carregamento de zero a cinco lâmpadas de 30 W.

##### 4.5.1. Ensaio nº1:

Para o Ensaio nº1 foi verificada a eficiência do trem de engrenagens para a razão 1:1 com velocidade angular nula dos braços planetários, conforme Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Condições de movimento para o ensaio nº1

Elemento do sistema	Z	X	g	c
Velocidade Angular [RPM]	220	220	0	0

##### 4.5.2. Ensaio nº2:

No ensaio nº2 foi investigada a tendência de variação na razão entre a potência do motor principal e freio conforme aumento do carregamento. Porém, um dos braços planetários se mantém fixo e o outro com velocidade angular prescrita, conforme Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Condições de movimento para o ensaio nº2

Elemento do sistema	Z	X	g	c
Velocidade Angular [RPM]	490	220	135	0

## 4.5.3. Ensaio nº3:

Neste 3º Ensaio foi verificada a eficiência do trem de engrenagens para uma razão de 1:1 com velocidades angulares prescritas e semelhantes em ambos os braços planetários por meio de motores auxiliares, conforme tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Condições de movimento para o Ensaio nº3

Elemento do sistema	Z	X	g	c
Velocidade Angular [RPM]	220	220	168	168

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para realização dos ensaios, inicialmente a variação do carregamento era feita a partir de sete lâmpadas de 100 W. Porém, para os carregamentos acima de 200 W, ocorreu variação na velocidade dos braços planetários devido à baixa potência dos motores auxiliares. Foi então utilizada uma variação menor para a amplitude de carregamento com cinco lâmpadas de 30 W.

Cada ensaio teve seus dados compilados e analisados. Para a compreensão dos resultados, foram gerados dois gráficos para cada ensaio. Em um gráfico são visualizados os resultados de quatro testes com as mesmas condições. Enquanto que no seguinte, os valores médios são mostrados juntamente com a incerteza de medição representada pelas barras verticais.

## 5.1. RESULTADOS DO ENSAIO Nº1

No primeiro ensaio realizado, com a relação de transmissão 1:1 e com os braços planetários fixos, foram obtidas as curvas de eficiência mostradas na Figura 5.1 e Figura 5.2.

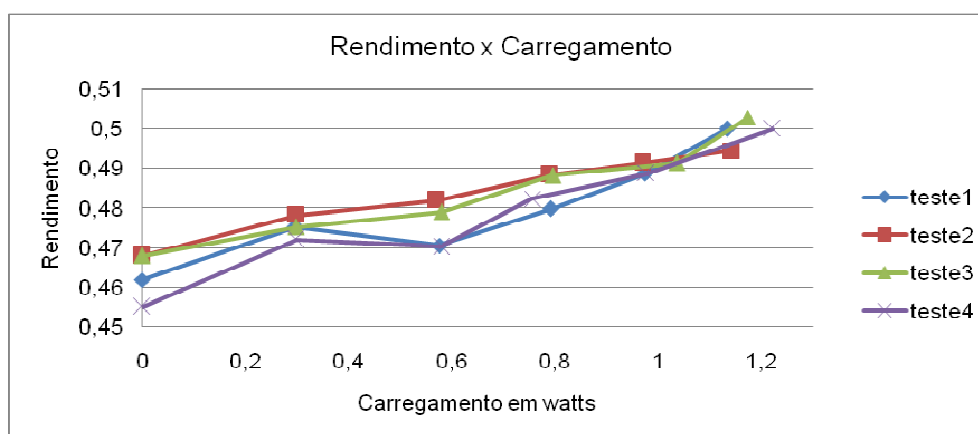


Figura 5.1 – Rendimento Ensaio nº1.



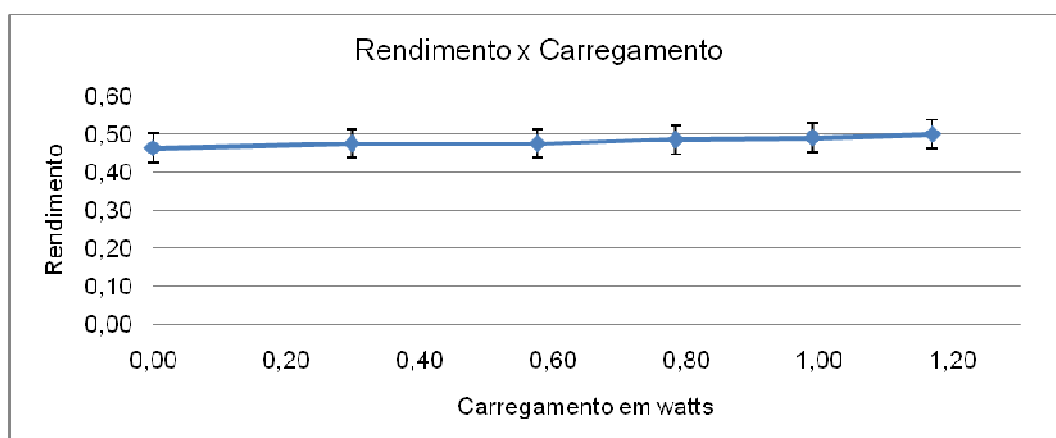


Figura 5.2 – Rendimento Ensaio nº1 com incerteza de medição.

Nota-se nesse ensaio que o rendimento do sistema para essa configuração de velocidades e carregamentos foi, em média, de 48%. Não foi detectada variação de rendimento com aumento da carga para essa amplitude de carregamento. Para este caso a incerteza de medição média é de 8%.

## 5.2. RESULTADOS DO ENSAIO N°2

No ensaio nº 2 ocorreu a multiplicação da velocidade de saída devido à rotação de um dos braços planetários, sendo que o outro foi mantido fixo. Um dos motores auxiliares estava acionado, porém, os dados de torque no motor auxiliar não foram adquiridos, pois a bancada não permitiu tal configuração.

Os valores representados nos gráficos da Figura 5.3 e Figura 5.4 são da razão entre a potência do motor principal e do freio, e não podem ser interpretados como sendo eficiência do sistema inteiro. Por consequência, os valores são elevados, se comparados com o ensaio nº1 e pode-se levantar a hipótese de que o motor auxiliar tem uma fração considerável da potência transmitida ao sistema. Pode-se verificar, também, através da análise da Figura 5.4, que a variação na razão de potência entre o motor e o freio não foi detectada, pois a variação se manteve dentro das incertezas de medição.

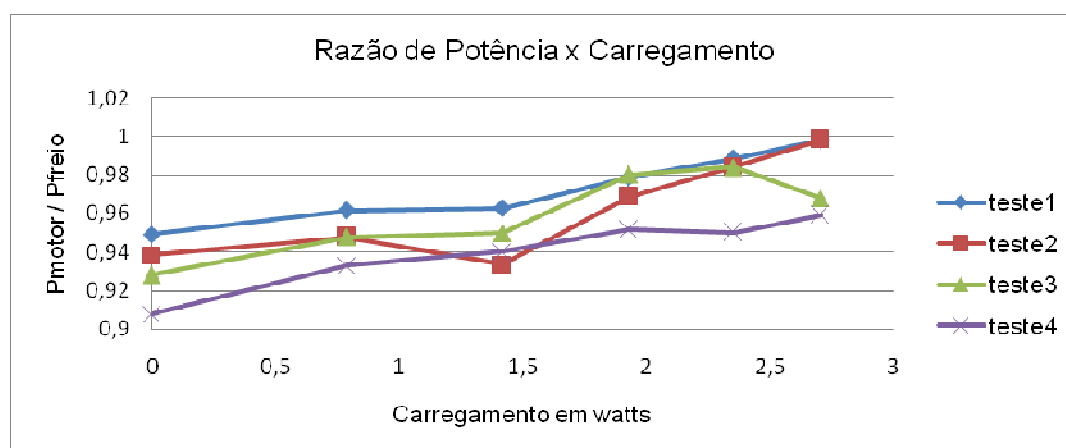


Figura 5.3 – Ensaio nº2: razão entre a potência do motor principal e freio.

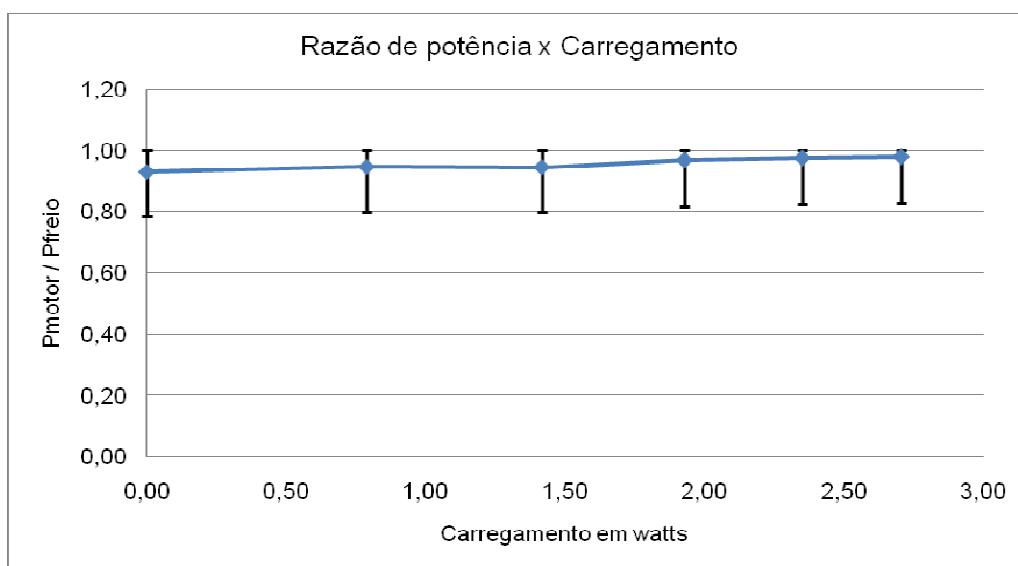


Figura 5.4 – Ensaio nº2: razão entre a potência do motor principal e freio com incerteza de medição.

Para este caso a incerteza de medição média é de 15%, porém é limitada até a razão de potência de 1,00, pois valores superiores a 1,00 não são considerados.

### 5.3. RESULTADOS DO ENSAIO Nº3

Para o 3º Ensaio, foi obtida uma relação de transmissão de 1:1 com movimentos prescritos nos braços planetários e velocidades angulares semelhantes de modo a se anularem. Foram obtidas as curvas de rendimento mostradas nas Figuras 5.5 e 5.6.

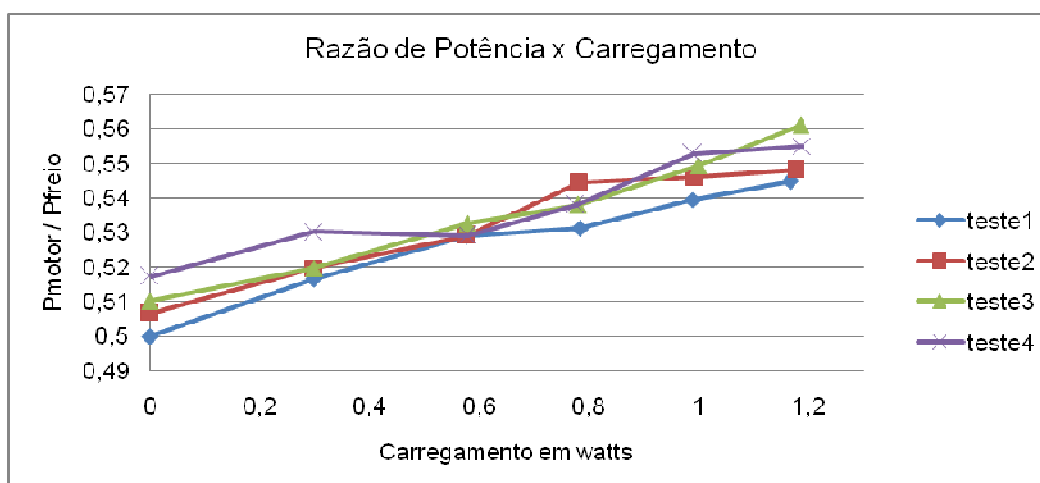


Figura 5.5 – Rendimento para o Ensaio nº3.

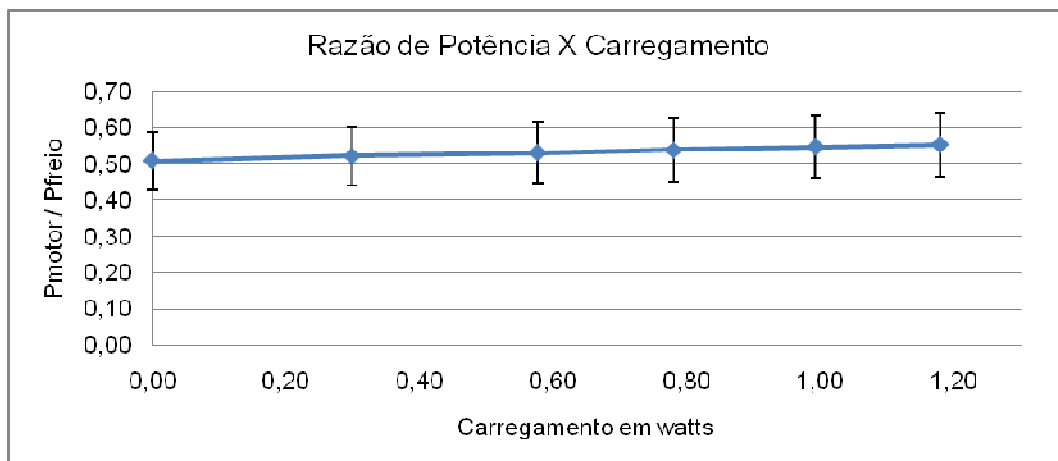


Figura 5.6 – Rendimento Ensaio nº3 com incerteza de medição.

Pode-se observar que o rendimento do sistema para essa configuração de velocidades e carregamentos foi, em média, de 53%. Não foi detectada variação de rendimento com o aumento do carregamento. Para este caso a incerteza de medição média é de 15%. Esta incerteza de medição é superior ao primeiro caso, pois a incerteza do tacômetro foi incluída devido à possibilidade de escorregamento nos motores auxiliares.

## 6. CONCLUSÕES

Foram observados a partir da equação da modelagem cinemática as possíveis combinações de velocidades de entrada e o seu resultado na saída em um sistema de engrenagens planetárias. Esse sistema permitiu a amplificação, redução e reversão de movimento a partir da variação da combinação de diferentes velocidades angulares para os braços planetários.

Das curvas de rendimento mecânico para as três condições avaliadas, as seguintes conclusões foram obtidas:

- Para a condição em que os braços planetários são fixos e a relação de transmissão é de 1:1 o rendimento médio foi de 48%, conforme verificado no 1º Ensaio.
- No Ensaio nº2, verificou-se que certos resultados da razão de potência entre motor principal e freio atingiram valores superiores a 100%, o que não pode ocorrer. Estes valores elevados indicam que o motor auxiliar é responsável por uma fração considerável da potência transmitida ao sistema.
- No Ensaio nº3 verificou-se um rendimento médio do sistema de 53%. Na configuração do sistema em que ambos os braços planetários se encontram em movimentos iguais, os efeitos se anularam, e a relação se manteve de 1:1.

## 7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As seguintes sugestões para trabalhos futuros foram elaboradas:

- Obter o rendimento do trem de engrenagens utilizado nesse estudo através de um modelo teórico.
- Realizar alterações na bancada dinamométrica para detectar a potência em motores auxiliares nos sistemas a serem avaliados.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ballester, J.F.B.; Ballester, A.M. **“Caixa de Transmissão por Caixa de Satélites”**. Patente no Brasil, PI 080014353, 27 de março de 2008.

Kich, F. M. **“Bancada dinamométrica para a medição de rendimento de sistemas de transmissão mecânica”**. 2011. 20p. Monografia.

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

Laranja, R., **“Bancada Dinamométrica Automatizada para Sistemas de Transmissão Mecânica de Baixa Potência”**, Projeto CNPq nº 478970/2009-9, 2009.

Norton, R. L.; **“Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines, 2009”**

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