

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE ELEVAÇÃO DE UM ELEVADOR MONTA-CARGAS PARA USO COMERCIAL

José Ary Maia Neto (1); Otacílio Píres de Freitas Neto (1) Orientador: Anderson Thiago teles
Catão (4)

*1 Universidade Federal de Campina Grande, aryneto2010@hotmail.com,
otacilio.engmecanica@gmail.com*

Resumo: Como propósito inicial do projeto, o intuito do trabalho foi desenvolver um sistema de elevação para um elevador monta-cargas com capacidade para 100kg, para elevar uma carga a 4 metros de altura. Algumas restrições foram impostas, tais como utilização de um motor de 4 polos de 1780 Rpm. Assim, decidimos fazer uma estrutura simples de sustentação com uma plataforma de elevação. A partir daí realizamos cálculos da maioria dos elementos de máquinas julgados necessários, tais como, cabo de aço, tambor, rolamentos, caixa de redução, entre outros. Ao final, chegamos a um resultado satisfatório, do projeto de um sistema de elevação de cargas.

Palavras chaves: elevador de cargas, caixa de redução, transmissão.

1 INTRODUÇÃO

Elevadores são utilizados em vários segmentos, hoje em dia é notório o seu uso para transportar, pessoas, cargas, veículos. Desde 1500 a.C. os egípcios já utilizavam equipamentos rudimentares similares a elevadores, estes eram movidos através de tração animal que foram evoluindo através do tempo, sendo que, a partir da revolução industrial, a tração animal passou a ser substituída por máquinas a vapor. Atualmente, por definição, “são mecanismos que se utilizam de um motor elétrico ou hidráulico para realizar o deslocamento de cargas, com ou sem vida, no plano vertical ou inclinado” (LEONARDO, 2016, p. 12).

Elevadores de carga podem ser classificados como de grande ou pequena dimensão. Os de grande dimensão diferem pelo fato de que para o manejo de cargas dentro da cabine se faz necessário uso de pessoas e máquinas gerando assim, necessidade de maior segurança. No caso de elevadores de baixa carga, que é o caso deste projeto, não é necessário esse tipo de segurança.

Para os cálculos do equipamento para levantamento e movimentação de carga. A norma NBR 8400, fixa as diretrizes básicas para o cálculo das partes estruturais e componentes mecânicos dos equipamentos de levantamento e

movimentação de cargas, independente do grau de complexidade ou do tipo de serviço do equipamento.

Estima-se que o uso de monta-cargas, categoria que se enquadra o nosso projeto, iniciou-se no início do século XIX. Podemos verificar que os elevadores do tipo monta-carga, pelo fato de não transportarem pessoas, utilizam fatores de segurança menores que os elevadores de passageiro, pois em caso de uma falha em seu funcionamento o dano não ser tão catastrófico. Suas dimensões podem ser das mais variadas com aplicações em diferentes ramos tais como, hospitais, hotéis, aeroportos e academias.

Não há limites de percurso, nem do número de paradas para este tipo de elevador. A carga nominal máxima que este tipo de elevador pode transportar é de 300Kgf. O volume máximo da cabine é apresentado abaixo

	Altura [mm]	Largura [mm]	Profundidade [mm]
Volume máximo	1000	1000	1200

Tabela 1 - Limite de volume de um monta-carga Fonte: Norma ABNT NBR 14712.

Visando as limitações da norma NBR 8400 para um elevador monta cargas, assim como também, necessidades de mercado, o objetivo deste trabalho foi dimensionar um sistema de transmissão para o equipamento de elevação. Foi proposto para este projeto um limite máximo de carga de 100 Kg. De acordo com o proposto inicialmente.

2. METODOLOGIA

O sistema de transmissão, tanto mecânica como automática, é composto por um conjunto de componentes com características de serem robustas e resistentes, afim de transmitirem toda a força e torque para as rodas motoras. Com base nas Normas voltadas para elevadores de pequeno porte e baseando-se na literatura referência no assunto foi dimensionado os componentes do sistema de elevação.

2.1 Cabo de Aço

Para dimensionarmos os cabos de aço pela NBR 8400, calculamos um diâmetro mínimo para o cabo de acordo com a tração máxima aplicada. Utilizando a tabela a seguir, para assim, obter os valores mínimos de Q.

(83) 3322.3222

contato@conapesc.com.br

www.conapesc.com.br

$$d_{min} = Q * \sqrt{T}$$

Grupo de mecanismo	Valores mínimos de Q	
	Cabo Normal	Cabo não rotativo
1Bm	0,265	0,280
1Am	0,280	0,300
2m	0,300	0,335
3m	0,335	0,375
4m	0,375	0,425
5m	0,425	0,425

Tabela 2. Valores mínimos do coeficiente QFonte: Norma ABNT NBR 14712.

2.2 Polia

De acordo com a NBR 8400 determina que a escolha das polias e tambores é feita a partir do diâmetro mínimo de enrolamento do cabo, dado pela seguinte equação:

$$D_e \geq H_1 * H_2 * d_c$$

A tabela abaixo informa o valor dos coeficientes H1 de acordo com o grupo do mecanismo.

Grupo de mecanismo	Tambores		polias		Polia de compensação	
	Cabo normal	Cabo não rotativo	cabo normal	cabo não rotativo	cabo normal	cabo não rotativo
1Bm	16	16	16	18	14	16
1Am	16	18	18	20	14	16
2m	18	20	20	22,4	14	16
3m	20	22,4	22,4	25	16	18
4m	22,4	25	25	18	16	18
5m	25	28	28	31,5	18	20

Tabela 3- Valores de H1:Fonte: NBR 8400

Para definirmos o H2, depende do número de polias no circuito, e da quantidade de inversões de sentido dos cabos. Assim:

W = 1 tambor;

W = 2 para cada polia, não gerando inversão de sentido de enrolamento no percurso do cabo;

W = 4 para cada polia que provoca uma inversão de sentido de enrolamento (curva em S);

Wt	≤ 5	6 a 9	≥ 10
H ₂	1	1,12	1,25

Tabela 4- Valores de H2. Fonte: NBR 8400.

2.3 Tambor

Similar ao dimensionamento da polia, o tambor também é definido diâmetro mínimo de enrolamento do cabo, utilizando-se do mesmo método da polia. Dado pela norma que o coeficiente H2 é sempre 1 para tambores. O diâmetro mínimo para o tambor é:

$$D_e \geq H_1 * H_2 * d_c$$

2.4 Ângulo da polia

Para que o cabo de aço não saia da polia, um ângulo máximo entre a polia e o tambor deve ser calculado.

$$\alpha_{max} = \arcsen \left(\frac{\frac{t}{2} + ((n_{voltas} + 3) * d_c * 1,1)}{L} \right) = 2,2^\circ$$

Utilizando a equação acima, pode-se determinar o ângulo máximo permitido.

2.5 Eixo do Tambor

No eixo do tambor, verificamos que a única carga aplicada seria a do torque sobre ele, já que o tambor está apoiado por dois mancais de rolamento.

Torque = $T * \left(\frac{Dt + dc}{2} \right)$; onde T é a tração no cabo que é dado pela carga de trabalho, que no caso foi sugerida de 100kgf, mas para maior segurança utilizamos de 200kgf.

2.6 Rolamentos

Para dimensionarmos os rolamentos, determinamos inicialmente uma carga dinâmica, obtida a partir dos esforços sofridos e o tempo de vida esperado.

$$C = \left(\frac{Ln}{a_1 + a_2 + a_3} \right)^{1/p} * (x * F_r + y * F_a);$$

2.7 Transmissão Engrenagem Coroa/sem-fim

Para o dimensionamento do elemento de transmissão do sistema, no caso um elevador, deve-se determinar o tempo de subida e descida do mesmo e a rotação fornecida pelo motor. Partindo desses valores, determina-se a dimensão da transmissão, sendo a escolhida a engrenagem sem fim. A escolha deste tipo de engrenagem como elemento de transmissão foi necessária pela alta rotação que o motor do sistema fornecesse. Por essa razão foi necessária a escolha de um elemento que gerasse uma redução de rotação considerável.

No dimensionamento da coroa/sem-fim, foi utilizado o método proposto por Shigley (2011), deve ser iniciado já sabendo que a redução desses sistemas é determinada pelo número de entradas do parafuso sem-fim e o número de dentes “X” da engrenagem, de acordo com a equação a seguinte:

$$Red = \frac{N_{entradas}}{X}$$

Em seguida deve-se determinar o módulo da engrenagem coroa. Segundo Shigley (2011), o módulo deve ser selecionado partindo da situação estudada, podendo variar de 1 a 50. Com o valor do módulo determinado, o diâmetro primitivo da engrenagem coroa pode ser determinado e utilizando a relação entre o módulo da engrenagem e o número de dentes da mesma. O diâmetro primitivo da engrenagem sem fim deve ser determinado de tal modo para que seu valor cumpra essa faixa de valores.

$$\frac{C^{0.875}}{3} < dp < \frac{C^{0.875}}{1,7}$$

Onde dp se refere ao diâmetro nominal do sem-fim e C a distância entre diâmetros.

2.8 Motor

Para calcular a potência do motor primeiramente se calculou a potência necessária para puxar a massa de 100kg + a estrutura metálica com folga para segurança, necessitou-se calcular as perdas de rendimento devido à transmissão sem fim coroa, com esses dados em mãos, utilizou-se a seguinte equação para os cálculos:

$$\text{Pot}(w) = \text{Torque no eixo (N.m)} * \text{Vel angular (rev/s)} * 2\pi.$$

Em seguida, deve-se realizar a seleção de um motor que cumpra não só com a rotação proposta, mas também com a potência calculada.

3. RESULTADOS DE DISCUSSÕES

Após análises dos métodos de dimensionamento dos elementos de máquinas que compõem o sistema de elevação do elevador monta cargas, foi possível dimensionar um sistema de elevação que cumprisse os requisitos propostos.

3.1 Cabo de aço: Utilizando a metodologia descrita anteriormente, com o auxílio da equação abaixo e da tabela 2.3:

$$d_{min} = Q * \sqrt{T}$$

Grupo de mecanismo	Tambores		polias		Polia de compensação	
	Cabo normal	Cabo não rotativo	cabo cabo normal	cabo não rotativo	cabo normal	cabo não rotativo
1Bm	16	16	16	18	14	16
1Am	16	18	18	20	14	16
2m	18	20	20	22,4	14	16
3m	20	22,4	22,4	25	16	18
4m	22,4	25	25	18	16	18
5m	25	28	28	31,5	18	20

Tabela 5- Grupos de Mecanismos para diversos elementos. Fonte: NBR 8400.

Foi obtido o seguinte diâmetro mínimo $d_{mín} = 3,78\text{mm}$, selecionado cabo de 8mm por padrão comercial.

3.2 Polias:

O W_{total} é a soma:

$$W_t = W_{tambor} + W_{polia} + W_{polia} = 1+2+2=5.$$

Com o valor de W_t podemos obter o valor de H_2 , pela tabela 2.3:

O diâmetro mínimo da polia calculado foi de:

$$D_e \geq H_1 * H_2 * d_c = 16*1*8 = 128\text{mm}$$

Diante disso, escolheu-se uma polia comercial de 140 mm de diâmetro. A Cimaf, fabricante do cabo de aço escolhido, recomenda em seu catálogo que a folga existente entre o canal da polia e o cabo de aço seja, para o cabo de 8mm escolhido, maior que 1/32" (0,8mm) e menor que 1/16" (1,6mm). Dado que o canal da polia escolhida é de 10mm de diâmetro, a folga foi dada pela eq.:

$$\text{Folga} = \frac{D_{canal} - d_c}{2} = 1\text{mm}$$

Assim, a folga encontrada satisfaz as recomendações do fabricante. Como mostra a imagem seguinte.

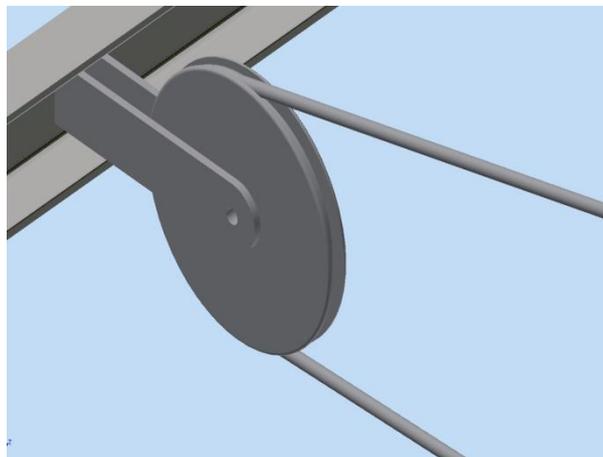


Figura 1. Polia dimensionada. Fonte: Autoria própria

3.3 Tambor

Utilizando a equação abaixo, Dado pela norma que o coeficiente H_2 é sempre 1 para tambores. O diâmetro mínimo para o tambor é:

$$D_e \geq H_1 * H_2 * d_c = 16*1*8 = 128\text{mm}$$

Para maior segurança, sugere-se que a espessura do tubo usado para o tambor seja maior que o diâmetro do cabo usado. Diante disso utilizou-se um tubo do catálogo da Vallourec de 156mm de diâmetro e 10mm de espessura. Para encontrarmos o comprimento do tubo, necessitamos de encontrar o número de voltas que o cabo dá Temos que a altura é de 4 m, o diâmetro do fio é 8 e o diâmetro do tubo 156, calculou-se o número de voltas:

$$n_{voltas} = \frac{\text{altura}}{\pi * (D_t + d_c)} = 7,7636 \approx 8 \text{ voltas}$$

Assim, calculou-se o comprimento mínimo L_{tmin} do tambor:

$$L_{tmin} = (n_{voltas} + 3) * 1,1 * d_c = 96,8 \text{ mm}$$

Aproximamos então para 100mm o comprimento para o tambor. Podendo ser visto na figura a seguir.

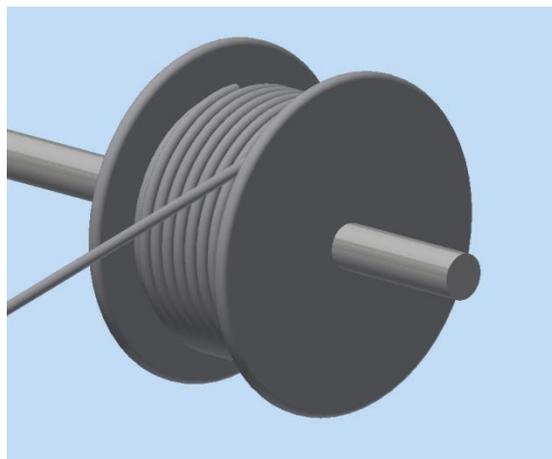


Figura 2. Tambor dimensionada. Fonte: Autoria própria

3.4 Ângulo da polia

Para prevenir que o cabo de aço não saia do canal da polia, a recomendação da Cimaf é que o ângulo de desvio de cabos entre a polia e o tambor não exceda um ângulo α .

Para cabos de aços convencionais o ângulo α é de $1,5^\circ$. Então calculou-se o ângulo máximo que o cabo teria, quando estivesse completamente enrolado.

$$\alpha_{max} = \arcsen \left(\frac{\frac{t}{2} + ((n_{voltas} + 3) * d_c * 1,1)}{L} \right) = 3,24^\circ,$$

Sendo este valor satisfatório, segundo Cimaf.

3.5 Eixo do Tambor

Utilizando a seguinte fórmula, detalhada na secção anterior,

Torque = $2 * T * \left(\frac{Dt+dc}{2}\right)$, calculamos um torque no eixo do tambor de:

Torque= 164N.m

Para o eixo escolheu-se uma barra de aço ASTM A36 do catálogo Gerdau, de 31,6mm de diâmetro. Com um momento de inercia polar $J_0 = 8,12E-8$:

$$\tau_t = \frac{\text{torque} * r}{J} = 31,91 \text{ Mpa} < \tau_a = 250 \text{ Mpa}$$

Como, o carregamento nos demais eixos é menor, não foram realizados cálculos para os demais, se utilizou o mesmo diâmetro de eixo para todos.

3.6 Rolamentos

Utilizando a equação:

$$C = \left(\frac{Ln}{a_1 + a_2 + a_3}\right)^{1/p} * (x * F_R + y * F_A)$$

Para os cálculos foram utilizados os rolamentos do eixo do tambor. Onde atuam somente uma força radial. Considerando Carga axial nula os coeficientes x e y não tem serventia.

Ln foi calculado, baseado na vida esperada em horas e na rotação em Rpm, obtemos o valor de 8544000 rotações, aplicando na equação acima, teremos então uma carga dinâmica do rolamento:

C= 2,7 KN

Baseado nessa carga foi escolhido então um rolamento de esferas 6306-ZNR, que possui $C_0 = 16 \text{ KN}$ e $C = 29.6 \text{ KN}$.

3.7 Engrenagem Coroa Sem/fim

Os valores obtidos de rotação do motor e elevação da carga do elevador, foi possível determinar as dimensões das engrenagens coroa/sem-fim. Com redução de rotação do motor para o tambor de de 20:1, foi calculado uma engrenagem coroa de 20 dentes. Utilizando um módulo de engrenagem “m” de 10, valor recomendado por Shigley (2011), obteve-se um diâmetro primitivo “Dp” de 200mm e um passo “P” de 31,4mm.

Seguindo para a engrenagem sem-fim, partindo de análise interativas onde, variando os valores de

diâmetro primitivo distância “C” entre centros das engrenagens é possível obter um valor de diâmetro primitivo do sem-fim “dp” de 30mm que cumpre a relação citada anteriormente.

Obtendo as valores de Dp, dp e C, é possível dimensionar por completo o sistema de transmissão utilizando as expressões seguintes.

$$De = (X + 2) * m = 220 \text{ mm} \quad l = 1,167 * m = 11,67 \text{ mm}$$

$$Di = Dp - 2 * l = 176,7 \text{ mm} \quad A = 2,38 * P + 6 = 80,7 \text{ mm}$$

O diâmetro externo “De”, interno “Di”, altura do dente “l” e espessura “A” da coroa. Analogamente, o diâmetro externo “de” e interno “di” do parafuso sem-fim podem ser calculados de acordo com as expressões seguir:

$$de = dp + 2 * 0,3683 * P = 53,1 \text{ mm}$$

$$di = dp - 2 * 0,3683 * P = 53,1 \text{ mm}$$

O dimensionamento das engrenagens é finalizado com o calculo de ângulo de avanço “ α ”.

$$\alpha = \text{atan} \frac{m}{dp} = 18,43^\circ$$

Norton (2013), recomenda que, para ângulos de avanço entre 15° e 30°, adote-se um ângulo de pressão “ φ ” de 20°.

Por fim, obtem-se a seguinte configuração, apresentada utilizando o software de desenho assistido por computador Autodesk Inventor.

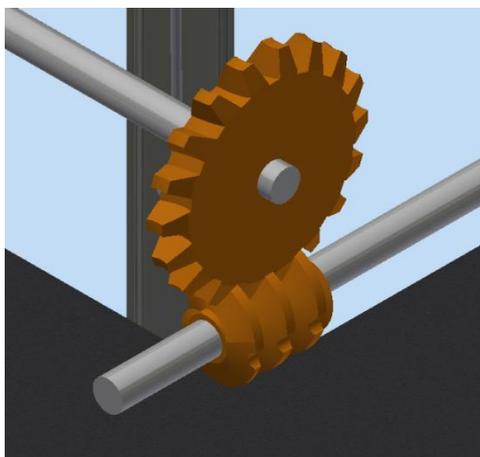


Figura 3. Conjunto engrenagem Coroa/Sem-fim dimensionado. Fonte: Aatoria própria

3.8 Motor

A partir cálculos de rendimento da literatura, foi possível obter a potência necessária para o motor. Encontrou-se que a eficiência do sistema coroa/sem fim no valor de 0,79, para os rolamentos a literatura recomenda o rendimento de 0,99. Para engrenagens cônicas, a literatura indica rendimento de 0,7. A potência necessária para o motor foi então calculada usando a carga total a ser levantada, a velocidade de movimentação do carrinho, e o rendimento do sistema, considerando cada componente no percurso do motor até o eixo do tambor.

A potência necessária para o motor foi então calculada usando a carga total de projeto a ser levantada de 200 Kg, a velocidade de movimentação das barras, e o rendimento do sistema, considerando cada componente no percurso do motor até o eixo do tambor:

- Torque no eixo= 8,7166N.m ; Pot (w) = Torque no eixo (N.m) * Vel angular(rev/s)* 2π

A potência encontrada foi de 2,2 cv, adotamos então um motor de 3cv. Com a potência, o motor foi selecionado a partir do catálogo da WEG. P = 3 cv.

3.8 Sistema Final

Após a união de todos os elementos adquiridos por cálculo dimensional, foi possível, por meio do software Autodesk Inventor, realizar uma montagem em três dimensões desse sistema. Deve-se levar em conta que a tanto a estrutura quanto a gaiola são desenhos de referência, não sendo dimensionados. O desenho se mostrou bastante útil a medida que ajudou no posicionamento de cada componente, fazendo com que o sistema pensado e calculado pudesse, de forma ilustrativa se tornar real.

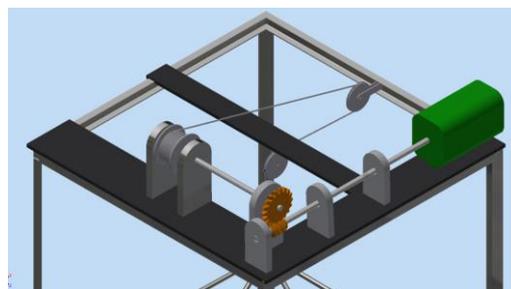


Figura 4. Desenho tridimensional do sistema de elevação projetado Fonte: Aatoria própria

4. CONCLUSÃO

Com este trabalho, pudemos realizar o dimensionamento de um sistema de elevação para um elevador monta cargas, utilizando sistemas simples, mas com grande eficiência, atendendo aos critérios de mercado, que consistem em baixo custo e facilidade de fabricação. Todos os cálculos foram baseando-se em nos livros do Shigley e Norton, com auxílio de trabalhos acadêmicos e Normas, que fizeram com que todos os requisitos técnicos fossem atendidos com margem de segurança.

5. REFERÊNCIAS

NBR - 8400, Março de 1984, **Cálculo de Equipamentos para Levantamento e Movimentação de Carga**. ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas.

SHIGLEY, J. E., **Elementos de Máquinas Vol. 1. Livros Técnicos e Científicos**, Rio de Janeiro, 1984.

Norton, L. Robert, **PROJETO DE MAQUINAS, Uma Abordagem Integrada**. 4ed. Bookman

CABOS DE AÇO CIMAFA. *Catálogo Online*. Disponível em: <http://www.cimafbrasil.com.br/down/takeone_petroleo_082012.pdf>. Acesso em: 11 de março 2018.

ABNT NBR 14712 - **Elevadores elétricos e hidráulicos - Elevadores de carga, montacargas e elevadores de maca - Requisitos de segurança para construção e instalação** - ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. ABNT/CB-004 Máquinas e