

# Rotina Computacional Para Projeto de Mola Helicoidal de Compressão Aplicado a um Protótipo Veicular Baja SAE

João P. R. Deodato<sup>1</sup>, Ramon R. B. Medeiros<sup>2</sup>, Zoroastro T. Vilar<sup>1</sup>, Vinícius M. Melo<sup>3</sup>

<sup>1</sup>*Universidade Federal Rural do Semi-Árido - UFERSA*

*Rua Francisco Mota Bairro, 572, Pres. Costa e Silva, 59625-900, Rio Grande do Norte/Mossoró, Brasil*  
*jpdeodato@gmail.com, zoroastro@ufersa.edu.br*

<sup>2</sup>*Universidade Federal do Ceará - UFC*

*Rua Felipe Santiago, 411, Cidade Universitária, Centro, 62900-000, Ceará/Russas, Brasil*  
*ramon.ruda@ufc.br*

<sup>3</sup>*Universidade Federal da Paraíba - UFPB*

*Campus I - Lot. Cidade Universitária, 58051-900, Paraíba/João Pessoa, Brasil*  
*vmafram@hotmail.com*

**Resumo.** O sistema de suspensão automotivo é responsável por garantir mais segurança a veículos de passeio ou para oferecer um melhor desempenho para veículos de competição. Sabendo que a mola é um dos principais componentes do sistema de suspensão automotivo, este trabalho visa a elaboração de uma rotina computacional em ambiente *Scilab* com uma interface gráfica para o dimensionamento de uma mola helicoidal de compressão sujeita a fadiga que possa ser aplicada a uma suspensão de um veículo *off-road* baja SAE. A rotina fornece dados suficientes à fabricação de uma mola helicoidal de compressão e resistente a fadiga, a partir de dados relacionados a carga, a dimensão e a vida útil, fornecidos pelo usuário. Esse conjunto de rotinas é desenvolvido com base em teorias de elementos de máquina, de maneira a possibilitar uma maior compreensão e celeridade no projeto do referido sistema, fornecendo as informações necessárias para uma melhor análise de custo benefício na escolha do material utilizado e para o início da viabilização física da mola.

**Palavras-chave:** Mola, Baja SAE, Projeto, Rotina Computacional.

## 1 Introdução

A SAE – Society of Automobile Engineers [1], inicia no Brasil em 1994 a primeira competição de baja que desde então, vem desafiando os alunos de engenharia a aplicarem os conceitos aprendidos para o projeto e fabricação de um miniveículo do tipo *off-road*, passando pelas etapas de concepção, projeto detalhado, construção e testes, formando equipes que representem a Instituição de Ensino Superior.

Conforme Jazar [2], a performance do carro vai muito além de velocidade e potência. A suspensão tem como função absorver as vibrações e choques das rodas, proporcionando além da estabilidade uma melhor comodidade. A suspensão é responsável, ainda, por garantir que as rodas do veículo se mantenham em contato com o solo, sobretudo nas curvas. A suspensão é o que conecta as rodas e pneus ao veículo, permitindo movimento relativo.

A diferença de carga nas rodas de um mesmo eixo, pode ser modificada independentemente da distribuição de carga propiciada pela posição do centro de gravidade. Utilizam-se, para isso, eixos dianteiro e traseiro com diferentes tipos de suspensão e rigidez de molas; essa rigidez pode ser modificada pela escolha das molas propriamente ditas e pelo uso de estabilizadores, de acordo com os estudos de Nicolazzi and Rosa [3].

A mola, segundo a definição de Rao [4], é um elemento de máquina que tem como principal função armazenar ou liberar energia potencial. As molas helicoidais geralmente são construídas a partir de arames de aços, que apresentam baixo custo de produção. Comumente são dimensionadas para suportar cargas de tração ou compressão, sendo chamadas de molas de tração ou compressão.

O projeto de molas demanda muito tempo e energia, a utilização de rotinas computacionais ajuda na obtenção de resultados rápidos e precisos, tornando uma ferramenta importante no desenvolvimento de molas. Diante dos fatos, o presente trabalho tem por finalidade o desenvolvimento de uma rotina computacional para projeto de molas helicoidais de compressão, com passo e constante de mola fixa.

## 2 Métodos de Cálculo

O programa escolhido para desenvolver a rotina computacional para o projeto de mola helicoidal para baixa SAE foi o *Scilab*, devido sua simplicidade em trabalhar com matrizes e problemas iterativos. Para rotina elaborada conta com uma interface gráfica para tornar o programa mais interativo, prático e rápido.

O *Scilab* é uma ótima opção para os estudantes de engenharia e engenheiros que precisam resolver algum problema ou função, realizar uma simulação, fazer um teste estatístico ou visualizar um resultado. A rotina computacional desenvolvida nesta pesquisa foram utilizadas as metodologias propostas por Norton [5], Collins [6], Mott [7], Budynas e Nisbett [8].

### 2.1 Dados de Entrada

Os dados de entrada para a execução da rotina são referentes a carga que deve ser suportada pela mola e suas dimensões, sendo este  $s$ : a constante de mola exigida pelo projeto; a pré-carga utilizada para a montagem da mola; a vida da mola em número de ciclos; o comprimento do alojamento; o diâmetro do amortecedor; o curso de trabalho e o formato da extremidade da mola.

Os dados necessários para os o cálculo da resistência a tração ( $S_{ut}$ ) de cada material utilizado e dos diâmetros comerciais de fio foram obtidos em Norton [5].

### 2.2 Cálculos iniciais

A partir dos dados de entrada, é calculado a deflexão inicial ( $y_{inicial}$ ) pela Equação 1, o limite de interferência ( $y_{interferencia}$ ) equivalente a 15% da deflexão de trabalho e o comprimento livre da mola ( $L_f$ ) por meio da Equação 2, conforme Norton e Collins [5, 6].

$$y_{inicial} = \frac{F_{min}}{k} \quad (1)$$

$$L_f = L_a + y_{inicial} \quad (2)$$

Segundo Norton [5], quando as molas são carregadas dinamicamente, uma situação de fadiga estará presente na mola. Uma mola carregada dinamicamente operará entre dois níveis de força:  $F_{min}$  e  $F_{max}$ . A partir desses valores pode se calcular a força média ( $F_m$ ), a força alternada ( $F_a$ ) e uma razão de força ( $R_f$ ). Com o valor da deflexão inicial e do curso de trabalho da mola é calculada a força máxima de trabalho ( $F_{max}$ ) por meio da Equação 3.

$$F_{max} = K(y + y_{inicial}) \quad (3)$$

Tomando  $F_{min}$  como a pré-carga utilizada na montagem da mola obtemos a força alternada e média pelas equações Equação 4 e Equação 5, como demonstrado por Norton, Collins e Mott [5–7].

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (4)$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (5)$$

### 2.3 Cálculo das tensões e das dimensões admissíveis

A partir dos dados iniciais e dos resultados obtidos anteriormente dá-se início aos cálculos do diâmetro médio da mola ( $D_m$ ) e o índice de mola ( $C$ ) pelas Equação 6 e Equação 7, respectivamente. Para esses cálculos foi utilizado um “laço” dentro do código para que percorra toda a tabela de diâmetros e calcule os índices de mola para todos.

$$D_m = D - d \quad (6)$$

$$C = \frac{D}{d} \quad (7)$$

Onde  $D$  é o diâmetro de espira e  $d$  o diâmetro de fio.

Em seguida, utiliza-se uma “condicional” para que os restante dos cálculos a partir desse momento sejam realizados apenas para os diâmetros cujo o índice de mola estejam entre 4 e 12, uma vez que,  $C < 4$  a fabricação da mola torna-se difícil e quando  $C > 12$ , a mola tende à flambar em compressão, de acordo com Norton e Collins [5, 6].

Dentro da mesma “condicional” são calculados o fator de cisalhamento direto ( $K_s$ ) e o fator de Wahl ( $K_w$ ) utilizando a Equação 8 e Equação 9, respectivamente.

$$K_s = \left(1 + \frac{0,5}{C}\right) \quad (8)$$

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (9)$$

Encontrados os valores de cada fator, é calculado a tensão de cisalhamento inicial ( $\tau_i$ ), tensão média ( $\tau_m$ ) e a tensão de cisalhamento alternada ( $\tau_a$ ) aplicando a Equação 10, Equação 11 e Equação 12.

$$\tau_i = K_s \frac{8F_i D}{\pi d^3} \quad (10)$$

$$\tau_m = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (11)$$

$$\tau_a = K_w \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (12)$$

O número de espiras ativas ( $N_a$ ), numero de espiras total ( $N_t$ ) e o passo ( $p$ ) foram calculados de acordo com o tipo de extremidade da mola, conforme as equações para cada tipo de extremidades listadas em Budynas e Nisbett [8]. Para o cálculo da massa da mola ( $W_a$ ) em kg, Equação 13, foi admitido que a densidade para aços liga ( $\rho$ ) é de aproximadamente  $7,8 \times 10^3$  g/m<sup>3</sup>.

$$W_a = \frac{\pi^2 d^2 D N_a \rho}{4} \quad (13)$$

Em seguida, dentro do mesmo “laço”, considerando que o módulo de cisalhamento ( $G$ ) para aços liga é de 80,8Mpa, é calculado o número de espiras ativas ( $N_a$ ), para cada diâmetro de fio selecionado, pela Equação 14.

$$k = \frac{F}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (14)$$

Para o cálculo do número total de espiras ( $N_a$ ) foi utilizado uma série de “condicionais” para cada forma de extremidade da mola, conforme indicado em Budynas e Nisbett [8]. Após esses cálculos dá-se início ao calculo do comprimento da mola fechada ( $L_s$ ), da deflexão com a mola fechada ( $y_{fechada}$ ) e o comprimento de trabalho ( $L_a$ ) para o determinado diâmetro conforme as dimensões indicadas na Figura 1.

Com as dimensões obtidas, é possível calcular a carga com a mola fechada ( $F_{fechada}$ ) e a tensão com a mola fechada ( $\tau_{fechada}$ ) usando a Equação 10 e Equação 14. Conforme Norton [5], no momento em que a mola atinge o seu comprimento fechado ( $L_s$ ), todas as espiras estarão em contato e a constante de mola se torna a rigidez das espiras sólidas em compressão. A constante de mola deve ser definida no intervalo compreendido entre 15% e 85% de sua deflexão total e seu intervalo de deflexão de trabalho  $L_a - L_m$  mantido naquela região.

Partindo do diâmetro do fio ( $d$ ) e do número de espiras ativas ( $N_a$ ) é calculado, com uma folga de 15%, o ângulo de inclinação da espira ( $\lambda$ ), Equação 15, quanto maior o ângulo de inclinação, mais acentuadas serão as

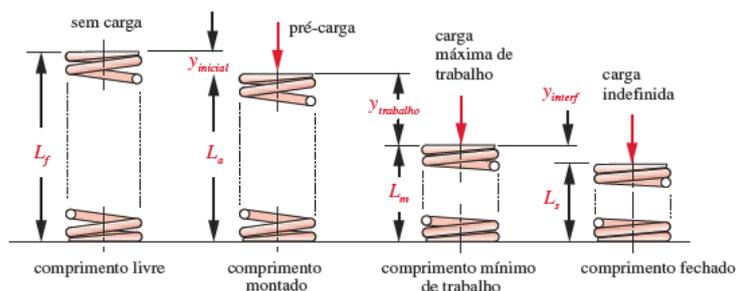


Figura 1. Vários comprimentos de uma mola helicoidal de compressão em uso. Fonte: Norton (2013).

espiras. Para serem mais funcionais, as molas devem ter um ângulo menor que  $12^\circ$ , se maior, serão desenvolvidas tensões de compressão indesejáveis no fio, conforme indicado por Mott e Melconian [7, 9]. Todos os valores obtidos são armazenados numa matriz (A), tendo como base o índice de mola (C), o ângulo de inclinação ( $\lambda$ ) e o comprimento de trabalho calculado para os diâmetros preferenciais de fio que não deve ser maior que comprimento de trabalho estabelecido pelo usuário.

$$\lambda = \arctg \frac{p}{\pi D} \quad (15)$$

## 2.4 Cálculo das propriedades e coeficiente de segurança para cada material

Com os diâmetros adequados é calculado, através de dois “laços”, o limite de resistência à tração, ( $S_{ut}$ ), utilizando os coeficientes contidos em Norton [5] para resolver a Equação 16. Depois, calcula-se o limite de resistência à torção ( $S_{us}$ ) e o limite de resistência ao escoamento por torção ( $S_{ys}$ ) para os aços ASTM A227, ASTM A228, ASTM A229, ASTM A232 e ASTM A401.

Através de uma “condicional”, é calculado o limite de resistência a tração ( $S_{ut}$ ) para os intervalos de valores do diâmetro do fio pela Equação 16, dados os coeficientes indicados para cada material e o limite de resistência à torção ( $S_{us}$ ) pela Equação 17.

$$S_{ut} \cong B d^a \quad (16)$$

$$S_{us} \cong 0,67 S_{ut} \quad (17)$$

Para encontrar um valor aproximado da resistência ao escoamento sob torção de molas helicoidais a compressão em condições estáticas de carregamento deve-se utilizar fatores de resistência ao escoamento recomendados para diversos materiais de fios de mola relacionados com uma porcentagem do limite de resistência à tração, também contidos em Norton [5].

Segundo Norton e Collins [5, 6], a resistência à fadiga, ( $S_{fw}$ ), no intervalo  $10^3 < N < 10^7$  ciclos, sofre uma variação de acordo o material e com a possibilidade de ter sofrido jateamento de esferas ou não. Os valores recomendados para diferentes materiais de fio para as condições com e sem jateamento estão destacados nas duas referências.

A partir de uma “condicional”, é calculado o limite de resistência ao escoamento por torção ( $S_{ys}$ ), uma vez sendo considerado a porcentagem máxima do limite de resistência à tração depois da remoção de deformação permanente para os materiais.

Norton [5] cita que todos os fios de aços de mola de menos de 10 mm de diâmetro apresentam um limite de resistência à fadiga torcional para vida infinita,  $S_{ew'} \cong 310$  Mpa para molas não jateadas e  $S_{ew'} \cong 465$  Mpa para molas jateadas, com razão de tensão  $R = 0$ . Como os dados de teste foram obtidos sob condições reais, não há a necessidade, neste caso, de aplicar correções para a condição de superfície, tamanho ou fatores de correção de carga para  $S_{fw'}$  ou  $S'_{ew}$  [5].

Assumindo que a pré-carga não variará de forma significativa durante a vida do componente e também qualquer aumento no carregamento respeitará uma razão constante entre as componentes alternada e média de tensão.

Isso corresponde ao Caso 3 do diagrama de Goodman modificado, assim, temos que o limite de resistência à fadiga sob carregamento alternado ( $S_{es}$ ) é dado pela Equação 18 e o coeficiente de segurança para fadiga ( $N_{fs}$ ) pela Equação 19.

$$S_{es} = 0,5 \frac{S_{ew} S_{us}}{S_{us} - 0,5 S_{ew}} \quad (18)$$

$$N_{fs} = \frac{S_{es} - (S_{us} - \tau_i)}{S_{es}(\tau_m - \tau_i) + S_{us}\tau_a} \quad (19)$$

Desta forma, tem-se a última condicional para a seleção do material e diâmetro utilizado, que foi, o coeficiente de segurança para fadiga. A rotina apenas armazenará nas tabelas correspondentes a cada material os diâmetros de fio que apresentem um  $N_{fs} > 1$ . Todos os valores descritos nessa seção são armazenados em uma matriz tridimensional que guarda os valores admissíveis para o projeto referentes a cada material.

## 2.5 Análise de flambagem

De acordo com Norton e Collins [5, 6], do mesmo modo que colunas finas e longas quando submetidas à compressão axial elevada tendem a flambar, as molas helicoidais de compressão também irão flambar se a deflexão axial for muito elevada.

Como molas de extremidades inclinadas tendem a flambar com uma razão de aspecto menor que aquela que está mantida com extremidades paralelas, como mostrado por Norton [5], foi admitido que a mola será dimensionada com extremidades paralelas.

Utilizando o software *Webplotdigitizer*, foi obtido uma equação aproximada para a curva de condições críticas de flambagem ilustrada por Norton [5] para extremidades paralelas, tipo adotado no programa.

$$R_{estavel} = 4.6686e^{(-0.408 \frac{L_f}{D})} \quad (20)$$

Assim, se o valor para uma razão estável ( $R_{estavel}$ ) for maior que a razão  $y/L_f$ , a mola não estará sujeita a flambagem e será indicado no programa.

## 3 Estruturação da aplicação

### 3.1 Funcionalidade

Após a revisão bibliográfica e estudos sobre o ambiente *Scilab*, foi desenvolvida uma rotina computacional junto com uma interface gráfica nesse ambiente para o dimensionamento de molas helicoidais de compressão com diâmetro de espira constante, passo constante, seção de fio circular, com extremidades paralelas e com jateamento de esferas que possa ser utilizada em um veículo *off-road* baixa SAE.

Na interface da rotina estão os campos que serão preenchidos pelo usuário, os campos destinados a exibição dos dados obtidos para os materiais utilizados no dimensionamento da mola e um gráfico para melhor comparação dos resultados. A rotina realiza as iterações necessárias para o dimensionamento de mola com base nos materiais cuja as propriedades estão contidas em Norton [5], que são o aço ASTM A227, ASTM A228, ASTM A229, ASTM A232 e ASTM A401.

Na interface, mostrada na Figura 2, será exibido para cada material uma tabela com os diâmetros de fio ( $d$ ), índice de mola ( $C$ ), o número total de espiras ( $N_t$ ), o passo das espiras ( $p$ ), o coeficiente de segurança admissíveis e a massa da mola ( $W$ ) para cada material caso o mesmo atenda as condições de contorno estipuladas pelo usuário. Se algum material não atender as condições de contorno, o campo dedicado a ele na interface continuará vazio. O principal critério utilizado no programa é que o coeficiente de segurança à fadiga ( $N_{fs}$ ) para a mola seja maior do que 1,0.

O outro campo da interface é destinado a exibição de um gráfico que relaciona o coeficiente de segurança ( $N_{fs}$ ) ao índice de mola ( $C$ ) admissíveis para cada material. O gráfico auxilia o usuário numa melhor interpretação do desempenho de cada material para a condição estabelecida. A rotina também indicará se a mola dimensionada está sujeita ou não a flambagem e caberá ao usuário opinar por um projeto diferente ou a utilização de artifício para evitar a flambagem.

### 3.2 Validação de Resultados

Como o objetivo de validar a rotina computacional e destacar sua eficiência no dimensionamento de molas helicoidais de compressão, foi solucionando o Exemplo 14-4 proposto por Norton [5], cujo dados são: constante de mola com 90 lb/in; pré-carga de 60 lb; número de ciclos de  $12 \times 10^9$ ; comprimento do alojamento de 3,622 in; diâmetro do amortecedor de 1,657 in; curso do amortecedor 1,0 in, assumindo que a extremidade seja esmerilhada e esquadrejada.

Convertermos os dados de entrada para o SI, temos: constante de mola com 15761,0 N/m; pré-carga de 267,0 N; número de ciclos de  $12 \times 10^9$ ; comprimento do alojamento de 92,0 mm; diâmetro do amortecedor de 42,1 mm e o curso do amortecedor de 25,4 mm. Após a execução da rotina obteve-se os dados para o ASTM A228 comparados na Tabela 1.

Tabela 1. Resultados da validação da rotina

Dados	Exemplo	Rotina
Diâmetro do fio	0,207 in	5,26 mm
Índice de Mola	7	7
Tensão Inicial	26743 psi	184,40 MPa
Tensão Média	22705 psi	156,48 MPa
Tensão alternada	46800 psi	322,64 Mpa
$N_{fs}$	1,3	1,3

Analisando os dados obtidos tem-se o comparativo mostrado para o aço A228, material considerado no exemplo, os dados referentes as tensões foram retirados diretamente do código fonte da rotina e os demais resultados diretamente da interface. Observa-se que há pequenas diferenças entre os resultados do exemplo e os da rotina, sendo essas atribuídas aos arredondamentos utilizados na bibliografia, sendo assim, possível validar a rotina.

### 3.3 Estudo de caso

No estudo de caso, considera-se que a mola dimensionada será utilizada na suspensão dianteira de um veículo baja SAE onde o conjunto “baja + piloto” tem uma massa de aproximadamente 200,0 kg, assumindo que 40% do peso do conjunto será distribuído igualmente entre as rodas dianteiras, a massa não suspensão será de 12,0 kg e que a frequência de trabalho é de 1,8 Hz. A partir desses dados foi calculada a necessidade de uma constante de mola de 10,2 kN/m, uma pré-carga de 660,0 N e uma vida de  $10^6$  ciclos.

Com relação às dimensões do amortecedor, foi considerado um comprimento de trabalho da mola de 350 mm, o diâmetro do amortecedor igual à 90 mm e um curso de trabalho de 100 mm. Aplicando os dados na rotina temos os resultados apresentados na interface, conforme mostrado na Figura 2.

Nota-se que não há resultado para o fio de aço ASTM A228, isso significa que o material não atende as condições de projeto, nesse caso, isso se deve ao fato de que os diâmetros utilizados não estão dentro do intervalo estipulado para o material na tabela de coeficientes para o cálculo do limite de resistência a tração ( $S_{ut}$ ). Já para os outros materiais, são exibidos os dados para os diâmetros de fios aceitáveis.

No gráfico podemos observar que os valores do coeficiente de segurança á fadiga para uma vida de  $10^6$  ciclos para o ASTM A227 e A229 estão muito próximos assim como o ASTM A232 do A401, isso ocorre por conta da porcentagem máxima do limite de resistência a tração utilizada para calcular a resistência ao escoamento torcional. Nota-se também que os dois primeiros apresentam menores coeficientes de segurança para os mesmos diâmetros de fio, além de haver apenas um diâmetro que atenderia as condições estabelecidas.

Ainda no gráfico, é observado a redução do coeficiente de segurança com o aumento do índice de mola como indicado na bibliografia, isso se deve ao fatos de que ao reduzir o índice C, significa o aumento do diâmetro do fio

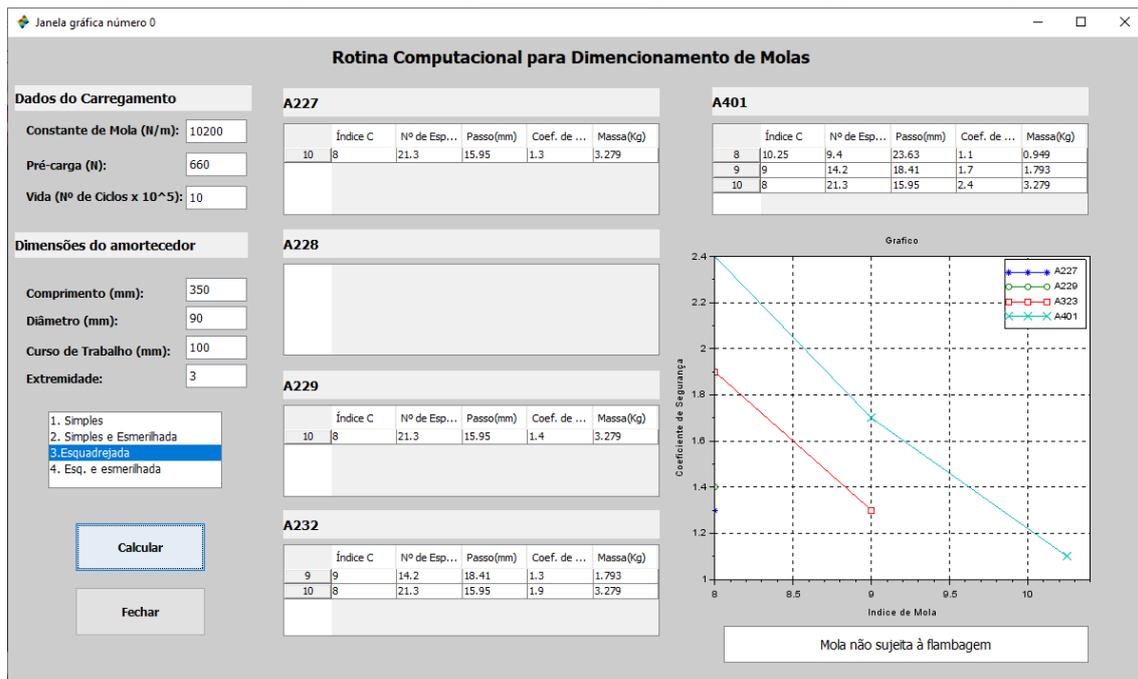


Figura 2. Resultados do estudo de caso

ou redução do diâmetro da mola, como o diâmetro da mola permanece fixo, o aumento da área da seção transversal do fio faz com que as tensões sejam reduzidas.

## 4 Conclusão

Através da rotina, partindo da geometria da mola e as condições de carga, é possível determinar os parâmetros para a fabricação de uma mola para suspensão que atenda as condições exigidas. Utilizando os critérios de Goodman, pode-se achar uma série de combinações entre o diâmetro do fio e os materiais que atendam as condições do projeto.

A rotina possibilita uma melhor análise, mais rápida e intuitiva, sobre a influência das dimensões e carregamento de uma mola têm sobre os outros parâmetros do projeto, como por exemplo, nas tensões desenvolvidas ao longo da vida da mola. Há também a possibilidade da utilização do programa para buscar um melhor custo benefício, de forma rápida, para a fabricação de molas, uma vez que os materiais utilizados apresentam custos relativos distintos.

## Referências

- [1] Society of Automobile Engineers, 2019. A história resumida da sae.
- [2] Jazar, R., 2008. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Manhattan College. Springer.
- [3] Nicolazzi, L. & Rosa, E., 2001. *Introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas*. Publicação interna do GRANTE. Depto de Engenharia Mecânica da UFSC.
- [4] Rao, S. S., 2016. *Mechanical Vibrations*. 6th Edition. Pearson.
- [5] Norton, R. L., 2013. *Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada*. 4ª edição. Bookman.
- [6] Collins, J. A., 2006. *Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma Perspectiva de Prevenção de falha*. 4ª ed. LTC.
- [7] Mott, R. L., 2015. *Elementos de Máquinas em Projetos Mecânicos*. 5ª Edição. Pearson.
- [8] Budynas, R. & Nisbett, J., 2011. *Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica*. AMGH.
- [9] Melconian, S., 2009. *Elementos de Máquinas*. 9ª Edição Revisada. Érica.