

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

LEVANTAMENTO DE CURVAS DE RENDIMENTO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO
MECÂNICA POR CORREIA

por

Robson Triboli dos Santos

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, julho de 2012.

LEVANTAMENTO DE CURVAS DE RENDIMENTO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO
MECÂNICA POR CORREIA

por

Robson Triboli dos Santos

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. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Rafael Antônio C. Laranja

Comissão de Avaliação:

Prof. Fabiano Disconzi Wildner

Prof. Ney Francisco Ferreira

Prof. Cintia C. Petry Mazzaferro

Porto Alegre, julho de 2012.

SANTOS, R. T., “**Levantamento de Curvas de Rendimento de um Sistema de Transmissão Mecânica por Correia**”, 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.

RESUMO

Este trabalho consiste em realizar um levantamento das curvas de rendimento de um sistema de transmissão mecânica por correia sob diferentes rotações, desalinhamentos e tensões. As curvas de rendimento foram obtidas através da razão entre a potência medida na saída e a potência medida na entrada do sistema de transmissão. Para a realização das medições foi usada uma bancada dinamométrica existente no LAMAE, Laboratório de Mecânica Aplicada Experimental da UFRGS, que é um sistema capaz de receber a instrumentação necessária para a obtenção do torque na carcaça do motor e freio e potência elétrica de carregamento na saída do sistema.

PALAVRAS-CHAVE: rendimento, transmissão de potência, correia.

SANTOS, R. T., “**Efficiency Curves of a Mechanical Transmission System for Belt**”, 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 is to conduct a survey of the yield curves of a system of mechanical transmission belt under different rotations, misalignments and tension. The performance curves were obtained by the ratio of power measured at the output and input power measured in the transmission system. To carry out the measurements was used in an existing countertop dynamometric LAMAE, Applied Mechanics Laboratory of Experimental UFRGS, which is a system capable of receiving the necessary instrumentation to obtain the torque in the motor housing and brake and electric power load on the output system.

KEYWORDS: efficiency, power transmission, belt.

ÍNDICE

	Pág.
1	INTRODUÇÃO 1
2	OBJETIVOS 1
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 1
3.1	Características e montagem de uma transmissão por correia..... 2
3.1.1	Características e construção da correia 3VX560 SUPER HC MN..... 3
3.2	Características geométricas..... 3
3.3	Forças atuantes, carregamento e tensões..... 3
4	METODOLOGIA 4
4.1	Cálculo de seleção de correias e polias..... 4
4.1.1	Perfil..... 5
4.2	Bancada dinamométrica..... 6
4.3	Medições das forças, torque, rendimento e carga imposta ao freio..... 7
4.4	Procedimentos de medição..... 8
4.5	Cálculo de incertezas..... 9
5	RESULTADOS..... 9
6	CONCLUSÕES 14
6.1	Sugestões para trabalhos futuros..... 15
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 15
	Apêndice I – Cálculo de Incertezas..... 16
	Apêndice II..... 18
	Anexo I..... 19

1. INTRODUÇÃO

Sistema de transmissão é todo mecanismo constituído de elementos de máquinas, capaz de transmitir movimento, torque e potência de um eixo de entrada para um eixo de saída, atendendo às características de um dado projeto. Correias e correntes são alguns dos tipos de sistema de transmissão flexíveis existentes.

Os sistemas de transmissão mecânica por correias ganham cada dia mais espaço na indústria devido à sua facilidade de manutenção, baixo custo, limpeza e proteção contra vibrações e sobrecargas. Por esses fatores um estudo sobre a influência dos parâmetros de operação como rotação, desalinhamento e tensionamento da correia sobre o rendimento do sistema torna-se importante.

A correia é o elemento flexível responsável pela transmissão de rotação entre dois eixos paralelos. Em sua forma mais simples, a transmissão por correias é composta por uma correia e um par de polias.

Neste trabalho foi utilizada uma bancada dinamométrica para medir o rendimento mecânico de transmissão de uma correia comercial. Nesse caso, o rendimento mecânico de transmissão é definido como a razão entre a potência na saída e a potência na entrada da transmissão, sendo que um rendimento maior significa melhor aproveitamento da energia fornecida pelo motor na entrada do sistema.

Os resultados obtidos servem para avaliar a qualidade da correia, tomar conhecimento do valor de rendimento em cada configuração e verificar o quanto esse rendimento se aproxima da situação ideal onde não ocorrem perdas de transmissão. O tipo de correia e o tamanho das polias utilizadas no experimento foram definidos através do método de seleção de correias.

2. OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é o cálculo de rendimento de uma transmissão mecânica por correia. Para isso foram realizados testes utilizando uma bancada dinamométrica para medição da potência desta transmissão sob diferentes tipos de rotações, desalinhamentos e tensões. O rendimento é obtido através da comparação entre a potência medida na entrada e na saída da transmissão.

Tem-se como objetivo específico avaliar a influência da rotação, carga, alinhamento e o tensionamento da correia no rendimento do sistema, tendo como resultados finais curvas de rendimento em função destes parâmetros.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Foram pesquisados na bibliografia estudos e conceitos relacionados com o presente trabalho.

Uma transmissão por correia plana conta com uma eficiência de cerca de 98%, valor que corresponde aproximadamente ao de uma transmissão de engrenagem. [Shigley, et. al., 2005]. Por outro lado, a eficiência de uma transmissão de correia V varia de cerca de 70 a 96%. [Shigley, et. al., 2005].

Segundo Dobrovolski, 1980, uma correia plana possui rendimento médio de 98%, enquanto uma correia V apresenta rendimento médio de 96%.

A fabricante portuguesa de correias, Eurocorreias – Correias e Acessórios Industriais Ltda., analisou o rendimento energético de uma correia plana em comparação com uma correia em V. O resultado desse estudo mostrou que a correia em V consegue economizar, em média, 3,8% a mais de energia que a correia plana. [Eurocorreias, 2012]

Segundo estudo do Departamento de Energia de Washington, 2005, nos Estados Unidos, a eficiência da correia depende do tamanho da polia, do torque de motor e do tipo de correia. Correias em V podem ter uma eficiência máxima de 95% a 98% no momento da

instalação. A eficiência diminui cerca de 5% ao longo do tempo se ocorrer deslizamento, no caso da correia não ser periodicamente tensionada.

3.1 Características e montagem de uma transmissão por correia

Correias são usadas em sistemas de transportes e na transmissão de potência. Com frequência, esses elementos podem ser utilizados para substituir engrenagens, eixos, mancais e outros dispositivos relativamente rígidos de transmissão de potência. Em muitos casos, seu uso simplifica o projeto de uma máquina e substancialmente reduz o custo. Além disso, eles ocupam uma posição importante no que diz respeito a absorver cargas de choque e amortecer e isolar os efeitos de vibração. Essa é uma vantagem importante para a vida da máquina. [Shigley, et. al., 2005].

A possibilidade de transmissão de potência por meio de uma correia é resultado do atrito gerado entre a superfície de trabalho da polia e a correia. Além do atrito é necessária, durante a montagem do mecanismo, aplicar uma tensão a correia para fixá-la na polia, facilitando a transmissão de potência sem ocorrer deslizamento prematuramente. Na utilização de correias ocorrem perdas por deslizamento, escorregamento e enrugamento interno (creep) em torno de 3 a 5% da potência transmitida. As correias têm como características principais: economia (baixo custo de instalação e baixo custo de manutenção), segurança (não transmite choques, evita sobrecargas, funciona como fusível) e versatilidade (as transmissões por correias podem ser projetadas para grandes reduções ou grandes multiplicações). [Melconian, 2002].

Segundo Melconian, 2002, há dois tipos de montagens de um sistema de transmissão por correias: transmissão aberta, para polias com o mesmo sentido de rotação e transmissão cruzada, para a situação de sentidos de rotação opostos. A Figura 3.1 ilustra esses tipos de montagens.

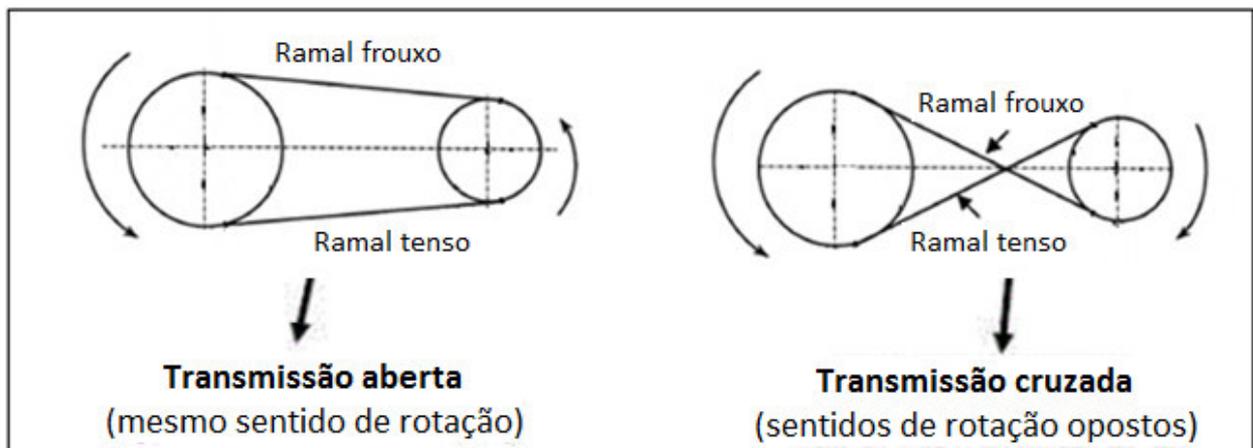


Figura 3.1 – Montagens de uma transmissão por correia. Fonte: Melconian, 2002.

Na Figura 3.1, o chamado ramal tenso é o ramal puxado pela correia, enquanto o ramal frouxo é o ramal empurrado pela polia motora.

Neste trabalho foi utilizada a montagem por transmissão aberta. Este tipo de montagem exige uma flexibilidade menor da correia.

Alguns fatores afetam a capacidade de um sistema de transmissão por correia, como: ângulo de abraçamento, distância entre os centros dos eixos, tipos de correia, material da correia e da polia, quantidade de correias e local de trabalho. [Melconian, 2002]

Como há uma limitação física na bancada usada para o experimento, é inviável fazer o trabalho com uma correia plana. Então, para a realização do trabalho foi escolhida a correia em V, por ser o tipo de correia indicado para transmissões com polias pequenas e apresentar

menos escorregamento que uma correia plana, além de ter um custo menor que a correia sincronizadora. Dos variados tipos de correias em V, foi escolhida a correia tipo Padrão Alto Super HC MN.

3.1.1 Características e construção da correia 3VX560 SUPER HC MN

As correias do tipo Super HC MN são correias trapezoidais sem envelope, com secção estreita e dentes moldados. Esse tipo de correia possui algumas características, como: os lados retos permitem um encaixe uniforme; as dimensões precisas fazem com que a correia encaixe perfeitamente nos canais da polia, conseguindo assim um contato uniforme; os cordoneis de tração “flex-bonded” vulcanizados (aplicação de calor e pressão) na borracha do corpo da correia como uma só peça, dão como resultado uma ótima resistência à tração, suportando a fadiga e as cargas de choque; os dentes moldados reduzem e distribuem melhor as tensões térmicas e de flexão, também reduzem o ruído; o composto de borracha de policloropreno protege a correia contra o calor, o ozônio, a luz solar e as condições atmosféricas; aumento da durabilidade da correia, reduzindo o tempo empregado na sua manutenção; não é inflamável. A correia não se incendiará pela produção de calor ainda que submetida a uma forte fricção. [Gates, 2012]

A correia Super HC MN é particularmente recomendada para transmissões industriais em aplicações pesadas com correias de secção estreita e permite um projeto de transmissão mais compacto e econômico. [Gates, 2012]

3.2 Características geométricas

As correias possuem três características geométricas principais: ângulo de abraçamento, comprimento da correia e distância entre centros.

O ângulo de abraçamento ou contato é entendido como sendo o ângulo formado pelos segmentos de reta que unem os pontos de contato da correia com a polia e o centro desta. Se as polias forem de mesmo tamanho, o ângulo de abraçamento será de 180° e teremos uma situação de potência máxima. [Ferreira, 2011]

Os cálculos de comprimento de correia e distância entre centros das polias são mostrados no capítulo 4.1, cálculo de seleção de correias e polias.

3.3 Forças atuantes, carregamento e tensões

As forças atuantes em uma correia são as forças de tração, de atrito (reações ao escorregamento da correia para o fundo da ranhura e escorregamento tangencial da correia), centrífugas e as reações normais (normais às faces laterais da correia). A força centrífuga passa a ser relevante com velocidades tangenciais acima de 920 m/min. [Neto, 1995]

A correia deve estar submetida a uma tração inicial ou estática (tração à velocidade zero), para que não haja deslizamento na partida. Se a tração inicial for muito grande, a correia será danificada pela tensão excessiva. A tração inicial é mantida por ajustagens periódicas na correia, movendo-se as polias para um afastamento maior, ou então pelo uso de um processo automático de tensionamento. [Neto, 1995]

As tensões na correia plana ignoram a tensão induzida ao fletir a correia ao redor das polias. Isso é pronunciado nas correias em V. [Shigley, et. al., 2005]

Segundo Ferreira, 2011, o carregamento nas correias em V acontece pela tração no cordoneil. Esse elemento é o responsável por transmitir potência. A Figura 3.2 mostra a tração numa seção da correia em função de seu posicionamento na transmissão.

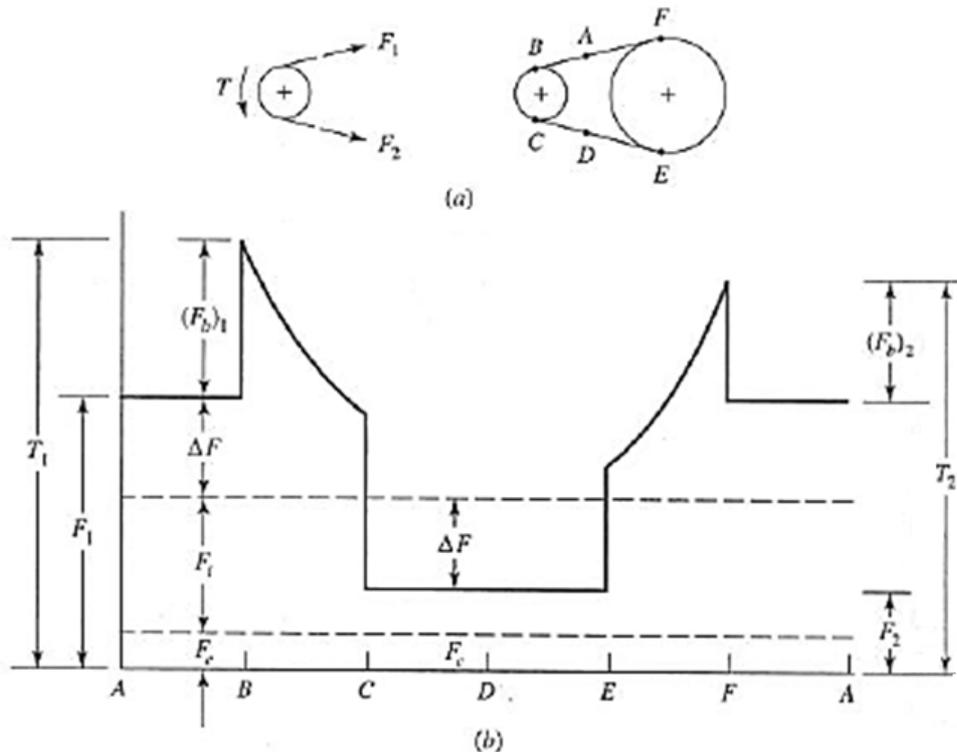


Figura 3.2 – Distribuição de forças na correia em V. Fonte: Shigley, et. al., 2005

A Figura 3.2 mostra que o ponto de maior tração ocorre no lado tenso da polia de menor diâmetro, e que o lado frouxo apresenta valores de tração menores que no lado tenso.

4. METODOLOGIA

4.1 Cálculo de seleção da correia e polias

O método para selecionar a correia e polias utilizadas no experimento foi o usado na disciplina de Componentes Mecânicos II do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, ministrada pelo professor Ney Francisco Ferreira, utilizando equações e tabelas do catálogo da fabricante de correias Gates do Brasil Indústria e Comércio Ltda.

Como requisitos do projeto para a seleção da correia e polias têm: máquina condutora, motor de CA com potência de 1 HP e rotação próxima de 1000 RPM, operando periodicamente; máquina conduzida, um freio com a mesma rotação da máquina condutora; existe uma limitação física na bancada dinamométrica que limita que a distância entre os centros das polias seja de, aproximadamente, 500 mm e que o diâmetro das polias seja de 100 mm.

Foi decidido utilizar correias do tipo V, pois apresenta menor escorregamento que uma correia do tipo plana, além de ser o tipo de correia indicado para polias com diâmetro pequeno.

O dimensionamento dos componentes da transmissão utilizada no experimento quanto aos requisitos de projeto é mostrado na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Dados necessários para o dimensionamento dos componentes.

Dado	Observações	Resultado
Rotação de entrada, $n1$		1000 RPM
Relação de transmissão, i	$i = n1/n2$	1
Potência na entrada, P		1 HP
Fator de serviço, FS	Tabela A.1 do Anexo I	$FS = 1,2$
Potência de projeto, Pp	$Pp = P.FS$	$Pp = 1,2$ HP

4.1.1 Perfil

O perfil da correia é obtido pela Tabela A.2 do Anexo I, pela intersecção da potência projetada com a rotação do eixo mais rápido. Com os valores de potência de 1,2 HP e rotação de 1000 RPM é selecionada a correia com perfil 3V.

A Tabela 4.2 a seguir mostra os dados necessários para o dimensionamento dos componentes quanto aos diâmetros.

Tabela 4.2 - Dados necessários para o dimensionamento dos componentes.

Dado	Observações	Resultado
Diâmetro mínimo recomendado para as polias, d_{min}'	Tabela A.3 do Anexo I	60,96 mm
Menor diâmetro das polias permitido para o perfil, d_{min}''	Tabela A.7 do Anexo I	70 mm
Diâmetro da polia menor, $d1$		100 mm
Diâmetro da polia maior, $d2$	$d2 = d1.i$	100 mm

Alguns comentários merecem ser feitos a respeito da Tabela 4.2, são eles:

- O diâmetro mínimo recomendado está de acordo com o requisito de projeto, pois o diâmetro das polias é de 100 mm.
- Devido à limitação física da bancada do dinamômetro, foi definido que o diâmetro da outra polia fosse de 100 mm.

A Tabela 4.3 a seguir mostra os dados necessários para o dimensionamento dos componentes quanto aos comprimentos.

Tabela 4.3 - Dados necessários para o dimensionamento dos componentes.

Dado	Observações	Resultado
Velocidade tangencial, V	$V = (\pi.n1.d1)/60$	$V = 5,23$ m/s
Distância entre centros (aproximada), C'	Requisito de projeto	$C' = 500$ mm
Comprimento aproximado, L'	$L' = 2.C' + 1,57.(d1 + d2) + (d2 - d1)^2 / 4.C'$	$L' = 1,314$ mm
Denominação da correia	Tabela A.4 do Anexo I	3V560
Comprimento da correia, L	Tabela A.4 do Anexo I	$L = 1420$ mm

Um comentário em relação à Tabela 4.3 é que a velocidade máxima recomendada para uma correia em V padrão alto é de 30 m/s, de acordo com o catálogo da Gates. Então a correia calculada está conforme recomendado.

A Tabela 4.4 a seguir mostra os dados necessários para o dimensionamento dos componentes quanto à capacidade de carga e quantidade de correias.

Tabela 4.4 - Dados necessários para o dimensionamento dos componentes.

Dado	Observações	Resultado
Distância entre centros, C	$C = ((L - 1,57 \cdot (d_1 + d_2)) - h \cdot (d_2 - d_1)) / 2$ Sendo $h = 0$ conforme a Tabela A.8 do Anexo I	$C = 553 \text{ mm}$
Capacidade básica da correia, P_{c1}	Tabela A.7 do Anexo I	$P_{c1} = 2,39 \text{ HP}$
Acréscimo de capacidade da correia, P_{c2}	Tabela A.7 do Anexo I	$P_{c2} = 0 \text{ HP}$
Ângulo de abraçamento, θ	$\theta = 180 - (60 \cdot (d_1 - d_2)) / C$	$\theta = 180^\circ$
Fator de correção do ângulo de abraçamento, F_a	Tabela A.6 do Anexo I	$F_a = 1$
Fator de correção do comprimento da correia, F_l	Tabela A.5 do Anexo I	$F_l = 0,98$
Capacidade da correia, P_c	$P_c = (P_{c1} + P_{c2}) \cdot F_a \cdot F_l$	$P_c = 2,34 \text{ HP}$
Quantidade de correias, N	$N = P_p / P_c$	$N = 0,513$

Alguns comentários merecem ser feitos a respeito da Tabela 4.4, são eles:

- O valor de C calculado para a distância entre centros das polias está de acordo com o requisito de projeto, já que a bancada dinamométrica possui uma limitação física para que essa distância seja de aproximadamente 500 mm.
- Com $N = 0,513$, pode-se dizer que a utilização de uma correia tipo 3V560 e duas polias de diâmetro 100 mm são aceitáveis para o experimento.

4.2 Bancada dinamométrica

A partir da bancada dinamométrica existente no Laboratório de Mecânica Aplicada e Experimental (LMAE) foi montado o sistema de transmissão por correia para a realização dos testes.

Essa bancada utiliza como máquina condutora um motor elétrico indutivo marca Weg com 1 CV de potência e utiliza como freio um motor DC de 24 V marca Bosch. Seu funcionamento se dá pelo giro livre desses dois componentes que estão apoiados sobre seus eixos através de mancais de rolamento fixados a estrutura da máquina, conforme Figura 4.3. [Kich, 2011].

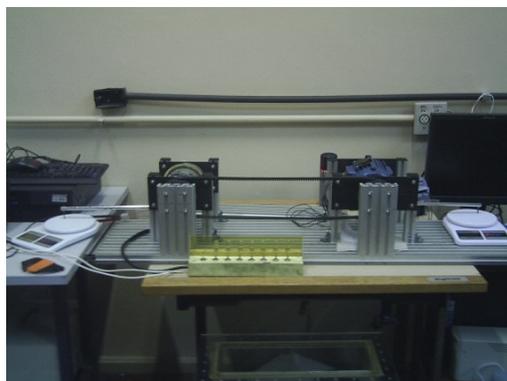


Figura 4.3 – Bancada dinamométrica

A bancada ainda possui um inversor de frequência marca Weg e modelo CFW-08 para controlar a velocidade aplicada ao motor. Para o trabalho foram utilizadas as rotações de 720,

900 e 1200 RPM. A carga imposta no freio provém do banco de sete lâmpadas alógenas tipo JC de 100 W, onde foram feitas as tomadas de corrente e tensão através de dois multímetros.

Foram feitas algumas adaptações à bancada dinamométrica existente, como a usinagem das polias e colocação de mancais de rolamentos nos eixos do motor e do freio. As Figuras 4.4 e 4.5 mostram a bancada adaptada para o sistema de transmissão por correia.

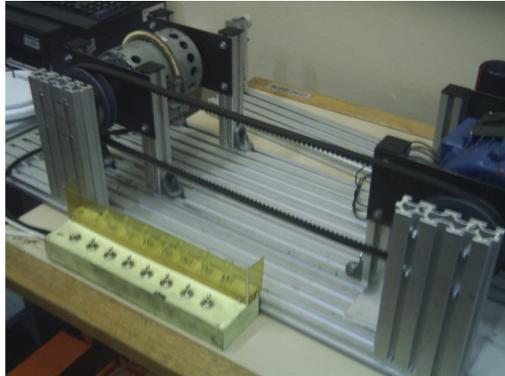


Figura 4.4 – Correia e polias instaladas na bancada dinamométrica



Figura 4.5 – Sistema de transmissão por correia

Para o cálculo da potência do motor e da potência do freio é necessário o valor do torque do motor e do freio, além do valor da velocidade angular dos eixos. A determinação das velocidades angulares foi realizada utilizando-se um tacômetro marca Minipa modelo MDT 2238-A.

4.3 Medições das forças, torque, rendimento e carga imposta ao freio

As forças de reação do motor e freio foram medidas através de duas balanças digitais e planilhas físicas para registrar manualmente as medidas de massa. Como consequência do uso das balanças houve a restrição do sentido de rotação do motor em apenas uma direção, já que as balanças trabalham apenas sob compressão.

As distâncias dos braços de alavanca foram medidas com uma régua metálica resultando em 0,348 m para o motor e 0,3615 m para o freio. O ângulo de aplicação das forças foi de 90°. As medidas de massa, através das balanças eletrônicas, foram convertidas em força.

Nestas condições pode-se calcular o torque de reação através da Equação 4.1. [Hibbeler, 2005].

$$T = F.d.\text{sen } \theta \quad (4.1)$$

Onde, T é o torque de reação [Nm], d a distância do centro do motor ou do freio até a aplicação das forças [m], F a força de reação [N] e θ o ângulo de aplicação da força.

A potência do motor ou do freio P é calculada a partir do torque e da velocidade angular através da Equação 4.2. [Hibbeler, 2005].

$$P = T \cdot \omega \quad (4.2)$$

Onde, P é a potência [W], T o torque do eixo [Nm] e ω a velocidade angular [rad/s].

O rendimento é calculado através da razão entre a potência de saída (potência do freio) e a potência de entrada (potência do motor), conforme Equação 4.3. [Hibbeler, 2005].

$$\eta = P_2 / P_1 \quad (4.3)$$

Onde, η é o rendimento, P_2 a potência de saída [W] e P_1 a potência de entrada [W].

A carga imposta ao freio ou potência de carregamento, conforme o número de lâmpadas acionadas, é calculada através da Equação 4.4. [Hibbeler, 2005].

$$P = V \cdot I \quad (4.4)$$

Onde, P é a potência de carregamento [W], V a tensão elétrica [V] e I a corrente elétrica [A].

Os valores de tensão e corrente elétrica são obtidos através da leitura simultânea dos multímetros acoplados ao sistema. A leitura da corrente foi realizada no multímetro marca Icel, modelo Ik-1000 com exatidão de $\pm (2\% + 2 \text{ dígitos})$ e a leitura da tensão foi feita no multímetro marca Ilogawa, modelo 7532, com exatidão de $\pm (0,5\% + 2 \text{ dígitos})$. A tensão foi obtida diretamente da diferença de potencial entre os cabos fase e neutro da saída do freio e a corrente foi calculada indiretamente através da corrente em apenas um ramo de lâmpadas e multiplicada pelo número de lâmpadas acionadas, visto que as sete resistências são nominalmente iguais.

4.4 Procedimento de medição

O experimento foi realizado em seis situações diferentes.

- Correia tensionada alinhada.
- Correia tensionada desalinhada 1,2 mm.
- Correia tensionada desalinhada 5,2 mm.
- Correia frouxa alinhada.
- Correia frouxa desalinhada 1,2 mm.
- Correia frouxa desalinhada 5,2 mm.

Para cada situação foram impostas as velocidades de 720, 900 e 1200 RPM, além de variar a potência de carregamento para condição sem carga (nenhuma lâmpada acesa), uma lâmpada acesa, duas lâmpadas acesas, assim por diante, até sete lâmpadas serem acesas. Nestas condições foram registradas as leituras de massa nas duas balanças, assim como corrente e tensão na saída do freio.

Ao todo, foram coletadas 432 medidas, em: três combinações de velocidades com oito combinações de carregamento, três combinações de alinhamentos e duas combinações de tensionamento da correia, sendo cada uma dessas situações realizadas três vezes as medidas

de força do motor, força no freio, tensão elétrica e intensidade de corrente. Um exemplo de uma das tabelas obtidas pode ser visualizado no Apêndice 2 do trabalho.

A correia tensionada corresponde a uma distância entre os eixos de 553 mm, conforme calculado anteriormente. Já para a correia frouxa, a distância entre os eixos foi reduzida para 545 mm. A distância entre eixos foi medida através de uma régua graduada padrão.

4.5 Cálculo de incertezas

As equações necessárias para a determinação das incertezas obtidas nos resultados do capítulo a seguir, podem ser observadas no Apêndice 1.

A Tabela 4.5 mostra os valores da incerteza máxima e mínima encontradas para o cálculo do rendimento

Tabela 4.5 – Valores de incertezas máxima e mínima

Rendimento	Valor	Situação
Incerteza máxima	0,0825	Rotação de 1200 RPM, correia frouxa e desalinhada 1,2 mm
Incerteza mínima	0,0279	Rotação de 1200 RPM, correia com tensionada e desalinhada 1,2 mm

5. RESULTADOS

Como resultados das medições realizadas para as seis situações de medição descritas em 4.4, nas rotações de 720, 900 e 1200 RPM, foram traçados seis gráficos de rendimento por carregamento, conforme Figuras 5.1 a 5.6.

As barras de erro mostradas nos gráficos indicam as incertezas do rendimento da transmissão mecânica para cada situação.

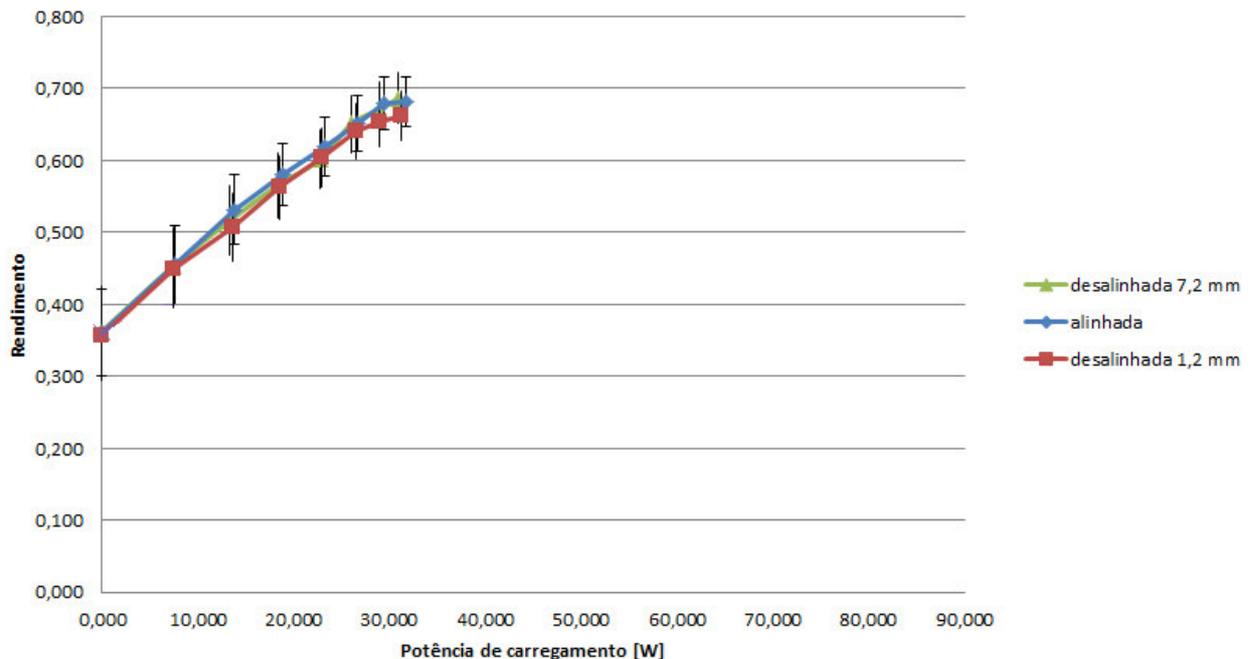


Figura 5.1 – Gráfico de rendimento por carregamento em 720 RPM – Correia tensionada

Para a situação de correia tensionada com rotação de 720 RPM a correia alinhada, desalinhada 1,2 mm e desalinhada 5,2 mm mostrou um rendimento semelhante, conforme Figura 5.1.

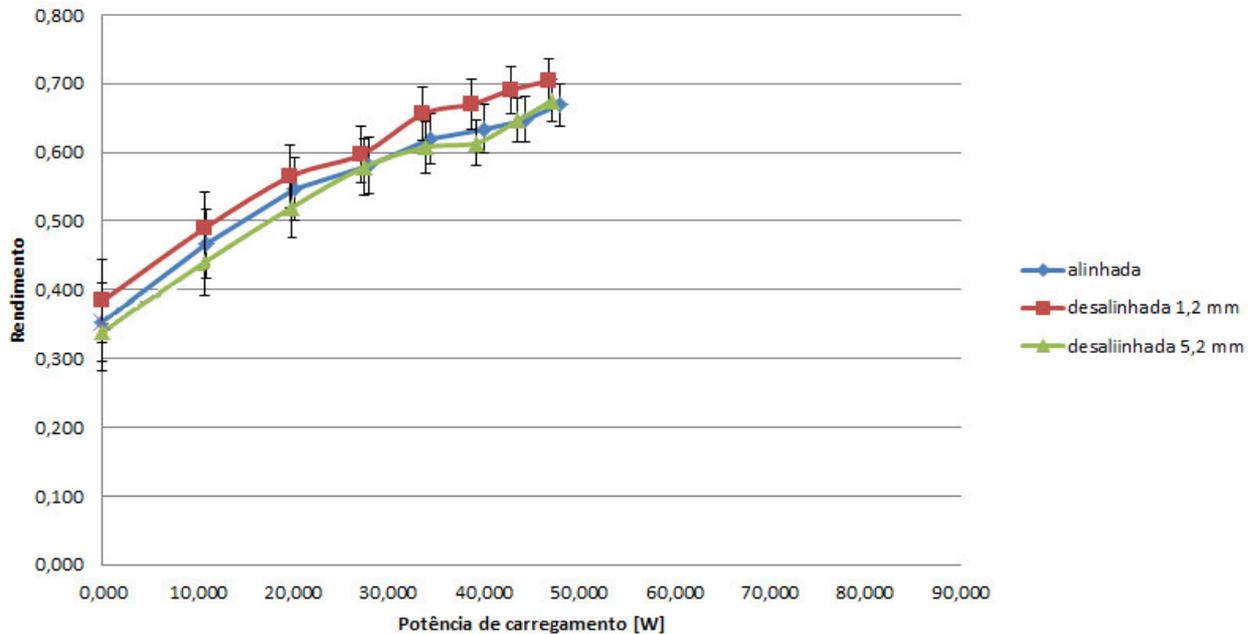


Figura 5.2 – Gráfico de rendimento por carregamento em 900 RPM – Correia tensionada

Para a situação de correia tensionada com rotação de 900 RPM a correia desalinhada 1,2 mm mostrou um rendimento um pouco maior, conforme Figura 5.2.

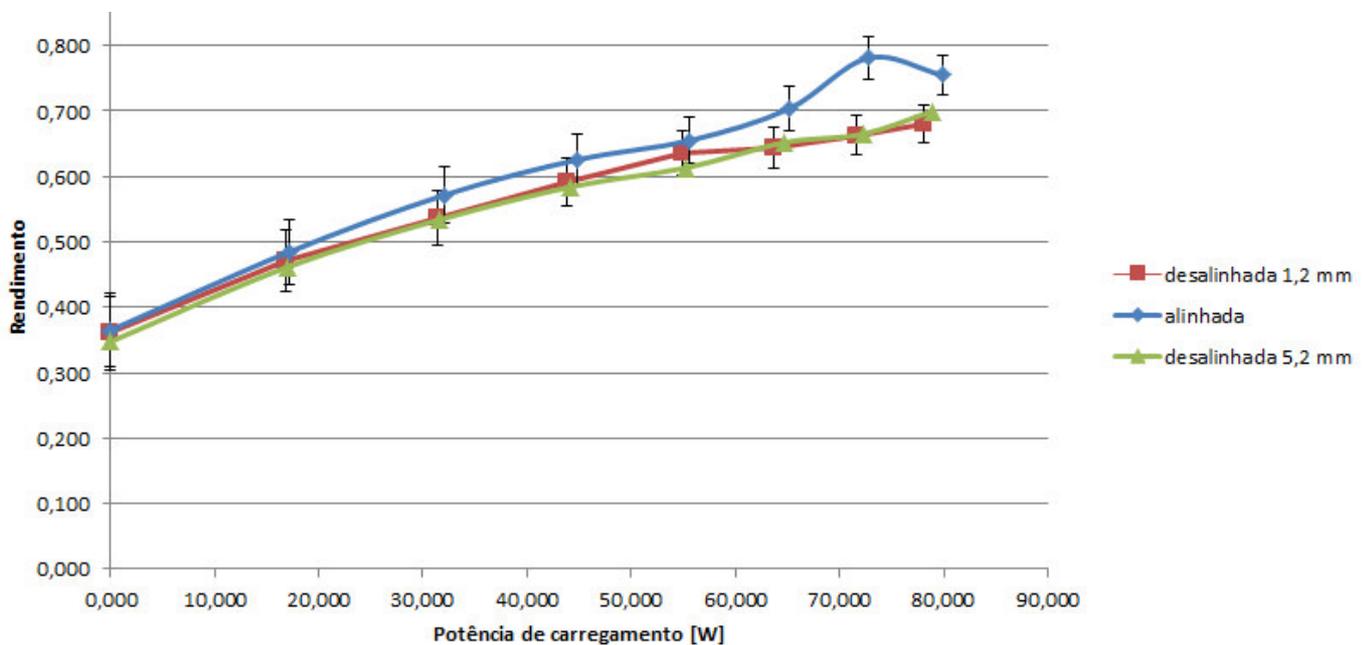


Figura 5.3 – Gráfico de rendimento por carregamento em 1200 RPM – Correia tensionada

Para a situação de correia tensionada com rotação de 1200 RPM a correia alinhada mostrou um rendimento maior, conforme Figura 5.3.

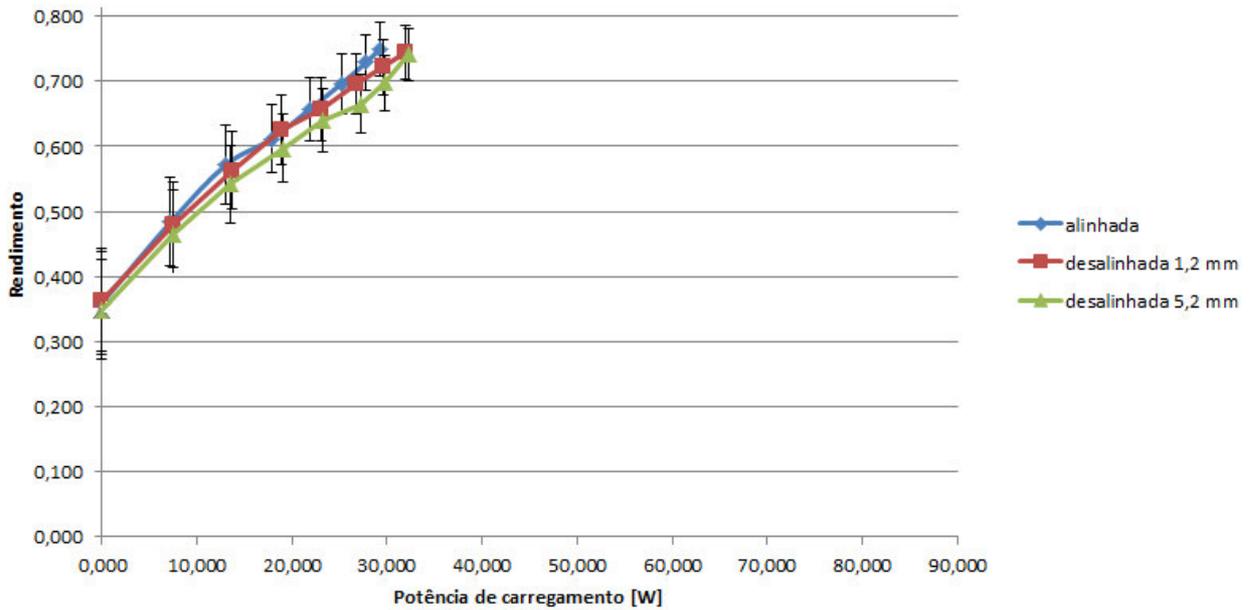


Figura 5.4 – Gráfico de rendimento por carregamento em 720 RPM – Correia frouxa

A Figura 5.4 mostra que para a rotação de 720 RPM, a correia frouxa apresentou rendimento maior que a correia tensionada, tanto para as situações de correia alinhada e desalinhada.

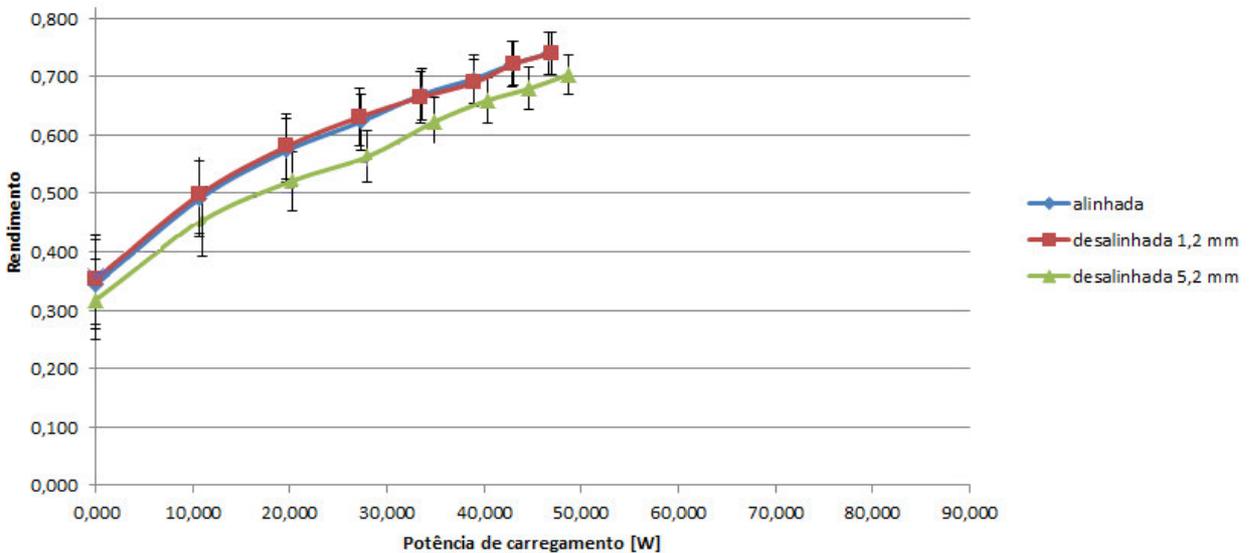


Figura 5.5 – Gráfico de rendimento por carregamento em 900 RPM – Correia frouxa

Para a situação de correia frouxa com rotação de 900 RPM a correia alinhada e a correia desalinhada 1,2 mm mostraram um rendimento semelhante e maior que a correia desalinhada 5,2 mm, conforme Figura 5.5.

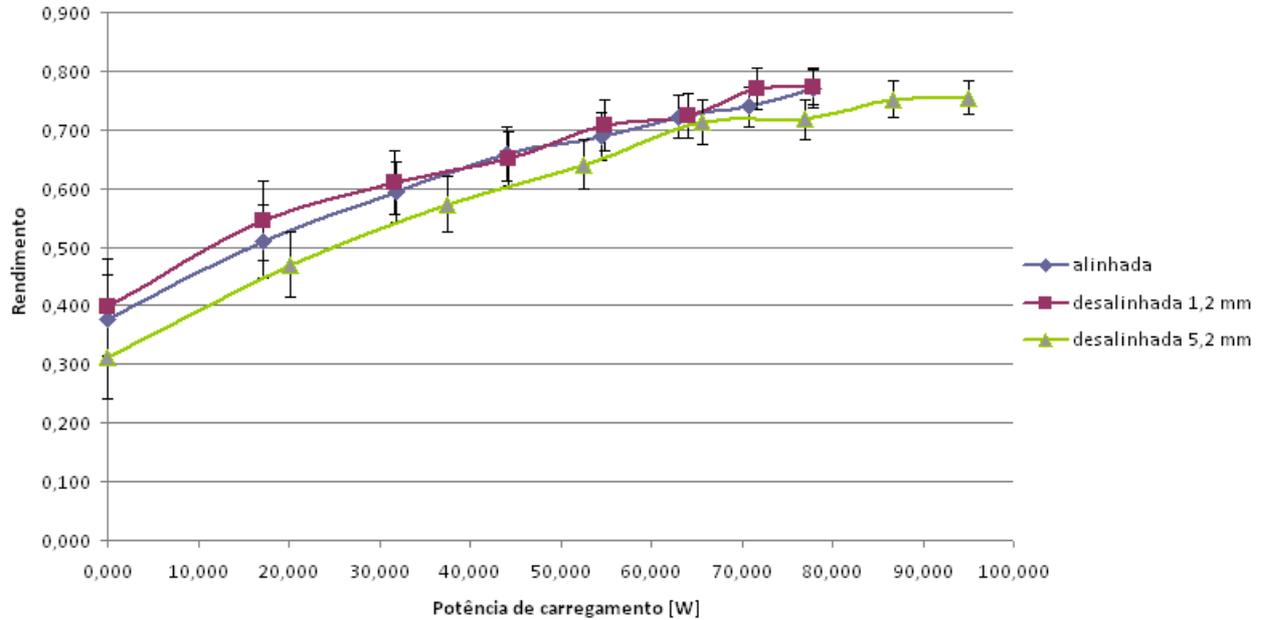


Figura 5.6 – Gráfico de rendimento por carregamento em 1200 RPM – Correia frouxa

Para a situação de correia frouxa com rotação de 1200 RPM a correia desalinhada 1,2 mm mostrou um rendimento maior, conforme Figura 5.5.

Dos resultados das medições realizadas para as seis situações de medição descritas em 4.4, nas rotações de 720, 900 e 1200 RPM, foram traçados três gráficos de rendimento por carregamento, conforme Figuras 5.7, 5.8 e 5.9. Esses gráficos mostram de forma resumida o conjunto das medições para cada uma das velocidades.

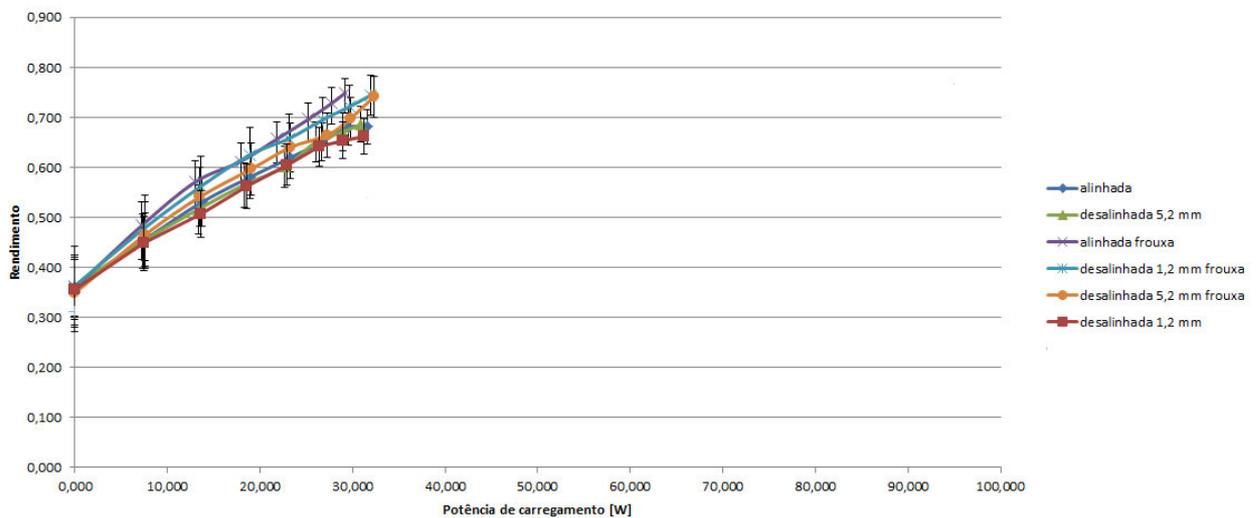


Figura 5.7 – Gráfico de rendimento por carregamento para 720 RPM

Para a rotação de 720 RPM a correia alinhada frouxa mostrou um rendimento um pouco maior do que as outras situações, conforme Figura 5.7.

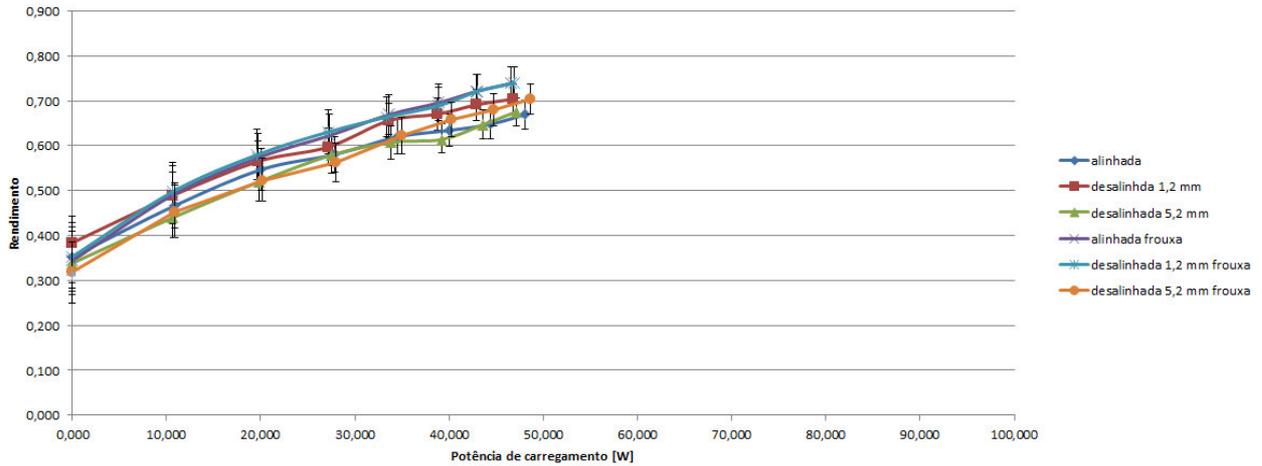


Figura 5.8 – Gráfico de rendimento por carregamento para 900 RPM

Para a rotação de 900 RPM a correia alinhada frouxa e a desalinhada 1,2 mm frouxa se comportaram de maneira praticamente idêntica, mostrando um rendimento maior que as outras situações, conforme Figura 5.8.

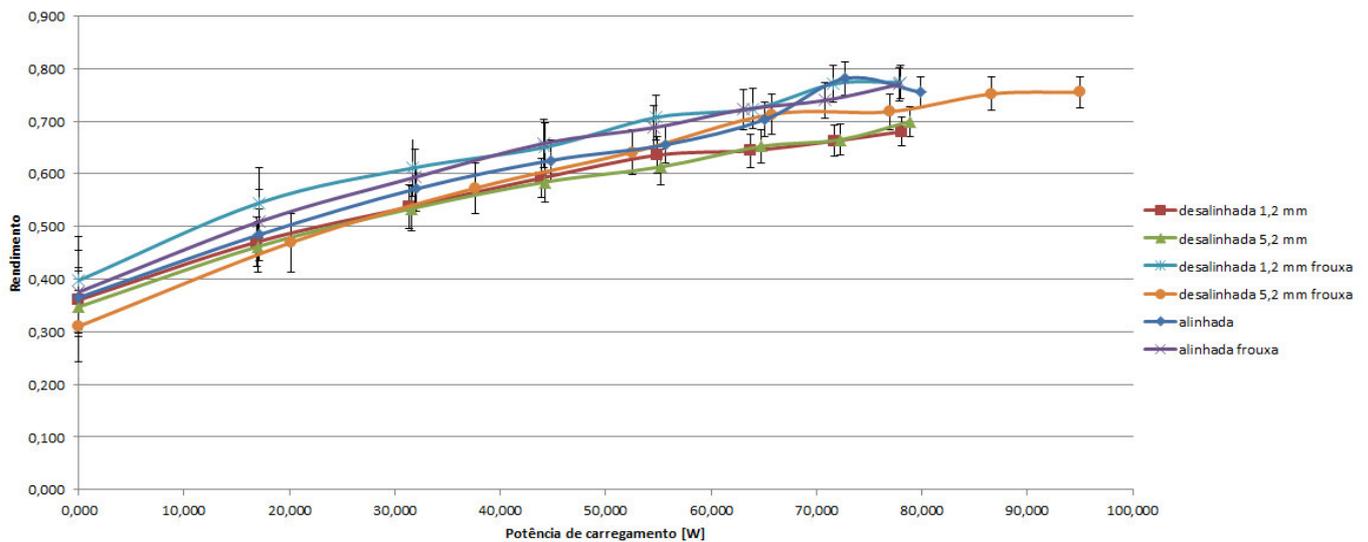


Figura 5.9 – Gráfico de rendimento por carregamento para 1200 RPM

A Figura 5.9 mostra que para rotação de 1200 RPM o rendimento máximo obtido foi na situação com correia tensionada e alinhada.

Os resultados mostraram que o rendimento não varia significativamente para situações com correia com tensão recomendada e correia frouxa, porém pode ser observado que, quanto maior a rotação, maior o rendimento e maior a potência de carregamento.

O maior rendimento foi obtido para a situação de rotação de 1200 RPM, correia com tensão recomendada e alinhada, no valor de 78,1%, para seis lâmpadas acesas.

O menor rendimento foi obtido para a situação de rotação de 720 RPM, correia com tensão recomendada e desalinhada 1,2 mm, no valor de 66,2%, para sete lâmpadas acesas.

6. CONCLUSÕES

Como conclusões a respeito do trabalho, pode-se dizer que:

- A situação que apresentou maior rendimento de transmissão foi com rotação de 1200 RPM com correia tensionada e alinhada, apresentando um valor de 78,1%.
- A correia apresenta um maior rendimento quando carregada, ou seja, não tem um bom funcionamento a vazio.
- Observou-se um maior rendimento para rotação de 1200 RPM em todas as situações. Esse resultado vai de acordo com a característica da correia utilizada.
- Percebeu-se que quanto maior a rotação, maior a potência de carregamento.

A Tabela 6.1 mostra os valores do rendimento para cada situação.

Tabela 6.1 – Valores de rendimento para cada situação

Situação	Rendimento [%]	Situação	Rendimento [%]
Rotação de 720 RPM, correia tensionada e alinhada	68,1	Rotação de 720 RPM, correia frouxa e alinhada	74,9
Rotação de 900 RPM, correia tensionada e alinhada	66,9	Rotação de 900 RPM, correia frouxa e alinhada	73,9
Rotação de 1200 RPM, correia tensionada e alinhada	78,1	Rotação de 1200 RPM, correia frouxa e alinhada	77,0
Rotação de 720 RPM, correia tensionada e desalinhada 1,2 mm	66,2	Rotação de 720 RPM, correia frouxa e desalinhada 1,2 mm	74,4
Rotação de 900 RPM, correia tensionada e desalinhada 1,2 mm	70,4	Rotação de 900 RPM, correia frouxa e desalinhada 1,2 mm	73,9
Rotação de 1200 RPM, correia tensionada e desalinhada 1,2 mm	68,0	Rotação de 1200 RPM, correia frouxa e desalinhada 1,2 mm	77,4
Rotação de 720 RPM, correia tensionada e desalinhada 5,2 mm	68,6	Rotação de 720 RPM, correia frouxa e desalinhada 5,2 mm	74,1
Rotação de 900 RPM, correia tensionada e desalinhada 5,2 mm	67,5	Rotação de 900 RPM, correia frouxa e desalinhada 5,2 mm	70,3
Rotação de 1200 RPM, correia tensionada e desalinhada 5,2 mm	70,0	Rotação de 1200 RPM, correia frouxa e desalinhada 5,2 mm	75,5

Ainda, baseados nos gráficos de rendimento de transmissão por potência de carregamento, mostrados anteriormente, pode-se concluir que:

- Para velocidades menores, a correia alinhada frouxa apresentou um rendimento um pouco maior.
- As situações com correia frouxa apresentaram um valor de incerteza maior, comparado as situações com correia tensionada.
- As incertezas não permitem uma conclusão definitiva sobre qual situação apresenta o maior rendimento.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros:

Como sugestões para trabalhos futuros, pode-se listar que:

- Substituir as balanças por sensores de torque instalados diretamente no eixo do motor e freio, de modo a diminuir as incertezas de medição.
- Verificar o comportamento da correia com escorregamento.
- Realizar experimento com velocidades de rotação maiores que as testadas nesse trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bolton, W.; “**Instrumentação e Controle**”, Editora Hemus, 1996.

Departamento de Energia de Washington (EUA),
http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_deployment/pdfs/replace_vbelts_motor_systems5.pdf. Acessado em 17/04/2012.

Dobrovolski, V.; “**Elementos de Máquinas**”, Mir, 3ª edição, 1980.

Eurocorreias – Correias e Acessórios Industriais Ltda,
<http://www.eurocorreias.pt/noticias/ceenergetica.pdf>. Acessado em 15/04/2012.

Ferreira N. F.; “**Componentes Mecânicos II – Notas de aula**”, Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

Gates do Brasil Indústria e Comércio Ltda, Catálogo,
<http://www.gatesbrasil.com.br/pdf/SUPHCMN.pdf>. Acessado em 18/04/12.

Hibbeler, R. C. “**Dinâmica**”, Prentice Hall, Brasil, 10ª edição, 2005

Kich, F. M.; “**Bancada Dinamométrica para a Medição de Rendimento de Sistemas de Transmissão Mecânica**”, Monografia (Trabalho de Conclusão) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

Melconian, S.; “**Elementos de Máquinas**”, 3ª edição, Editora Érica, 2002.

Shigley J. E., Mischke C. R. e Budynas R. G., “**Projeto de Engenharia Mecânica**”, 7ª edição, Editora Bookman, 2005.

Neto, P. S., “**Apostila – Elementos de Máquina**”, 1995,
<http://www.mea.pucminas.br/perrin/elementos/correias.doc>. Acessado em 26/04/2012.

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

APÊNDICE I

A.1 Cálculo de incertezas

As incertezas foram obtidas dos fabricantes dos equipamentos de medição e da propagação de incertezas nos cálculos realizados, conforme a equação geral da propagação de incertezas.

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

$$\Delta q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial q}{\partial x_2} \Delta x_2\right)^2} \quad (\text{A.1})$$

Sendo Δq a incerteza que está em função das variáveis (x_1, \dots, x_n) , que são independentes e aleatórias.

A.1.1 Incertezas dos multitestes

A incerteza da tensão elétrica utilizada foi de 0,1 V e a incerteza da corrente elétrica foi de 0,1 A. Foram utilizadas essas incertezas devido à desestabilização dos valores mostrados pelos multitestes durante as medições, assim como foram os valores observados da amplitude de variação.

A.1.2 Incerteza da medição da velocidade angular

A incerteza da medição da velocidade angular é dada pelo fabricante do tacômetro, MDT 2238-A Minipa, com valor 10 RPM.

A.1.3 Incerteza da medição da força de reação

A incerteza da medição da força de reação é fornecida pelo fabricante da balança SF-400 e vale 0,01 N conforme manual.

A.1.4 Incerteza na medição do braço de alavanca

A incerteza na medição do braço de alavanca foi de 1 mm baseado na recomendação para incertezas de instrumento de medição. [Bolton, 1996]

O comprimento do braço de alavanca foi medido a partir do centro dos eixos perpendicularmente até o ponto de contato com a balança e o instrumento de medição utilizado foi uma régua graduada.

A.1.5 Incerteza no cálculo do torque

A incerteza do torque é calculada através da Equação A.2, a partir da equação de incertezas de Taylor, 1997. Essa incerteza depende da força F e da incerteza da distância d .

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

Onde, ΔT é a incerteza de medição do torque [Nm], d o comprimento do braço de alavanca [m], F a força de reação [N], Δd a incerteza do comprimento do braço de alavanca [m] e ΔF a incerteza na medição da força de reação [N].

A.1.6 Incerteza no cálculo da potência de transmissão

A incerteza da potência de transmissão depende do torque do eixo T e da velocidade angular do eixo ω , conforme Equação A.3.

$$\Delta P = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial T} \Delta T\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial \omega} \Delta \omega\right)^2} = \sqrt{(\omega \Delta T)^2 + (T \Delta \omega)^2} \quad (\text{A.3})$$

Onde, ΔP é a incerteza de medição da potência [W], ω a velocidade angular do eixo [rad], T o torque do eixo [Nm], ΔT a incerteza do torque do eixo [Nm] e $\Delta \omega$ a incerteza da velocidade angular do eixo [rad].

A.1.7 Incerteza no cálculo do rendimento mecânico

A incerteza do rendimento mecânico depende da potência de entrada e da potência de saída, conforme Equação A.4.

$$\Delta \eta = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial P1} \Delta P1\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P2} \Delta P2\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{P2}{P1^2} \Delta P1\right)^2 + \left(\frac{1}{P1} \Delta P2\right)^2} \quad (\text{A.4})$$

Onde, $\Delta \eta$ é a incerteza de medição do rendimento mecânico, $P1$ a potência no eixo do motor [W], $P2$ a potência no eixo do freio [W], $\Delta P1$ a incerteza da potência do motor [W] e $\Delta P2$ a incerteza da potência do freio [W].

A.1.8 Incerteza no cálculo da potência de carregamento

A incerteza da potência de carregamento depende da tensão e corrente elétrica, conforme Equação A.5.

$$\Delta P = \sqrt{(V \cdot \Delta I)^2 + (I \cdot \Delta V)^2} \quad (\text{A.5})$$

Onde, ΔP é a incerteza da potência de carregamento [W], V a tensão elétrica [V], I a corrente elétrica [A], ΔV a incerteza da tensão elétrica [V] e ΔI a incerteza da corrente elétrica [A].

APÊNDICE II

Exemplo de um dos dados das medições para situação com rotação de 1200 RPM, correia com tensão recomendada e alinhada.

3ª SITUAÇÃO - Rotação: 1200 RPM, correia tensionada e alinhada

ROTAÇÃO [RPM]	1200	Braço de alavanca do motor [m]	0,348																	
Frequência [Hz]	20,6	Braço de alavanca do freio [m]	0,3615																	
1ª MEDIDA					2ª MEDIDA					3ª MEDIDA										
CARGA LÂMPADAS ACESAS	CARGA DO MOTOR [g]	CARGA DO FREIO [g]	TENSÃO [V]	CORRENTE [i]	CARGA LÂMPADAS ACESAS	CARGA DO MOTOR [g]	CARGA DO FREIO [g]	TENSÃO [V]	CORRENTE [i]	CARGA LÂMPADAS ACESAS	CARGA DO MOTOR [g]	CARGA DO FREIO [g]	TENSÃO [V]	CORRENTE [i]						
0	199	69	7,78	0,00	0	197	72	7,78	0,00	0	193	66	7,76	0,00						
1	233	110	7,49	2,31	1	237	111	7,40	2,27	1	240	110	7,46	2,31						
2	278	152	7,20	2,24	2	284	159	7,20	2,21	2	285	155	7,14	2,24						
3	315	193	6,90	2,18	3	325	195	6,90	2,16	3	320	190	6,85	2,17						
4	351	230	6,61	2,11	4	363	228	6,61	2,10	4	358	218	6,58	2,11						
5	385	262	6,36	2,06	5	392	268	6,36	2,05	5	400	267	6,31	2,05						
6	418	286	6,10	2,00	6	431	396	6,10	1,99	6	430	280	6,05	1,99						
7	455	328	5,89	1,95	7	453	330	5,89	1,95	7	456	333	5,81	1,94						
MÉDIA					TORQUE DO MOTOR [Nm]	POTÊNCIA DO MOTOR [W]	TORQUE DO FREIO [Nm]	POTÊNCIA DO FREIO [W]	POTÊNCIA DE CARREGAMENTO [W]	RENDIMENTO										
CARGA LÂMPADAS ACESAS	CARGA DO MOTOR [g]	CARGA DO FREIO [g]	TENSÃO [V]	CORRENTE [i]	0,683	85,858	0,249	31,345	0,000	0,365										
1	236,7	110,3	7,450	2,297	0,824	103,497	0,399	50,122	17,110	0,484										
2	282,3	155,3	7,180	2,230	0,983	123,467	0,562	70,564	32,023	0,572										
3	320,0	192,7	6,883	2,170	1,114	139,939	0,696	87,524	44,811	0,625										
4	357,3	225,3	6,600	2,107	1,244	156,265	0,815	102,363	55,616	0,655										
5	392,3	265,7	6,343	2,053	1,365	171,571	0,960	120,686	65,125	0,703										
6	426,3	320,7	6,083	1,993	1,484	186,440	1,159	145,671	72,757	0,781										
7	454,7	330,3	5,863	1,947	1,582	198,830	1,194	150,062	79,898	0,755										
INCERTEZAS	MOTOR					FREIO					MULTITESTE									
CARGA LÂMPADAS ACESAS	INCERTEZA PESO DO MOTOR [g]	INCERTEZA TORQUE DO MOTOR [Nm]	INCERTEZA ROTAÇÃO DO MOTOR [RPM]	INCERTEZA POTÊNCIA DO MOTOR [W]	INCERTEZA BRAÇO DE ALAVANCA DO MOTOR [m]	INCERTEZA PESO DO FREIO [g]	INCERTEZA TORQUE DO FREIO [Nm]	INCERTEZA ROTAÇÃO DO FREIO [RPM]	INCERTEZA POTÊNCIA DO FREIO [W]	INCERTEZA BRAÇO DE ALAVANCA DO FREIO [m]	INCERTEZA DA TENSÃO [V]	INCERTEZA DA CORRENTE [i]	INCERTEZA DO RENDIMENTO							
0	10,0	0,035	10	4,438	0,001	10,0	0,036	10	4,551	0,001	0,1	0,1	0,0563							
1	10,0	0,035	10	4,467	0,001	10,0	0,036	10	4,564	0,001	0,1	0,1	0,0488							
2	10,0	0,035	10	4,506	0,001	10,0	0,036	10	4,585	0,001	0,1	0,1	0,0426							
3	10,0	0,035	10	4,544	0,001	10,0	0,036	10	4,607	0,001	0,1	0,1	0,0387							
4	10,0	0,035	10	4,585	0,001	10,0	0,036	10	4,631	0,001	0,1	0,1	0,0353							
5	10,0	0,035	10	4,627	0,001	10,0	0,036	10	4,665	0,001	0,1	0,1	0,0332							
6	10,0	0,035	10	4,672	0,001	10,0	0,036	10	4,719	0,001	0,1	0,1	0,0320							
7	10,0	0,035	10	4,711	0,001	10,0	0,036	10	4,730	0,001	0,1	0,1	0,0298							

Tabela A.4 – Perfil alto – Comprimentos

3V				5V				8V									
Circunf. externa Poleg. – mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. – mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. – mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. – mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. – mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. – mm	Correia Super HC Ref.						
45	1145	3V450	125	3175	3V1250	90	2285	5V900	250	6350	5V2500	180	4570	8V1800	500	12700	8V5000
47 1/2	1205	3V475	132	3355	3V1320	95	2415	5V950	265	6730	5V2650	190	4825	8V1900	560	14225	8V5600
50	1270	3V500	140	3555	3V1400	100	2540	5V1000	280	7110	5V2800	200	5080	8V2000			
53	1345	3V530				106	2690	5V1060	300	7620	5V3000	212	5385	8V2120			
56	1420	3V560				112	2845	5V1120	315	8000	5V3150	224	5690	8V2240			

Tabela A.5 – Perfil alto – Fator de correção de comprimento (Fi)

3V		5V		8V	
Ref. Super HC	Fator de Correção	Ref. Super HC	Fator de Correção	Ref. Super HC	Fator de Correção
3V500	0,96	5V1000	0,96	8V2000	0,97
3V530	0,97	5V1060	0,97	8V2120	0,98
3V560	0,98	5V1120	0,98	8V2240	0,98
3V600	0,99	5V1180	0,99	8V2360	0,99
3V630	1,00	5V1250	1,00	8V2500	1,00

Tabela A.6 – Fator de correção do arco de contato (Fa)

Arco de contato da polia menor (Graus)	Fator de correção
180	1,00
174	0,99
169	0,97

Tabela A.7 – Perfil alto – Capacidade da correia – 3V

RPM do eixo mais rápido	Hp básico por correia para diâmetro externo das polias menores, em milímetros																RPM do eixo mais rápido	HP adicional por correia, para relação de velocidade										
	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220		230	240	1,00 a 1,01	1,02	1,06	1,12	1,19	1,27	1,39	1,58	1,95
800	0,96	1,30	1,63	1,97	2,29	2,62	2,94	3,26	3,58	3,90	4,21	4,52	4,83	5,14	5,45	5,75	6,05	6,35	0,00	0,01	0,04	0,07	0,09	0,12	0,13	0,15	0,17	0,17
900	1,06	1,44	1,81	2,18	2,54	2,91	3,26	3,62	3,98	4,33	4,67	5,02	5,36	5,71	6,04	6,38	6,71	7,04	0,00	0,02	0,05	0,08	0,11	0,13	0,15	0,17	0,19	0,20
1000	1,15	1,57	1,98	2,39	2,79	3,19	3,58	3,97	4,36	4,75	5,13	5,51	5,88	6,26	6,63	6,99	7,36	7,72	0,00	0,02	0,05	0,09	0,12	0,14	0,17	0,19	0,21	0,22
1100	1,25	1,70	2,15	2,59	3,03	3,46	3,89	4,32	4,74	5,16	5,57	5,98	6,39	6,79	7,19	7,59	7,98	8,37	0,00	0,02	0,06	0,10	0,13	0,16	0,19	0,21	0,23	0,24
1200	1,34	1,83	2,31	2,79	3,26	3,73	4,20	4,66	5,11	5,56	6,01	6,45	6,89	7,32	7,75	8,17	8,59	9,01	0,00	0,02	0,06	0,10	0,14	0,17	0,20	0,23	0,25	0,26

Tabela A.8 – Fator para cálculo da distância entre centros

D – d / A	Factor h	D – d / A	Factor h	D – d / A	Factor h	D – d / A	Factor h
0,00	0,00	0,12	0,06	0,23	0,12	0,34	0,18
0,02	0,01	0,14	0,07	0,25	0,13	0,35	0,19