

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

DIMENSIONAMENTO DE MOLAS HELICOIDAIS DE COMPRESSÃO PARA UM “*SNAKE
LIKE ROBOT*”

por

Tiago Werlang

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2019.

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

CIP - Catalogação na Publicação

Werlang, Tiago
DIMENSIONAMENTO DE MOLAS HELICOIDAIS DE COMPRESSÃO
PARA UM "SNAKE LIKE ROBOT" / Tiago Werlang. -- 2019.
27 f.
Orientador: Rafael Antônio C. Laranja.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2019.

1. Dimensionamento de molas . 2. Robôs Articulados.
I. C. Laranja, Rafael Antônio, orient. II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Tiago Werlang

DIMENSIONAMENTO DE MOLAS HELICOIDAIS DE COMPRESSÃO PARA UM “*SNAKE
LIKE ROBOT*”

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
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Processos de Fabricação.

Orientador: Prof. Dr. Rafael Antônio C. Laranja.

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Prof. Dr. Patric Daniel Neis

Prof. Dr. Rafael Antônio C. Laranja.

Porto Alegre, dezembro de 2019

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer à instituição UFRGS pelo apoio concedido durante esta etapa, também à minha família pelo suporte psicológico e carinhoso, ao meu orientador por sempre apontar a direção correta e por sua sinceridade, aos meus colegas por sanar diversas dúvidas pertinentes ao trabalho, ao meu colega apartamento por me mostrar novas funções no Microsoft Word.

Werlang, Tiago. **Dimensionamento de Molas Helicoidais de Compressão Para Um “Snake Like Robot”**. 2019, XXVI. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

RESUMO

Este trabalho propõe o dimensionamento de molas helicoidais de compressão no intuito de utilizá-las na movimentação de um “*snake like robot*”, cuja motivação veio da procura por inovações tecnológicas que possam suprir a demanda industrial e a constante busca por novas saídas para os problemas diários. A análise foi feita considerando o robô no sentido horizontal de atuação com um lado contendo o atuador manual considerado engastado e em sua outra extremidade, a qual está livre, encontra-se o efetuador no qual foi realizado uma análise em dois casos extremos, no primeiro caso as molas comprimem-se de forma igualitária sobre uma carga inicial de 4,9 N, para o segundo caso considerou-se que apenas um dos lados sofresse compressão, sendo estes os dois extremos de análise que permitem validar o estudo das molas. Os cálculos foram realizados através de um *software* que permitem a análise de caráter iterativo sendo esta baseada no diâmetro do fio de arame, tendo os outros resultados provenientes dessas iterações. Os resultados finais obtidos para os coeficientes de segurança tanto estático quanto dinâmico foram acima de dois, valor este considerado premissa para validar o projeto. Em relação a flambagem, para todos os casos, o mecanismo encontrou-se na zona estável em relação a curva crítica de estabilidade. Ao final deste estudo pode-se concluir e ter a noção das molas e materiais a serem adquiridos para a fabricação deste mecanismo articulado com dois graus de liberdade.

PALAVRAS-CHAVE: Molas helicoidais compressão, snake like robot, dimensionamento de molas.

Werlang, Tiago. **Sizing Compression Helical Springs for a Snake Like Robot**. 2019. XXVI. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

ABSTRACT

This work proposed the design of compression coil springs in order to use them in the movement of a “*snake like robot*”, whose motivation comes from the demand for technological innovations that can meet the industrial demand and the constant search for new outputs for the daily problems. The analysis was made considering the robot in the horizontal direction of operation with one side containing the hand actuator considered crimped and on its other end, which is free, is the effector in which an analysis was performed in two extreme cases, in the first one. If the springs compress equally on an initial load of 4.9 N, for the second case it was considered that only one side suffered compression, which are the two extremes of analysis that allow the study of the springs. The calculations were performed using software that allows iterative analysis based on the wire diameter, and the other results from these iterations. The final results obtained for both static and dynamic safety coefficients were above two, which is considered a premise to validate the project. Regarding buckling, in all cases the mechanism was in the stable zone in relation to the critical stability curve. At the end of this study we can conclude and have the notion of the springs and materials to be acquired for the manufacture of this articulated mechanism with two degrees of freedom.

KEYWORDS: Compression coil springs, snake like robot, spring sizing.

NOMENCLATURA

C	Índice de mola	
D	Diâmetro do fio do arame	[mm]
D	Diâmetro externo da mola	[mm]
F	Força axial	[N]
Fa	Força alternada	[N]
Fini	Força inicial de pré-carga	[N]
Fm	Força média	[N]
Fmax	Força máxima	[N]
G	Módulo de Cisalhamento do material	[MPa]
K	Constante de mola	[N/mm]
Keq	Constante de mola equivalente	[N/mm]
Ks	Coefficiente auxiliar para cálculo da tensão em carregamento estático	
Kw	Coefficiente auxiliar para cálculo da tensão em carregamento dinâmico	
Lf	Comprimento total da mola sem cargas externas	[mm]
Ls	Comprimento da mola fechada	[mm]
N	Número de espiras da mola	
Na	Número de espiras ativas da mola	
Nf	Coefficiente de segurança estático	
Nfs	Coefficiente de segurança dinâmico	
Nt	Número de espiras totais da mola	
Rdisco	Raio do disco	[mm]
Ses	Resistência à fadiga sob carregamento alternado	[MPa]
Sew	Resistência à fadiga torcional	[MPa]
Sus	Resistência à torção	[MPa]
Sut	Resistência à tração	[MPa]
Sys	Resistência ao escoamento sob torção	[MPa]
Ta	Tensão alternada da mola	[MPa]
Tm	Tensão média da mola	[MPa]
Tmax	Tensão máxima da mola	[MPa]
Tmin	Tensão mínima da mola	[MPa]
Y	Deflexão de mola	[mm]
Yini	Deflexão inicial da mola devido a força inicial	[mm]
Yinterf	Deflexão de interferência da mola	[mm]
Ytrab	Deflexão de trabalho da mola devido a força máxima	[mm]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1.MOTIVAÇÃO	1
1.2.REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
1.2.1. PANORAMA GERAL	1
1.2.2. ROBÔS ARTICULADOS	1
1.2.3. ARQUITETURA DO ROBÔ	2
1.2.4. MOLAS	2
1.3.OBJETIVOS DO TRABALHO	2
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	3
2.1.TIPOS DE MOLAS	3
2.2.MATERIAIS PARA MOLAS	4
2.3.ARAMES DE MOLAS	4
2.4.RESISTÊNCIAS	4
2.4.1. RESISTÊNCIA À TRAÇÃO	4
2.4.2. RESISTÊNCIA À TORÇÃO	4
2.4.3. RESISTÊNCIA À FADIGA TORCIONAL	5
2.4.4. RESISTÊNCIA À FADIGA SOB CARREGAMENTOS ALTERNADOS	5
2.4.5. RESISTÊNCIA AO ESCOAMENTO SOB TORÇÃO	5
2.5.PROJETO DE MOLAS HELICOIDAIS DE COMPRESSÃO	5
2.5.1. PARÂMETROS, DEFLEXÕES E COMPRIMENTOS	5
2.5.2. FORMATO DAS EXTREMIDADES	6
2.5.3. DEFLEXÃO DE MOLA	6
2.5.4. FATORES DE CARREGAMENTO	6
2.5.5. FLAMBAGEM	7
2.5.6. COEFICIENTES DE SEGURANÇA	8
2.5.6.1.MOLA HELICOIDAL SOB CARREGAMENTO ESTÁTICO	8
2.5.6.2.MOLA HELICOIDAL SOB CARREGAMENTO DINÂMICO	8
3. ESTUDO DE CASO	8
3.1.MODELO ADOTADO	8
3.2.METODOLOGIA DE CÁLCULO	9
3.2.1. ANÁLISE INICIAL	9
3.2.2. ANÁLISE MOLA LOCAL	10
4. RESULTADOS	11
4.1.RESULTADOS DA ANÁLISE INICIAL	11
4.1.1. PRIMEIRO CASO	11
4.1.2. SEGUNDO CASO	12
4.1.3. COMPARATIVO ENTRE OS CASOS	12
4.2.RESULTADOS ANÁLISE FINAL	13
4.3.FLAMBAGEM CRÍTICA	14
5. CONCLUSÃO	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16
ANEXOS	17
APÊNDICE	17

1. INTRODUÇÃO

1.1. MOTIVAÇÃO

No presente trabalho foi feito o dimensionamento de molas helicoidais de compressão para utilização na movimentação de um “*snake like robot*” (*robô do tipo cobra*). A motivação para este trabalho vem da curiosidade aliada a necessidade de obtenção de novas formas de movimentação e transporte de cargas e objetos. Somado a isso tem-se uma demanda industrial cada vez maior para mecanismos que consigam realizar a entrada em lugares onde o acesso é limitado ou até então perigoso para a operação humana, para isso trabalha-se com robôs articulados, os quais necessitam de mecanismos elásticos para realizar a sua movimentação.

1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.2.1. PANORAMA GERAL

Nesta etapa foram demonstrados e explicados os conceitos e definições relacionados aos mecanismos de articulação e materiais utilizados neste trabalho, assim como as bibliografias consultadas para a sua concepção.

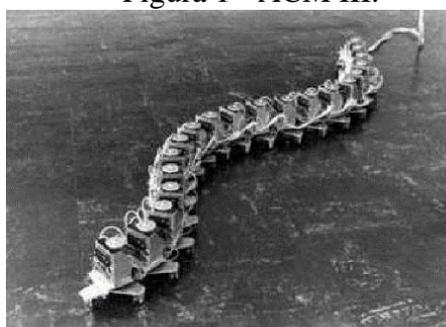
1.2.2. ROBÔS ARTICULADOS

De acordo com Finoto (2015), os mecanismos tipo cobra encaixam-se na caracterização de robôs articulados, estendendo e comprimindo a própria estrutura através de deformações elásticas, o que produz movimentos que lembram em alguns casos trombas, tentáculos e até mesmo o movimentos de alguns animais, como a cobra.

Ao combinar elos rígidos com elementos elásticos ambos interconectados com pequenos espaços entre eles, tornou-se possível a efetivação de robôs hiper-redundantes, flexíveis e que se adaptam à ambientes em que há diversos obstáculos.

Hirose (1993) descreveu a concepção de seu primeiro mecanismo, o ACM III (Active Cor Mechanism) o qual é representado na Figura 1, este foi o pioneiro entre os robôs articulados, desenvolvido no Instituto de Tecnologia de Tóquio em 1974, possui 20 seções articuladas as quais deixam o movimento em forma de cobra no solo. Este mecanismo primário, como o atual trabalho de conclusão, considerou-se apenas o movimento na horizontal, tendo, portanto, uma análise bidimensional de seus componentes.

Figura 1 - ACM III.



Fonte: Hirose, 1993.

Após o lançamento do ACM III, Hirose realizou diversas evoluções deste primeiro modelo, porém como o foco deste trabalho é o dimensionamento das molas helicoidais de compressão para robôs semelhantes a estes se deixa de lado a evolução temporal destes mecanismos.

1.2.3. ARQUITETURA DO ROBÔ

Finoto (2015) detalhou em sua bibliografia diversas formas de arquitetar um robô articulado, entre os quais a escolhida foi a de modelo serpente baseada nas descobertas e invenções de Hirose, a qual é chamada de arquitetura extrínseca. Na Figura 2 a seguir é mostrado um esquema de seção adotado para arquitetar este robô.

Figura 2 - Modelo de elo de robô com arquitetura extrínseca.



Este modelo esquemático é acionado por dois cabos em suas laterais, os quais partem de cima e vão até a extremidade inicial. Esta técnica permite construir modelos de baixo custo e peso, e ainda assim manter disponíveis vários graus de liberdade. Seu funcionamento consiste em acionar os cabos através de um atuador que ao serem tracionados transmitem as forças aos elos rígidos e consequentemente as molas, o que às deforma elasticamente conferindo forma ao movimento orientando a estrutura em determinada direção. Os cabos podem ser acionados de forma interligada ou de forma independente, e podem ser realizadas associações em paralelo e em série destas molas afim de aumentar o seu volume de trabalho, graus de liberdade e capacidades de carga.

1.2.4. MOLAS

De acordo com Arcanjo (2008) molas são elementos mecânicos fundamentais que formam a base de muitos sistemas mecânicos, pode ser definida como um elemento elástico que exerce uma força resistente quando sua forma é deformada.

1.3.OBJETIVO DO TRABALHO

O objetivo deste trabalho foi dimensionar de molas helicoidais de compressão (MHC) para um robô tipo cobra, no qual este possua coeficientes estáticos e dinâmicos maiores do que dois, sendo que os diâmetros do fio do arame fiquem dentro das especificações de fabricação definidas pela ASTM (0,1 à 7 mm). Também buscou-se conseguir analisar e garantir a estabilidade do mecanismo e uma relação entre os comprimentos totais das molas nos casos analisados. A Figura 3 exemplifica o esquema de montagem do robô.

Figura 3 - Esquema tridimensional de montagem do robô.



A extremidade inicial trata-se de um engaste e o local onde as forças que tracionam os cabos são aplicadas, para este estudo foi considerado o acionamento manual. A extremidade final trata-se de uma extremidade livre para girar via deformação das molas.

O objetivo principal foi realizar o estudo em dois casos extremos do mecanismo. O primeiro onde tracionou-se os dois cabos uniformemente, considerou-se uma força mínima de 4,9 N e uma deflexão inicial para esta força de 1 mm, considerou-se também uma deflexão de trabalho de 50 mm, onde as molas se deformaram em igualdade em cada seção do paralelo. O segundo caso estudado foi onde apenas um dos cabos foi tracionado enquanto o outro se manteve livre, fazendo com que a deflexão de trabalho fosse função do ângulo de giro, aqui em assumido 15°, e do raio do disco. Os resultados provêm de cálculos iterativos em função do diâmetro do fio.

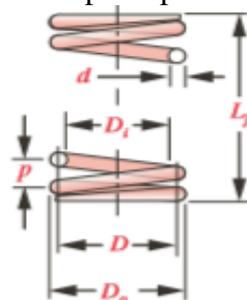
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção é demonstrado o equacionamento base para os cálculos de dimensionamento da MHC, assim como figuras e tabelas que serviram de parâmetros para a definição de materiais e modelos adotados. A fundamentação partindo daqui foi baseada nas análises encontradas nas bibliografias de Norton (2004), Shigley (1986), Cunha (2005) e Juvinal (2016).

2.1. TIPO DE MOLA

Norton (2004) classificou as molas em diversos formatos, no entanto para este trabalho o tipo escolhido foi a mola helicoidal de compressão, as quais tem suas dimensões principais mostradas pela Figura 4 a seguir:

Figura 4 - Dimensões principais de uma MHC.



Fonte: Norton, 2004.

Onde os parâmetros interessados neste trabalho foram o diâmetro externo (D), o diâmetro do fio do arame (d), e o comprimento livre total de mola sem cargas (L_f), todos estes foram expressos em mm. O índice de mola (C), valor que relaciona D e d , foi tido como constante e possui valor igual a 8.

2.2.MATERIAIS PARA MOLAS

Um material adequado para uso em molas deve possuir uma alta resistência à tração, alto ponto de escoamento e ser um bom armazenador de energia. Como foi executada uma análise estática e dinâmica dos carregamentos, o material para as molas deve apresentar uma resistência à fadiga alta, logo utilizou-se aços de médio carbono a fim de atingir os pré-requisitos destas solicitações. Na Figura 1 do Anexo foram representados os materiais mais utilizados em molas.

2.3.ARAMES DE MOLAS

Comercialmente é de comum utilização o arame da mola nas formas retangulares ou circulares, sendo esse último o mais amplamente utilizado pela sua gama de tamanhos disponíveis, assim o arame circular foi escolhido e estudado para este trabalho.

Na Figura 2 do Anexo encontram-se os diâmetros preferenciais de fio e suas possibilidades de fabricação. Neste trabalho o material para o arame utilizado foi o Aço ASTM A228 conhecido comercialmente como Fio Musical este possui número SAE 1085, sendo indicado para trabalho em fadiga, fator que foi determinante na escolha do material, sendo o seu diâmetro mínimo recomendado de 0,10 mm e o máximo de 7 mm.

2.4.RESISTÊNCIAS

2.4.1. RESISTÊNCIA À TRAÇÃO

A resistência à tração, também chamada de S_{ut} , relaciona o tamanho do arame e a resistência a tração em uma curva semilogarítmica da resistência versus diâmetro. A Eq. 1 a seguir demonstra esta relação:

$$S_{ut} = Ad^b \quad (1)$$

Onde os coeficientes são mostrados e obtidos da Tabela 1, a qual foi adaptada Norton, 2004.

Tabela 1 – Coeficientes de diferentes materiais para molas no cálculo de S_{ut} .

Nº ASTM	MATERIAL	Expoente b	Coeficiente A
A227	Repuxado a Frio	-0,1822	1753,3
A228	Fio Musical	-0,1625	2153,5
A229	Revenido em óleo	-0,1833	1831,2

O coeficiente A é dado em MPa, b é adimensional, logo S_{ut} é dada em MPa.

2.4.2. RESISTÊNCIA À TORÇÃO

Para a resistência à torção uma aproximação válida é utilizada pelo autor Norton (2004) a qual é encontrada na Eq. 2, onde são relacionadas as resistências provenientes das tensões de tração com a resistência à torção.

$$S_{us} = 0,67S_{ut} \quad (2)$$

Onde a resistência à torção é dada em MPa e conhecida aqui como (S_{us}).

2.4.3. RESISTÊNCIA À FADIGA TORCIONAL

Para a resistência à fadiga torcional (S_{ew}), como o arame utilizado foi considerado cru, ou seja, sem tratamentos térmicos ou superficiais, o seu valor estabelecido em tabelas e utilizado foi de 310 MPa.

2.4.4. RESISTÊNCIA À FADIGA SOB CARREGAMENTOS ALTERNADOS

A resistência à fadiga sob carregamentos alternados, também conhecida como (S_{es}), é uma relação entre S_{us} e S_{ew} conforme mostrado na Eq. 3.

$$S_{es} = \frac{S_{ew}S_{us}}{S_{us} - 0,55S_{ew}} \quad (3)$$

Onde S_{es} é dado em MPa e representa o limite de resistência à fadiga quando o material está submetido cargas oscilantes no tempo.

2.4.5. RESISTÊNCIA AO ESCOAMENTO SOB TORÇÃO

A resistência ao escoamento sob torção é denominada por (S_{ys}), esta representa o quanto o material pode suportar até sair do regime elástico e entrar no regime plástico deformando-se então plasticamente. Valor este que pode ser obtido através da Eq. 4.

$$S_{ys} = a5d^5 + a4d^4 + a3d^3 + a2d^2 + a1d + a0 \quad (4)$$

Onde S_{ys} é dado em MPa e os parâmetros para a Eq. 4 são demonstrados na Tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros de diferentes materiais para molas no cálculo de S_{ys} .

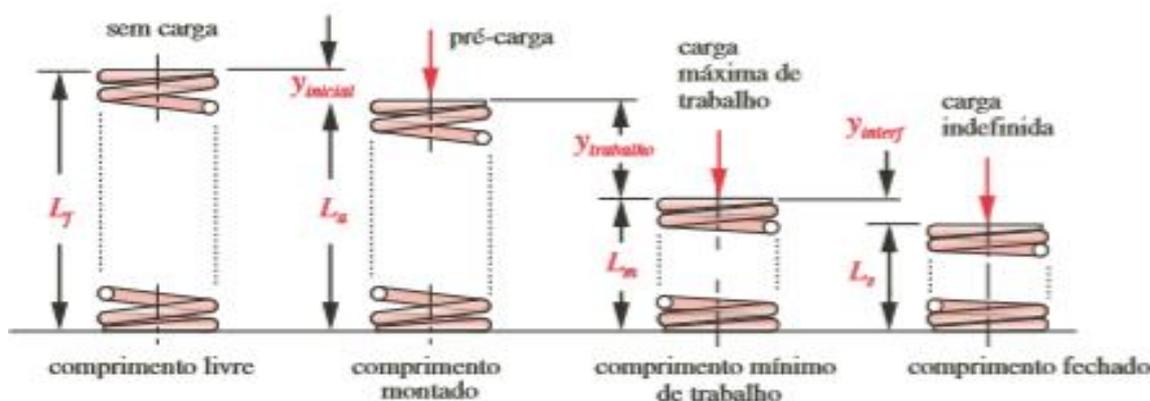
MATERIAL ASTM	a5	a4	a3	a2	a1	a0
A227	-0,0157	0,6046	-8,8756	63,314	-244,16	1081,2
A228	0,6375	-11,380	67,820	-156,50	18,390	1314,4
A229	-0,0107	0,4328	-6,8570	54,880	-249,96	1342,6

2.5. PROJETO DE MOLAS HELICOIDAIS DE COMPRESSÃO

2.5.1. PARÂMETROS, DEFLEXÕES E COMPRIMENTOS

A Figura 5 mostra os parâmetros no que tange ao dimensional interessado da mola.

Figura 5 - Parâmetros dimensionais de uma MHC.



Fonte: Norton, 2004.

Onde a deflexão inicial (Y_{ini}), na figura chamada de $Y_{inicial}$, e a deflexão de trabalho (Y_{trab}) foram usados como dados de entrada do problema, e são, respectivamente, as deflexões da mola ao aplicar-se a pré-carga, denominada neste de F_{ini} , e a deflexão causada pela associação das forças máxima (F_{max}) e F_{ini} , onde obteve-se a carga máxima de trabalho.

O comprimento de interferência (Y_{interf}) trata da diferença entre o comprimento mínimo de trabalho e a altura fechada, em porcentagem da deflexão de trabalho, recomenda-se para este valor algo em torno de 15% da deflexão de trabalho.

O comprimento fechado (L_s) é dado através da Eq. 5 a seguir:

$$L_s = dNt \quad (5)$$

Onde os parâmetros dimensionais foram dados em mm e os parâmetros físicos em N. Por fim, obtêm-se o comprimento final da mola (L_f) somando-se todos os comprimentos e deflexões.

2.5.2. FORMATO DAS EXTREMIDADES

Chama-se de número de espiras ativas (N_a) as que efetivamente contribuíram para que ocorresse a deflexão na mola, e de N_t a soma das espiras que auxiliaram ou não na deflexão. Para tanto, definiu-se que as extremidades das molas são da forma simples, ou seja, sem esmerilhamentos ou esquadrejamentos em suas extremidades. Logo o número de espiras ativas, neste caso, se equivale ao número de espiras totais conforme mostra a Eq. 6.

$$N_a = N_t \quad (6)$$

Onde os valores para N_a e N_t são parâmetros adimensionais e, sempre que resultaram em um valor decimal, devem ser arredondadas para o inteiro subsequente.

2.5.3. DEFLEXÃO DE MOLA

Sabe-se que a constante da mola (k) pode ser dada pela razão entre a força (F) e a deflexão (y), porém ao considerar a mola como uma barra de torção enrolada em uma forma de hélice e desconsiderar a curvatura do fio, a deflexão de uma MHC ficou definida conforme Eq. 7 a seguir:

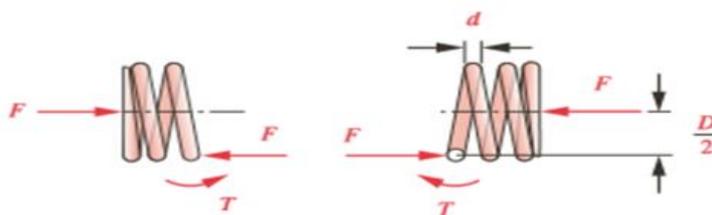
$$Y = \frac{8FD^3Na}{d^4G} \quad (7)$$

Onde G é o módulo de cisalhamento do material, neste caso para o aço A228, G equivale a 80800 MPa.

2.5.4. FATORES DE CARREGAMENTO

Para encontrar os valores das tensões aplicados à mola utilizou-se um diagrama de corpo livre de uma MHC conforme mostra a Figura 6.

Figura 6 - Diagrama de corpo livre de uma MHC.



Fonte: Norton, 2004.

Analisou-se a Figura 6 e percebeu-se duas componentes importantes para o cálculo, a tensão de cisalhamento por torção e a tensão de cisalhamento devido a força cortante. Uma relação para incorporar estes dados ao cálculo foi dada a tensão máxima na mola (T_{max}) esta ocorreu devido a F_{max} , o mesmo ocorreu para a tensão mínima (T_{min}) devido a F_{min} , para a tensão alternada (T_a) devido a força alternada (F_a) e para a tensão média (T_m) devido a força média (F_m). Estas duas últimas existentes apenas em solicitações flutuantes de carregamento, sendo expressas através da Eq. 8.

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad \text{e} \quad F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (8)$$

Onde ambas forças foram expressas em N.

Para carregamentos estáticos, obteve-se a tensão máxima utilizando-se a Eq. 9 a seguir:

$$T_{max} = \frac{k_s 8 F_{max} D}{\pi d^3} \quad (9)$$

Onde T_{max} é dado em MPa e k_s é um parâmetro adimensional para solicitações estáticas sendo calculado pela Eq. 10:

$$k_s = 1 + 0,5C \quad (10)$$

Para carregamentos dinâmicos, obteve-se as tensões mínima, média e alternada utilizando-se a Eq. 11 a seguir:

$$T = \frac{k_w 8 F D}{\pi d^3} \quad (11)$$

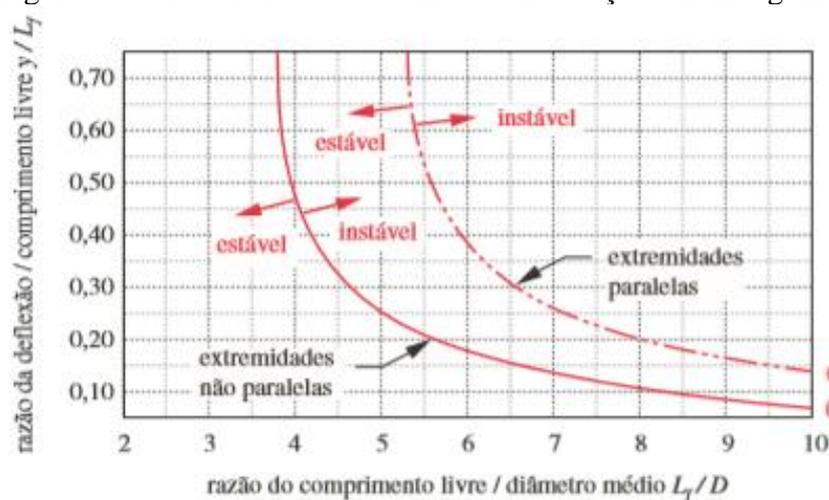
Em que T_{min} , T_a e T_m foram obtidas variando a força aplicada, e resultando em MPa. k_w é um parâmetro adimensional para solicitações flutuantes no tempo dado pela Eq. 12 a seguir:

$$k_w = \frac{4C+2}{4C-3} \quad (12)$$

2.5.5. FLAMBAGEM

Considerou-se uma MHC como uma coluna carregada axialmente e onde tem-se a possibilidade de ocorrer flambagem caso a mola fosse muito esbelta. Para tanto, Norton (2004) criou fatores de esbeltezas para molas baseados no cálculo de flambagem para colunas, onde ele relacionou graficamente a razão entre L_f e D e Y_{trab} com L_f , definiu-se para esta análise que as extremidades não são paralelas em todas as seções, ou seja, tem-se uma extremidade engastada e a outra livre para girar. Na Figura 7 a seguir encontra-se a curva crítica com relação a estabilidade das molas para com a flambagem, curva esta que utilizada como base para análise desta condição nos próximos capítulos.

Figura 7 - Curva crítica de estabilidade em relação à flambagem.



Fonte: Norton, 2004.

2.5.6. COEFICIENTES DE SEGURANÇA

2.5.6.1. MOLAS HELICOIDAS SOB CARREGAMENTO ESTÁTICO

Em MHC submetidas a carregamentos estáticos teve-se que o coeficiente de segurança (N_s) foi dado pela razão entre (S_{ys}) e T_{max} , como mostra a Eq. 13.

$$N_s = \frac{S_{ys}}{T_{max}} \quad (13)$$

Como o cálculo foi iterativo em função de d , esperou-se que N_s comece com um valor pequeno e crescesse com o aumento de d até o parâmetro inicial definido em um valor maior do que 2. Este procedimento se repetiu para carregamentos dinâmicos.

2.5.6.2. MOLAS HELICOIDAIS SOB CARREGAMENTO DINÂMICO

Considerar que as cargas na mola atuam dinamicamente significa dizer que estas possuem variações em função do tempo sendo necessário os cálculos de F_a e F_m . Sendo o coeficiente de segurança dinâmico (N_{fs}) dado pela Eq. 14.

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - T_{ini})}{S_{es}(T_m - T_{ini}) + S_{us}T_a} \quad (14)$$

O procedimento para cálculo foi iterativo e seguiu a mesma lógica do procedimento para carregamentos estáticos, sendo reproduzido até valores de N_{fs} acima de 2.

3. ESTUDO DE CASO

Nesta seção foram utilizados o referencial teórico aplicado para um estudo de caso para o dimensionamento das molas helicoidais de compressão.

3.1. MODELO ADOTADO

Na Figura 3, mostrou-se o modelo adotado e adaptado. Os valores para o “ d ” inicial foram mostrados na Figura 2 do Anexo, para o aço ASTM A228 percebe-se que os valores começam em

0,1 mm, porém por convenção utilizou-se 1 mm para o início do cálculo. O disco possui um diâmetro de 80 mm tendo 10 mm de espessura.

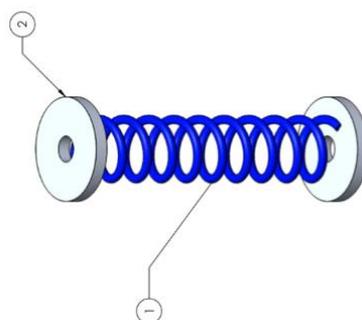
Todos os cálculos foram feitos em função do diâmetro do fio, onde ao alterá-lo chegou-se aos próximos valores, esperou-se que com seu aumento também aumente a sua segurança, iterativamente repetiu-se os cálculos até atingir as condições de segurança de projeto.

3.2 METODOLOGIA DE CÁLCULO

3.2.1. ANÁLISE INICIAL

Em uma primeira análise foi considerado o robô como um sistema todo integrado, sem seções o subdividindo, no qual este aguentou todos os esforços através de uma MHC apenas, a qual esperou-se ser maior que no modelo real. Esta análise serviu para ter um parâmetro das forças atuantes e do número de iterações necessárias para chegar à condição de segurança. A Figura 8 mostra um esquema representativo desta análise inicial.

Figura 8 - Esquema representativo robô análise inicial.



O passo-a-passo seguido é explicitado no Capítulo 2, onde usou-se as equações a fim de chegar aos resultados conforme é mostrado na Tabela 3. Para o primeiro caso, onde os cabos foram tracionados uniformemente, com uma deformação uniforme, os parâmetros iniciais conhecidos são d , C , a F_{ini} e com valor de 4,9 N, y_{ini} com um valor de 1 mm e a deflexão máxima aceitável (y_{trab}) de 50 mm.

Tabela 3 – Resultados importantes do primeiro caso da análise inicial.

Incógnita	Dados Entrada	Equação	Resultado
F_{max} [N]	F_{ini} , k , y_{trab}	-	249,9
N_a [adim]	D , d , G , y_{trab}	(7)	27
K_s [adim]	C	(10)	1,06
K_w [adim]	C	(12)	1,17
T_{max} [MPa]	F_{max} , K_s , D , d	(9)	141,34
T_{min} / T_m / T_a [MPa]	F_{min} / F_a / F_m , D , K_w , d	(11)	2,77 / 69,29 / 72,06
L_f [mm]	y_{trab} , y_{ini} , y_{interf} , L_s	-	234,00
S_{ut} [MPa]	d , Material	(1)	1588,72
S_{us} [MPa]	S_{ut}	(2)	1064,44
S_{ys} [MPa]	d , e Material	(4)	529,72
S_{es} [MPa]	S_{ew} , S_{ys}	(3)	181,42
N_f [adim]	T_{max} , S_{ys}	(14)	3,75
N_{fs} [adim]	T_{min} , T_a , T_m , S_{es} , S_{us}	(13)	2,23

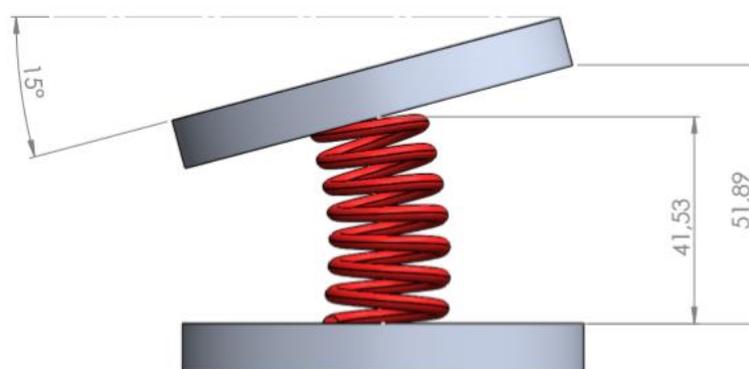
Vale ressaltar que para atingir a condição de segurança foram necessárias sete iterações em função do diâmetro do fio, o qual teve seu valor final de 6,5 mm conforme mostrado na seção resultados.

Para o segundo caso considerou-se que apenas um dos cabos sofreu tração, defletindo as molas elasticamente, essa deflexão foi assumida em 15°, para tanto com o diâmetro do disco de 80 mm, trigonometricamente chegou-se que a deflexão de trabalho tem seu valor obtido pela Eq. 15.

$$y_{trab} = r_{disco} \sin(15) \quad (15)$$

E partir dela calculou-se a F_{max} que pode ser aplicada ao conjunto, deste ponto em diante os cálculos foram similares e seguiram o passo a passo do primeiro caso. Também foi mostrado na Figura 9 um esquema representativo desta deflexão angular.

Figura 9 - Esquema representativo do 2º caso da análise inicial.



Na Tabela 1 do Apêndice, da mesma forma como no caso anterior, foram resumidos os resultados desta análise, em ambos os casos os resultados são mostrados graficamente no próximo Capítulo, assim como as ponderações sobre estes.

Para etapa foram necessárias apenas três iterações, visto que a deflexão total foi diminuída, o diâmetro do fio encontrado para este caso foi de 3 mm.

3.2.2. ANÁLISE DA MOLA LOCAL

Nesta seção foi feito o cálculo completo, onde foram consideradas todas as variáveis e todo o conjunto conforme foi mostrado na Figura 3. Como a análise inicial mostrou que o caso mais crítico em questão de carregamento e fadiga é o primeiro, apenas se analisou este caso, pois foi tomada a premissa de que se o conjunto suportará o caso mais crítico é plausível afirmar que suportará um caso em que este seja menos exigido. Os resultados obtidos fazem referência a uma mola local, a qual valerá para todas as 8 molas do mecanismo.

Primeiramente, foi necessário encontrar a rigidez de cada mola, para isso considerou-se que estamos lidando com 8 molas iguais, ou seja, de mesmos parâmetros e rigidez. Logo, tendo em mãos o valor da rigidez equivalente do conjunto, realizou-se os cálculos de rigidez para associações em série e em paralelo onde chegou-se ao valor de 9,8 N/mm para a rigidez de cada mola.

Considerou-se que as deflexões locais (y_{ini} e y_{trab}) de cada par de mola são equivalentes a um quarto das deflexões do primeiro caso, visto que o mecanismo atua apenas na horizontal e o mesmo possui quatro seções, o que resultou em uma deflexão de trabalho de 12,5 mm, e uma deflexão inicial de 0,25 mm.

A partir deste ponto os cálculos foram similares aos feitos na análise inicial, como mostra a Tabela 4 com os resultados resumidos.

Tabela 4 - Resultados importantes da análise final.

Incógnita	Dados Entrada	Equação	Resultado
Fmax [N]	Fmin, k, Ytrab	-	124,95
Na [adim]	D, d, G, Ytrab	(7)	10
Ks [adim]	C	(10)	1,06
Kw [adim]	C	(12)	1,17
Tmax [MPa]	Fmax, Ks, D, d	(9)	147,45
Tmin / Tm / Ta [MPa]	Fmin / Fa / Fm, D, Kw, d	(11)	2,89 / 75,17 / 72,28
Lf [mm]	Ytrab, Yini, Yinterf, Ls	-	59,63
Sut [MPa]	d, Material	(1)	1686,54
Sus [MPa]	Sut	(2)	1129,98
Sys [MPa]	d, e Material	(4)	917,98
Ses [MPa]	Sew, Sys	(3)	179,64
Nf [adim]	Tmax, Sys	(14)	6,23
Nfs [adim]	Tmin, Ta, Tm, Ses, Sus	(13)	2,14

Nesta análise, para que se atingisse os requisitos de segurança, foram necessárias cinco iterações, onde o resultado do diâmetro final do fio foi 4,5 mm, valor este escolhido para todas as molas. Todos os valores dimensionais acima são aplicados ao robô final de montagem. A Figura 1 do Apêndice mostra os resultados dessa análise, já considerando esses resultados para o sistema da montagem final do mecanismo.

4. RESULTADOS

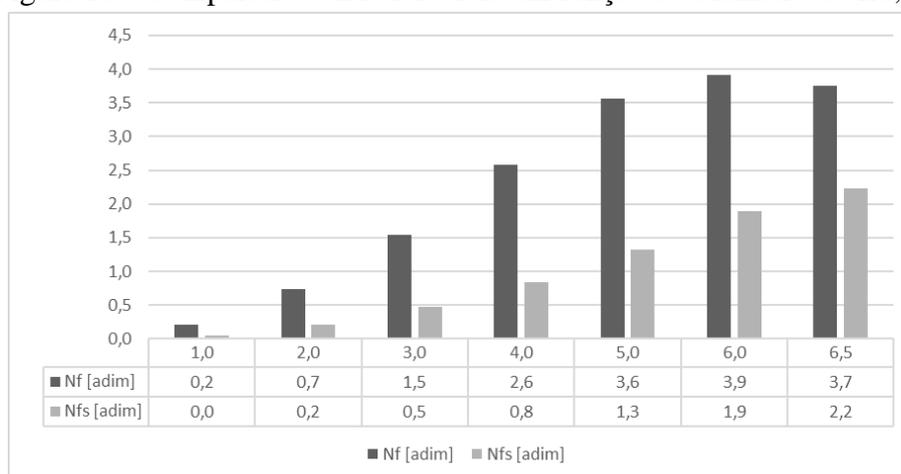
Neste Capítulo foram apresentados as tabelas e os gráficos os quais mostram relações do dimensionamento das molas.

4.1. RESULTADOS DA ANÁLISE INICIAL

4.1.1. PRIMEIRO CASO

Na Figura 10 é exibido os coeficientes de segurança em função da variação do diâmetro do fio do arame.

Figura 10 - Comparativo entre Nf e Nfs em função do diâmetro do fio, 1º caso.

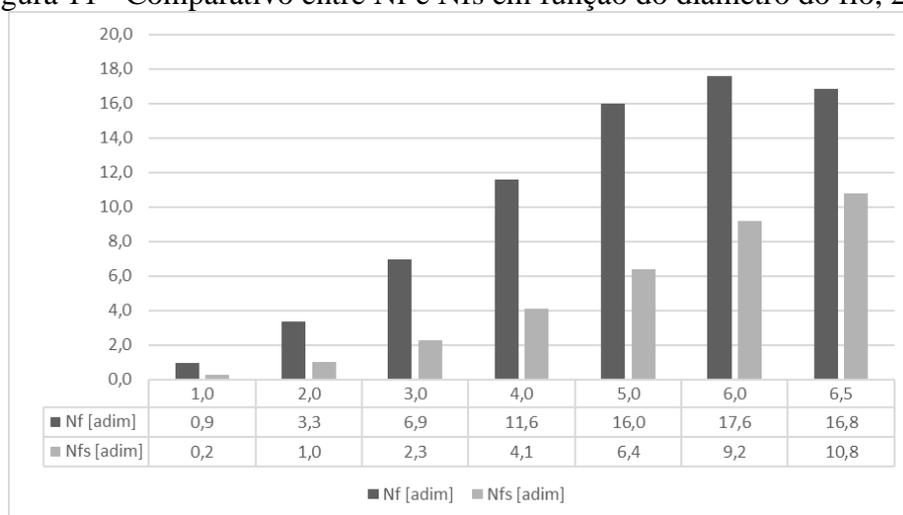


Observou-se a dependência em função do diâmetro, onde a primeira coluna da tabela de dados fez menção do diâmetro, o parâmetro variável, percebeu-se ao analisar o gráfico que os coeficientes de segurança cresceram com o aumento do diâmetro do fio, o estático mais rapidamente, e o dinâmico com uma curva mais lenta, fica claro que apenas após sete iterações foram produzidos resultados que satisfazem os parâmetros iniciais definidos no projeto e para tanto os dados considerados finais foram os dados coluna onde o diâmetro teve valor de 6,5 mm e se atingiu todas as premissas.

4.1.2. SEGUNDO CASO

As diferenças para este caso vieram das deflexões elásticas de trabalho que neste caso ocorreram só em um lado, e variaram em função do ângulo. Para tanto é apresentada a seguir a Figura 11 com os resultados mais relevantes deste caso.

Figura 11 - Comparativo entre Nf e Nfs em função do diâmetro do fio, 2º caso.

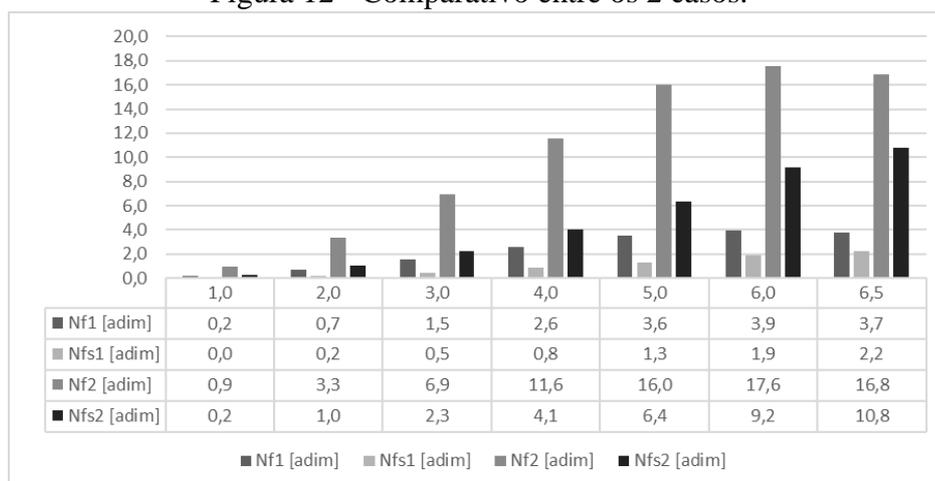


Como esperado os coeficientes Nf e Nfs aumentaram com o aumento do diâmetro do fio, tendo o estático sua ascensão adiantada à do dinâmico, outro ponto também premeditado foi o de que este atingiria os requisitos de projeto antecipadamente ao calculado na análise inicial, visto que a deflexão de trabalho teve seu máximo em 10,35 mm. Pode-se constatar também que já na terceira iteração temos segurança suficiente para o projeto, para tanto os coeficientes consideradas neste caso foram os em que o diâmetro do fio se equivale a 3 mm.

4.1.3. COMPARATIVO ENTRE OS CASOS

Esta seção teve por objetivo efetuar a comparação entre os coeficientes estáticos e dinâmicos nos dois casos. A Figura 12 a seguir ilustra graficamente esses resultados, em que para o que o Caso 1 foram chamados de Nf1 e Nfs1 e para o caso 2, Nf2 e Nfs2.

Figura 12 - Comparativo entre os 2 casos.

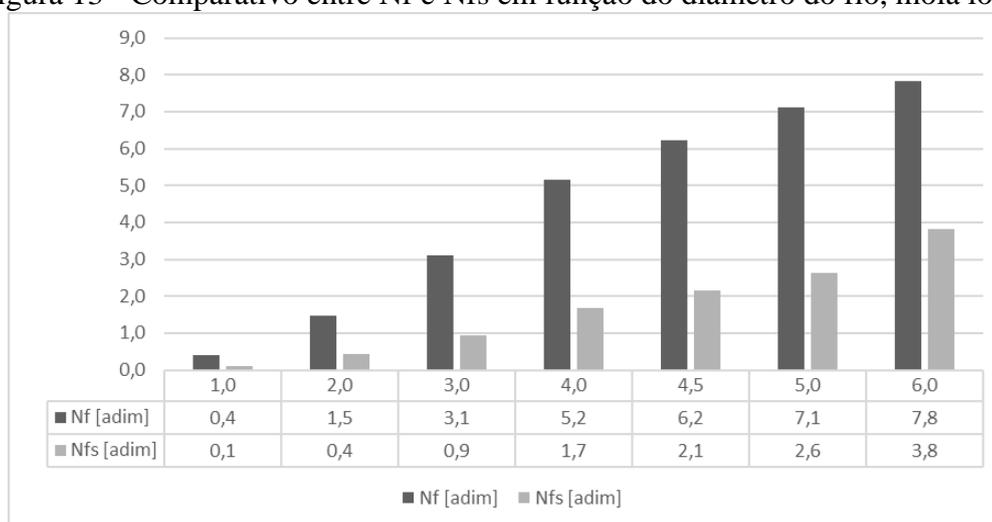


Analisando o gráfico ficou evidente a diferença na quantidade de iterações necessárias até convergir para os valores mínimos de projeto, comprovando o que havia sido ressaltado no Capítulo anterior e justificando a necessidade de realizar-se apenas a análise com a deflexão uniforme para a mola local.

4.2. RESULTADOS DA ANÁLISE FINAL

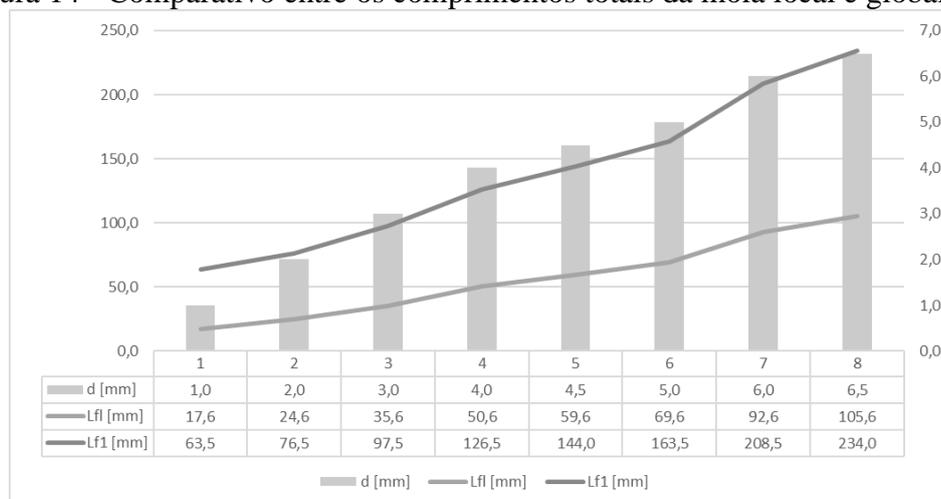
Na Figura 13 encontra-se graficamente os resultados obtidos, onde considerou-se a mola como um elemento isolado, os resultados aqui obtidos são a base das 8 molas do robô.

Figura 13 - Comparativo entre Nf e Nfs em função do diâmetro do fio, mola local.



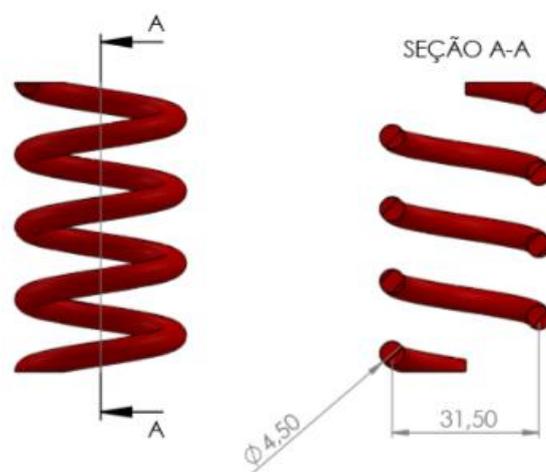
Percebeu-se que quando o diâmetro do fio tem 4,5 mm os coeficientes atingem a segurança necessária de projeto, novamente com o dinâmico convergindo de forma mais lenta que o estático. Na Figura 14 a seguir foi feito um comparativo gráfico entre os comprimentos totais calculados para as molas da análise final e inicial (1º caso).

Figura 14 - Comparativo entre os comprimentos totais da mola local e global, 1º caso.



Vale lembrar que na análise inicial onde encontra-se o comprimento total Lf1 o diâmetro considerado foi de 6,5 mm e na análise final onde tem-se Lfl o diâmetro considerado foi de 4,5 mm, para tanto, os resultados obtidos foram considerados convincentes visto que na comparação entre os comprimentos o valor obtido para Lfl foi aproximadamente quatro vezes menor que o obtido em Lf1 onde tem-se a mola como um único sistema, tendo em vista que o robô subdivide-se em quatro seções. Na Figura 15 é mostrada o formato final da mola após efetivação e validação dos cálculos.

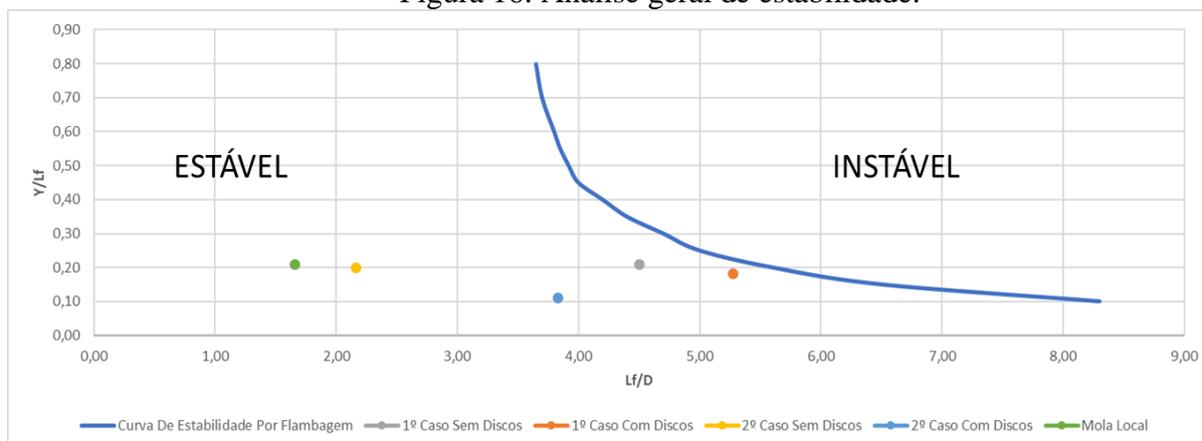
Figura 15 - Dimensionamento final da mola.



4.3.RESULTADOS DA FLAMBAGEM CRÍTICA

Conforme foi tratado no Capítulo 2 a flambagem em sistemas mecânicos como o deste trabalho é um fenômeno que não pode ser desconsiderado, visto que muitas vezes se trata de corpos esbeltos os quais ora ou outra podem flambar. Para tanto, foi construído um gráfico baseado na Figura 7, este é mostrado pela Figura 16, onde há uma linha crítica de flambagem, na qual a esquerda desta encontra-se a zona considerada estável e a direita a zona instável.

Figura 16: Análise geral de estabilidade.



A curva azul da imagem da Figura 16 representa a curva crítica de flambagem. Para todos os casos foram utilizados os valores de diâmetros em que se atingiu os valores de segurança. Também foram feitas análises considerando o robô com e sem os discos.

Claramente percebe-se que em todas as situações analisadas o robô apresentou condições estáveis de funcionamento, e para o caso da mola local, a qual foi utilizada para todos os segmentos do mecanismo, teve-se o resultado mais afastado da linha dentre todos, fato este derradeiro para validar a análise.

5. CONCLUSÕES

Conseguiu-se atingir coeficientes de segurança estáticos e dinâmicos maiores que dois para todos os casos analisados. Os valores encontrados para os diâmetros de fio de arame ficaram dentro da especificação de fabricação (de 0,1 mm até 7 mm), assim como os comprimentos totais de molas tiveram relações diretas entre os casos. A análise de flambagem, baseada na curva crítica de estabilidade, resultou em valores, para todos os casos, em sua zona estável eximindo-se os riscos de que o mecanismo flambasse.

Indica-se como possíveis continuações para este trabalho:

- Explorar outras formas de movimentos possíveis pelo robô.
- Projetar e analisar diferentes possibilidades de acionamento do robô.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARCANJO, E. P. **Caracterização do comportamento à fadiga de molas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, 2008.

ASTM A228. **Music Wire – Physical and Mechanical Properties**, 2013.

CUNHA, L. BEZERRA. **Elementos de Máquinas**. LTC, 2005.

DURVAL, M.; FILHO M. **Software para o dimensionamento de molas helicoidais cilíndricas de tração e compressão**, 2011.

FINOTO, V. **Robô Contínuo telescópico para tarefas em alturas elevadas**, 2009.

HIROSE, S. **Biologically Inspired Robots: Snake-Like Locomotors and Manipulators**; Oxford University Press, 1993.

JUVINALL, ROBERT C. MARSHEK. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas**. 5.ed. LTC, 2016.

MORI, M.; HIROSE, S. **Three-Dimensional serpentine motion and lateral rolling by active Cord Mechanism ACM-R3**; IEE/RSJ Int. Conf. On Intelligent Robots and Systems, 2002.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2.ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

SHIGLEY, J. E., 1986, “**Mechanical Engineering Design**”, first metric edition, McGraw-Hill Book Company.

SILVA, R. **Estudo do comportamento mecânico de molas helicoidais de compressão**, 2016.

SOUSA, N. **Projeto estrutural de molas helicoidais de compressão utilizando o programa Microsoft Excel**, 2017.

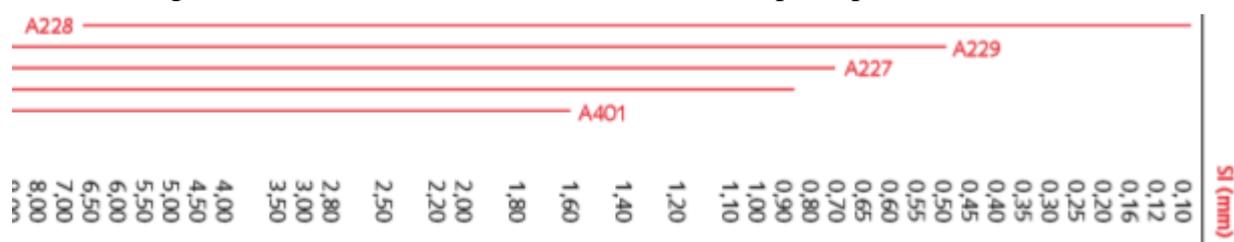
ANEXO

Figura 1 - Características dos principais materiais usados em MHC.

Nº ASTM	Material	Nº SAE	Descrição
A227	Fio repuxado a frio (encruado)	1066	Fio de mola mais barato e de uso mais geral. Adequado para carregamento, porém inadequado para carga de fadiga ou impacto. O intervalo de temperaturas vai de 0 a 120°C (250°F).
A228	Fio musical	1085	Material mais tenaz e de uso mais generalizado para molas de pequenas espiras. Resistência mais alta de tração e fadiga de todos os fios musicais. Intervalo de temperaturas de 0 a 120 °C (250°F).
A229	Fio revenido em óleo	1065	Aço de uso geral para molas. Menos custoso e disponível em tamanhos maiores que os fios musicais. Adequados para carga estática, mas inadequados para carga de fadiga ou impacto. Intervalo de temperatura de 0°C a 180°C (350°F).
A230	Fio revenido em óleo	1070	Qualidade de mola para válvula – adequado para carga de fadiga.

Fonte: Norton, 2004.

Figura 2 - Diâmetros usualmente fabricáveis dos principais materiais de MHC.



Fonte: Norton, 2004.

APÊNDICE

Figura 1 - Esquema demonstrativo do resultado final de montagem do mecanismo

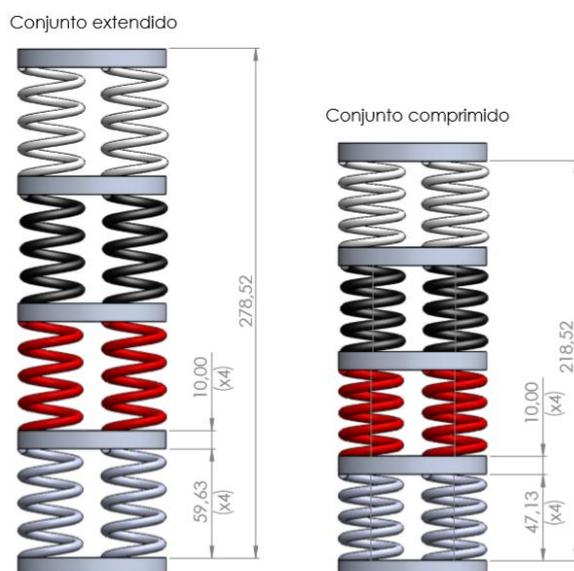


Tabela 1 - Resultados do segundo caso da análise inicial.

Incógnita	Dados Entrada	Equação	Resultado
ytrab [mm]	Rdisco, inclinação	(15)	10,31
Fmax [N]	Fini, k, ytrab	(-)	55,62
Na [adim]	D, d, G, ytrab	(7)	13
Ks [adim]	C	(10)	1,06
Kw [adim]	C	(12)	1,17
Tmax [MPa]	Fmax, Ks, D, d	(9)	147,67
Tmin / Tm / Ta [MPa]	Fini / Fa / Fm, D, Kw, d	(11)	13,01 / 80,34 / 67,33
Lf [mm]	ytrab, yini, yinterf, Ls	-	51,90
Sut [MPa]	d, Material	(1)	1801,41
Sus [MPa]	Sut	(2)	1206,94
Sys [MPa]	d, e Material	(4)	1025,34
Ses [MPa]	Sew, Sys	(3)	173,66
Nf [adim]	Tmax, Sys	(14)	6,94
Nfs [adim]	Tmin, Ta, Tm, Ses, Sus	(13)	2,28