

ESTUDO TÉCNICO E PROJETO DE CABOS DE AÇO, POLIAS E TAMBORES PARA MÁQUINAS DE ELEVAÇÃO DE CARGAS

XIII Congresso de Engenharias

(Luiz Guilherme Silveira de Jesus)¹, (Geraldo Roberto de Sousa)²

^{1,2} Universidade Federal de São João del-Rei (UFSJ)

E-mail: luizlug25@gmail.com¹, geraldor@ufs.ju.edu.br²

RESUMO

O presente estudo aborda os aspectos normativos, como a NBR 8400 e a NBR 11375, e utiliza catálogos de fabricantes para definir critérios técnicos, analisando a construção e propriedades dos cabos, a compatibilidade com polias e tambores e a importância da manutenção preventiva. O objetivo é propor um método sistemático para o dimensionamento e a seleção dos componentes mencionados, considerando normas técnicas relevantes, a fim de minimizar falhas, aumentar a vida útil dos equipamentos e assegurar a segurança durante a operação. O método envolveu análise das normas, catálogos de fabricantes e cálculo teórico dos parâmetros essenciais, além disso, foi feita uma análise prática de equipamentos simples, como os utilizados em academias, identificando falhas devido a utilização inadequada dos componentes. Os resultados mostram que a seleção e o dimensionamento corretos dos elementos são determinantes para o desempenho dos sistemas de elevação, o estudo de caso evidenciou que o uso inadequado dos cabos e polias não apenas compromete a segurança, mas também aumenta significativamente os custos de manutenção, reforçando a importância de seguir as especificações técnicas e práticas de manutenção preventiva.

Palavras-chave: Cabos de aço, polias e tambores; máquinas de elevação; manutenção preventiva.

ABSTRACT

The present study addresses the normative aspects, such as NBR 8400 and NBR 11375, and uses manufacturers' catalogs to define technical criteria, analyzing the construction and properties of the cables, their compatibility with pulleys and drums and the importance of preventive maintenance. The objective is to propose a systematic method for the dimensioning and selection of the mentioned components, considering relevant technical standards, in order to minimize failures, increase the useful life of the equipment and ensure safety during operation. The method involved analysis of standards, manufacturers' catalogs and theoretical calculation of essential parameters. In addition, a practical analysis of simple equipment, such as those used in gyms, was made, identifying failures due to improper use of the components. The results show that the correct selection and sizing of the elements are crucial for the performance of lifting systems. The case study showed that the inadequate use of cables and pulleys not only compromises safety, but also significantly increases maintenance costs, reinforcing the importance of following technical specifications and preventive maintenance practices.

Keywords: Steel cables, pulleys and drums; lifting machines; preventive maintenance.

1 Introdução

O sistema operacional de máquinas de elevação de carga é essencial para garantir eficiência e segurança em equipamentos como guindastes, guinchos e elevadores. Esses sistemas dependem da integração entre cabos de aço, polias e tambores, cujo dimensionamento adequado assegura o desempenho e a durabilidade das operações.

De acordo com a NBR 8400, a seleção dos cabos deve considerar o esforço máximo de tração e o coeficiente de segurança, que varia conforme a aplicação (USF, 2023). Rudenko (1976) destaca a importância de integrar cabos, polias e tambores de forma harmoniosa, evitando desgastes e falhas prematuras. Além disso, fatores como tipo de carga e ambiente operacional influenciam diretamente na escolha dos materiais — por exemplo, cabos galvanizados ou inoxidáveis em ambientes corrosivos.

A manutenção preventiva, incluindo inspeções e lubrificação periódica, é fundamental para prolongar a vida útil dos componentes e evitar acidentes (RUDENKO, 1976; UTFPR, 2023). Em aplicações industriais ou mesmo em sistemas simples, como equipamentos de musculação, o descumprimento das normas técnicas pode resultar em falhas críticas e riscos à segurança.

Dessa forma, a seleção e o dimensionamento corretos de cabos, polias e tambores devem ser tratados como um processo técnico integrado, essencial para o desempenho, a confiabilidade e a segurança das máquinas de elevação de carga. Este trabalho tem como objetivo analisar esses aspectos, com foco na escolha dos componentes e nas falhas decorrentes de projetos inadequados.

2 Materiais e Métodos

O projeto de elementos para a construção de um sistema operacional de uma máquina de elevação de carga envolve a análise minuciosa de componentes fundamentais como cabos de aço, polias e tambores. Esses elementos são os pilares que sustentam a eficiência, segurança e durabilidade do sistema, devendo ser cuidadosamente selecionados e dimensionados para tal deve-se observar alguns aspectos segundo as normas e catálogos de fabricantes desses componentes para um projeto desse sistema.

2.1 Cabos de Aço

Para a seleção de um cabo de aço adequado a sistema de elevação de carga pode-se analisar a NBR 8400 e catálogos dos fabricantes de cabos de aço como a CIMAF cujo informações do catálogo nos apresentam propriedades mecânicas dos materiais dos mesmos obtidas através de testes da própria empresa e dos materiais utilizados em sua construção.

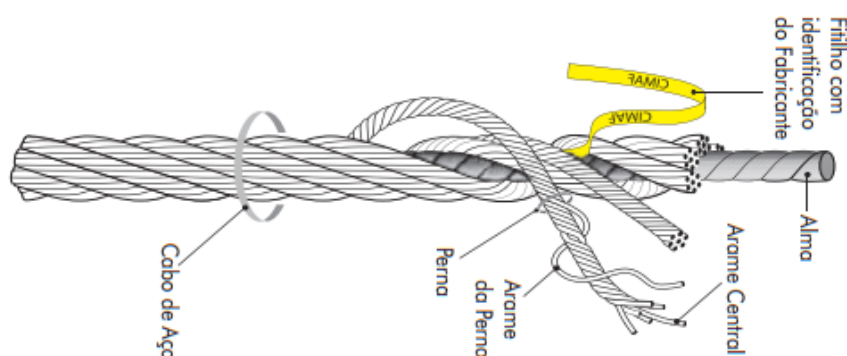
Segundo a própria CIMAF um cabo de aço com as propriedades e dimensões corretas deve seguir os seguintes critérios para o funcionamento adequado.

2.1.1 Construção

A construção de cabos de aço é um aspecto técnico crucial que define sua aplicação, desempenho e durabilidade. O termo "construção" refere-se ao número de pernas, ao número de arames em cada perna e à composição geral do cabo. Por exemplo, um cabo classificado como 6 x 19 possui seis pernas, cada uma formada por 19 arames, uma configuração comum para diversos usos industriais (CIMAF, 2018).

Pode-se observar na figura (1) uma representação dessa construção.

Figura 1 – Construção de um cabo de Aço

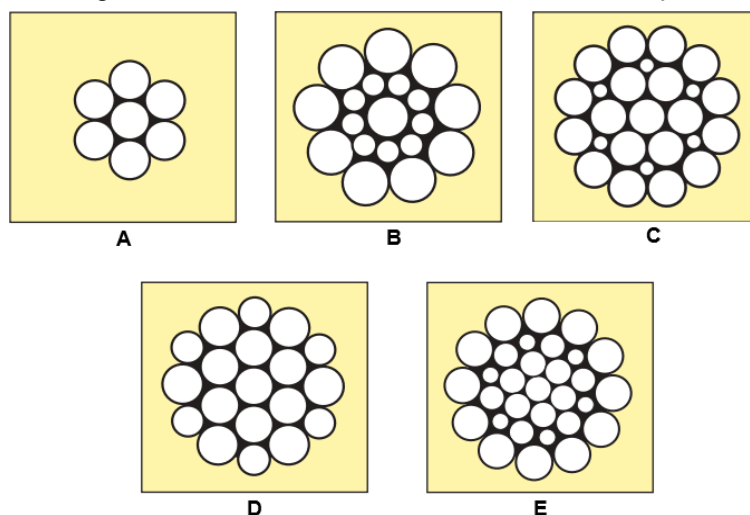


Fonte: Catálogo CIMAF

Com a evolução tecnológica, métodos de fabricação passaram de operações múltiplas para sistemas de produção em etapa única, resultando em cabos mais flexíveis e resistentes à fadiga.

Na figura (2), são apresentados diferentes modelos de composições de cabos de aço.

Figura 2 – Modelos de cabos de Acordo com a construção



Fonte: Catálogo CIMAF

Entre as principais construções destacam-se:

- **Simple** (A) – arames de mesmo diâmetro, uso básico;
- **Seale** (B) – camadas com arames externos mais grossos, maior resistência ao desgaste;
- **Filler** (C) – arames finos entre camadas, aumentando flexibilidade e reduzindo atrito;
- **Warrington** (D) – arames alternados de diferentes diâmetros, boa resistência à fadiga;
- **Warrington-Seale** (E) – combinação das duas anteriores, unindo alta resistência à abrasão e à

flexão.

A seleção da construção adequada deve considerar o tipo de carga, as condições operacionais e os requisitos de projeto, equilibrando durabilidade, flexibilidade e segurança.

2.1.2 Tipo de Alma

A alma do cabo funciona como núcleo das pernas, garantindo distribuição uniforme de esforços. Segundo o Catálogo CIMAF (2018), há dois tipos principais: de fibra e de aço.

As almas de fibra (naturais ou sintéticas) oferecem maior flexibilidade, adequadas para aplicações que exigem curvatura e movimentação. Já as almas de aço aumentam a resistência à tração e ao amassamento, sendo indicadas para cargas elevadas. Cabos com alma de aço independente (AACI) combinam resistência e boa flexibilidade, comuns em diâmetros acima de 6,4 mm.

Comparativamente, cabos com alma de aço suportam cerca de 7,5% a 12,5% mais carga que os de fibra, com acréscimo aproximado de 10% na massa total. A escolha do tipo de alma deve equilibrar flexibilidade, resistência e requisitos específicos da aplicação.

2.1.3 Pré-Formação

Os cabos podem ser **pré-formados** ou **não pré-formados**, diferenciando-se pelo processo de fabricação. Nos **pré-formados**, as pernas e arames são moldados em formato helicoidal, reduzindo tensões internas e atrito entre camadas (CIMAF, 2018).

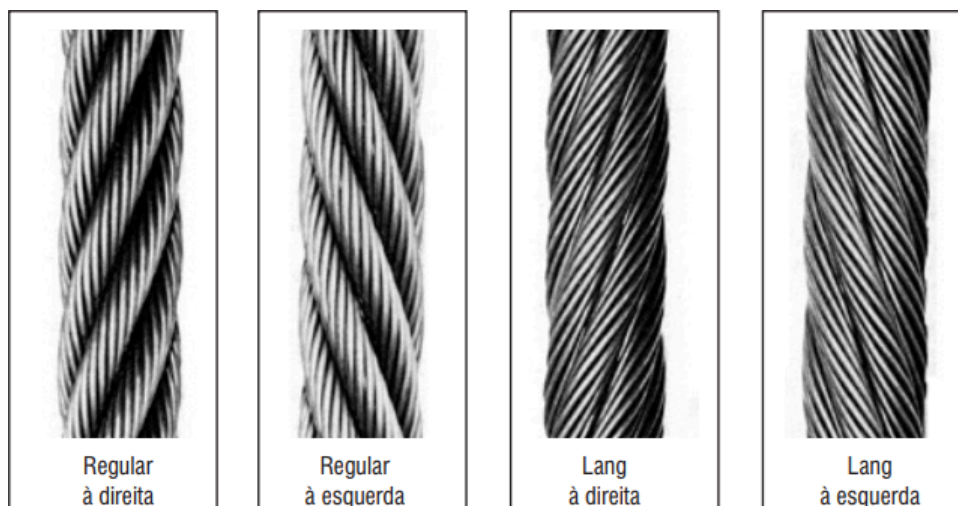
Essa característica resulta em maior durabilidade, resistência à fadiga e facilidade de manuseio. Em caso de rompimento, os arames permanecem no lugar, aumentando a segurança operacional. Por essas vantagens, os cabos pré-formados são amplamente preferidos em aplicações industriais, unindo segurança, eficiência e vida útil prolongada.

2.1.4 Torção

A torção dos cabos influencia diretamente sua estabilidade e desempenho. Conforme a CIMAF (2018), os cabos podem apresentar torção à direita (Z) ou à esquerda (S), e duas formas principais: regular (não rotativa) e Lang (normal).

A figura (3) traz uma visualização clara do que seriam esses tipos de enrolamento de cabos com torções regulares ou Lang e com torção para direita ou esquerda.

Figura 3 – Modelos de cabos regular e Lang



Fonte: Catálogo CIMAF (2018)

A torção regular possui arames dispostos em sentido oposto à torção principal, proporcionando maior estabilidade, resistência ao desgaste e facilidade de manuseio — ideal para cargas estáticas e aplicações que exigem estabilidade. Já a torção Lang tem arames e pernas no mesmo sentido, oferecendo maior flexibilidade e resistência à abrasão, porém menor estabilidade e resistência a amassamentos.

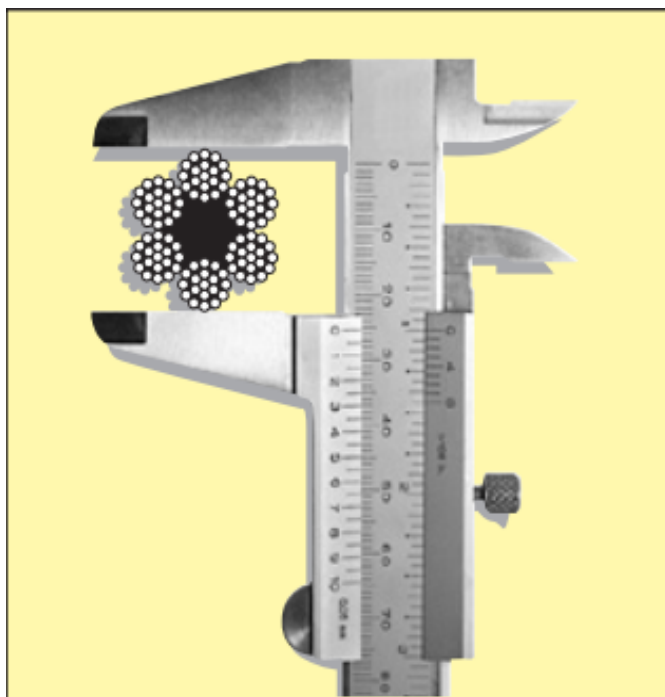
O uso de cabos Lang com alma de fibra deve ser evitado, exceto em aplicações específicas, como linhas aéreas. Assim, a escolha da torção deve considerar tipo de carga, flexibilidade e segurança operacional, sempre conforme as recomendações normativas.

2.1.5 Diâmetro

O diâmetro do cabo, deve ser obtido medindo-se em uma parte reta de aço, em 2 posições com espaçamento mínimo de 1 m. Em cada posição, devem ser efetuadas duas medições, com defasagem de 90°, do diâmetro do círculo circunscrito. A média dessas 4 medições deve ser o diâmetro real.

Pode-se observar na figura (4) o posicionamento correto do paquímetro na medição do diâmetro do cabo.

Figura 4 – Posicionamento correto do paquímetro na medição do diâmetro



Fonte: Catálogo CIMAF

Para o dimensionamento do diâmetro do cabo de aço, pode-se recorrer a norma NBR 8400, segundo a equação (1):

$$d_c = Q\sqrt{T} \quad (1)$$

Nessa equação o valor de Q através de um grupo de mecanismos tabelado que está relacionado ao estado de solicitação e a classe de funcionamento, previstas na NBR 8400.

A tabela (1) mostra a classe de funcionamento de acordo com o tempo médio de funcionamento diário estimado em horas.

Tabela 1 — Classe de funcionamento

Classe de funcionamento	Tempo médio de funcionamento diário estimado (h)	Duração total teórica da utilização (h)
V0,25	$t_m \leq 0,5$	≤ 800
V0,5	$0,5 < t_m \leq 1$	1600
V1	$1 < t_m \leq 2$	3200
V2	$2 < t_m \leq 4$	6300
V3	$4 < t_m \leq 8$	12500
V4	$8 < t_m \leq 16$	25000
V5	$t_m > 16$	50000

Fonte: Tabela 20 da NBR 8400

A tabela (2) mostra o estado de solicitação dos mecanismos de acordo com o que estará sujeita a aplicação.

Tabela 2 — Estado de solicitação de mecanismo

Estados de solicitação	Definição	Fração da solicitação máxima
1	Mecanismos ou elementos de mecanismos sujeitos a solicitações reduzidas e raras vezes a solicitações máximas	P = 0
2	Mecanismos ou elementos de mecanismos submetidos, durante tempos sensivelmente iguais, a solicitações reduzidas, médias e máximas	P = 1/3
3	Mecanismos ou elementos de mecanismos submetidos na maioria das vezes a solicitações próximas à solicitação máxima	P = 2/3

Fonte: Tabela 21 da NBR 8400

Na tabela (3) mostra o cruzamento das informações das tabelas (1) e (2) para definir o grupo de mecanismo do equipamento.

Tabela 3 — Grupo de mecanismo

Estados de solicitação	Classes de funcionamento						
	V 0,25	V 0,5	V1	V2	V3	V4	V5
1	1Bm	1Bm	1Bm	1Am	2m	3 m	4 m
2	1Bm	1Bm	1Am	2 m	3 m	4 m	5 m
3	1Bm	1Am	2 m	3 m	4 m	5 m	5 m

Fonte: Tabela 23 da NBR 8400

Com o grupo de mecanismo definido pode-se recorrer a tabela (4) que fornecerá os valores mínimos de Q de acordo com o tipo de construção do cabo.

Tabela 4 — Valores mínimos de Q

Grupo de mecanismo	Valores mínimos de Q	
	Cabo normal	Cabo não rotativo
1 Bm	0,265	0,280
1 Am	0,280	0,300
2 m	0,300	0,335
3 m	0,335	0,375
4 m	0,375	0,425
5 m	0,425	0,475

Fonte: Tabela 27 da NBR 8400

Para determinar o valor de T da equação (1) que é o esforço máximo de tração nos cabos de aço, é preciso determinar um esquema de movimentação das polias onde irá correr os cabos dos cabos. Segundo Rudenko (1976) pode-se calcular segundo a equação (2):

$$T = \frac{m_q}{(z+1) \cdot \eta} \quad (2)$$

Onde z é o número de polias, e η a eficiência dessas polias. Pode-se utilizar na equação (2) apenas o número de polias ao invés do número de polias adicionado de um para quando o cabo for fixado em uma das extremidades.

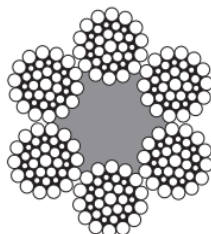
Após calculado o diâmetro primitivo do cabo recorre-se ao catálogo do fabricante para a escolha do valor adequado de diâmetro de acordo com o cabo escolhido.

A tabela (5) apresenta um exemplo de catálogo do fabricante para um tipo de cabo, com os diâmetros de cabos fabricados, assim temos que tomar como diâmetro nominal do cabo o diâmetro

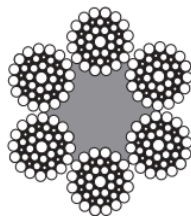
em milímetro imediatamente superior ao diâmetro calculado.

Tabela 5 — Cabos da Classe 6x36 – Alma de fibra

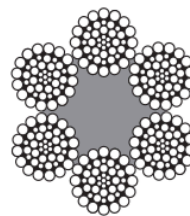
9.8 Cabo de aço classe 6x36 - Alma de fibra



6x36 Warrington-Seale
1+7+(7+7)+14



6x41 Warrington-Seale
1+8+(8+8)+16



6x47 Warrington-Seale
1+6/8+(8+8)+16

Diâmetro		Massa Aprox. (kg/m)	Carga de Ruptura Mínima (tf)	
mm	pol.		IPS	EIPS
6,4	1/4"	0,150	2,50	2,72
8,0	5/16"	0,228	3,90	4,26
9,5	3/8"	0,353	5,55	6,10
11,5	7/16"	0,479	7,88	8,27
13,0	1/2"	0,580	10,10	10,80
14,5	9/16"	0,786	12,50	13,60
16,0	5/8"	0,919	15,20	16,80
19,0	3/4"	1,359	22,00	24,00
22,0	7/8"	1,842	29,50	32,60
26,0	1"	2,376	38,50	42,60
29,0	1.1/8"	3,064	50,10	53,90
32,0	1.1/4"	3,770	60,10	66,50
35,0	1.3/8"	4,687	73,00	80,50
38,0	1.1/2"	5,530	86,50	95,80
45,0	1.3/4"	7,628	117,70	130,40
52,0	2"	9,978	153,80	170,30

Fonte: Tabela 9.8 CIMAF

2.1.6 Lubrificação

A lubrificação é essencial para a durabilidade e o desempenho dos cabos de aço, pois reduz o atrito entre arames e componentes como polias e tambores, além de proteger contra a corrosão (CIMAF, 2018). Durante a fabricação, o cabo recebe um lubrificante inicial, mas é indispensável a relubrificação periódica ao longo do uso.

A falta desse cuidado pode causar oxidação, desgaste acelerado e perda de resistência. O lubrificante deve ter boa aderência, viscosidade adequada, estabilidade, proteção anticorrosiva e compatibilidade química com o original. Antes da reaplicação, recomenda-se a limpeza com escovas metálicas, evitando solventes que possam danificar a alma de fibra.

A aplicação é mais eficiente quando feita de forma contínua, por imersão, gotejamento ou pulverização, especialmente nos pontos de contato com polias e tambores, onde há maior abertura entre as pernas. Um plano de lubrificação adequado garante vida útil prolongada e desempenho confiável, sendo comparável à manutenção essencial de qualquer equipamento mecânico.

2.1.7 Indicação da aplicação

A aplicação é crucial no dimensionamento do cabo aqui tem que ser levado em conta fatores como a exposição do cabo a corrosão que vai indicar por exemplo a necessidade ou não de lubrificação, assim como também determinar os períodos em que elas vão ocorrer, determinar a construção do cabo e a torção adequada e também o fator de segurança de acordo com essa aplicação.

Segundo a CIMAF (2018), os fatores de segurança que envolvem aplicações de cabos de aço são listados na tabela (6).

Tabela 6 — Valores do FS

Aplicações	Fatores de Segurança
Cabos e cordoalhas estáticas	3 a 4
Cabo para tração no sentido horizontal	4 a 5
Guinchos, guindastes, escavadeiras	5
Pontes rolantes	6 a 8
Talhas elétricas	7
Guindaste estacionário	6 a 8
Lingas	5
Elevadores de obra	8 a 10
Elevadores de passageiros	12

Fonte: Tabela FS CIMAF (2018)

2.1.8 Acabamento

O acabamento influencia diretamente a resistência à corrosão e ao atrito do cabo. Existem dois tipos principais:

Galvanizado: indicado para ambientes agressivos ou úmidos. Possui camada uniforme de zinco aplicada por zincagem a fogo ou eletrolítica, podendo ser retrefilado para maior uniformidade. Esse acabamento aumenta a resistência à corrosão e à fadiga por flexão.

Polido: mais comum e econômico, oferece menor atrito e melhor desempenho mecânico em aplicações gerais, além de facilitar o manuseio seguro do cabo. A escolha depende das condições ambientais e do nível de proteção requerido.

2.1.9 Categoria de resistência dos arames à tração e a Carga de Ruptura Mínima (CRM)

Os arames utilizados nos cabos da CIMAF passam por rigorosos ensaios de qualidade,

assegurando resistência e durabilidade (CIMAF, 2018). As categorias de resistência refletem as propriedades mecânicas do cabo, sendo as principais:

PS (1370–1770 N/mm²), IPS (1570–1960), EIPS (1770–2160), EEIPS (1960–2160) e SHT (2160–2350).

A categoria SHT representa o nível mais alto de resistência, ideal para aplicações que exigem alta tração e baixo peso, oferecendo até 10% mais capacidade de ruptura que a EEIPS. Esses cabos, geralmente com alma de aço independente (AACI), também apresentam maior resistência à abrasão, amassamentos e choques mecânicos.

A carga de ruptura mínima (CRM) corresponde à força necessária para romper o cabo sob tração direta, sendo calculada com base na resistência dos arames e na construção do cabo. Ensaio laboratoriais garantem que o cabo atenda ao fator de segurança exigido pela aplicação, assegurando confiabilidade em operações industriais e estruturais. A equação (3) tem como finalidade verificar se o cabo atende os requisitos do fator de segurança.

$$\frac{CRM}{T} > F_s \quad (3)$$

2.1.10 Comprimento

Para o cálculo do comprimento necessário do cabo em uma máquina de elevação, é necessário conhecer previamente a altura a qual a carga será elevada, o sistema de flexão das polias será comentado mais à frente. Com a equação (4) determina-se o comprimento do cabo de aço.

$$L_c = (z + 1) \cdot h_m \quad (4)$$

Pode-se utilizar na equação (4) apenas o número de polias z , ao invés do número de polias adicionado de um, para quando o cabo for fixado em uma das extremidades.

É importante observar que caso o cabo necessite fazer curvas adicionais ou mudanças de direções específicas de uma aplicação essas têm que ser consideradas a parte no cálculo do comprimento.

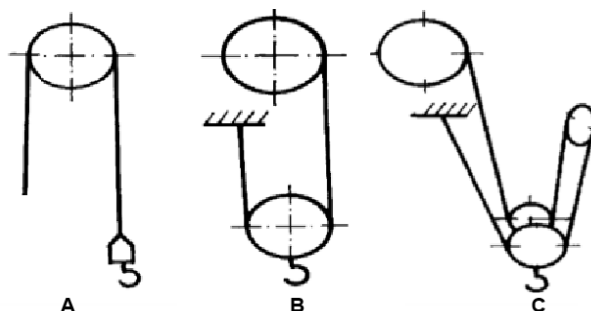
2.2 Polias

O capítulo 4 do livro Máquinas de Elevação e Transporte (Rudenko, 1976) apresenta uma análise detalhada sobre as polias e sistemas de polias, destacando sua importância para a eficiência e segurança em máquinas de elevação. As polias, classificadas em fixas e móveis, atuam na redistribuição de forças e na otimização do esforço aplicado durante a movimentação de cargas, equilibrando força, velocidade e estabilidade operacional.

As polias fixas, também chamadas de polias de guia, têm como principal função redirecionar o cabo de tração sem alterar a magnitude da força. São amplamente utilizadas em sistemas que exigem mudança de direção da carga, como guindastes e pontes rolantes. Já as polias móveis proporcionam ganho mecânico, reduzindo a força necessária para elevação ao distribuir o peso da carga por várias seções do cabo, embora aumentem o comprimento total necessário e, consequentemente, o atrito.

A figura (5) mostra uma polia fixa (A), uma polia móvel (B) e um sistema com os dois tipos de polia (C).

Figura 5 – Polia fixa, móvel e combinadas

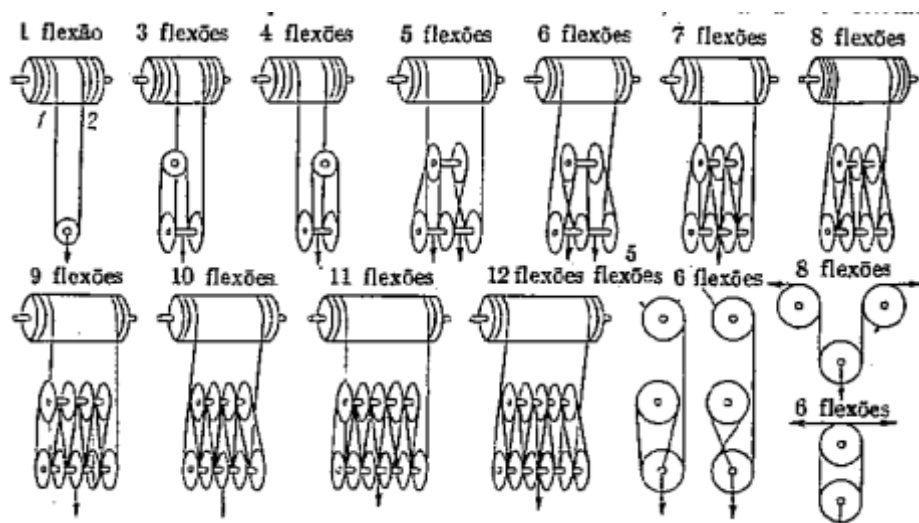


Fonte: Rudenko 1976

Os sistemas de polias podem ser projetados para ganho de força ou ganho de velocidade. No primeiro caso, comum em guindastes e guinchos, prioriza-se a redução da força necessária para movimentar grandes cargas, alcançando eficiências de até 94% dependendo da qualidade do projeto. Já os sistemas voltados à velocidade, como os usados em elevadores, favorecem o transporte rápido de cargas menores, embora com menor eficiência de tração (RUDENKO, 1976).

A figura (6) apresenta sistemas de flexões possíveis para sistemas de elevação de carga.

Figura 6 – Alguns tipos de flexões possíveis



Fonte: Rudenko 1976

Apesar das vantagens, sistemas múltiplos de polias apresentam limitações técnicas, como o aumento do atrito interno e da complexidade mecânica. Segundo Rudenko (1976), a eficiência depende diretamente da configuração e do número de partes do cabo. Em sistemas de quatro flexões, a eficiência atinge cerca de 94%, podendo elevar até 25 toneladas; com seis flexões, cai para 92%, suportando até 50 toneladas; e em oito flexões, reduz-se para 90%, permitindo cargas de até 75 toneladas. Configurações com dez ou doze flexões, utilizadas para cargas acima de 100 toneladas, apresentam maior perda de eficiência devido ao aumento do atrito.

Mesmo com essas perdas, os ganhos em força e capacidade justificam o uso de sistemas complexos em equipamentos pesados, como guindastes e plataformas industriais. Contudo, exigem precisão no alinhamento, lubrificação adequada e manutenção regular, garantindo que a redistribuição de esforços ocorra de forma eficiente e segura. Assim, os sistemas de polias

permanecem indispensáveis na engenharia de elevação, permitindo o manuseio de grandes cargas com menor esforço e maior estabilidade operacional..

2.2.1 Cálculo do diâmetro interno da polia

Agora para dimensionar o diâmetro da polia primeiro é importante lembrar que segundo a fabricante de cabos CIMAF, para uma boa utilização do cabo sua curvatura tem de ser de no mínimo 20 vezes o tamanho do seu diâmetro, sendo assim uma polia com diâmetro menor que esse valor não poderia ser utilizada. Segundo a norma ABNT 8400 pode-se utilizar a equação (5).

$$D = H_1 \cdot H_2 \cdot d_c \quad (5)$$

A tabela (7) apresenta os valores de H_1 de acordo com o grupo mecanismo obtido da tabela (3).

Tabela 7 — Valores de H_1

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

Fonte: Tabela 28 da NBR 8400

A tabela (8) apresenta os valores de H_2 de acordo com o valor das flexões que sofrerá o cabo, onde $W=1$ para 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), $W=0$ para polias de compensação, W_t é a soma dos W obtidos sobre os enrolamentos onde passa efetivamente o cabo:

Tabela 8 — Valores de H_2

W_t	≤ 5	6 a 9	≥ 10
H_2	1	1,12	1,25

Fonte: Tabela 29 da NBR 8400

Segundo a norma, o diâmetro nominal mínimo deve ser determinado em função do diâmetro primitivo calculado, adotando-se o valor nominal padronizado equivalente, imediatamente superior, em milímetros: 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

2.3 Tambor

De acordo com a NBR 11375, os tambores para cabos de aço em equipamentos de levantamento podem ser fabricados em aço laminado, aço fundido ou ferro fundido, conforme as exigências mecânicas e operacionais do sistema.

O aço laminado, especialmente o ASTM A36, destaca-se pela boa resistência à tração

(400–550 MPa), ductilidade e excelente soldabilidade. Já os aços ABNT 1040 e 1045 (SAE 1040/1045), com maior teor de carbono, oferecem dureza e resistência superiores, sendo ideais para tambores submetidos a tensões elevadas.

O aço fundido, conforme a EB-125 (Grau AF-N4220), combina alta resistência mecânica e tenacidade, além de permitir formas complexas e suportar cargas elevadas sem deformações significativas — características essenciais para aplicações severas.

O ferro fundido, segundo a EB-126, apresenta boa absorção de vibrações, resistência ao desgaste e excelente usinabilidade, embora tenha menor resistência à tração. É amplamente utilizado em sistemas onde o custo e a durabilidade superficial são prioritários.

Assim, a seleção do material deve considerar fatores como carga operacional, ambiente, durabilidade e custo. O aço laminado é preferível em aplicações que exigem resistência e soldabilidade; o aço fundido, para geometrias complexas e grandes cargas; e o ferro fundido, quando a absorção de vibrações e a economia são determinantes.

A conformidade com a NBR 11375 garante que os tambores atendam aos requisitos estruturais e de segurança, assegurando eficiência e longevidade nos sistemas de elevação e movimentação de cargas.

2.3.1 Diâmetro nominal

O diâmetro primitivo do tambor deve ser determinado em função do cabo de aço, conforme indicado na NB-283 pela mesma equação (5) prevista na NBR 8400 para o cálculo do diâmetro das polias. Segundo a norma NBR 8400 o diâmetro nominal mínimo deve ser determinado em função do diâmetro primitivo calculado, adotando-se o valor nominal padronizado equivalente, imediatamente superior, em milímetros: 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000. Para valores superiores aos acima indicados, utilizar a série de números normalizados conforme NB-72.

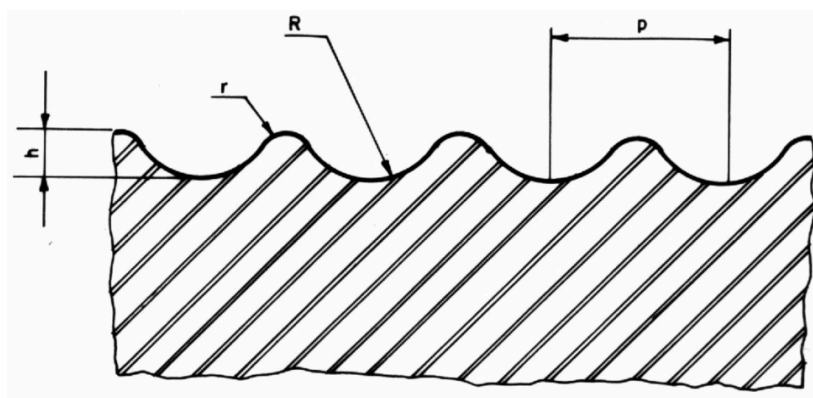
2.3.2 Diâmetro das ranhuras

Segundo a norma o número de ranhuras do tambor pode ser calculado segundo a equação (6).

$$n = \frac{L_c}{\pi \cdot d_t} \quad (6)$$

Pode-se observar na figura (7) as variáveis das ranhuras.

Figura 7 – Ranhuras do tambor



Fonte: Figura 2 da NBR 11375 PB1447

A tabela (9) mostra os valores das variáveis segundo o diâmetro determinado do cabo.

Tabela 9 — Dimensões das ranhuras

Diâmetro do cabo	h	p	R	r	Tolerância de R(+)
6,4	2,5	7,5	3,5	0,5	0,1
8	3,0	9,5	4,5		
9,5	3,5	11	5,0		
11,5	4,5	13	6,5		
13	5,0	15	7,0	0,8	0,2
14,5	5,5	17	7,5		
16	6,0	18	8,5		
19	7,5	21	10,0		
22	8,5	25	12,0		
26	10,0	29	13,5		
29	10,5	32	15,5		
32	12,0	35	16,5		
35	13,5	38	18,5	1,6	0,4
38	14,5	42	20,0		
42	16,0	46	22,5		
45	17,0	49	24,0		
48	18,0	52	26,0		
51	19,0	56	27,5		

Fonte: Tabela 1 da NBR 11375 PB1447

2.3.3 Comprimento

Segundo Rudenko (1976) comprimento do tambor pode ser calculado com a equação (7):

$$L_t = (n + 12) \cdot p \quad (7)$$

De acordo com a NBR 11735, assim como a ISO 4308, é essencial que a proporção entre o diâmetro do tambor e do cabo seja adequada para evitar tensões excessivas e aumentar a vida útil do equipamento. Além disso, recomenda-se o uso de tambores de aço com tratamento térmico para maior resistência ao desgaste e menor necessidade de manutenção (JCL Cabos de Aço, 2024) e para verificar se não haverá nenhuma inconsistência na relação do comprimento com o diâmetro do tambor é necessário fazer a seguinte verificação da equação (8).

$$L_t \leq 4,5d_t \quad (8)$$

2.3.4 Espessura útil da chapa do tambor

Para calcular a espessura necessária da chapa do tambor podemos recorrer a equação (9) traga pela literatura.

$$C_t = \frac{T}{\sigma_{adm} \cdot p} \quad (9)$$

Como é usual o uso de revestimentos, calcula-se a espessura total do revestimento segundo a NBR 11375 com a equação (10), onde x que é a sobre espessura para usinagem é determinado entre 2 e 4 milímetros de acordo com o diâmetro do tambor, o valor de h é retirado da tabela (9):

$$e = h + x + C_t \quad (10)$$

A verificação na tensão final, para observar se ela é menor que a tensão admissível adotada, para tal, segundo Rudenko (1976) faz-se segundo a equação (11):

$$0,96 \cdot T \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{d_t^2 \cdot h^6}} < \sigma_{adm} \quad (11)$$

Assim como no caso dos cabos após o cálculo da espessura da chapa é necessário consultar um catálogo de fabricante das chapas do material escolhido como no exemplo da tabela (10) que traz valores de chapas de aço nos materiais mais comuns dos tambores, assim temos que tomar como espessura nominal da chapa do tambor em milímetro (ou polegada) imediatamente superior ao diâmetro calculado.

Tabela 10— Chapas de aço ASTM A-36 e SAE 1045

Espessura		Qualidade		kg/m ²
(mm)	(pol)			
3,18	1/8"		SAE 1045	24,96
4,75	3/16"		SAE 1045	37,29
6,35	1/4"	ASTM A-36	SAE 1045	49,85
8	5/16"	ASTM A-36	SAE 1045	62,8
9,53	3/8"	ASTM A-36	SAE 1045	74,81
12,7	1/2"	ASTM A-36	SAE 1045	99,7
15,9	5/8"	ASTM A-36	SAE 1045	124,66
19,1	3/4"	ASTM A-36	SAE 1045	149,54
22,2	7/8"	ASTM A-36	SAE 1045	174,51
25,4	1"	ASTM A-36	SAE 1045	199,39
31,8	1 1/4"	ASTM A-36	SAE 1045	249,24
38,1	1 1/2"	ASTM A-36	SAE 1045	299,09
41,3	1 5/8"	ASTM A-36	SAE 1045	324,05
44,5	1 3/4"	ASTM A-36	SAE 1045	348,93
50,8	2"	ASTM A-36	SAE 1045	398,78
57,2	2 1/4"	ASTM A-36	SAE 1045	448,63
63,5	2 1/2"	ASTM A-36	SAE 1045	498,48
76,2	3"	ASTM A-36	SAE 1045	598,17
88,9	3 1/2"	ASTM A-36	SAE 1045	697,87
102	4"	ASTM A-36	SAE 1045	797,56
114	4 1/2"	ASTM A-36	SAE 1045	897,26
127	5"	ASTM A-36	SAE 1045	996,95
140	5 1/2"	ASTM A-36	SAE 1045	1096,65
152	6"	ASTM A-36	SAE 1045	1196,34
165	6 1/2"	ASTM A-36	SAE 1045	1296,04
178	7"	ASTM A-36	SAE 1045	1395,73
203	8"	ASTM A-36	SAE 1045	1595,12
229	9"	ASTM A-36	SAE 1045	1794,51
254	10"	ASTM A-36	SAE 1045	1993,9
279	11"	ASTM A-36	SAE 1045	2193,29

Fonte: Catálogo SC Aços

2.3.5 Peso próprio do tambor

O conhecimento do peso próprio do sistema de operação é fundamental no projeto, instalação e uso de máquinas de elevação, pois influencia diretamente a capacidade de carga, a segurança e a eficiência do equipamento. Esse peso engloba cabos, polias, tambores e demais componentes estruturais, devendo ser considerado no cálculo da carga total suportada para evitar sobrecarga e falhas estruturais.

Além disso, o peso dos componentes afeta a estabilidade operacional, especialmente em guindastes e plataformas móveis, onde variações no centro de gravidade podem causar tombamentos ou desequilíbrios. Também interfere nas tensões atuantes em cabos e polias, podendo aumentar o desgaste mecânico e reduzir a vida útil do sistema.

Outro fator relevante é o desempenho energético: sistemas mais pesados exigem maior potência de acionamento, elevando o consumo de energia e os custos operacionais. Assim, o controle do peso contribui para projetos mais leves, eficientes e sustentáveis.

Por fim, conhecer o peso próprio do sistema é essencial para manutenções preventivas e corretivas, garantindo que substituições e reparos sejam realizados de forma segura e compatível com o dimensionamento original do equipamento.

Portanto, o conhecimento do peso próprio do sistema de operação é indispensável para o

dimensionamento adequado, a segurança e o desempenho eficiente de máquinas de elevação de carga. Esse parâmetro permite projetar sistemas mais robustos e confiáveis, atendendo às demandas específicas de cada aplicação e reduzindo os riscos associados à operação através da equação (12).

$$P_p = m_c + m_t + m_p \quad (12)$$

As massas do cabo, do tambor e das polias podem ser obtidos nos catálogos de fabricantes de acordo com as dimensões escolhidas como podemos observar nas tabelas (5) e (10), mas também podem ser calculadas de acordo com o material e sua geometria.

3 Análise e Discussão de Resultados

Tendo visto então todo processo e precauções necessárias para o projeto de sistemas operacionais de elevação de carga pode-se observar no Anexo I que coloca em prática um projeto teórico de um elevador tipo talha que deverá elevar uma carga de até 10 toneladas a 9 metros de altura, operando dentro de uma fábrica, que deverá ser construído com: Cabo CIMAFA 36 m de comprimento, 6x41 *Warrington-Seale*, alma de fibra, não rotativo, performado, lubrificação normal, IPS, diâmetro de 22 mm, polias de ferro fundido com diâmetro de 450 mm de diâmetro, tambor construído em aço inoxidável (ASTM – A36) SC Aços, com comprimento de 825 mm, diâmetro de 560 mm, com chapa de espessura de 31,8 mm, composta de 21 ranhuras, de passo 25 mm profundidade 8,5 mm e raio de ranhura de 12 mm, com peso total do sistema de 459 Kg.

Nos equipamentos de musculação, os cabos de aço desempenham um papel crucial ao garantir a segurança, durabilidade e eficiência durante o uso. Esses cabos, geralmente possuem um diâmetro de 1/8 " (cerca de 3,2 mm), sendo revestidos com materiais como nylon ou PVC. Esse revestimento eleva o diâmetro total para aproximadamente 4 mm, proporcionando proteção contra desgaste, corrosão e abrasão. Além disso, o revestimento melhora o deslizamento do cabo no sistema, reduzindo o atrito e aumentando a vida útil do conjunto.

A construção típica desses cabos é a 6x7, que consiste em seis pernas, cada uma formada por sete arames de aço. Essa configuração oferece um equilíbrio adequado entre flexibilidade e resistência, características essenciais para lidar com as demandas de carga e movimento nos aparelhos de musculação. A flexibilidade permite ao cabo ajustar-se aos ângulos de curvatura impostos pelas polias, enquanto sua resistência garante segurança durante o levantamento de pesos (SIVA, 2023).

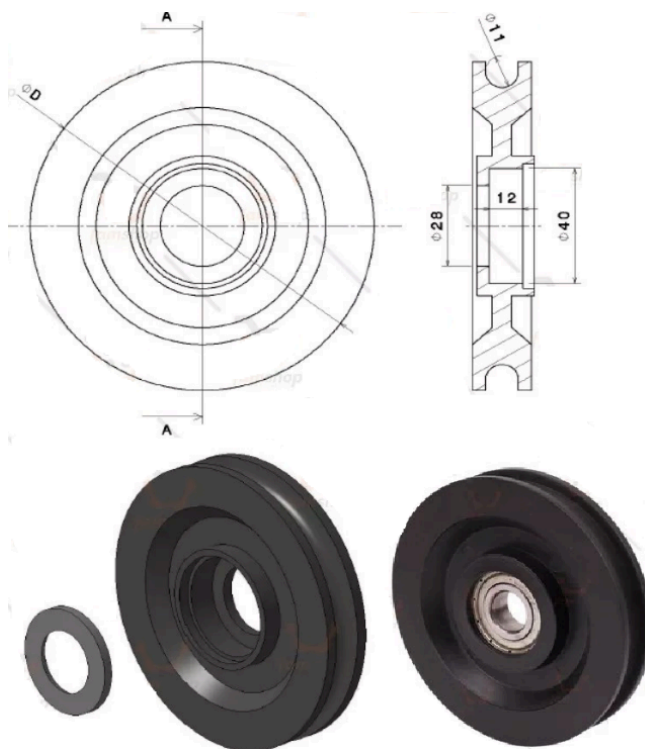
Quanto à torção, os cabos utilizados em academias geralmente possuem torção regular à direita. Nesse tipo de torção, os arames nas pernas são torcidos em sentido oposto ao das pernas no cabo, resultando em maior estabilidade e menor tendência ao desenrolamento sob tensão. Essa característica é especialmente importante para evitar falhas durante o uso contínuo do equipamento (SIVA, 2023).

A carga de ruptura também é um parâmetro técnico essencial. Um cabo de aço de construção 6x7 com alma de fibra e diâmetro de 3,2 mm, por exemplo, pode suportar cargas de ruptura mínimas de 610 Kg. Essa resistência é fundamental para assegurar que o cabo suporte os esforços aplicados sem comprometimento da integridade estrutural (CIMAFA, 2018).

Segundo a CABOFER a vida útil de um cabo de aço utilizado em equipamentos de desse tipo, pode variar geralmente entre 1 a 2 anos, dependendo de diversos fatores como a frequência de uso e manutenção adequada.

No Anexo II pode-se observar um dimensionamento de cabo e polias para um Pulley utilizado na musculação que deveria contar com 3,6 m de cabo 6x7, alma de fibra, não rotativo, performado, lubrificação normal, revestido em nylon, IPS, de 4 mm de diâmetro. Com polias em plástico reforçado de no mínimo 90 mm que pode ser observado na figura (8).

Figura 8 – Polia dos equipamentos de Musculação



Fonte: FAM shop

Ao ser analisado este equipamento em uma academia local, observa-se que devido à falta de instrução do profissional que faz manutenção, a utilização de um cabo com diâmetro inferior ao recomendado como pode ser observado na figura (9).

Figura 9 – Cabo utilizado em *pulley*



Fonte: Autor

Esse cabo como pode-se observar na figura (10) é de construção 6x7, é pré-formado, possui alma de fibra, é não rotativo e possui revestimento de nylon, porém mesmo assim veio a romper com menos de uma semana de uso no equipamento.

Figura 10 – Cabo utilizado em pulley



Fonte: Autor

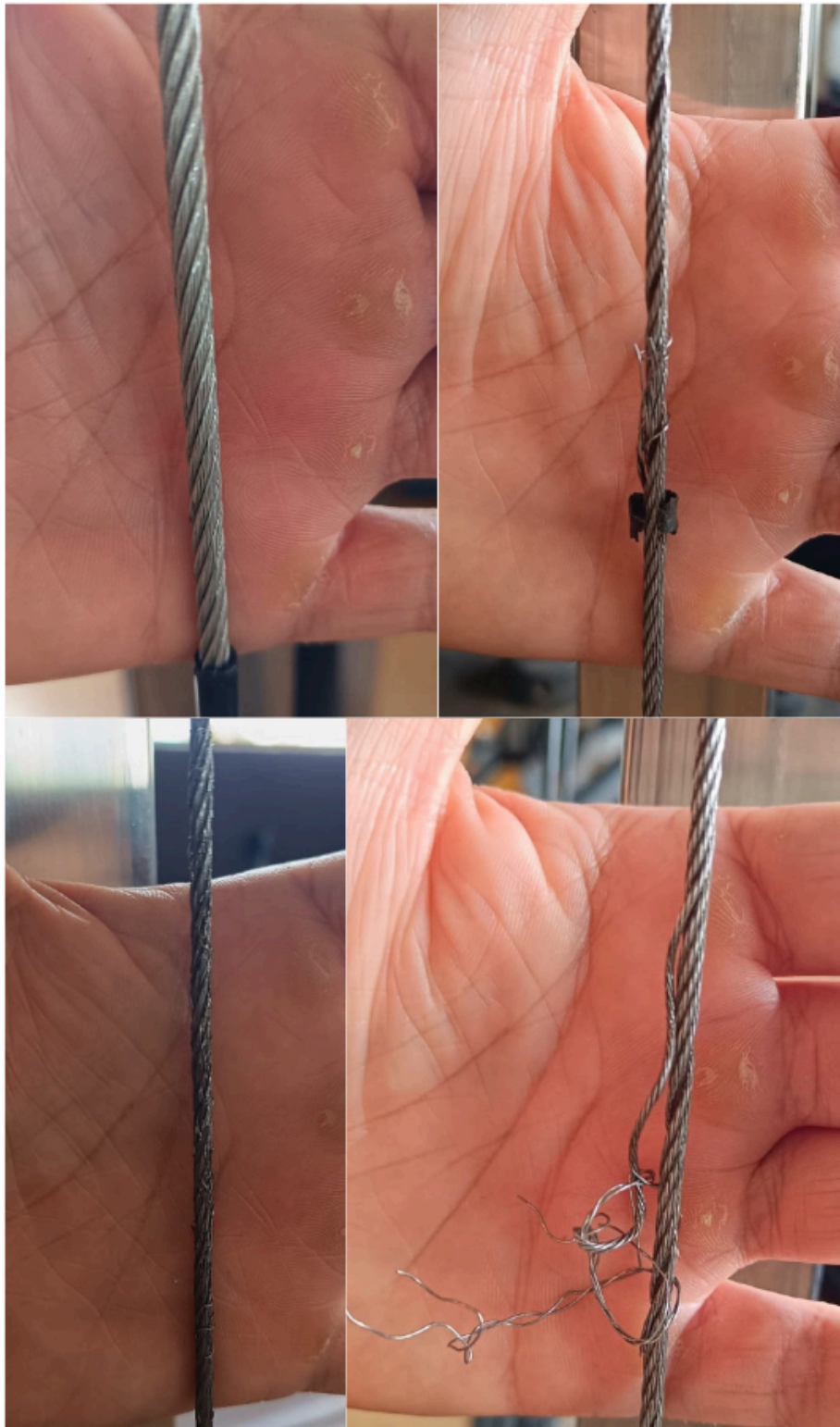
Observa-se que a utilização de um cabo de menor diâmetro, apesar de manter em um primeiro momento o funcionamento da máquina, traz serias consequências no uso contínuo, reduzindo drasticamente a vida útil do cabo e causando acidentes perigosos, esse por sorte resultou apenas em um susto, onde a pessoa que utilizava o equipamento percebeu o eminente rompimento e conseguiu não se ferir.

No Anexo III pode-se observar um dimensionamento de cabo e polias para um Cross Over utilizado na musculação que deveria contar com 9,2 m de cabo 6x7, alma de fibra, não rotativo, pré-formado, lubrificação normal, revestido em nylon, IPS, de 3,2 mm de diâmetro. Com polias em plástico reforçado de no mínimo 90 mm assim como a da figura (8).

Na academia local o equipamento utiliza o mesmo cabo de aço que pode ser observado na figura (9), porém apesar de estar exatamente como o dimensionado no anexo, ele também tem tido valores de vida útil abaixo do esperado durando em torno 2 a 3 meses apenas.

Na figura (11) é possível observar que esse rompimento prematuro do cabo ocorreu devido a um desgaste excessivo perdendo rapidamente a proteção de nylon que tem justamente a função de amenizar atritos com as polias e por fim foi desgastando o cabo continuamente.

Figura 11 – Cabo utilizado em Cross Over



Fonte: Autor

Ao ser analisado o cabo em partes diferentes pode-se ver vários níveis de desgastes, o

rompimento do revestimento, perda de diâmetro por desgaste dos arames externos, esse na parte onde a polia possui maiores problemas, desenrolamento e rompimento de perna. Olhando para as polias onde esse cabo corre no equipamento podemos observar estrias como mostra na figura (12) resultado do desgaste do conjunto por muito atrito.

Figura 12 – Polia do Cross Over



Fonte: Autor

É possível observar no canal da polia um desgaste severo de abrasão com o cabo o que fez

com que o canal se deformar-se por completo atrapalhando todo funcionamento da polia. A não substituição dessa polia ao se substituir o cabo danificado por um cabo novo faz com que o novo cabo tenha uma vida útil ainda menor. Foi possível observar um claro desbalanceamento no funcionamento dessa polia que além de tornar a vida útil do equipamento muito pequena ainda faz com que a sua aplicação de uso seja prejudicada.

Foi possível observar também alguns outros detalhes nesses equipamentos como o desalinhamento das polias, o esticamento do cabo com certa folga que também tiveram suas parcelas de prejuízo no encurtamento da vida útil desses equipamentos.

É possível fazer uma pequena análise econômica do gasto com material dentro do período de vida útil mínimo de um ano com esses dois equipamentos de acordo com seus componentes (cabos e polias).

Uma consulta a vendedores do cabo 6x7, alma de fibra, não rotativo, performado, lubrificação normal, revestido em nylon, IPS, de 3,2 mm de diâmetro, apurasse o preço médio do produto em R\$ 4,00 o metro de cabo, enquanto o cabo 6x7, alma de fibra, não rotativo, performado, lubrificação normal, revestido em nylon, IPS, de 4 mm de diâmetro, custa em média R\$ 6,00 o metro. As polias de 90 mm da figura (8) custam em média R\$ 20,00 a unidade.

Fazendo-se a análise da manutenção da máquina Cross over vista no Anexo III que utiliza 9,2 metros de cabo e possui 7 polias, de cada lado, se utilizada da maneira incorreta que a fez romper com dois meses teria de ser substituído o cabo 6 vezes ao longo do tempo de um ano que resultaria em um gasto com cabo de R\$ 220,80 de cada lado. Porém com uma manutenção correta substituindo todas as polias danificadas por novas polias e considerando que assim o cabo iria ter o seu tempo de vida útil de um ano teríamos um gasto de R\$ 176,80 em cada lado.

Da mesma maneira fazendo-se a análise da manutenção da máquina Pulley vista no Anexo II que utiliza 3,6 metros de cabo e possui 5 polias se utilizada da maneira incorreta que a fez romper com uma semana teria de ser substituído o cabo 52 vezes ao longo do tempo de um ano que resultaria em um gasto com cabo de R\$ 748,80. Porém com uma manutenção correta substituindo todas as polias danificadas por novas polias, utilizando o cabo de diâmetro adequado e considerando que assim o cabo iria ter o seu tempo de vida útil de um ano teríamos um gasto de R\$ 121,60.

Somando-se os gastos com equipamento em uso inadequado durante um ano temos um então um total de R\$ 1190,40, enquanto o total dos gastos ao utilizar os adequados são de R\$ 475,20, uma diferença de R\$ 715,20 anual em apenas dois equipamentos. Levando em consideração o tempo de vida útil esperado mínimo do material de um ano, essa diferença ficaria ainda maior se considerarmos que o conjunto funcionaria adequadamente por 2 anos, o que reforça ainda mais a importância da utilização adequada dos componentes.

4 Conclusões

Podemos concluir a partir desse trabalho que demonstrou a importância do planejamento criterioso na escolha e dimensionamento de cabos de aço, polias e tambores, bem como na consideração dos fatores operacionais, como forças atuantes, desgaste e manutenção. Cada componente do sistema tem um papel crucial para a eficiência, segurança e durabilidade do equipamento, sendo essencial seguir rigorosamente as normas técnicas, como a NBR 8400 e a NBR 11375.

Também pode-se ressaltar que falhas no dimensionamento e na seleção de materiais podem resultar em sérios problemas, como desgaste prematuro, perda de eficiência e até mesmo acidentes. Esse cenário evidencia a necessidade de projetos integrados, nos quais as interações entre os componentes sejam avaliadas de forma sistêmica.

Além disso, a análise prática de equipamentos de musculação destacou a relevância da manutenção preventiva e da adequação técnica em contextos aparentemente simples. O uso inadequado de cabos ou polias foi identificado como um fator comum de falhas que diminuem a vida útil do equipamento trazem prejuízos financeiros e em causam acidentes com os usuários do equipamento o que reforça a importância de capacitar os profissionais responsáveis pela manutenção.

Financeiramente falando é importante reforçar o gasto 250% do que o valor que deveria ser gasto caso os equipamentos corretos fossem utilizados, o que gera um prejuízo muito grande a longo prazo para o dono do estabelecimento e consequentemente para os usuários já que com o aumento dos custos de manutenção aumentam também as mensalidades.

Por fim, pode-se destacar a necessidade de uma continuidade desse estudo para o restante do conjunto que faz parte de um sistema de elevação de carga, como o sistema de enganchamento da carga, a estrutura de suporte do sistema, o sistema de operação e o sistema de segurança entre vários outros detalhes tão importantes para o prolongamento da vida útil e da segurança na utilização desse tipo de equipamento.

Referências

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 11375: Inspeção de segurança em equipamentos de guindar para elevação de cargas – Procedimento. Rio de Janeiro: ABNT, 1989.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR-8400: Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas. São Paulo, 2013.

CEFET-RJ. Seleção de componentes mecânicos em máquinas de elevação. Disponível em: <<http://www.cefet-rj.br>>. Acesso em: 5 dez. 2024.

CIMAF. Catálogo técnico: cabos de aço para aplicações industriais. São Paulo: CIMAF, 2018.

RUDENKO, N. A. Máquinas de elevação e transporte. 5. ed. São Paulo: S.A., 1976. Disponível em: <https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/59163179/Livro_Rudenko_Maquinas_de_Elevacao_e_Transporte20190507-122052-ug9xwq.pdf>. Acesso em: 1 dez. 2024.

SIVA. Cabos de aço e suas aplicações. Disponível em: <<https://www.siva.com.br>>. Acesso em: 4 jan. 2025.

USF. Ensaaios mecânicos: segurança em elevação de cargas. Disponível em: <<http://ensaios.usf.edu.br>>. Acesso em: 5 dez. 2024.

UTFPR. Projetos mecânicos de monta-cargas industriais. Disponível em: <<http://repositorio.utfpr.edu.br>>. Acesso em: 5 dez. 2024.

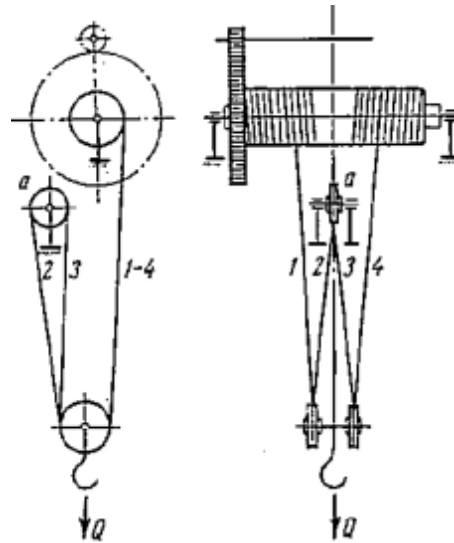
CABOFER Cabos de Aço. Vida útil de um cabo de aço: cuidados e manutenção. Disponível em: <<https://cabofercabosdeaco.com.br/cabos-de-aco/vida-util-de-um-cabo-de-aco>>. Acesso em: 8 jan. 2025.

5 Anexos

5.1 Anexo I

Projeto teórico de sistema operacional de talha uma convencional como a da figura (13). Com os seguintes pré-requisitos: A máquina operara em ambiente fechado com pouca exposição a umidade e a cargas com temperatura ambiente com os seguintes valores de variáveis, $m_q = 10000 \text{ Kg}$, $h_m = 9 \text{ m}$, $t_m = 10 \text{ h/dia}$, $\eta = 0,94$, $F_s = 7$.

Figura 13 – Projeto de SO de talha



Fonte: Rudenko (1976)

Seguindo então os critérios de seleção dos cabos descritos no trabalho para a situação o cabo escolhido será o 6x41 Warrington-Seale, alma de fibra, não rotativo, performado, lubrificação normal, IPS que nos garantira os parâmetros adequados e a segurança desejada.

Utilizando a tabela (1) iremos relacionar o tempo médio de funcionamento diário do equipamento, que no nosso caso será V4, utilizando a tabela (2) temos para nosso caso um estado de solicitação 2 devido as cargas que serão submetidas, utilizando a tabela (3) verificamos que o grupo de mecanismo para o caso é 4 m, por fim na tabela (4) podemos obter o valor de $Q=0,425$.

Utilizando da equação (2) para calcular a tensão no cabo temos:

$$T = \frac{10000}{(3+1) \cdot 0,94}$$

$$T = 2659,57 \text{ kgf}$$

Assim na equação (1) temos:

$$d_c = 0,425 \sqrt{2659,57}$$

$$d_c = 21,917 \text{ mm}$$

Recorrendo a tabela (5) que trata da classe do cabo escolhido teremos um diâmetro padronizado de 22 mm.

Assim utilizando-se dos dados da tabela e da equação (3) temos:

$$\frac{29500}{2659,27} > 7$$

$$11,09 > 7$$

A partir da equação (4), temos:

$$L_c = (3 + 1) \cdot 9$$

$$L_c = 36 \text{ m}$$

Seguindo para as polias na equação (5), se utilizando das tabelas (7) e (8), temos:

$$d_p = 18 \cdot 1,12 \cdot 22$$

$$d_p = 443,52 \text{ mm}$$

$$d_t = 25 \cdot 1 \cdot 22$$

$$d_t = 550 \text{ mm}$$

Tomaremos então as **polias no mínimo com diâmetro de 450 mm** de acordo com a padronização de tamanho proposta na norma que é 20,45 vezes o diâmetro do cabo. Tomaremos então o **tambor com diâmetro de 560 mm** de acordo com a padronização de tamanho proposta na norma.

Seguindo com a equação (6), temos:

$$n = \frac{36}{\pi \cdot 0,56}$$

$$n = 20,46$$

Utilizando-se da tabela (9) e da equação (7), temos:

$$L_t = (21 + 12) \cdot 25$$

$$L_t = 825 \text{ mm}$$

Conferindo a relação do diâmetro do tambor e seu comprimento segundo a equação (8):

$$850 \leq 2520$$

Para a equação (9) e a equação (10), temos:

$$C_t = \frac{2659,27}{6,25 \cdot 25}$$

$$C_t = 17,02 \text{ mm}$$

$$e = 8,5 + 3 + 17,02$$

$$e = 28,52 \text{ mm}$$

Tomaremos então segundo a tabela (10) a **espessura total do revestimento do tambor com $1\frac{1}{4}$ "** de acordo com a padronização de tamanho que equivale a 31,8 mm.

Fazendo a verificação segundo a equação (11), temos:

$$0,96 \cdot 2659,27 \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{560^2 \cdot 8,5^6}} < 6,25$$

$$4,35 < 6,25$$

Por fim com a equação (12), a tabela (5), a tabela (10) e $m_p = 31 \text{ Kg}$, temos:

$$P_p = 66,312 + 361,751 + 31$$
$$P_p = 459 \text{ Kg}$$

Assim temos, portanto, a definição do nosso tambor, construído em aço inoxidável (**ASTM – A36**) revestido com comprimento de 825 mm , diâmetro de 560 mm , com chapa de espessura de $31,8 \text{ mm}$, composta de 21 **ranhuras**, de passo 25 mm profundidade $8,5 \text{ mm}$ e raio de ranhura de 12 mm .

5.2 Anexo II

Projeto teórico de sistema operacional de máquina de elevação de carga utilizada na musculação conhecida como *Pulley* como a da figura (14). Com os seguintes pré-requisitos: A máquina operará em ambiente fechado com pouca exposição a umidade e a cargas com temperatura ambiente com os seguintes valores de variáveis, $m_q = 80 \text{ Kg}$, $h_m = 1,8 \text{ m}$, $t_m = 18 \text{ h/dia}$, $\eta = 0,91$, em relação ao fator de segurança não foram encontrados valores previstos em normas específicos para esse tipo de máquina, mas como se trata de equipamento utilizado por pessoas que pode ocasionar em lesões graves caso haja uma falha será adotado um valor de segurança alto, $F_s = 10$.

Figura 14 – Pulley conjugado



Fonte: Atlântica fitness

Seguindo então os critérios de seleção dos cabos descritos no trabalho para a situação o cabo escolhido será o **6x7, alma de fibra, não rotativo, performado, lubrificação normal, revestido em nylon, IPS** que nos garantira os parâmetros adequados e a segurança desejada.

Utilizando a tabela (1) iremos relacionar o tempo médio de funcionamento diário do equipamento, que no nosso caso será **V5**, utilizando a tabela (2) temos para nosso caso um estado de solicitação **1** devido as cargas que serão submetidas, utilizando a tabela (3) verificamos que o grupo

de mecanismo para o caso é **4 m**, por fim na tabela (4) podemos obter o valor de $Q = 0,425$.

Como o equipamento não conta com nenhuma polia móvel para ganho de força a tensão no cabo é exatamente o peso da carga dividido pela eficiência das polias, portanto:

$$T = \frac{80}{0,91}$$

$$T = 87,912 \text{ kgf}$$

Assim na equação (1) temos:

$$d_c = 0,425\sqrt{87,912}$$

$$d_c = 3,985 \text{ mm}$$

Recorrendo a tabela (11) que trata da classe do cabo escolhido teremos um diâmetro padronizado de **4 mm**.

Tabela (11) — Cabos da Classe 6x7 – Alma de fibra

Diâmetro		Massa Aprox. (kg/m)	Carga de Ruptura Mínima (tf)
mm	pol.		IPS
1,6	1/16"	0,008	0,16
2,4	3/32"	0,018	0,35
3,2	1/8"	0,031	0,61
4,0	5/32"	0,046	0,96
4,8	3/16"	0,065	1,38
6,4	1/4"	0,145	2,50
8,0	5/16"	0,235	3,80
9,5	3/8"	0,376	5,50
14,5	9/16"	0,725	12,30

Fonte: Tabela 9.4 CIMAF

Assim utilizando-se dos dados da tabela e da equação (3) temos:

$$\frac{960}{87,912} > 10$$

$$10,92 > 10$$

Para o cálculo do comprimento do cabo devemos considerar as mudanças de direções do cabo que acontecem na máquina e não só o necessário de elevação como seria calculado na equação (4) assim temos:

$$L_c = 3,6 \text{ m}$$

Seguindo para as polias na equação (5), se utilizando das tabelas (7) e (8), temos:

$$d_p = 18 \cdot 1,12 \cdot 4$$

$$d_p = 80,64 \text{ mm}$$

Tomaremos então as **polias no mínimo com diâmetro de 90 mm** de acordo com a padronização de tamanho proposta na norma que é 22,5 vezes o diâmetro do cabo.

5.3 Anexo III

Projeto teórico de sistema operacional de máquina de elevação de carga utilizada na musculação conhecida como *Cross Over* como a da figura (15). Com os seguintes pré-requisitos: A máquina operará em ambiente fechado com pouca exposição a umidade e a cargas com temperatura ambiente com os seguintes valores de variáveis, $m_q = 80 \text{ Kg}$, $h_m = 1,6 \text{ m}$, $t_m = 18 \text{ h/dia}$, $\eta = 0,84$, em relação ao fator de segurança não foram encontrados valores previstos em normas específicos para esse tipo de máquina, mas como se trata de equipamento utilizado por pessoas que pode ocasionar em lesões graves caso haja uma falha será adotado um valor de segurança alto, $F_s = 10$.

Figura 15 – Cross Over



Fonte: Flex Equipment

Seguindo então os critérios de seleção dos cabos descritos no trabalho para a situação o cabo escolhido será o **6x7, alma de fibra, não rotativo, performado, lubrificação normal, revestido em nylon, IPS** que nos garantira os parâmetros adequados e a segurança desejada.

Utilizando a tabela (1) iremos relacionar o tempo médio de funcionamento diário do equipamento, que no nosso caso será **V5**, utilizando a tabela (2) temos para nosso caso um estado de solicitação **1** devido as cargas que serão submetidas, utilizando a tabela (3) verificamos que o grupo de mecanismo para o caso é **4 m**, por fim na tabela (4) podemos obter o valor de $Q = 0,425$.

O equipamento conta com uma polia móvel para ganho de força a tensão é dado pela equação (4) como:

$$T = \frac{80}{2 \cdot 0,84}$$

$$T = 47,619 \text{ kgf}$$

Assim na equação (1) temos:

$$d_c = 0,425 \sqrt{47,619}$$

$$d_c = 2,933 \text{ mm}$$

Recorrendo a tabela (11) do anexo anterior que trata da classe do cabo escolhido teremos um

diâmetro padronizado de 3,2 mm.

Assim utilizando-se dos dados da tabela e da equação (3) temos:

$$\frac{610}{47,619} > 10$$
$$12,8 > 10$$

Para o cálculo do comprimento do cabo devemos considerar as mudanças de direções do cabo que acontecem na máquina e não só o necessário de elevação como seria calculado na equação (4) assim temos:

$$L_c = 9,2 \text{ m}$$

Seguindo para as polias na equação (5), se utilizando das tabelas (7) e (8), temos:

$$d_p = 18 \cdot 1,25 \cdot 3,2$$
$$d_p = 72 \text{ mm}$$

Tomaremos então as **polias no mínimo com diâmetro de 90 mm** de acordo com a padronização de tamanho proposta na norma que é 28 vezes o diâmetro do cabo.