

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

ANÁLISE E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE ENGRENHENS
PLANETÁRIAS

por

Alter Durand da Costa

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, 05 de Julho de 2013.



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

ANÁLISE E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE ENGRENHENS
PLANETÁRIAS

por

Alter Durand da Costa

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^a. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Comissão de Avaliação:

Prof. Tiago Becker.

Prof. Rodrigo Rossi.

Prof. Cintia Mazzferro.

Porto Alegre, 05 de Julho de 2013.

Costa, A. D. **Análise e Dimensionamento de um Sistema de Engrenagens Planetárias**. 2012. 17 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

Este trabalho consiste da análise e levantamento dimensional de um sistema de engrenagens planetárias. O sistema em questão consiste de um trem de engrenagens misto (dentes retos, helicoidais e cônicos) epicíclico com três entradas e uma saída, com capacidade de variar a relação de transmissão. Para este objetivo foram executadas medições dos componentes e com elas foram empregados os métodos de cálculo de tensão de flexão em dentes de engrenagens da AGMA (*American Gear Manufacturers Association*), que resultou em uma capacidade de torque de 1000 Nm , o que corresponde a uma tensão admissível a flexão de 100 MPa na raiz do dente da engrenagem planetária mais solicitada e 150 MPa nos elementos produzidos em Technyl®. Realizaram-se também ensaios em uma bancada dinamométrica para levantamento das curvas de eficiência do sistema em três condições distintas. Sendo do ensaio 1 com 220 rpm na entrada e na saída, o ensaio 2 com 220 rpm na entrada, 67 rpm no motor auxiliar e 370 rpm na saída e o ensaio 3 com 220 rpm na entrada 160 rpm nos motores auxiliares e 220 rpm na saída. Com os resultados foram montados gráficos de desempenho versus carregamento e pôde-se estimar uma média das eficiências da ordem de 48%, 67% e 59% para cada uma das condições de ensaio respectivamente.

PALAVRAS-CHAVE: Engrenagem Planetária; Flexão; Rendimento.

Costa, A. D. **Analysis and Sizing of a System of Planetary Gears**. 2012. 18 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

This work consists of dimensional analysis and survey of a planetary gear system. The system in question consists of a gear train mixed (spur, helical and conical) epicyclic with three inputs and one output, with the ability to vary the gear ratio. For this purpose measurements were performed with the components and they were employed methods of calculation of bending stress in gear teeth AGMA (*American Gear Manufacturers Association*), which resulted in a torque capacity of , which corresponds to an allowable stress flexion of in the tooth gear component most requested and the elements produced in Technyl®. Tests were also conducted on a bench dynamometric for lifting the efficiency curves of the system in three different test 1 with 220 rpm on input and output, test 2 with 220 rpm on input, 67 rpm on auxiliary drive and 370 rpm on output and finally, test 3 with 220 rpm on input and 160 rpm on auxiliary drives and 220 rpm on output. With the results were mounted graphics performance versus loading and could estimate an average of the efficiencies of the order of 48%, 67% and 59% for each of the test conditions respectively.

KEYWORDS: Planetary Gear; Bend; Efficiency.

Sumário

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
2.1. Objetivo Geral	1
2.2. Objetivos Específicos	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
3.1. Análise de força - Engrenamento Cônico	2
3.2. Trens de engrenagens	2
3.3. Análise da flexão	3
3.4. Dinamômetro	3
4. METODOLOGIA	3
4.1. Levantamento Dimensional	4
4.2. Teste do sistema	6
4.2.1. Determinação dos ensaios.	7
4.2.2. Esquema de realização dos ensaios.....	7
4.2.3. Cálculo das incertezas de medição.....	8
4.2.4. Realização dos ensaios.....	8
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	9
5.1. Ensaio 1	10
5.2. Ensaio 2	10
5.3. Ensaio 3	11
5.4. Comparativo entre ensaios.....	12
6. CONCLUSÕES	12
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	12
REFERÊNCIAS BIBLIOBRÁFICAS	13

1. INTRODUÇÃO

Sistemas de transmissão por engrenagens são largamente empregados por possuírem grandes vantagens quando comparados a outros tipos de transmissão, como alta durabilidade, capacidade de transferir grandes cargas, possuir pequenas dimensões e terem opção de serem fabricadas com os mais variados materiais podendo ser empregadas em infinitas aplicações. Outro aspecto importante sobre engrenagens é o fato de os diversos tipos de engrenagens existentes e suas combinações terem flexibilidade suficiente para transmitir movimento em qualquer posição que os eixos se encontrem.

Uma aplicação específica de engrenagens são os dispositivos epicíclicos ou planetários que por possuírem pelo menos um eixo móvel, apresentam mais graus de liberdade que os sistemas comuns. É o caso do diferencial automotivo, onde existe uma entrada e duas saídas. Neste tipo de sistema os eixos são independentes entre si podendo atuar como entrada ou saída. Baseados neste princípio foram desenvolvidos dispositivos com a capacidade de variar sua relação de transmissão como em câmbios automáticos e redutores variáveis.

Ballester, 2008 patenteou um sistema epicíclico composto por três entradas e uma saída no qual a variação da velocidade de saída pode ser controlada pela variação de velocidade angular dos braços planetários tendo possibilidade de cessar o movimento de saída e até revertê-lo. Uma bancada com configuração semelhante à descrita encontra-se no LAMAE – Laboratório de Mecânica Aplicada e Experimental da UFRGS, e foi tomada como tema deste trabalho. Visto que com a capacidade descrita anteriormente ela pode ser utilizada para teste de outros equipamentos e sistemas, um passo inicial é conhecer os limites de carga aos quais os elementos componentes da bancada são capazes de suportar.

Segundo Norton, 2012 as perdas de eficiência em sistemas planetários podem ser muito elevadas, causadas pelo escorregamento entre os dentes. Tal motivo torna imprescindível que seja feito, além do dimensionamento, um levantamento das suas curvas de eficiência.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é fazer o levantamento dimensional de um trem de engrenagens planetárias já existente, promover uma variação do sistema e realizar ensaios para verificação das curvas de eficiência.

2.2. Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Substituir o sistema coroa sem-fim por um trem de engrenagens;
- Calcular a força e tensão de flexão sobre os dentes dos principais elementos;
- Executar ensaios de desempenho;
- Analisar os resultados;

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Análise de força - Engrenamento Cônico

Ao determinar as cargas no eixo e em mancais de aplicação envolvendo engrenagens cônicas, a prática usual consiste em utilizar a carga tangencial ou transmitida que ocorreria se todas as forças fossem concentradas no ponto médio do dente. Enquanto a resultante real ocorre em algum lugar entre o ponto médio e a extremidade maior do dente, incorreremos em um pequeno erro ao utilizar esta hipótese. Para a carga transmitida isso resulta em:

$$\text{---} \quad (3.1)$$

Em que T é o torque e r é o raio primitivo no ponto médio do dente da engrenagem em consideração [Budynas, 2011].

A Figura 3.1 mostra a decomposição das forças sobre engrenagens cônicas e o ponto de aplicação no raio primitivo médio.

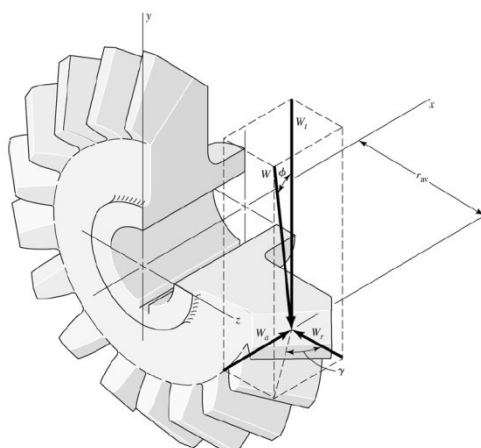


Figura 3.1 – Decomposição de forças no dente cônico [Budynas, 2011].

3.2. Trens de engrenagens

Um trem de engrenagens consiste de duas ou mais rodas dentadas engrazadas entre si. Um trem de engrenagens simples é aquele em que cada eixo contém apenas uma engrenagem, este tipo de configuração é adequado para relações de transmissão até 10 , para relações maiores, por questão de custo e tamanho, são indicados trens de engrenagens compostos, que são identificados por terem pelo menos um par de engrenagens transportadas pelo mesmo eixo [Norton, 2012].

Trens de engrenagens epicíclicos, também chamados de planetários ou “*sol e planeta*”, tem como característica possuírem uma ou mais engrenagens montadas em eixos com movimento relativo ao sistema. Tem também como característica, possuírem mais de um grau de liberdade, podendo compor sistemas com várias entradas e saídas, como em transmissões automáticas de automóveis e bicicletas [Norton, 2012].

3.3. Análise da flexão

Segundo Budinas, 2011 a *American Gear Manufacturers Association* (AGMA) foi por muito tempo a autoridade responsável pela disseminação de conhecimento pertinente ao desenho e análise de engrenagens, e seus métodos de análise permanecem com grande utilização para o cálculo das tensões de flexão em dentes de engrenagem. O enfoque geral da AGMA exige muitas cartas e gráficos que foram omitidos neste texto.

3.4. Dinamômetro

Um dinamômetro é um instrumento utilizado para medir a intensidade das forças aplicadas sobre um corpo. E tem o seu funcionamento baseado na proporcionalidade entre a força aplicada em um corpo e a deformação nele produzida. Os dinamômetros são capazes de medir a potência e o trabalho executado em motores, freios, eixos, etc. nas suas diversas condições de funcionamento. Os principais dinamômetros são hidráulicos, elétricos, hidrostáticos, pneumáticos e por atrito. A escolha do tipo de dinamômetro depende de sua aplicação e da exigência na precisão dos dados a serem obtidos [Kich, 2011].

4. METODOLOGIA

Este trabalho teve como base um sistema redutor de velocidades, composto por dois trens de engrenagens planetárias montadas em um eixo solidário e engrazadas entre si, com três entradas e uma saída. O projeto inicial variava a rotação de saída pela variação na velocidade angular dos braços orbitais com uso do sistema coroa eixo sem-fim. A Figura 4.1 mostra o sistema em sua forma original analisado por Lorenz e Silva, 2012.

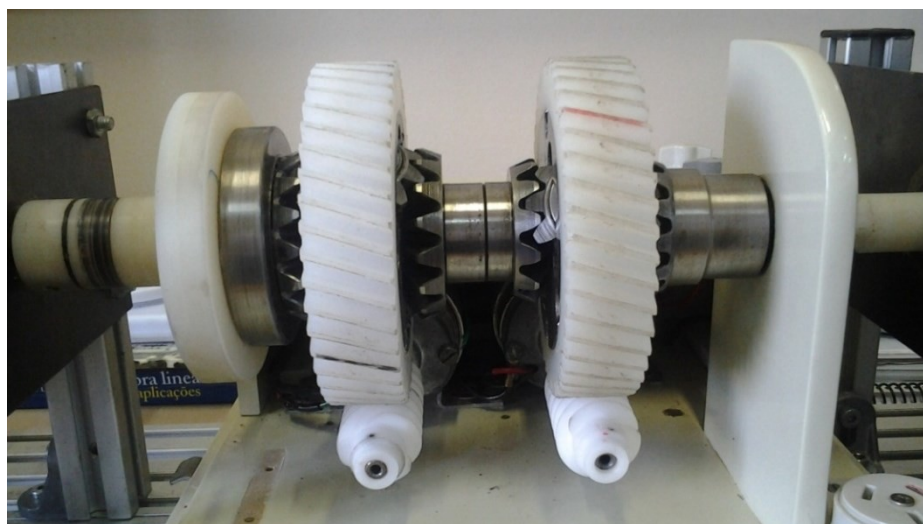


Figura 4.1- Trem de engrenagens original [Lorenz e Silva, 2012].

Sistemas de transmissão tipo coroa sem-fim têm a vantagem de apresentar grandes relações de transmissão em espaços bastante reduzidos, todavia por transmitirem através de escorregamento possuem eficiência bastante reduzida, variando entre 25% a 89% em função do ângulo de hélice e do atrito [Budynas, 2011].

Com estas informações decidiu-se fazer um levantamento dimensional do sistema, além de substituir a transmissão tipo coroa sem-fim por um trem de engrenagens, que mantivesse a relação existente e executar testes de eficiência para comparação com trabalhos já realizados.

4.1. Levantamento Dimensional

Para realização do levantamento dimensional o sistema foi desmontado e seus principais componentes identificados e medidos. Nesta etapa da análise, as incertezas provenientes da medição e dos processos de fabricação foram desconsideradas e os resultados obtidos foram aproximados do número de módulo métrico padrão mais próximo. Os principais elementos são listados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Lista dos principais elementos do sistema de engrenagens planetárias.

Componente	Módulo [mm]	Número de dentes	Diâmetro externo [mm]	Material	Quantidade
Eixo sem-fim	2,5	3	30	Teflon®	2
Coroa helicoidal	2,5	45	118	Technyl®	2
Engrenagem cônica (sol)	3,5	16	61	Aço	2
Engrenagem cônica (sol)	3,5	13	51	Aço	2
Engrenagem cônica (planeta)	3,5	11	44,5	Aço	4

A Tabela 4.1 mostra os principais elementos do trem de engrenagens planetárias, além de algumas características específicas como materiais, quantidades e dimensões.

Na substituição do sistema de transmissão tipo coroa sem-fim fez-se necessário determinar a relação de redução desta parte do sistema. Tal dado é obtido através da equação 4.1.

$$— \quad (4.1)$$

Onde i é a relação de transmissão N_c é o número de dentes da coroa e N_p o número de dentes do eixo sem-fim.

Com os dados destes componentes chegou-se a uma relação $i = 15$, que por ser maior que 10 foi substituída por um trem de engrenagens de dois estágios formado pela coroa helicoidal ($Z = 45$), um pinhão helicoidal ($Z = 15$) concêntrico e enchavetado a uma engrenagem de dentes ($Z = 60$) engrazada a um pinhão ($Z = 12$). Sabendo que em trens de engrenagens a relação de transmissão pode ser calculada pelo produto do número de dentes das engrenagens movidas dividido pelo produto do número de dentes das engrenagens motoras [Uicker, Jr., 2011], tem-se:

$$— \quad —$$

A Figura 4.2 mostra o trem de engrenagens construído e instalado no sistema.

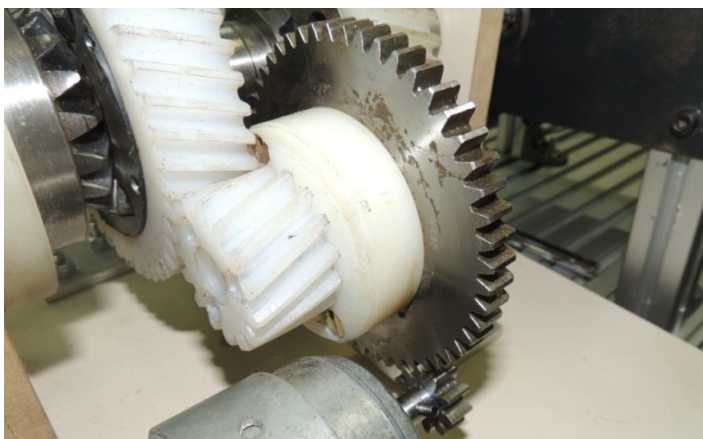


Figura 4.2 – Trem de engrenagens construído.

No sistema estudado as rodas dentadas produzidas em polímero foram consideradas o ponto inicial de verificação de tensões por possuírem material menos resistente.

A AGMA estabelece uma equação para tensão de flexão em engrenagens cilíndricas de dentes retos e helicoidais, equação 4.2, baseada na força tangencial transmitida e outros coeficientes de ajuste.

$$\text{—————} \quad (4.2)$$

Onde W^t é a força tangencial transmitida [N], K_o o fator de sobrecarga, K_v o fator dinâmico, K_s o fator de tamanho, b a largura de face [mm], K_H o fator de distribuição de carga, K_B o fator de espessura de aro e Y_j o fator geométrico para resistência flexional e m_t o módulo métrico transversal.

Technyl® é a marca comercial para compostos de Poliamida 6.6 patenteada por *Rhodia Solvay Group* e em catálogos de distribuidores apresenta tensão de escoamento em tração ao redor de a 23°C [INCOPLAST, 2013]. Com este valor de referência para tensão de escoamento e sabendo que a tensão admissível para a maioria dos polímeros fica entre 20 e 40% do limite estático de escoamento [Cárdenas Oliver, 2007], pode ser tomada uma tensão limite à flexão em torno de para as engrenagens feitas deste material.

Com os coeficientes adequados, retirados de tabelas e gráficos da AGMA, e resolvendo-se a equação 4.2 para W^t é possível estimar a força tangencial máxima que os elementos poliméricos poderão ser submetidos.

Para a coroa helicoidal tem-se:

$$\text{—————} \quad \text{—————} \quad \Rightarrow$$

Para o pinhão de 15 dentes tem-se:

$$\text{—————} \quad \text{—————} \quad \Rightarrow$$

Nota-se que para o engrenamento helicoidal a força tangencial transmitida é limitada pela resistência do pinhão, e que esta força, aplicada ao diâmetro primitivo da coroa, gera um torque T sobre as engrenagens cônicas. Produzindo sobre cada uma delas outra força tangencial W^t conforme a equação 3.1.

$$\text{—————} \quad (3.1)$$

Onde T é o torque e r_{av} é o raio primitivo no ponto médio do dente, conforme Figura 3.1.

Aplicando a equação 3.1 para as engrenagens cônicas planetárias de 11 dentes com $r_{av} = 18$ mm e torque proveniente da análise anterior chega-se a:

Do mesmo modo que para engrenagens helicoidais, a AGMA propõe uma equação para cálculo de tensões de flexão em engrenagens cônicas apresentada a seguir [Budynas, 2011].

$$\text{—————} \quad (4.3)$$

Onde W^t é a força tangencial transmitida [N], K_A o fator de sobrecarga, K_V o fator dinâmico, Y_x o fator de tamanho para flexão, b a largura de face [mm], K_{Hb} o fator de distribuição de carga, Y_B o fator de curvatura ao longo do comprimento, Y_j o fator geométrico para resistência à flexão e m_{et} o módulo transversal externo.

Resolvendo a equação 4.3 com a força tangencial encontrada e os coeficientes adequados encontra-se tensão de flexão nos dentes das engrenagens cônicas.

O resultado acima representa a tensão máxima à qual deveriam ser submetidas as engrenagens cônicas, para gerar a falha por flexão no engrenamento helicoidal. Pelas condições geométricas e de fabricação pode ser estimada para as engrenagens de aço uma tensão admissível [Budynas, 2011] e fazendo o caminho contrário é possível determinar a força tangencial máxima transmitida pelo engrenamento cônico e assim o torque sobre o engrenamento helicoidal.

A força atuando sobre a maior engrenagem cônica ($Z = 16$) com gera um torque:

,

Se este torque for aplicado sobre o raio primitivo da coroa helicoidal resultará em uma força tangencial . Aplicando este valor na equação 4.2 é possível determinar a tensão de flexão sobre a coroa e o pinhão helicoidal.

Para a coroa helicoidal tem-se:

Para o pinhão de 15 dentes tem-se:

4.2. Teste do sistema

O trem de engrenagens planetárias foi montado em uma bancada composta por um motor principal 220 volts 750 watts, um freio reostático, dois motores auxiliares 24 volts 100 watts instrumentos de medição para levantamento de tensão, corrente e torque além de um banco de lâmpadas responsável pela variação de carga no sistema. As Figuras 4.3 e 4.4 mostram o conjunto montado e identifica seus componentes.

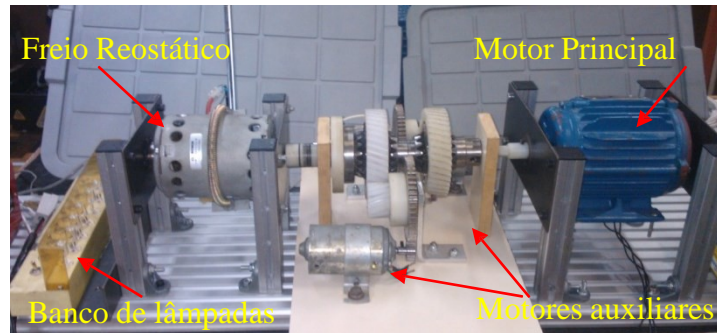


Figura 4.3 – Motores, estrutura e layout do conjunto.



Figura 4.4 – Voltímetro e amperímetros utilizados para realização do ensaio.

Para execução dos ensaios foi utilizado ainda um tacômetro digital Minipa modelo MDT 2238-A com resolução de 1 rpm na faixa trabalhada, duas balanças digitais SF-400 e SF-700 com resoluções de .

4.2.1. Determinação dos ensaios.

Com o conjunto montado se determinou qual seriam as condições apropriadas para realização do trabalho. Tomando como base Lorenz e Silva (2012), optou-se por executar ensaios em três condições distintas.

- Entrada 220 rpm, saída 220 rpm, motores auxiliares travados.
- Entrada 220 rpm, saída 490 rpm, motor auxiliar A fixo, motor auxiliar B +135 rpm.
- Entrada 220 rpm, saída 220 rpm, motor auxiliar A -168 rpm, motor auxiliar B 168 rpm.

4.2.2. Esquema de realização dos ensaios.

Com a bancada montada e instrumentada foram iniciados os ensaios e as etapas são descritas a seguir. Primeiramente com a ajuda de um controlador de velocidades Cfw-08 WEG e do tacômetro foi regulada a rotação do motor principal para 220 rpm. O motor e o freio fixados por mancais em seus eixos de rotação tinham suas reações na carcaça contidas por braços perpendiculares de 370 mm apoiados sobre balanças digitais. No freio reostático, foi instalado um banco de lâmpadas, em série com um amperímetro e paralelo a um voltímetro. Um amperímetro foi instalado também de modo a medir a corrente dos motores auxiliares.

A metodologia adotada foi de medir as rotações de entrada e saída com carga zero no freio e, neste ponto, iniciava-se a coleta das reações nas balanças e também os dados de corrente e tensão no freio. Feita a aquisição dos dados uma lâmpada de 100 watts / 24 volts é acesa no banco de lâmpadas e os dados de reação, corrente e tensão anotados, este processo

repetia-se até que seis lâmpadas fossem acesas, então o sistema era descarregado e o processo repetido outras duas vezes.

4.2.3. Cálculo das incertezas de medição

Segundo o Guia para a Expressão da Incerteza de Medição [ABNT/INMETRO, 2003] quando a fonte de incerteza de medição é decorrente da resolução de um equipamento, um desvio padrão pode ser determinado para instrumentos digitais a partir da equação.

$$\frac{\text{Resolução}}{\sqrt{3}} \quad (4.4)$$

E para um maior nível de confiança utiliza-se a seguinte equação.

$$(4.5)$$

Onde Δq é a incerteza expandida e k um coeficiente que para 99,73% de confiança vale 3.

A Tabela 4.2 apresenta uma lista dos instrumentos utilizados e suas respectivas incertezas calculadas.

Tabela 4.2 – Lista das incertezas dos instrumentos utilizados

Instrumento	R _{resolução}			
Voltímetro	0,01[V]	0,0029[V]	3	0,0087[V]
Amperímetro I	0,01[A]	0,0029[A]	3	0,0087[A]
Amperímetro II	0,01[A]	0,0029[A]	3	0,0087[A]
Balança SF-400	1[gf]	0,29[gf]	3	0,87[gf]
Balança SF-700	1[gf]	0,29[gf]	3	0,87[gf]
Tacômetro	1[rpm]	0,29[rpm]	3	0,87[rpm]
Régua	1[mm]	0,29[mm]	3	0,87[mm]

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].

$$\Delta q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial y} \right)^2 + \dots} \quad (4.6)$$

Onde Δq é a incerteza em função das variáveis independentes e aleatórias.

4.2.4. Realização dos ensaios.

Na realização do primeiro ensaio os motores auxiliares foram mantidos parados fazendo com que as engrenagens planetárias atuassem apenas como intermediárias mantendo a relação $1:1$, não havendo problemas em se manter as 220 rpm na entrada e na saída.

No segundo ensaio era requerida uma rotação de entrada de 220 rpm no motor principal, 135 rpm em um motor auxiliar gerando uma saída de 490 rpm com o outro auxiliar parado. Todavia ao ser posto em marcha o motor auxiliar gerou um incremento de apenas 67 rpm entregando na saída 370 rpm.

A terceira condição de ensaio requeria uma relação com 220 rpm na entrada e com os motores auxiliares trabalhando em direções opostas a 168 rpm. Este caso foi satisfeito com algumas pequenas variações na rotação dos motores.

Com os dados levantados estimou-se o torque no motor e no freio pela equação

(4.7)

Na qual m é a massa lida nas balanças, g a aceleração da gravidade e de d a distancia até o centro do eixo.

Aplicando na equação 4.6 a incerteza de medição para o torque tem-se:

$$\sqrt{\left(\frac{\partial T}{\partial m}\right)^2 \left(\frac{\partial T}{\partial d}\right)^2}$$

A partir do torque e da velocidade angular é possível obter a potência pela equação.

(4.8)

Sendo T o torque no eixo [Nm] e ω a velocidade angular [rad/s].

Aplicando na equação 4.6 para incerteza de medição para a potência tem-se

$$\sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)^2 \left(\frac{\partial P}{\partial \omega}\right)^2}$$

O rendimento é então calculado a partir da equação.

(4.10)

Em que η é o rendimento da transmissão, P_m é a potência no eixo motor [W] e P_f é a potência no freio [W].

Aplicando na equação 4.6

$$\sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial P_m}\right)^2 \left(\frac{\partial \eta}{\partial P_f}\right)^2}$$

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com os dados adquiridos foram construídos os gráficos de desempenho versus carga para cada uma das condições com três curvas de teste. Foram também desenhados os gráficos representativos da média das medições apresentadas junto com sua incerteza de medição.

5.1. Ensaio 1

Para o primeiro ensaio as figuras 5.1 e 5.2 apresentam o comportamento do rendimento do sistema.

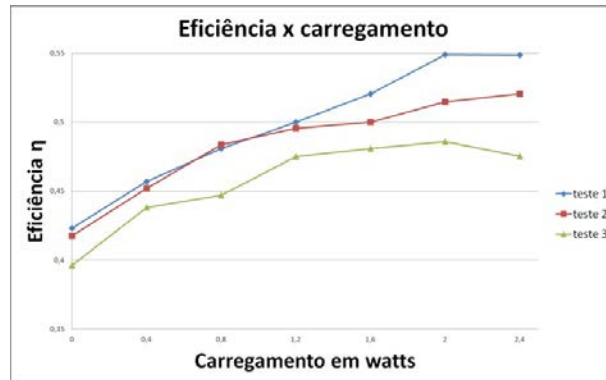


Figura 5.1 – Gráfico mostrando as curvas de eficiência do primeiro ensaio.

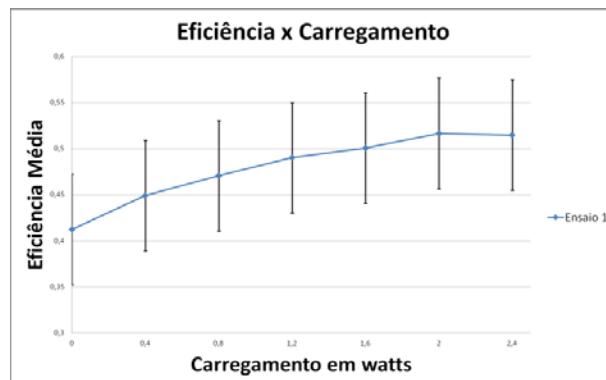


Figura 5.2 – Gráfico da eficiência média para o primeiro ensaio.

Observa-se na figura 5.2 o elevado valor da incerteza de medição, que para um intervalo de confiança de 99,73% fica em 0,06. Nota-se também um deslocamento da terceira sequência de teste, de 2 a 3% com relação as primeiras como evidencia a Figura 5.1.

5.2. Ensaio 2

Os resultados do segundo ensaio, com 220 rpm na entrada principal, incremento de 67 rpm do motor auxiliar e saída de 370 rpm são vistos nas Figuras 5.3 e 5.4.

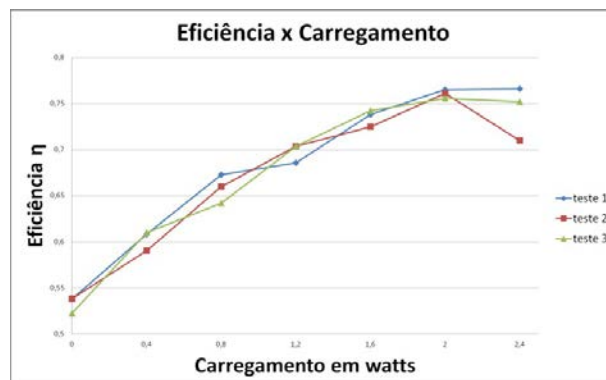


Figura 5.3 – Gráfico com curvas de eficiência do segundo ensaio.

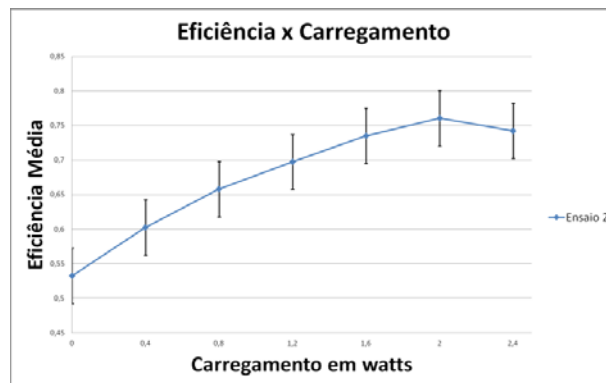


Figura 5.4 – Gráfico da eficiência média versus carregamento para o ensaio 2.

Para o ensaio 2 a incerteza de medição para um intervalo de confiança de 99,73% foi de 0,04.

O ponto de interesse neste ensaio é a elevação percentual da eficiência, o que denota que o motor auxiliar contribui significativamente no sistema. Durante a realização do ensaio houve uma tentativa de medição da corrente elétrica do motor, porém esta se manteve constante durante toda a curva de carregamento.

5.3. Ensaio 3

O terceiro ensaio foi realizado com os motores auxiliares em marcha, com rotações de +160 e -160 rpm, de forma que suas velocidades angulares se anulassem e a relação fosse mantida. A representação dos resultados é mostrada nas Figuras 5.5 e 5.6.

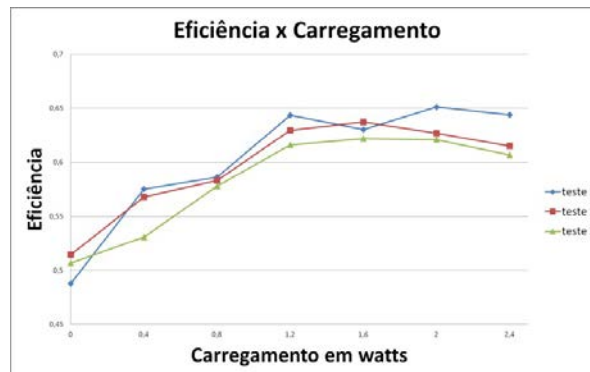


Figura 5.5 – Gráfico com as curvas de eficiência do terceiro ensaio.

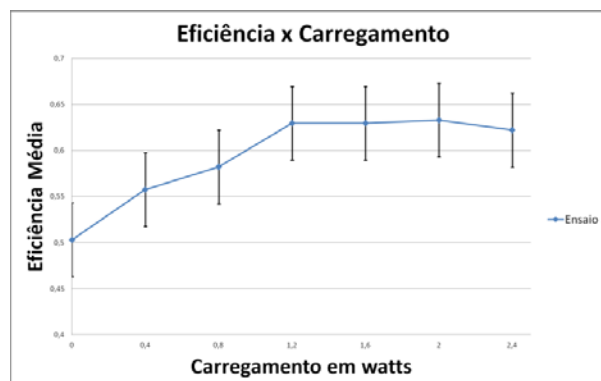


Figura 5.6 – Gráfico da eficiência média versus carregamento para o ensaio 3.

A incerteza de medição para o ensaio 3 foi de 0,04 para uma confiabilidade de 99,73%. Percebe-se um aumento na eficiência do sistema quando comparado ao ensaio 1, pela utilização dos motores auxiliares da ordem de 10%. Tal efeito pode ser explicado pelo fato de embora os motores auxiliares estivessem se anulando, eles elevaram o nível cinemático do sistema ajudando a reduzir as perdas por atrito.

5.4. Comparativo entre ensaios

De posse das curvas de eficiência montou-se um gráfico comparativo das eficiências médias medidas nas três condições de ensaio em função do carregamento como pode se observar na figura 5.7.

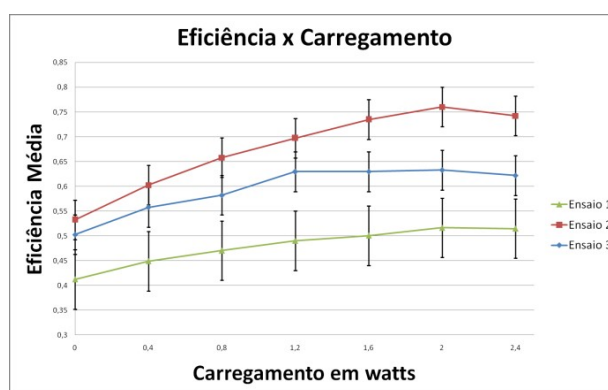


Figura 5.7 – Gráficos comparativos das curvas de eficiência médias dos ensaios realizados.

6. CONCLUSÕES

Da análise dimensional do equipamento observou-se que este tem capacidade de suportar, em flexão de dente, torques até , deixando o nível de tensões dentro dos valores admissíveis, com um pequeno desvio apenas para pinhão helicoidal de . Aqui é importante lembrar que a tensão escolhida como admissível foi o centro do intervalo aceito para plásticos de engenharia. Resultados mais precisos podem ser alcançados através da investigação de com qual polímero exatamente o componente foi fabricado.

Do primeiro ensaio pode se observar uma eficiência média de 48% e observou-se um desvio da terceira sequência de carregamento.

No ensaio dois observa-se a capacidade do trem de engrenagens em alterar a rotação de saída, pelo incremento de rotação nos braços planetários. Nota-se também uma eficiência média de 67%, resultado mascarado pela não contabilização da potência do motor auxiliar no balanço energético.

No ensaio três se percebe um aumento geral da eficiência do sistema causado pelos efeitos cinemáticos dos motores auxiliares.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Podem ser consideradas algumas sugestões de trabalhos futuros para este mesmo sistema, dentre elas podemos destacar:

- Cálculo das reações nos mancais e projeto de estrutura que evite folgas e desalinhamentos.

- Desenvolvimento de sistema eletromecânico para controle contínuo da rotação dos braços planetários.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT/INMETRO. Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (GUM). 3ed, 2003.

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

Budynas, R. G.; Keith Nisbett, J. **“Elementos de Máquinas de Shigley”** Bookman, 8ª edição, 2011.

Cárdenas Oliver, N.; **“Análise de falha da camada polimérica externa de cabos umbilicais”** Tese Doutorado. Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo 2007. 190p.

Incoplast, **“Materiais / Nylon”**, <http://www.incoplast.com.br>. Acessado em 15/06/2013.

Kich, F. M. **“Bancada dinamométrica para a medição de rendimento de sistemas de transmissão mecânica”**. Monografia. Trabalho de Conclusão em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre 2011, 20p.

Lorenz e Silva, I. **“Análise de rendimento de engrenagens planetárias”**. Monografia. Trabalho de Conclusão em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre 2012. 19p.

Norton, R. L.; **“Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines”** McGrawHill, 5ª edição 2012.

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

Uicker Jr, J. J.; Pennock, G. R.; Shigley, J.E.; **“Theory of Machines and Mechanisms”** Oxford 4ª edição, 2011.