



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS DANIEL FIRMINO PAULINO

PROJETO E ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL DAS MOLAS
HELICOIDAIS DA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO TIPO JIPE

JOÃO PESSOA

2019

LUCAS DANIEL FIRMINO PAULINO

**PROJETO E ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL DAS MOLAS
HELICOIDAIS DA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO TIPO JIPE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba como requisito parcial da obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Dr. Koje Daniel Vasconcelos Mishina

JOÃO PESSOA

2019

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

P328p Paulino, Lucas Daniel Firmino.

PROJETO E ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL DAS MOLAS
HELICOIDAIS DA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO TIPO JIPE. /
Lucas Daniel Firmino Paulino. - João Pessoa, 2019.
70 f. : il.

Orientação: Kojé Daniel Vasconcelos Mishina Mishina.
Monografia (Graduação) - UFPB/Tecnologia.

1. Molas helicoidais, suspensão, ANSYS. I. Mishina, Kojé
Daniel Vasconcelos Mishina. II. Título.

UFPB/BC

LUCAS DANIEL FIRMINO PAULINO

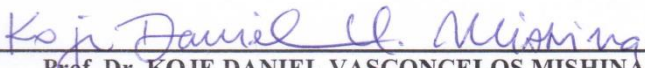
**PROJETO E ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL DAS MOLAS
HELICOIDAIS DE SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO TIPO JIPE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal da Paraíba como requisito
parcial da obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

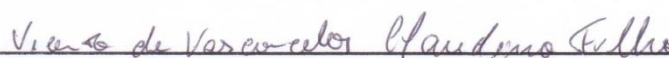
Orientador: Dr. Koji Daniel Vasconcelos Mishina

DATA DA APROVAÇÃO: 23/09/2019

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. KOJE DANIEL VASCONCELOS MISHINA (ORIENTADOR)


Prof. Dr. JOÃO BOSCO DE AQUINO SILVA (AVALIADOR)


Me. VICENTE DE VASCONCELOS CLAUDINO FILHO

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus que me guiou durante essa caminhada e que me levantou em diversos momentos de desânimo e tristeza.

Aos familiares agradeço os meus pais, Lucineide e Luzinaldo, que sempre estiveram ao meu lado me incentivando de diversas formas e que trabalham incansavelmente todos os dias a fim de proporcionar o melhor em minha vida. A minha madrinha Célia e seu esposo Luís agradeço a garantia do que mais que um lar, onde a preocupação e conforto sempre estiveram presentes. Ao meu irmão Pedro que com sua energia consegue transmitir alegria, fazendo-me sorrir em momentos de cansaço enfrentados ao longo do curso. Em memória a minha avó Severina que sempre me incentivou, através de palavras ou ações, a nunca desistir dos meus sonhos. Obrigado por ser uma das maiores incentivadoras da minha vida.

Aos meus amigos por suportarem meus momentos de variação de humor. Os momentos de alegria estarão sempre guardados em minha memória e coração.

“Comprometa-se quando puder, mas se
não puder, não faça. Mesmo quando
todos disserem que algo errado
está certo.”

“Às vezes é preciso aprender a correr
antes de começar andar.”

“Parte da jornada é o fim.”

Frases atribuídas aos personagens
Peggy Carter e Tony Stark (Quadrilogia Avengers)

RESUMO

Com o intuito de melhorar a dinâmica de seus veículos, as empresas investem cada vez mais em tecnologia para a otimização de seus projetos a fim de garantir um maior conforto e segurança aliados a uma maior velocidade. O desenvolvimento de computadores com processadores cada vez mais velozes contribuiu significativamente para este avanço, permitindo criar protótipos virtuais sujeitos a simulações próximas as condições reais. Neste contexto a suspensão vem ganhando grande espaço nesse setor, uma vez que influência diretamente no desempenho do veículo. A mola como sendo um de seus principais componentes sofreu rápida evolução, principalmente na sua composição e propensões a falhas a fim de evitar acidentes. Neste trabalho é feita uma abordagem quanto à caracterização e desempenho das molas helicoidais de compressão, traseira e dianteira de um veículo tipo jipe, partindo de restrições e especificações de projeto. Na análise levou-se em consideração o carregamento estático e de fadiga, a simulação das condições reais de uso são feitas através do ANSYS. Para tanto foi estruturado os parâmetros de uma mola helicoidal de compressão e as particularidades do software computacional. Através das equações foi possível a obtenção de resultados analíticos para os diversos parâmetros com a variação do diâmetro do fio da mola, sendo estes feitos no programa Office Excel. A partir dos dados encontrados foram construídas duas molas helicoidais de compressão no ANSYS e posteriormente submetidas a uma simulação virtual. Com os dados de saída observou-se uma discrepância de resultados, uma vez que para os cálculos analíticos as molas atendiam os requisitos de segurança e não falhavam. No entanto aqueles apresentados pela simulação demonstravam um comportamento diferente da mola para a tensão aplicada, resultando em uma falha por fadiga. Estas divergências podem ter sido ocasionadas por fatores ligados a especificações de propriedades do material, refinamento da malha aplicada sobre o modelo geométrico, aplicação da força, dentre outros, que acabam por abrir discussões a respeito do estudo. As dificuldades encontradas na otimização do projeto são explanadas ao longo do trabalho, levando a um enriquecimento de conhecimento e procedimentos a serem seguidos com o intuito de minimizar as problemáticas encontradas.

Palavras-chave: molas helicoidais, suspensão, fadiga, elementos finitos, ANSYS.

ABSTRACT

In order to improve the dynamics of their vehicles, companies are investing more and more in technology to optimize their designs to assure more comfort and safety coupled with a greater velocity. The development of computers with faster processors contributes significantly to this advance, allowing to create virtual prototypes subject to simulations close to real conditions. In this context, the suspension is getting more importance in this sector, once it influences directly on vehicle performance. Spring is one of the main components that suffer a rapid evolution, mainly in its composition and failures propensities to avoid accidents. In this work is made an approach as for the characterization and performance of helical compression springs, rear and front, in a jeep, from the design restriction and specifications. The analysis had considered the static and fatigue load, and the real condition simulations it was made by software ANSYS®. Therefore, it was structured parameters to the helical compression spring and the software particularities. By the Equations, it was possible to gain the analytic results for many parameters with the variation of spring wire diameter, this had been made on Microsoft Excel. From the gained data it was built two helical compression springs on ANSYS® and after submitted to a virtual simulation. The outlet data showed a discrepancy in the results, once the analytic data to the helical compression springs attend the requirements of safety and does not fail. However, the simulation data demonstrates a different behavior to the stress applied to the spring, resulting in fatigue failure. These divergences may have been caused by factors related to material specifications, refinement of the mesh applied over the geometric model, force application, among others, which ended up opening discussions and respect for the study. The difficulties founded on design optimization are explained along with the work, take to a knowledge increasing and procedures to be followed to minimize the problems.

Keyword: helical springs, suspension, fatigue, finite elements, ANSYS.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Sistema de suspensão dependente.	16
Figura 2.2 - Disposição geométrica dos componentes de sistemas de suspensão independente.	17
Figura 2.3 - Resistências mínimas sob tração de fios de mola.	20
Figura 2.4 - Resistência à tração contra durezas de tiras de aço de mola temperado e revenido.	22
Figura 2.5 - Formato de molas helicoidais de compressão.	23
Figura 2.6 - Parâmetros dimensionais de uma mola helicoidal de compressão.	23
Figura 2.7 - Tensão em A devida à força axial combinada e o momento flexor (esquerda); vista lateral da mola onde a tensão decorrente da tensão em B (direita).	27
Figura 2.8 – Comprimentos de uma mola de extensão.....	28
Figura 2.9 - Intervalo preferido de tensão inicial em molas de extensão como uma função do índice de mola.	29
Figura 2.10 - Ângulo de posicionamento da extremidade livre, β	30
Figura 2.11 - Material que exhibe limite de resistência à fadiga.	31
Figura 2.12 - Material que não exhibe limite de resistência à fadiga.	32
Figura 2.13 - Fluxograma comparativo das etapas dos procedimentos do Método Analítico e Método de Elementos Finitos para resolução de problemas de análise estrutural.	36
Figura 2.14 - Aplicação de forças em uma mola com seus respectivos deslocamentos.	37
Figura 2.15 - Elemento sólido tetraédrico linear	38
Figura 3.1 - Suzuki Jimny 1.3 2018.....	46
Figura 4.1 - Malha Refinada.	55
Figura 4.2 - Força de 2180 N aplicada na mola traseira(B) e apoio fixo na parte inferior (A).	55
Figura 4.3 - Força de 3270 N aplicada na mola dianteira(B) e apoio fixo na parte inferior (A).	56
Figura 4.4 - Deformação máxima de 31, 8 milímetros para a força de 2180 N aplicada na mola traseira.	56
Figura 4.5 - Figura 18- Deformação máxima de 47,7 milímetros para a força de 3270 N aplicada na mola dianteira.	57
Figura 4.6 - Critério de Goodman para fadiga.	58
Figura 4.7 - Critério de Goodman para fadiga.	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Aços de mola de liga e alto carbono.	19
Tabela 2.2 - Constantes A e m para estimar a resistência mínima a tração de fios de mola.	20
Tabela 2.3- Propriedades mecânicas de alguns fios de mola.	21
Tabela 2.4- Relação entre os tipos de extremidades e quantidade de espiras de molas helicoidais de compressão.	25
Tabela 3.1 -Especificações técnicas do Jimny 1.3.	46
Tabela 4.1 -Forças atuantes nas molas traseira e dianteira do Jimny 1.3	51
Tabela 4.2 -Especificações mola traseira.	52
Tabela 4.3 - Especificações mola traseira.	52
Tabela 4.4 - Especificações mola dianteira.....	52
Tabela 4.5 - Comparação dos dados obtidos pelo método Analítico e ANSYS.	59
Tabela A. 1 – Especificação de molas da traseira do veículo.....	65
para carregamento estático.	65
Tabela A. 2 – Especificações de molas da traseira do veículo	65
para carregamento estático.	65
Tabela A. 3 – Especificações de molas da traseira do veículo	66
para carregamento estático.	66
Tabela A. 4 – Especificações de molas da traseira do veículo para fadiga.	66
Tabela A. 5 – Especificações de molas da traseira do veículo para fadiga.	67
Tabela A. 6 – Coeficientes de segurança.	67
Tabela B. 1 – Especificação de molas da traseira do veículo	68
para carregamento estático.	68
Tabela B. 2 – Especificação de molas da traseira do veículo	68
para carregamento estático.	68
Tabela B. 3 – Especificação de molas da traseira do veículo	69
para carregamento estático.	69
Tabela B. 4 – Especificações de molas da traseira do veículo para fadiga.	69
Tabela B. 5 – Especificações de molas da traseira do veículo para fadiga.	70
Tabela B. 6 – Coeficientes de segurança.....	70

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	12
1.1 Introdução.....	12
1.2 Justificativa.....	14
1.3 Objetivos	14
1.3.1 Objetivo geral.....	14
1.3.2 Objetivos específicos	14
CAPÍTULO 2	15
2. Fundamentação Teórica.....	15
2.1 Sistema de suspensão	15
2.1.1 Componentes de um sistema de suspensão.....	15
2.1.2 Tipos de Suspensão	15
2.2 Molas	17
2.2.1 Materiais para molas	18
2.2.2 Molas Helicoidais de Compressão	22
2.2.3 Molas Helicoidais de Extensão	26
2.2.4 Molas Helicoidais de Torção	30
2.3 Definição do processo de fadiga	31
2.3.1 Ciclo de tensão de fadiga	32
2.3.2 Fadiga em molas	33
2.4 Método de elementos finitos	35
2.4.1 Análise de elementos tridimensionais por elementos finitos	38
2.4.2 Definição das Funções de Interpolação.....	39
2.4.3 Cálculo das deformações.....	39
2.4.4 Cálculo das Tensões	40
2.5 Análise numérica computacional	41
2.5.1 Preparação da análise	42

CAPÍTULO 3	45
3. Metodologia	45
3.1 Cálculos dos parâmetros dimensionais das molas para serviço estático	47
3.2 Cálculo para carregamento de fadiga	49
3.3 Análise numérica computacional	50
CAPÍTULO 4	51
4. Resultados.....	51
4.1 Especificações das molas	53
4.1.1 Molas traseiras	53
4.1.2 Molas dianteiras	54
4.2 Análise numérica computacional	54
CAPÍTULO 5	60
5. Conclusão.....	60
5.1 Propostas para trabalhos futuros.....	61
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	62
ANEXOS	65
ANEXO A	65
ANEXO B	68

CAPÍTULO 1

1.1 Introdução

À suspensão é um dos elementos fundamentais em um veículo. Tendo como componentes principais molas e amortecedores, tem como função garantir conforto aos passageiros, promover estabilidade e garantir que todas as rodas do carro estejam em contato com o solo. Dessa forma isola as vibrações resultantes dos desníveis no solo do veículo.

Nos primeiros veículos não se encontrava um sistema de suspensão que garantisse o conforto oferecido aos seus tripulantes, assim como também uma maior durabilidade deste. Essa problemática levou ao aperfeiçoamento de elementos capaz de sanar essas particularidades. A tecnologia limitada da época permitiu a produção de molas simples de feixes de ferro forjados, cujo produto ficou conhecido como molas de lâminas.

Um sistema de suspensão eficaz não deve ser constituído apenas por molas, pois a energia acumulada pode fazer com que o veículo oscile. A fim de controlar essas oscilações são utilizados amortecedores. Cada um desses componentes possui sua própria vibração, onde a diferença destas diminui a ressonância do veículo. Outros componentes como os assentos e pneus fazem parte desse sistema, aliados diretamente ao conforto (JUNIOR E LOSEKANN 2003).

Com o desenvolvimento de veículos cada vez mais velozes, vários foram os conceitos e métodos introduzidos na área automobilística. A adequação a novas tecnologias levou uma crescente inovação durante a concepção do projeto. As molas passaram a ser helicoidais e novos materiais foram introduzidos na sua composição, a fim de minimizar o seu peso e custo. O aprimoramento deste componente gerou um gradiente de competitividade entre os fabricantes, que se baseia nos requisitos de custo, tempo, qualidade e fatores ligados ao projeto. (BASSETTO,2000)

Visando testar o comportamento dos componentes de um sistema de suspensão as empresas inicialmente desenvolviam protótipos dos produtos, o que demandava tempo e custo, uma vez que estes poderiam falhar ou não tender os requisitos para sua aplicação. Com o desenvolvimento dos computadores, programas de simulação computacional CAD (Computer Aided Design) e CAE (Computer Aided Engineering) foram criados, permitindo a criação de protótipos virtuais sujeitos a ensaios experimentais próximos das condições reais de uso. Estes programas possuem algoritmos de otimização ou podem ser interligados a outros programas para a criação de um bom projeto.

A fim de fazer uma abordagem com relação ao tema, o trabalho será distribuído entre os capítulos 2, 3 e 4, que discutem as particularidades do projeto. O capítulo 2 fará uma revisão de conceitos importantes. Nele trataremos da importância da suspensão e sua influência direta no comportamento do veículo frente aos desníveis encontrados no solo, como também da descrição e distribuição geométrica de seus componentes. Ao desenvolvimento deste ainda serão destacadas as molas de modo geral partindo das especificações de materiais para a sua construção, da conceituação dos principais tipos encontrados, quanto à forma geométrica, e as discretizações das equações para a determinação de seus parâmetros dimensionais. Com o intuito de uma maior visualização dos cálculos que são feitos dentro do ANSYS, será feita uma análise do método de elementos finitos. A fim de relacionar a influência entre o número de ciclos e a falha que pode ocorrer em uma mola, o texto fará uma definição do processo de fadiga e de que forma ocorre o seu desenvolvimento.

O capítulo 3 detalhará os passos a serem seguidos para a obtenção dos resultados analíticos e computacional. Inicialmente é descrito como ocorre a distribuição de carga do veículo nos eixos dianteiro e traseiro. A grandeza dessa carga é determinada a partir das especificações técnicas do Jimny 1.3. Ao decorrer do capítulo ainda é feita a escolha do material mais apropriado para tal aplicação, as especificações das restrições para o projeto, a determinação das equações para carregamento estático e de fadiga e as etapas a serem seguidas no ANSYS para a obtenção e interpretação dos resultados.

No capítulo 4 são detalhados os resultados encontrados com o auxílio das equações do capítulo anterior e aqueles obtidos com o auxílio do ANSYS. Conhecendo como ocorre a distribuição de carga do veículo nos eixos e as restrições impostas ao projeto, a fim de que este seja aprovado, são feitos os cálculos dos parâmetros dimensionais, para serviço estático e fadiga a partir do programa Office Excel, com a variação do diâmetro do fio. A partir deles são construídos dois modelos de molas no SolidWorks e posteriormente importados para o ANSYS, onde o componente estrutural é dividido em pequenos elementos interligados através de nós, cujo conjunto denomina-se malha. Esta, quando submetida uma determinada carga, permite a obtenção de dados de saída relacionados às deflexões máximas e as tensões equivalentes alternadas atuantes nas molas.

1.2 Justificativa

As molas, juntamente com amortecedores, são responsáveis por absorver as vibrações resultantes dos impactos do veículo no solo. Qualquer defeito na mola pode ocasionar acidentes, uma vez que interfere diretamente na suspensão. Defeitos como trincas e rebaixamento do veículo são os mais frequentes. O desenvolvimento de estudos acerca da otimização de projetos de molas visa sanar essas problemáticas e obter dados satisfatórios mediante simulações feitas em computadores para uma determinada aplicação.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como propósito estudar as características de um carro tipo jipe para que assim possam ser dimensionadas molas helicoidais de compressão para a sua suspensão. Partindo das especificações de suas variáveis de projeto, são construídas duas molas, via CAD, as quais posteriormente são submetidas a uma simulação através do método de elementos finitos (MEF) em um programa computacional de simulação, com o intuito de analisar o comportamento destas para as condições reais de aplicação.

1.3.2 Objetivos específicos

Procurar materiais em acervos digitais e impressos para fazer uma revisão sobre as características das molas helicoidais de compressão e obter dados através dos métodos analíticos e de elementos finitos, com o intuito de abrir discussões sobre o tema proposto.

O escopo do projeto deste trabalho passa pelas seguintes etapas:

- Especificações geométricas das molas;
- Análise de carregamento para serviço estático;
- Análise para carregamento de fadiga;
- Desenho geométrico da mola helicoidal via CAD;
- Simulação do modelo via MEF (método de elementos finitos).

CAPÍTULO 2

2. Fundamentação Teórica

2.1 Sistema de suspensão

Formado principalmente por molas helicoidais e amortecedores, o sistema de suspensão caracteriza-se pela estabilidade e conforto oferecido aos indivíduos presentes no veículo. Paralelamente assegura que todas as rodas do carro estejam em contato com o solo. A eficiência desse sistema influencia na vida útil e empenho do chassi, motor e carroceria do veículo. Pode ser do tipo dependente e independente, partindo do mesmo princípio de funcionamento em absorver a energia gerada pelos desníveis nas estradas e promover a distribuição adequada do peso no carro, garantindo assim aderência a pista.

2.1.1 Componentes de um sistema de suspensão

O sistema de suspensão é formado pelos seguintes componentes:

- Molas: absorvem a energia resultante dos impactos devido os diferentes níveis presentes no solo;
- Amortecedores: atuantes no controle da energia liberada pelas molas, garantido a estabilidade do veículo;
- Barra estabilizadora: garante a estabilidade do veículo quando o mesmo se encontra em velocidades elevadas, evitando que o mesmo derrape ou vire durante uma curva;
- Batente: feita de material polimérico, promove a união entre os amortecedores e molas com a carroceria do automóvel;
- Pivô de suspensão: tem como função ligar o chassi e carroceria com o telescópio, manga de eixo e cubo de roda, possibilitando o carro a um curso (CARVALHO, 2015).
- Braço oscilante: componente que liga a mola ao chassi e que se encontra mais próximo ao solo. Determina o posicionamento das molas e amortecedores durante o funcionamento do veículo.

2.1.2 Tipos de Suspensão

A escolha dos sistemas dependente e independente determina o posicionamento vertical das rodas do veículo.

2.1.2.1 Sistema dependente

Sistema de suspensão com eixo rígido onde as rodas da direita estão interligadas as esquerdas através de um eixo sólido (FONSECA, 2018). Assim, quando há variação no posicionamento das rodas de um lado, as opostas assumem a mesma angulação que a primeira (ângulo entre o eixo da roda e o do veículo). Por ser um sistema rígido e barato, é utilizado em veículos de alta solicitação como caminhões pesados e carros utilitários esportivos.

Figura 2.1 - Sistema de suspensão dependente.



Fonte: DOMINGOS E MAKIYAMA (2015).

2.1.2.2 Sistema Independente

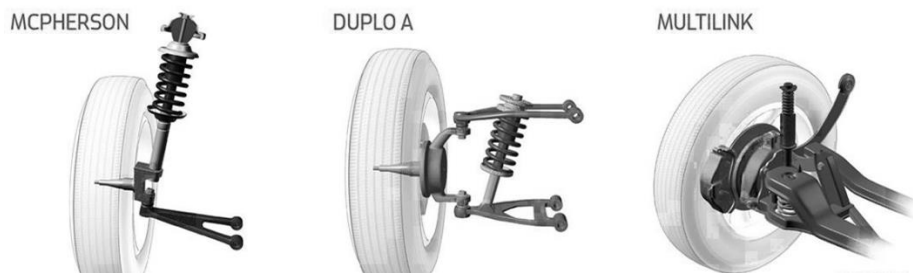
O sistema independente configura-se pela independência do posicionamento das rodas. Estas, diferente do sistema dependente, não estão conectadas através de um só eixo. Isso garante maior estabilidade do veículo frente aos desníveis encontrados nas estradas. Embora mais caro e complexo, em relação a sua montagem, é o sistema adotado pelos carros mais modernos. Podem ser do tipo:

- MacPherson; é o mais simples dentre os sistemas independentes. É amplamente utilizado na suspensão dianteira de veículos. Devido a quantidade pequena de itens que apresenta e distribuição adequada das solicitações de carga, quando em atividade, são utilizados em sua composição estruturas mais leves (FONSECA,2018). Carro mais modernos de pequeno e médio porte fazem uso desse tipo de suspensão.
- Duplo A: é formado por dois braços triangulares dispostos de forma paralela. Esse sistema absorve e distribui melhor os esforços resultantes dos impactos devido à

presença de borrachas presentes entre os braços. Isso garante um auxílio e maior autonomia em relação às molas e amortecedores.

- Multilink: caracteriza-se pela incorporação e aperfeiçoamento das estruturas da suspensão duplo A. O suporte das rodas e a união com a estrutura do veículo é feita por braços múltiplos.

Figura 2.2 - Disposição geométrica dos componentes de sistemas de suspensão independente.



Fonte: SHARP (2016).

2.2 Molas

As molas são elementos elásticos que realizam forças ou torques e absorvem energia, que é comumente armazenada e em seguida liberada (JUVINALL, 2013). Encontra-se em distintos formatos e composições. Partindo dessa premissa juntamente com a ampliação das atividades e necessidades atuais, vários foram os tipos de molas desenvolvidas, cada qual com suas propriedades e características definidas pelo projeto. As solicitações de cargas querem seja de compressão, tração e torção, assim como a geometria acabam por dividir as molas em dois grupos: molas helicoidais e planas.

Molas Helicoidais são as mais comuns de serem encontradas no mercado. Feitas de arame de aço, são enroladas em forma de hélice cilíndrica ou cônica. A seção transversal dos seus fios pode ser de formato retangular, quadrada, triangular e circular. Possuem excelente durabilidade e resistência, o que amplia a sua aplicação em sistemas mais adversos. Seu emprego estende-se desde sistemas ou equipamentos simples como furadores de papel, fechadura e pregadores de roupa, até componentes mais complexos como relógios e mola de retorno de válvula em motores. Como o presente trabalho tem como foco o dimensionamento de uma mola de compressão para o sistema de amortecimento de um carro tipo jipe, esse tipo de mola será o mais abordado. Podem ser subdivididas em molas:

- Compressão;
- Extensão;

- Torção.

Molas Planas segundo NORTON(2013), regularmente, são do tipo em balanço ou vigas bi apoiadas, apresentando diferentes formatos. Ao contrário das molas helicoidais, onde a carga é aplicada ao longo do sentido do eixo, nesse tipo de mola a carga é aplicada perpendicularmente ao mesmo. Quando submetidas a uma carga, flexionam-se em direção oposta. São feitas de material em fita ou plano tendo aplicações em válvulas, conjunto de freios e aparelhos de comando elétrico. Por formação geométrica podem ser do tipo:

- Simples;
- Feixes de molas;
- Molas arruela ou prato: curvadas, onduladas, dedo e belleville;
- Molas enroladas: motor, voluta e molas de força constante.

2.2.1 Materiais para molas

Existe uma abundância de materiais utilizados para a produção de molas, onde podemos citar os aços carbono, estes com teor de carbono variando de 0,7% a 1,2 %, aços resistentes à corrosão, como aços manganês, devido a sua resistência à fadiga, e os aços que contêm silício, devido ao alto limite de ruptura e elasticidade que apresenta, assim como também aços ligas e materiais não ferrosos tal como bronze-fósforo, ligas de níquel, cobre-bérbilio e latão de mola (SHIGLEY *et al*,2005).

Embora, em sua maioria, feitas de metais, as molas podem ser produzidas a partir de outros materiais para atender aplicações específicas. Quando utilizada cargas mais leves, as molas podem ser fabricadas de plásticos, o que reduz seu custo de produção. Outra alternativa é a utilização de materiais compostos modernos que alia leveza com as características encontradas em materiais metálicos, sendo assim utilizada em projetos que requer massa mínima. A tabela 2.1 mostra alguns materiais dos quais as molas são feitas com suas respectivas descrições.

Tabela 2.1 - Aços de mola de liga e alto carbono.

Nome do material	Especificação similar	Descrição
Fio musical (ou polido), 0,80–0,95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Este é o melhor, mais tenaz e mais amplamente usado de todos os materiais de mola para pequenas molas. Ele tem a mais elevada resistência de tração e pode aguentar tensões mais elevadas sob carregamento repetido que qualquer outro material de mola. Disponível em diâmetros de 0,12 mm a 3 mm. Não use acima de 120°C ou em temperaturas abaixo de zero.
Fio revenido em óleo, 0,60–0,70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Este aço de mola de propósito geral é usado para muitos tipos de molas de espirais, em que o custo do fio musical é proibitivo e em tamanhos maiores que os disponíveis em fio musical. Não recomendável para carregamento de choque ou impacto. Disponível em diâmetros de 3 mm a 12 mm, mas diâmetros maiores e menores podem ser obtidos. Não recomendado para uso acima de 180°C ou em temperaturas abaixo de zero.
Mola de fio duro estirado 0,60–0,70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Este é o aço de mola mais barato de propósito geral, e deve ser usado somente quando a vida, acurácia e deflexão não são tão importantes. Disponível em diâmetros de 0,8 mm a 12 mm. Não recomendado para uso acima de 120°C ou em temperaturas abaixo de zero.
Cromo-vanádio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Este é o mais popular aço-liga de mola para condições envolvendo tensões mais elevadas que pode ser usado com aços de alto-carbono, e para uso em que resistência à fadiga e longa endurance são necessárias. Também bom para cargas de choque e impacto. Amplamente usado para mola de válvulas de motor de aeronaves e em temperaturas até 220°C. Disponível recozido ou pré-revenido, em tamanhos de 0,8 mm a 12 mm de diâmetro.

Fonte: BUDYNAS e NISBETT (2011).

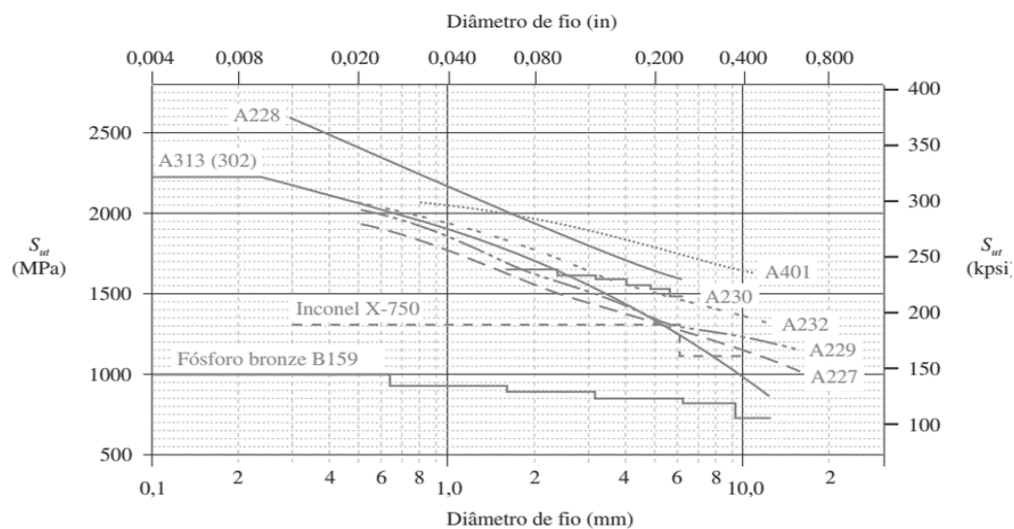
Os materiais mencionados apresentam uma ou mais das características que são ideais quando se vai produzir uma mola com módulo de elasticidade baixo, com o intuito de armazenar a maior quantidade energia ao se defletir; ponto de escoamento alto, a fim de que haja uma alta deformação, mas sem comprometer a integridade da mola; alta resistência à tração, para que a mesma não apresente defeitos quanto a sua aplicação (NORTON,2013).

Em qualquer elemento mecânico a aplicação interfere na maneira como o mesmo é construído, ou seja, seu processo de fabricação. As molas não são diferentes. Para situações onde se exige um maior requerimento, a construção, geralmente, ocorre através de formas laminadas a quente. Contudo, em situações onde o uso é mais moderado, as molas são produzidas de materiais trabalhados a frio, ou de fitas laminadas a frio (NORTON, 2013).

As molas, em sua maioria, são construídas de fios com seção circular, podendo ainda ser encontradas nas formas triangular e retangular, sujeitos a uma força de tração e torção.

Contudo independente do formato das seções de seu fio, o que interessa a priori ao projetista é o diâmetro do mesmo, pois é a partir dele que se estima a resistência de tração da mola. Algumas relações entre o diâmetro do fio e a resistência a tração são mostradas na figura 2.3, para alguns materiais. A resistência à tração, S_{ut} , corresponde a tensão máxima que um material suporta antes de falhar.

Figura 2.3 - Resistências mínimas sob tração de fios de mola.



Fonte: NORTON (2013).

A fim de fazer uma aproximação adequada as informações contidas na figura 2.3, a equação 2.1 foi deduzida, cujos valores de A e m (constantes inerentes aos materiais) estão contidos na tabela 2.2.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (2.1)$$

Tabela 2.2 - Constantes A e m para estimar a resistência mínima a tração de fios de mola.

Material	ASTM nº	Expoente m	Diâmetro, mm	A, MPa · mm ^m	Custo relativo do fio
Fio musical*	A228	0,145	0,10–6,5	2211	2,6
Fio temperado e revenido em óleo†	A229	0,187	0,5–12,7	1855	1,3
Mola de fio duro estirado‡	A227	0,190	0,7–12,7	1783	1,0
Fio de cromo-vanádio§	A232	0,168	0,8–11,1	2005	3,1
Fio cromo-silício	A401	0,108	1,6–9,5	1974	4,0
Fio inoxidável#	A313	0,146	0,3–2,5	1867	7,6–11
		0,263	2,5–5	2065	
		0,478	5–10	2911	
Fio fósforo-bronze**	B159	0	0,1–0,6	1000	8,0
		0,028	0,6–2	913	
		0,064	2–7,5	932	

Fonte: BUDYNAS e NISBETT (2011).

Segundo BUDYNAS (2011) uma aproximação para a resistência ao escoamento, de materiais utilizados em molas, pode ser deduzida estimando-se que a mesma esteja entre 60 e 90% da resistência à tração. A resistência ao escoamento, S_y , corresponde à tensão máxima que o material suporta dentro do regime elástico. Partindo da ideia do primeiro, a energia da distorção pode ser aplicada tendo como resultante a equação 2.2. Um conjunto de valores é apresentado na equação 2.3, para aços, e Tabela 2.3, para aços e outros materiais. Esse valor pode ser inicialmente tomado por volta de 75% da resistência a tração, em virtude de consequências do processo de fabricação.

$$S_{ys} = 0,577S_y \quad (2.2)$$

$$0,35S_{ut} \leq S_{ys} \leq 0,52S_{ut} \quad (2.3)$$

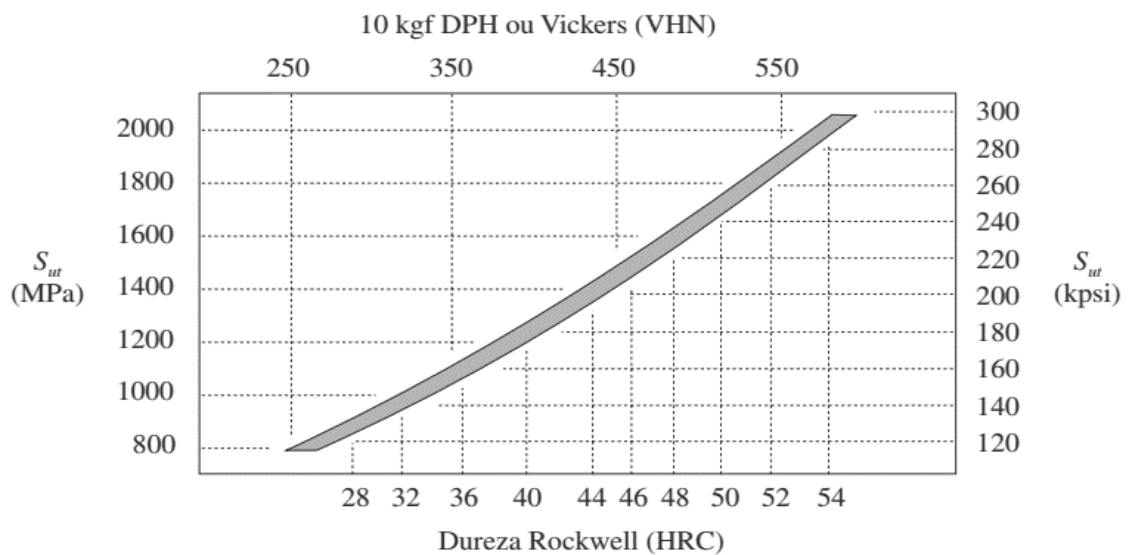
Tabela 2.3- Propriedades mecânicas de alguns fios de mola.

Material	Limite elástico, porcentagem de S_{ut} torção tração		Diâmetro d, mm	E GPa	G GPa
Fio musical A228	65-75	45-60	<0,8	203,4	82,7
			0,8-1,6	200	81,7
			1,61-3	196,5	81,0
			>3	193	80,0
Mola de fio duro estirado A227	60-70	45-55	<8	198,6	80,7
			0,8-1,6	197,9	80,0
			1,61-3	197,2	79,3
			>3	196,5	78,6
Revenido em óleo A239	85-90	45-50		196,5	77,2
Mola de válvula A230	85-90	50-60		203,4	77,2
Cromo-vanádio A231	88-93	65-75		203,4	77,2
A232	88-93			203,4	77,2
Cromo-silício A401	85-93	65-75		203,4	77,2
Aço inoxidável					
A313*	65-75	45-55		193	69,0
17-7PH	75-80	55-60		208,4	75,8
414	65-70	42-55		200	77,2
420	65-75	45-55		200	77,2
431	72-76	50-55		206	79,3
Fósforo-bronze B159	75-80	45-50		103,4	41,4
Berílio-cobre B197	70	50		117,2	44,8
	75	50-55		131	50,3
Liga inconel X-750	65-70	40-45		213,7	77,2

Fonte: BUDYNAS e NISBETT (2011).

As molas planas apresentam características geométricas diferente das demais. Isso é possível devido aos tipos de materiais utilizados em sua composição. NORTON (2013) mostra que aços de médio e alto carbono, assim como também ligas de aço inoxidável, quando há corrosão, podem ser utilizados para sua fabricação. Devido aos tipos de aplicação que estão sujeitas, é necessário que os materiais utilizados para sua produção passem pelos processos de tratamento térmico de tempera e revenimento. A figura 2.4 mostra a interação existente entre dureza e resistência à tração, independente da concentração de carbono apresentada pelo material, para molas planas temperadas e revenidas.

Figura 2.4 - Resistência à tração contra durezas de tiras de aço de mola temperado e revenido.

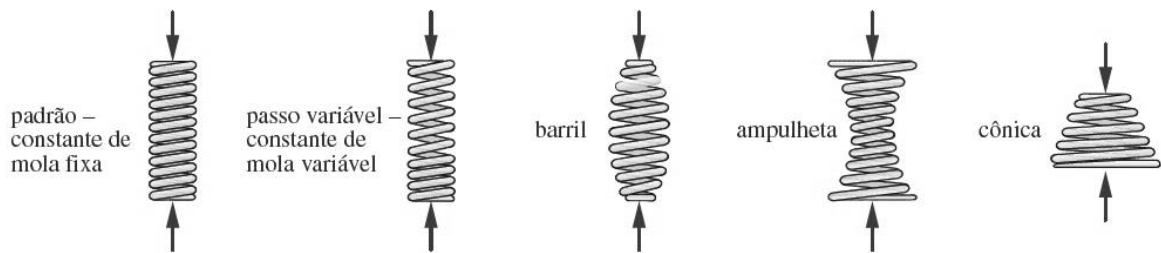


Fonte: NORTON (2013).

2.2.2 Molas Helicoidais de Compressão

As molas helicoidais de compressão são feitas de espiras que quando submetida há uma força se flexionam, diminuindo o espaço entre as mesmas, tendo como resultante a redução do comprimento da mola (RICARDO, 2014). Comumente são formadas por fio com seção circular, espiras com diâmetros constantes e passo constante. Podem ser encontradas em outras formas geométricas, partindo de variações no diâmetro das espiras e no passo, como pode ser observada nas molas de formato cônico, ampulheta e barril da figura 2.5. Quanto à produção, as molas helicoidais podem ser enroladas à direita ou esquerda, onde a configuração da hélice desta última deve ser especificada no desenho do projeto (NORTON, 2013).

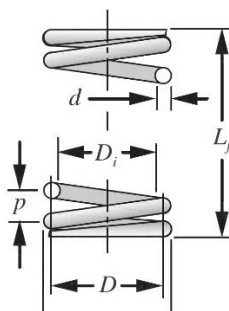
Figura 2.5 - Formato de molas helicoidais de compressão.



Fonte: NORTON (2013).

Os parâmetros dimensionais da mola de compressão devem ser especificados em um projeto, a fim de que haja o dimensionamento da mesma, possibilitando a sua produção. Este trabalho tratará detalhadamente como ocorre esse dimensionamento, com a fixação de determinados parâmetros, que serão explanados mais adiante.

Figura 2.6 - Parâmetros dimensionais de uma mola helicoidal de compressão.



Fonte: NORTON (2013).

2.2.2.1 Diâmetros da espira

Nas especificações de projeto podem-se observar três tipos de diâmetros que constitui uma espira:

- Diâmetro médio (D);
- Diâmetro interno (D_i);
- Diâmetro externo (D_o).

O diâmetro médio é a média dos diâmetros interno e externo. Este influencia e serve de cálculo para estimar o índice de flexão da mola. É importante conhecer, também, os diâmetros interno e externo, uma vez que os mesmos definem o tamanho mínimo do furo a qual vai ser posto ou o máximo tamanho do pino que deve ser posicionado. É proposto um intervalo de valores de folga diametrais entre D_i e um pino ou entre D_o e um furo, como sendo de $0,10D$ quando $D < 13 \text{ mm}$ ou de $0,05D$ quando $D > 13 \text{ mm}$ (NORTON,2013).

2.2.2.2 Diâmetro do fio

Representado pela letra d , modifica-se de acordo com o tipo de material que é feita a mola. É uma das primeiras variáveis assumidas pelo projetista, visto que serve para determinar o diâmetro médio das espiras.

2.2.2.3 Índice de mola

Pode ser definido como a razão entre o diâmetro médio da espira, e o diâmetro do fio, indicando um grau de curvatura do espiral da mola (SHIGLEY *et al*, 2005).

$$C = \frac{D}{d} \quad (2.4)$$

NORTON (2013) define um intervalo de valores preferenciais de C entre 4 e 12, pois abaixo de 4 a uma grande dificuldade para a produção da mola e acima de 12 a riscos de flambagem.

2.2.2.4 Comprimento de molas

Com ou sem qualquer tipo de carga, as molas de compressão apresentam variados comprimentos e deflexões os quais são:

- L_f – é o comprimento livre antes da mola ser montada;
- L_a – é o comprimento assumido quando a mola é posta no local de trabalho. Isso ocasiona uma deflexão inicial, $y_{inicial}$, que junto com o grau de rigidez da mola, mensura a pré-carga exigida para montá-la;
- L_m – é o comprimento mínimo de trabalho da mola;
- L_s – é o comprimento sólido da mola, ou seja, quando todas as espiras se encostam.

2.2.2.5 Ângulo de hélice

O ângulo de hélice, λ , caracteriza a inclinação das espiras da mola.

2.2.2.6 Espaço entre as espiras

Representado por e , mensura a distância entre uma espira e outra.

2.2.2.7 Passo

É a distância entre o centro de uma espira e o da seguinte. A medida é feita paralelamente ao eixo da mola.

2.2.2.8 Extremidades

Existem quatro tipos de extremidades para mola helicoidais de compressão:

- Extremidades planas – resultante de um corte onde a espira cortada permanece com o mesmo passo que as demais;

- Extremidades planas e esmerilhadas – as extremidades são esmerilhadas e ficam plana e normal ao plano da mola.
- Extremidades esquadradas – são extremidade que foram sujeitas ao processo de escoamento a fim de ficarem planas.
- Extremidades esquadradas e esmerilhadas – extremidades resultantes da combinação dos processos de esquadramento e esmerilhamento. É o método mais caro.

2.2.2.9 Espiras ativas

As espiras que contribuem para a deflexão da mola são chamadas de ativas, N_a . Relacionam-se com o número de espiras totais, N_t , de acordo com a extremidade da mola. A tabela 2.4 mostra essas relações. NORTON (2013), afirma que o cálculo das espiras ativas, é arredondo para 1/4 mais próximo, pois é a maior precisão que pode ser alcançada ao produzi-la.

Tabela 2.4- Relação entre os tipos de extremidades e quantidade de espiras de molas helicoidais de compressão.

Termo	Tipo de extremidades de mola			
	Plana	Plana e esmerilhada	Esquadrada ou fechada	Esquadrada e esmerilhada
Espirais de extremidade, N_e	0	1	2	2
Total de espirais, N_t	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Comprimento livre, L_f	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Comprimento sólido, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Passo, p	$(L_0 - d)/N_a$	$L_0/(N_a + 1)$	$(L_0 - 3d)/N_a$	$(L_0 - 2d)/N_a$

Fonte: BUDYNAS e NISBETT (2011).

2.2.2.10 Constate de mola

As molas helicoidais de compressão simples possuem uma constante de mola que é linear com o tempo. Chamando também por razão de mola, pode ser definida da seguinte forma:

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (2.5)$$

G é o módulo de elasticidade transversal, que para os aços é 80 GPa. A constante deve ser estabelecida entre 15% e 85% de sua deflexão total.

2.2.2.11 Deflexão de mola

Uma mola quando sujeita a uma carga, sofre uma deflexão ou deslocamento, que para uma mola de fio redondo é dada pela equação 2.6. Esse movimento resulta em reações internas nas espiras, que além de estarem sujeitas a uma força cisalhante F , apresentam uma torção $T = FD/2$.

$$y = \frac{8FD^3N_a}{d^4G} \quad (2.6)$$

2.2.2.12 Tensões em espiras de molas helicoidais de compressão

A seção transversal de uma espira é sujeita a duas tensões sendo uma de cisalhamento por torção, por causa do torque, e outra de cisalhamento, devido a força cortante. A combinação destas resulta na seguinte equação:

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (2.7)$$

Se o fio fosse reto a equação 2.7 poderia ser usada normalmente. Contudo a curvatura da mola faz com que haja um aumento da tensão no lado interno, diminuindo ligeiramente no lado externo. Assim, Wall e Bergstrasser desenvolveram fatores de curvaturas que inclui os efeitos das tensões diretas de cisalhamento e a concentração de tensões devido à curvatura dados, respectivamente, por:

$$K_W = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (2.8)$$

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad (2.9)$$

2.2.3 Molas Helicoidais de Extensão

Molas de extensão são similares as de compressão, contudo estão sujeitas a uma tração axial que tende a separar as espiras, as quais estão juntas. A transmissão de esse esforço é feita através de ganchos ou laços situados nas extremidades das molas. Esses limitam, na maioria das vezes, o projeto, pois as tensões atuantes nos mesmos podem ser maiores que aquelas presentes no corpo da mola. Os fabricantes recomendam que haja uma tração inicial nas molas a fim de fazer com que as espiras permaneçam unidas até que uma carga maior exceda a tração inicial (JUVINALL,2013). A deflexão, y , para a força aplicada é descrita pela relação:

$$y = \frac{F - F_i}{k} \quad (2.10)$$

F é a força aplicada, F_i é a força inicial para manter as espiras em contato uma com as outras, e k é a constante de mola.

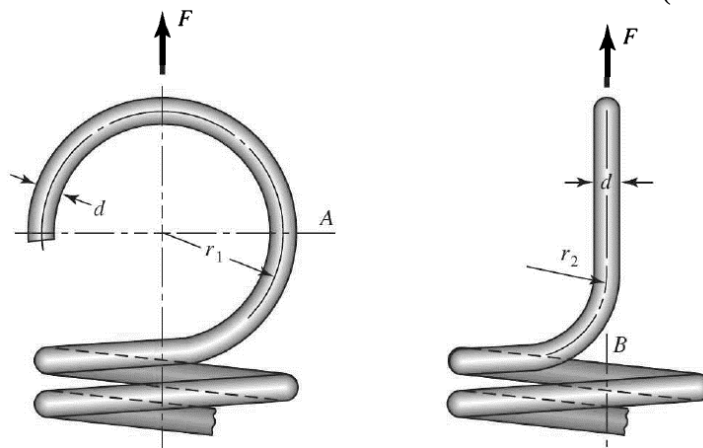
Os parâmetros dimensionais das molas helicoidais de extensão serão explanados mais adiantes.

2.2.3.1 Ganchos de mola

Os ganchos ou laços de uma mola helicoidal de extensão merecem cuidado em seu dimensionamento, pois a maioria das vezes é onde as molas falham. A forma geométrica é uma cunha que pode sofrer alterações dependendo do tipo de solicitação requisitada.

Vale salientar dois pontos principais do gancho onde ocorrem a tensão máxima de flexão e a tensão máxima de torção, representados, respectivamente, pelas letras A e B (figura 2.7).

Figura 2.7 - Tensão em A devida à força axial combinada e o momento flexor (esquerda); vista lateral da mola onde a tensão decorrente da tensão em B (direita).



Fonte: BUDYNAS e NISBETT (2011).

Para determinar a tensão de flexão no ponto A, utiliza-se a seguinte equação:

$$\sigma_A = (K)_A \frac{16DF}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (2.11)$$

onde

$$(K)_A = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)} \quad (2.12)$$

e

$$C_1 = \frac{2r_1}{d} \quad (2.13)$$

$(K)_A$ é um fator de correção de tensão de flexão para a curvatura e R_1 é o raio médio do gancho.

No ponto B, a tensão de torção máxima pode ser determinada por:

$$\tau_B = (K)_B \frac{8DF}{\pi d^3} \quad (2.14)$$

onde

$$(K)_B = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4} \quad (2.15)$$

e

$$C_2 = \frac{2r_2}{d} \quad (2.16)$$

$(K)_B$ é um fator de correção de tensão para a curvatura e R_2 é o raio do lado flexionado.

2.2.3.2 Número de espiras ativas

Diferentemente das molas helicoidais de compressão, todas as espiras do corpo, N_t , das molas helicoidais de extensão são consideradas ativas. Contudo durante cálculo levam-se em consideração as deformações dos ganchos da mola, que pode ser expresso por:

$$N_a = N_t + \frac{G}{E} \quad (2.17)$$

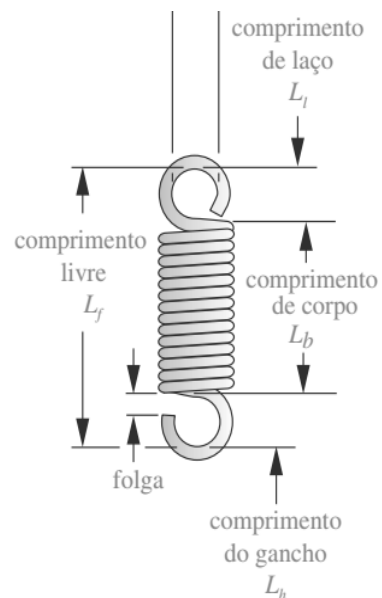
G é o módulo de cisalhamento e E o módulo de elasticidade.

2.2.3.3 Comprimento das molas

Podem ser observados quatro tipos de comprimento para esse tipo de mola.

- L_b – comprimento do corpo.
- L_h – comprimento do gancho.
- L_l – comprimento do laço.
- L_f – comprimento livre.

Figura 2.8 – Comprimentos de uma mola de extensão.



Fonte: NORTON(2013)

O comprimento livre pode ser determinado pelas seguintes equações:

$$L_f = L_h + L_b + L_l \quad (2.18)$$

$$L_f = (2C - 1 + N_t)d \quad (2.19)$$

2.2.3.4 Deflexão de molas de extensão

Como as molas de extensão só se deslocam quando a força aplicada for superior a pré-carga, o cálculo da deflexão deve levar em consideração a tração inicial.

$$y = \frac{8(F - F_i)D^3N_a}{d^4G} \quad (2.20)$$

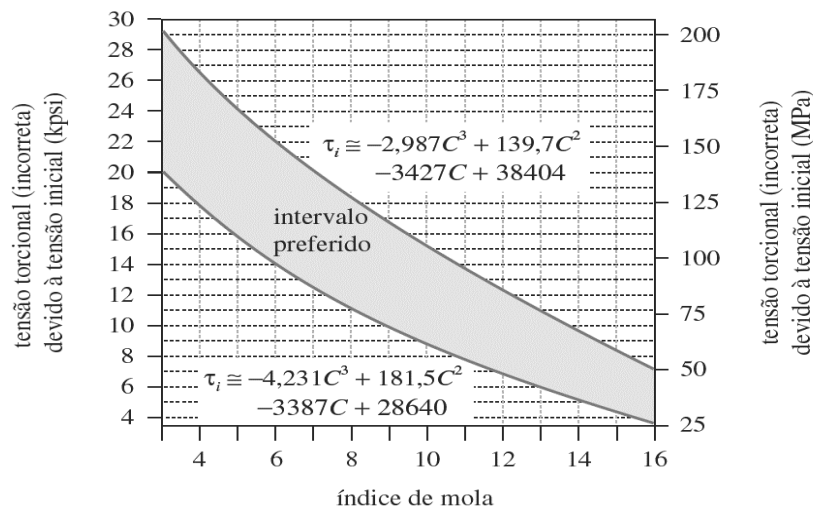
2.2.3.5 Tensões iniciais relacionadas à pré-carga

As tensões iniciais, quando se aplica a pré-carga, devem ser controladas, a fim de que não haja empecilho durante a produção da mola. Intervalos de valores preferenciais podem ser determinados pelas equações 2.21 e 2.22. A média desses valores dá uma aproximação razoável da tensão inicial de espira, cujo resultado pode ser comparado com a figura 2.9, com o intuito de verificar em que região se encontra.

$$\tau_i = -4,231C^3 + 181,5C^2 - 3387C + 28460 \quad (2.21)$$

$$\tau_i = -2,987C^3 + 139,7C^2 - 3427C + 38404 \quad (2.22)$$

Figura 2.9 - Intervalo preferido de tensão inicial em molas de extensão como uma função do índice de mola.



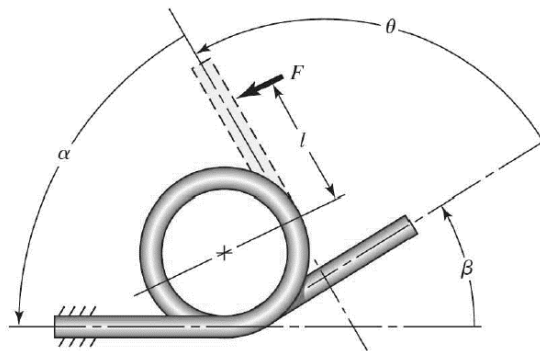
Fonte: NORTON (2013).

2.2.4 Molas Helicoidais de Torção

Molas helicoidais de torção possuem espira de enrolamento fechado, ou seja, estão dispostas umas próximas as outras, similares às molas helicoidais de extensão. As espiras podem estar dispostas com espaço de um passo uma em relação à outra, a fim de evitar atritos entre as mesmas, embora essa formação geométrica não seja tão comum (SHIGLEY *et al*, 2005). Molas com um número maior de espiras apresentam uma barra central de base. A força aplicada é perpendicular ao eixo e ocorre através de braços que se estendem nas extremidades. Esses braços sofrem variações dependendo do tipo de função a qual for requisitado (CARVALHO, 2015).

Um determinado ângulo é definido para carga aplicada no braço da mola (figura 2.10), o que as difere das molas de compressão e extensão onde a um deslocamento axial referente à posição inicial.

Figura 2.10 - Ângulo de posicionamento da extremidade livre, β .



Fonte: BUDYNAS e NISBETT (2011).

Um fio de seção retangular seria o mais recomendado para esse tipo de mola, pois a rigidez por unidade volume é mais eficaz. No entanto fatores relacionados ao custo e abundância de matérias, fazem com que o fio de seção circular tenha o uso mais amplo (NORTON, 2013).

2.2.4.1 Número de espiras em molas de torção

Todas as espiras do corpo, N_t , de uma mola de extensão são ativas. Contudo os braços presentes nas extremidades contribuem no cálculo do número total de espiras ativas, N_a , cuja relação é representada da seguinte maneira:

$$N_a = N_t + \frac{l_1 + l_2}{3\pi D} \quad (2.23)$$

Os comprimentos l_1 e l_2 são os braços da mola.

2.2.4.2 Deflexão de molas de torção

Diferente das demais molas, a deflexão nas molas de extensão é angular, geralmente dada em radianos ou revoluções. A força aplicada nas extremidades gera um momento, promovendo a flexão das espiras.

$$\theta_{\text{rev}} = 10,8 \frac{MDN_a}{d^4 E} \quad (2.24)$$

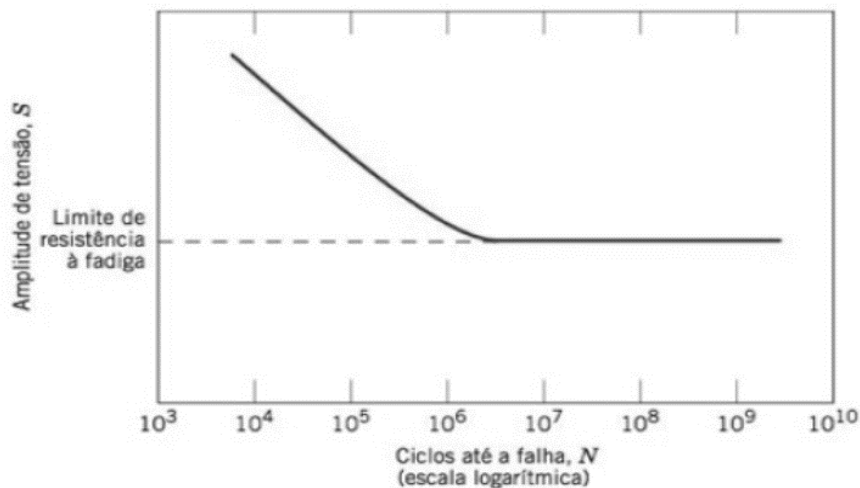
2.3 Definição do processo de fadiga

A American Society for Testing and Materials (Sociedade Americana de Testes e Materiais) na norma ASTM E1823(2013) define fadiga como um processo de alteração estrutural progressivo, permanente e localizado, que ocorre em um material sujeito a condições que produzem tensões e deformações flutuantes em um ou vários pontos, que pode culminar em trincas ou fraturas completas após um número suficiente de ciclos.

Em uma estrutura sujeita a tensões dinâmicas e oscilantes pode ocorrer um tipo de falha denominada de fadiga. Assim é possível que esta ocorra em um nível de tensão consideravelmente inferior ao limite de resistência à tração ou ao limite de escoamento para uma carga estática. Correspondente a cerca de 90% de todas as falhas metálicas, ocorre após um longo período de tensão repetitiva ou ciclo de deformação (CALLISTER, 2012).

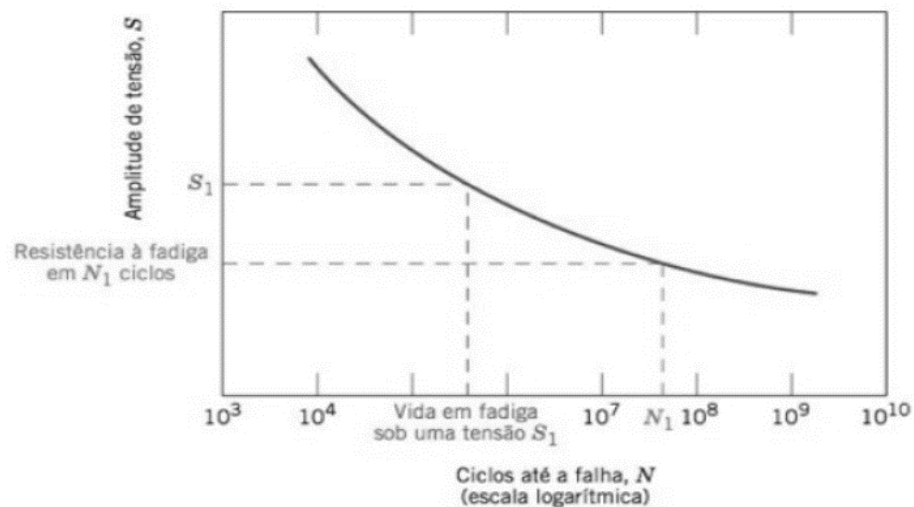
Existe uma tensão limite submetida aos materiais denominada de tensão limite de resistência à fadiga, onde abaixo dessa não ocorre a falha. Para os aços está varia entre 35% e 60% (figura 2.11). Esse comportamento não é evidenciado para as ligas não ferrosas, como alumínio e cobre, pois independente da tensão aplicada ocorrerá à falha para um determinado número de ciclos, N, como mostra a figura 2.12.

Figura 2.11 - Material que exhibe limite de resistência à fadiga.



Fonte: CALLISTER e RETHWISCH (2012).

Figura 2.12 - Material que não exibe limite de resistência à fadiga.



Fonte: CALLISTER e RETHWISCH (2012).

Nos ensaios de fadiga observa-se que quanto maior a tensão aplicada menor será o número de ciclos que o elemento desempenhará antes de sofrer a falha. Esse parâmetro é denominado de vida em fadiga, N_f .

A progressão da fadiga ocorre em três etapas diferentes:

- Iniciação da trinca: ponto onde a uma alta concentração de tensões provocando o surgimento de uma pequena trinca;
- Propagação de trinca: aumento da trinca a cada ciclo de tensão;
- Falha final: tamanho crítico da trinca que provoca a falha por fadiga.

2.3.1 Ciclo de tensão de fadiga

As tensões aplicadas podem ser axial (tração-compressão), de flexão (dobramento) ou de torção (CALLISTER, 2012). A diferença destas acabam ocasionando os ciclos de tensão.

Os ciclos de tensão em fadiga de amplitude podem ser do tipo alternado, repetido ou pulsante e ondulado. Os com amplitude variável dividem-se nos de blocos e irregular ou aleatório. As ondas podem ser senoidais, trapezoidais, triangulares e quadradas (ARCANJO, 2008).

As tensões variam entre um valor máximo e mínimo. Através destes é possível determinar os parâmetros que caracterizam os ciclos. As tensões mínima e máxima oscilam entre um valor médio denominado de tensão média, σ_m , que pode ser calculado a partir da seguinte relação:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (2.25)$$

O intervalo de tensão, σ_r , é dado pela diferença dessas tensões.

$$\sigma_r = \sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}} \quad (2.26)$$

A tensão alternada, σ_a , é obtida pela metade do intervalo de tensão.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (2.27)$$

A razão de tensão, R, é determinada pela razão da tensão mínima pela máxima.

$$R = \frac{\sigma_{\text{mín}}}{\sigma_{\text{máx}}} \quad (2.28)$$

A razão de amplitude, r, é a razão da tensão alternada pela tensão média.

$$r = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (2.29)$$

Através do número de ciclos, N, e o intervalo de tempos destes, especifica-se a frequência.

$$f = \frac{N}{t} \quad (2.30)$$

O parâmetro R designa a que tipo de carregamento o elemento está condicionado. Se R é igual a zero, o ciclo é denominado de pulsante, uma vez que a carga muda de nula para carga de tração. Contudo se R é igual a 1 temos um ciclo alternado, pois ocorre a alternância de tração para compressão.

2.3.2 Fadiga em molas

Molas helicoidais estão sempre passíveis de carregamento por fadiga (SHIGLEY *et al*, 2005).

As molas helicoidais de compressão são sempre carregadas por compressão flutuante, fazendo com que estas, normalmente, não estejam sujeitas a tensões alternadas. Um exemplo mais crítico desta análise é quando a carga zera e é reaplicada no mesmo sentido. O intervalo de valores de preferência fica entre $\tau_a/\tau_m=0$ e $\tau_a/\tau_m=1$.

As forças e tensões aplicadas podem ser determinadas pelas equações de 2.31 a 2.34. Os índices a e m correspondem, respectivamente, a alternada e média.

$$F_a = \frac{F_{\text{máx}} - F_{\text{mín}}}{2} \quad (2.31)$$

$$F_m = \frac{F_{\text{máx}} + F_{\text{mín}}}{2} \quad (2.32)$$

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (2.33)$$

$$\tau_m = K_B \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (2.34)$$

Dependo do tipo de aplicação requerido para a mola, há uma influência direta no número de ciclos de vida. Algumas vezes é requerido um número de ciclos de vida pequeno, como milhares de ciclos para mola de um cadeado, por exemplo. No entanto em outras solicitações exigem que esses ciclos sejam grandes, da ordem de milhões, como para molas das válvulas de um motor (BUDYNAS, 2011).

Para aquelas atividades onde se requer molas com ciclos de vida altos, os aços apresentam um limite de resistência à fadiga para vida infinita. Zimmerli em seus ensaios de tração observou que molas de aços, com diâmetros inferiores a 10 mm, apresentavam limite de resistência fadiga torcional para vida infinita com razão de tensão, R, igual a zero (NORTON, 2013). Deste modo o tamanho, o material e a resistência não teriam qualquer influência sobre o limite de resistência da mola. Este definiu, de maneira empírica, os valores das componentes de limite de resistência à fadiga, para molas jateadas e não-jateadas dadas por:

- Sem jateamento de esferas:

$$S_{sa} = 241 \text{ MPa e } S_{sm} = 379 \text{ MPa} \quad (2.35)$$

- Com jateamento de esferas:

$$S_{sa} = 398 \text{ MPa e } S_{sm} = 534 \text{ MPa} \quad (2.36)$$

O jateamento de esferas pode aumentar à resistência a fadiga por torção em 20% das molas. A máxima resistência cisalhante pode ser estimada através da equação 2.37.

$$S_{su} = 0,67 S_{ut} \quad (2.37)$$

O fator de segurança é definido como:

$$n = \frac{S_{sa}}{\tau_a} \quad (2.38)$$

τ_a e S_{sa} corresponde, respectivamente, à tensão de cisalhamento alternada e limite de resistência alternada.

A componente de amplitude de resistência de Gerber para os dados de Zimmerli, S_{saGB} , é dada por:

$$S_{saGB} = \frac{r^2 S_{su}^2}{2S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2S_{se}}{r S_{su}} \right)^2} \right] \quad (2.39)$$

Os termos r , S_{su} e S_{se} corresponde, na devida ordem, a razão das tensões cisalhantes alternadas e médias (inclinação da linha de carga), resistência máxima de cisalhamento e ordenada de intersecção. S_{su} e r podem ser obtidos através das equações 2.37 e 2.40. A ordenada de intersecção de Gerber para dados de Zimmerli, S_{se} , é dada pela equação 2.41.

$$r = \frac{\tau_a}{\tau_m} \quad (2.40)$$

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}} \right)^2} \quad (2.41)$$

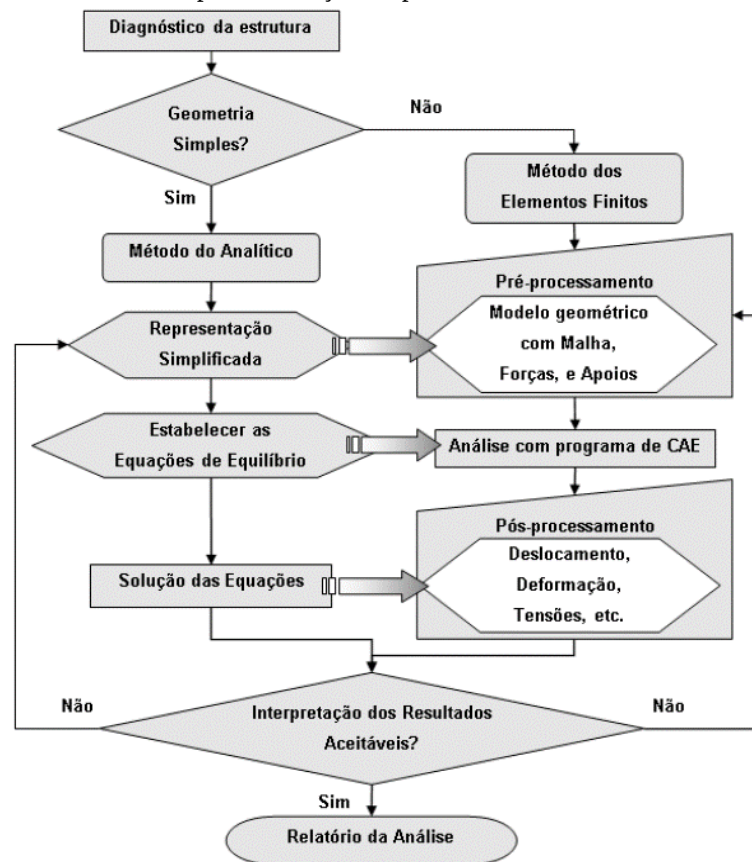
2.4 Método de elementos finitos

O Método de Elementos Finitos (MEF) caracteriza-se por ser um sistema discreto, onde a estrutura em análise é dividida em partes constituídas por elementos finitos conectados através de nós. Essa divisão em várias constituintes permite a modelação de uma estrutura complexa através de agregados mais simples. O deslocamento dos nós permite a obtenção de respostas aproximadas quando o modelo é submetido a uma determinada análise. Contudo esse comportamento depende das propriedades atribuídas ao elemento, cuja à resultante é uma resposta do estado interno da estrutura. Quanto maior o número de nós e especificações atribuídas ao elemento, mais próxima será a resposta do elemento com o seu comportamento real (FILHO, 2000). Devido à grande quantidade de equações algébrica geradas simultaneamente, a utilização desse método requer o uso de um computador para entrada e saída de dados.

O fluxograma da figura 2.13 exemplifica o caminho a seguir dependendo da geometria da estrutura. Contudo, AZEVEDO (2003) salienta algumas considerações antes da análise estrutural. É interessante verificar a que tipo de análise os elementos vão ser submetidos, o que abre a discussão de quatro pontos:

- Análise dinâmica;
- Análise estática;
- Análise Linear;
- Análise Não Linear.

Figura 2.13 - Fluxograma comparativo das etapas dos procedimentos do Método Analítico e Método de Elementos Finitos para resolução de problemas de análise estrutural.



Fonte: FILHO (2000)

A forma mais eficaz de processamento das equações algébrica pelo método de elementos finitos é através de matrizes, onde estas armazenam as informações e respostas dos elementos de uma estrutura analisada. Os nós são as variáveis de estado, pois mostram o comportamento interno da estrutura para uma determinada análise. Os parâmetros são os deslocamentos nodais (FILHO, 2000).

Para elementos bi e tridimensionais, se faz necessário definir de forma eficaz a relação entre as deformações internas da estrutura e os deslocamentos dos nós, a fim de que as condições de equilíbrio e compatibilidade atendam não apenas nos nós, mas nos contornos comuns da estrutura.

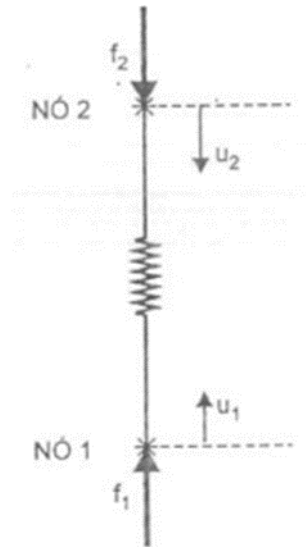
As várias componentes atuantes em uma estrutura podem ser modeladas através de uma matriz denominada Matriz de Rigidez de um Elemento Finito. A matriz de rigidez pode ser descrita do seguinte modo:

$$\{f\} = [k].[d] \quad (2.42)$$

As matrizes $\{f\}$, $[k]$ e $[d]$ representam, respectivamente, as forças atuantes nos nós da estrutura, os coeficientes de rigidez e os deslocamentos evidenciados nos nós.

A mola, um dos elementos mais simples, demonstra essa abordagem de forma compressível, uma vez que as forças atuantes são axiais. Na figura 2.14 estão representadas as componentes de forças e deslocamentos atuantes na mola para condições de equilíbrio. A forma matricial respeita os sentidos tomados como positivo evidenciado através dos sinais positivos e negativos.

Figura 2.14 - Aplicação de forças em uma mola com seus respectivos deslocamentos.



Fonte: FILHO (2000)

A forma matricial para a configuração da figura 2.13 é representada da seguinte forma:

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (2.43)$$

Os termos da matriz de rigidez têm relativo significado que é de importância quando feita a análise estrutural através de um programa computacional, pois evidenciam relações de causas e efeitos. A causa é a força aplicada aos nós e os efeitos é o deslocamento resultante desta (FILHO, 2000). Assim quando vários deslocamentos ocorrem ao mesmo tempo os efeitos destes, quando separados, se superpõe resultando na força que age em cada nó.

Para elementos unidimensionais o conceito de deslocamentos de nós é mais simples. Com as condições de contorno estabelecidas e com a carga atuando no elemento, é possível determinar com exatidão os deslocamentos dos nós na estrutura unidimensional inteira, cuja resultante é a determinação das forças internas. Embora estes ocorram em várias direções, o que chamamos de graus de liberdade, a componente de força pode ser determinada pela relação entre as simultaneidades dos deslocamentos nodais com a resistência inerente, a cada

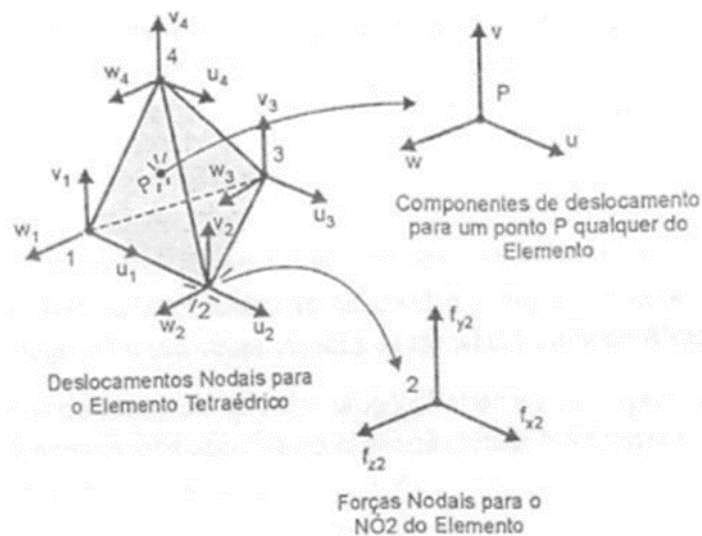
material, de forma exata, devido à conexão dos elementos adjacentes ocorrerem apenas nos nós. Quando feitas as análises em elementos bi e tridimensionais esse conceito torna-se complexo, pois a comunicação com elementos próximos é feita fora desses pontos, tendo a partir da matriz de rigidez uma aproximação de resultados.

2.4.1 Análise de elementos tridimensionais por elementos finitos

Antes de qualquer análise estrutural, é necessário que o projetista defina no programa computacional as condições como a estrutura deve se comportar quando aplicada um determinado esforço. As especificações coerentes definirão resultados satisfatórios.

Para um elemento tridimensional, FILHO (2000) estabelece que a melhor geometria para análise do corpo sólido é o agrupamento de tetraedros de quatro nós. Cada nó deste está submetido a deslocamentos em três direções (x , y e z), cujas componentes são respectivamente u , v e w , como mostra figura 2.15. Devido ao estado de tensão triaxial que a estrutura está submetida temos três graus de liberdade por nó e doze por tetraedro.

Figura 2.15 - Elemento sólido tetraédrico linear



Fonte: FILHO (2000)

Três passos são necessários para o estudo dos elementos finitos de um sólido tridimensional:

- Definição das Funções de Interpolação;
- Cálculo das Deformações;
- Cálculo das Tensões.

2.4.1.1 Definição das Funções de Interpolação

O grau do polinômio de interpolação tem relação direta com o número de graus de liberdade do elemento (FILHO, 2000). Como o tetraedro possui 12 graus de liberdade, o polinômio apresentará 12 coeficientes a serem determinados. Para cada componente de posição (u, v e w) é estabelecida um polinômio que varia linearmente com as direções (x,y,z), sendo cada um desses quatro dos coeficientes desconhecidos.

$$u(x, y, z) = C_1 + C_2 \cdot x + C_3 \cdot y + C_4 \cdot z \quad (2.44)$$

$$v(x, y, z) = C_5 + C_6 \cdot x + C_7 \cdot y + C_8 \cdot z \quad (2.45)$$

$$w(x, y, z) = C_9 + C_{10} \cdot x + C_{11} \cdot y + C_{12} \cdot z \quad (2.46)$$

2.4.1.2 Cálculo das deformações

As deformações para qualquer ponto dentro do tetraedro podem ser calculadas através das seguintes derivadas parciais:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}; \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}; \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}; \\ \gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}; \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{aligned} \quad (2.47)$$

A partir das equações de interpolação 2.44 a 2.46 e das derivadas, obtemos as deformações.

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = C_2 \quad (2.48)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} = C_7 \quad (2.49)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = C_{12} \quad (2.50)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = C_3 + C_6 \quad (2.51)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = C_4 + C_{10} \quad (2.52)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = C_4 + C_{10} \quad (2.53)$$

É interessante salientar que o resultado constante das deformações é uma consequência do elemento finito tetraédrico linear.

2.4.1.3 Cálculo das Tensões

O cálculo das tensões é feito a partir das deformações. Foi observado anteriormente que estas são constantes, tanto aquelas devido às tensões normais ao plano, assim como as resultantes do cisalhamento. A determinação das tensões é feita pelo produto da matriz de elasticidade ([D]) do material e matriz de deformação.

$$\{\sigma(x, y, z)\} = [D] \cdot \{\varepsilon(x, y, z)\} \quad (2.54)$$

A resultante da multiplicação são as equações 2.55 a 2.60, onde é observado que as tensões no elemento tridimensional tetraédrico são constantes.

$$\sigma_x = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left(\varepsilon_x + \frac{\nu}{1-\nu} \varepsilon_y + \frac{\nu}{1-\nu} \varepsilon_z \right) \quad (2.55)$$

$$\sigma_y = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left(\frac{\nu}{1-\nu} \varepsilon_x + \varepsilon_y + \frac{\nu}{1-\nu} \varepsilon_z \right) \quad (2.56)$$

$$\sigma_z = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left(\frac{\nu}{1-\nu} \varepsilon_x + \frac{\nu}{1-\nu} \varepsilon_y + \varepsilon_z \right) \quad (2.57)$$

$$\tau_{xy} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left(\frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \gamma_{xy} \right) \quad (2.58)$$

$$\tau_{xz} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left(\frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \gamma_{xz} \right) \quad (2.59)$$

$$\tau_{yz} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left(\frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \gamma_{yz} \right) \quad (2.60)$$

Quando se analisa o conjunto dos tetraedros é possível verificar o compartilhamento de contornos comuns a vários elementos. Contudo as tensões, apresentadas em cada elemento finito, são diferentes em virtude dos deslocamentos nos nós, adjacentes a esses contornos, não serem iguais. O resultado é a presença de tensão com valores distintos em um mesmo ponto. Uma forma de aproximar esses valores é feita através do refinamento da malha, onde busca uma aproximação dos deslocamentos de nós adjacentes dos elementos próximos (FILHO, 2000).

2.5 Análise numérica computacional

O desenvolvimento de computadores com processadores cada vez mais rápidos permitiu a criação de programas de simulação virtual. Esses, através de uma análise numérica computacional, permitem que os projetistas e engenheiros simulem diversas situações de aplicação para um protótipo virtual, a fim de obter resultados aproximados para as condições de uso no mundo real. Uma simulação simples consiste na obtenção da deformação de um modelo para uma carga aplicada. Nela definimos as condições de contorno, solicitamos que o programa resolva a análise, para que então assim possamos obter os dados de saída.

O programa utilizado para o presente trabalho foi o ANSYS Workbench versão 19. A escolha deve-se a interface intuitiva do programa e a precisão dos dados de saída da simulação. Uma das características do ANSYS é a facilidade na importação de geometrias de programas de modelagem, o qual detecta automaticamente os contatos, ficando a cargo do projetista a configuração ou verificação dos contatos adotados ou aqueles não detectados. Além disso, o programa apresenta um módulo CAD onde pode se criar e exportar geometrias unifilares, superfícies e sólidos (PALMAS, 2009).

O ANSYS permite determinar deslocamentos, deformações e tensões em estruturas de objetos com propriedades conhecidas. Este divide a análise em três etapas:

- Pré-processamento: estabelece o que será analisado e em que condições isso ocorrerá. Nesta etapa é definida a geometria do sólido, o material utilizado em sua composição, a malha e as condições de contorno.
- Processamento: etapa realizada pelo programa a partir das condições de contornos estabelecidas, a fim de obter resultados solicitados anteriormente. Temos a discretização da malha, verificação das condições de contorno e solução, preparação do modelo e análise. São definidos dessa forma as forças que atuaram na estrutura, as condições de apoio e qual é análise que esta será submetida.
- Pós-processamento: obtenção dos resultados da análise tais como tensão, deslocamento, deformação e pressão.

Para a realização de uma análise numérica computacional de simulação alguns procedimentos, listados a seguir, devem ser tomados:

- Aplicação da interface;
- Escolha do tipo de análise;
- Determinação das especificações geométricas;
- Configuração dos tipos de contatos;

- Determinação das configurações de análises;
- Determinação da configuração de condições de contorno;
- Utilização dos resultados;
- Entendimento dos resultados obtidos.

Quando realizada uma simulação de análise da estrutura de um determinado elemento ou ainda uma análise de fadiga, os resultados obtidos para uma determinada carga aplicada, que não induz inércia significativa e não possui efeitos de amortecimento, são os deslocamentos, as tensões, deformações e forças atuantes no elemento estrutural. Estas cargas podem ser:

- Forças inerciais de estados estacionários;
- Forças e pressões externas;
- Descolamentos impostos;
- Temperaturas.

2.5.1 Preparação da análise

Para obtenção de dados aceitáveis são necessários seguir alguns procedimentos para a simulação no componente estrutural. Estes estão descritos a seguir e foram retirados da documentação do ANSYS 19.

2.5.1.1 Definição do sistema de análise

Tipo de resposta que se deseja para a estrutura analisada. O programa oferece vários tipos de análise, os quais são representados por sistemas de análise. A escolha do tipo de análise está ligada diretamente ao tipo de resposta que deseja encontrar para o componente analisado. O sistema de análise pode incluir apenas um componente ou uma associação de várias geometrias e propriedades de um determinado modelo. Normalmente estes sistemas são independentes, no entanto, um tipo de análise pode se utilizar dos dados obtidos em outra análise.

2.5.1.2 Especificação dos dados de engenharia

Nesta etapa são definidas as propriedades do material utilizado na composição estrutural do componente, especificando se o material apresentará comportamento linear ou não linear, ou ainda se este é isotrópico ou ortotrópico e se é sensível à alteração de temperatura.

Um ponto fundamental durante as especificações dos dados é a definição da rigidez do material e de dados suficientes para o cálculo da massa componente estrutural em análise.

2.5.1.3 Definição do comportamento

Especifica se parte ou todo componente apresentará comportamento rígido ou flexível.

2.5.1.4 Definição dos tipos de contatos

Definição das condições de contato quando dois corpos separados se tangenciam, transmitindo possivelmente forças normais e tangenciais de fricção, podendo estes permanecer juntos ou manterem-se separados. As condições de contatos são determinadas quando se importa a geometria de um sólido de um ambiente exterior para o ambiente de simulação. A rigidez do sistema está intrinsicamente ligada ao estado de contato entre os componentes estruturais

Quando feita uma análise numérica experimental, é preciso levar em consideração a existência desses contatos, a fim de determinar a melhor característica a ser aplicada ao modelo em análise. Essa característica está relacionada à forma como esses componentes se interagem. Estes relacionamentos podem ser simples, quando dois corpos em contato não apresentam nenhuma ou outra interação entre si, ou mais complexas, quando estes se deslizam um contra o outro. Vale ressaltar que para esta última análise é preciso informar ao programa qual o tipo de deslizamento e qual é o tipo de aplicação.

2.5.1.5 Aplicação da malha

Etapas onde os componentes estruturais serão divididos em pequenos elementos ligados através de nós. A malha criada ao redor da geometria representa, numericamente, as rigidezes e distribuição de massa da estrutura.

O tipo de elemento, assim como a malha, pode ser gerado automaticamente ou definidos pelo projetista. O tamanho do elemento padrão é especificado com base em alguns fatores como: tamanho total do modelo, as proximidades de outras topologias, a curvatura do corpo e a complexidade dos fatores. A malha ainda pode ser refinada em regiões específicas do elemento, permitindo a obtenção de melhores dados de saída.

2.5.1.6 Aplicação das forças e suporte

Nesta etapa são definidas as condições de contorno onde é especificado de que tipo é o carregamento (pressão, força, momento, entre outros) e o suporte o qual o componente estará submetido. Na maioria das análises sempre haverá um tipo de suporte restringindo o movimento do corpo. Contudo, em análises específicas, permitem o movimento do corpo de uma forma e restringe de outra.

O carregamento depende do tipo de análise que se pretende fazer. Em análises modais, cujo intuito é determinar as frequências naturais de vibração do sistema, o projetista não pode

aplicar cargas ou deslocamentos ao longo da estrutura. No entanto, para a maioria das análises, deve-se especificar a carga atuante ao longo da estrutura do componente.

2.5.1.7 Resolução

É a última etapa para o pré-processamento dos dados de simulação. O tipo de simulação está ligado diretamente ao tempo para conclusão das simulações. Para análises não lineares ou transientes, como exemplo, o tempo requerido para o término da simulação é muito grande.

Nesta etapa são realizadas as simulações que podem ser acompanhadas em tempo real pelo projetista através da interface do programa. Nela é possível verificar os dados de saída da resolução, gráficos que monitoram o critério de convergência, para problemas não lineares, e diagnósticos de prováveis dificuldades de convergência. Além destes, também podem ser verificados resultados como: deslocamentos, variação de temperaturas ou o comportamento das regiões de contatos ao desenvolver da solução.

2.5.1.8 Análise dos dados

Revisão dos dados obtidos após a solução das análises. Para uma análise estrutural, como é feita no presente trabalho, pode se explicar o comportamento da estrutura sujeitas as tensões de von Mises, os deslocamentos realizados para uma carga aplicada, assim como a magnitude das deformações máximas sofridas pelo corpo.

CAPÍTULO 3

3. Metodologia

Neste capítulo serão discutidas as etapas para preparo e análise do projeto das molas dos eixos dianteiro e traseiro de um veículo, partindo das premissas dos objetivos geral e específicos.

Para o desenvolvimento do trabalho foi necessária uma busca através de textos, em mídia física e digital, acerca das molas helicoidais de compressão da suspensão de veículos. Durante essa análise são observados os requisitos necessários para a realização do projeto, destacando os materiais disponíveis para a sua composição, parâmetros dimensionais e restrições impostas.

A simulação aproximada das condições de uso é feita através de um programa computacional, que através de uma análise numérica computacional é possível observar o comportamento da mola quando sujeita a uma solicitação de carga de serviço. Para obtenção de resultados satisfatórios foi necessária uma pesquisa sobre o método de elementos finitos e do programa computacional ANSYS.

O modelo de veículo utilizado para o desenvolvimento deste trabalho foi o Suzuki Jimny1.3 (figura 3.1), cuja as especificações são mostradas na tabela 3.1. Antes de dimensionar as molas, foi necessário procurar como ocorre a distribuição de carga do veículo no eixo dianteiro e traseiro. Esta tem como proporção 60:40, ou seja, 60 % na dianteira e 40% na traseira, que tende a distribuição 50:50 quando ocupado pelos passageiros ou por qualquer outro tipo de carga.

Figura 3.1 - Suzuki Jimny 1.3 2018



Fonte: CARRO GUARA(2019).

Tabela 3.1 -Especificações técnicas do Jimny 1.3.

Modelo	Jimny 1.3L Gasolina M/T
Ano	2018
Configuração	Jipe
Peso em ordem de marcha	1090 kg
Carga útil	330 kg
Peso bruto total	1420 kg
Suspensão (Traseira/Dianteira)	Eixo rígido
Motor	M13A (16 válvulas DOHC VVT)

Fonte: PEIG (2016)

Outro fator determinante para a escolha da mola é o local onde está irá trabalhar. Devido ao espaço entre o chassi e os eixos, o comprimento livre é limitado em 490 milímetros para as molas dianteiras e 430 milímetros para as traseiras. O material escolhido para a composição destas foi o cromo-vanádio ASTM nº A232, cuja descrição encontra-se na tabela 2.1 e apresenta as seguintes propriedades mecânicas:

- Módulo de cisalhamento (G) igual a 77,2 GPa.
- Módulo de elasticidade (E) igual a 203,4 GPa.
- Densidade (γ) igual a 7861 kg/m³.

Os cálculos são feitos com o auxílio de uma planilha do programa Office Excel, cujos resultados devem atender algumas restrições para que o projeto seja aprovado. As restrições para as molas traseira e dianteira são as seguintes:

$$L_{f \text{ dianteira}} < 490 \text{ mm} \quad (3.1)$$

$$L_{f \text{ traseira}} < 430 \text{ mm} \quad (3.2)$$

$$4 \leq C \leq 12 \quad (3.3)$$

$$3 \leq N_a \leq 15 \quad (3.4)$$

$$L_f < (L_f)_{cr} \quad (3.5)$$

$$L_f < \textit{Estabilidade} \quad (3.6)$$

$$n_f > 1 \quad (3.7)$$

Com estas informações foi proposto o escopo do projeto, partindo dos parâmetros dimensionais obtidos dos artigos lidos. O cálculo dessas variáveis estruturais é tanto para serviço estático como fadiga.

3.1 Cálculos dos parâmetros dimensionais das molas para serviço estático

A princípio foi proposto um intervalo de valores de diâmetros do fio d em milímetros.

$$10 \leq d \leq 20 \quad (3.8)$$

A etapa seguinte foi a determinação da resistência a tração obtida com a equação:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (3.9)$$

O expoente m é igual a 0,168 e a constante A iguala 2005, como mostra a tabela 2.2.

A resistência ao escoamento torcional, S_{sy} , para o aço cromo-vanádio, antes da remoção do assentamento, é dada por $0,5S_{ut}$.

O cálculo das variáveis α e β é feito através de:

$$\alpha = \frac{S_{sy}}{n_s} \quad (3.10)$$

$$\beta = \frac{8(1 + \xi)F_{m\acute{a}x}}{\pi d^2} \quad (3.11)$$

A extensão fracionária até o fechamento ξ é igual a 0,15.

O índice de mola C e o fator de Bergstrasser K_B são especificados da seguinte maneira:

$$C = \frac{2\alpha - \beta}{4\beta} + \sqrt{\left(\frac{2\alpha - \beta}{4\beta}\right)^2 - \frac{3\alpha}{4\beta}} \quad (3.12)$$

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad (3.13)$$

O diâmetro médio da mola é dado por:

$$D = C \cdot d \quad (3.14)$$

A condição para estabilidade absoluta da mola é dada da seguinte forma:

$$L_f < \frac{\pi D}{\alpha} \sqrt{\frac{2(E + G)}{2G + E}} \quad (3.15)$$

É deduzido um valor arbitrário em cima desse resultado, a fim de determinar o comprimento livre L_f . Para o presente trabalho este foi de 10 milímetros.

O número de espiras ativas N_a é estabelecido como:

$$N_a = \frac{L_f - 3d}{p} \quad (3.16)$$

O passo especificado para este projeto é de 55 milímetros.

A quantidade de espiras totais, N_t , para as extremidades esquadradas e esmerilhadas, é obtido com a tabela 2.4, dada da seguinte forma:

$$N_t = N_a + 2 \quad (3.17)$$

A constante de mola k pode ser obtida através da equação:

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (3.18)$$

A compressão da mola ao seu comprimento sólido gera uma tensão de cisalhamento dada por:

$$\tau_s = K_B \frac{8(1 + \xi) \cdot F_{\max} D}{\pi d^3} \quad (3.19)$$

Para evitar a flambagem o comprimento livre deve ser menor que o comprimento livre crítico, que para os aços é estimado como:

$$(L_f)_{cr} = \frac{2,63D}{\alpha} \quad (3.20)$$

Para extremidades esquadradas e esmerilhadas $\alpha = 0,5$.

O peso e frequência absoluta da mola são dados, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$W = \frac{\pi^2 d^2 D N_a \gamma}{4} \quad (3.21)$$

$$f_n = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{\text{kg}}{W}} \quad (3.22)$$

As variáveis γ e g são, na devida ordem, o peso específico do aço cromo-vanádio e aceleração da gravidade local.

3.2 Cálculo para carregamento de fadiga

A resistência máxima ao cisalhamento é estimada a partir de:

$$S_{su} = 0,67 S_{ut} \quad (3.23)$$

As variáveis F_a e F_m são dadas através das equações seguintes:

$$F_a = \frac{F_{\text{máx}} - F_{\text{mín}}}{2} \quad (3.24)$$

$$F_m = \frac{F_{\text{máx}} + F_{\text{mín}}}{2} \quad (3.25)$$

Os subscritos a e m indicam, respectivamente, que estas são alternada e média.

As tensões alternada e média são obtidas, nessa ordem, das seguintes formas:

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (3.26)$$

$$\tau_m = K_B \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (3.27)$$

A inclinação da linha de carga é dada por:

$$r = \frac{\tau_a}{\tau_m} \quad (3.28)$$

O coeficiente de segurança para o critério de falha de Sines pode ser determinado através de:

$$n_{fs} = \frac{S_{sa}}{\tau_a} \quad (3.29)$$

Para mola sem jateamento de esferas as resistências para vida infinita S_{sa} e S_{sm} são iguais, respectivamente, a 241 e 379 MPa.

A ordenada de intersecção de Gerber para os dados de Zimmerli é:

$$S_{seGB} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}}\right)^2} \quad (3.30)$$

A componente de amplitude de resistência de Gerber é dada a partir de:

$$S_{saGB} = \frac{r^2 S_{su}^2}{2 S_{seGB}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_{seGB}}{r S_{su}}\right)^2} \right] \quad (3.31)$$

O fator de segurança de fadiga para as equações de Gerber é:

$$n_{fGB} = \frac{S_{saGB}}{\tau_a} \quad (3.32)$$

A ordenada de intersecção para o critério de Goodman com os dados de Zimmerli é:

$$S_{seGD} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}}\right)} \quad (3.33)$$

A componente de amplitude de resistência para o critério de Goodman é dada por:

$$S_{saGD} = \frac{rS_{seGD}S_{su}}{rS_{su} + S_{seGD}} \quad (3.34)$$

O fator de segurança de fadiga de Goodman é especificado da seguinte forma:

$$n_{fGD} = \frac{S_{saGD}}{\tau_a} \quad (3.35)$$

3.3 Análise numérica computacional

A construção das molas foi feita com o auxílio do programa computacional SolidWorks 2016 e submetida a uma simulação virtual no ANSYS Workbench, versão 19.A análise da estrutura do elemento passa pelas seguintes etapas:

- Geometria do sólido;
- Malha computacional;
- Transformações das equações diferenciais parciais em equações algébricas;
- Interpolações.

CAPÍTULO 4

4. Resultados

Este capítulo tratará das descrições e discussão dos resultados, com base no conhecimento adquirido através dos acervos e das equações mencionadas ao longo do trabalho.

Conhecidas as distribuições de força na traseira e dianteira e características do Jimny 1.3, foi possível escolher o material mais apropriado para mola deste veículo, assim como também determinar os parâmetros que esta deve apresentar para atender as especificações do projeto.

A tabela 4.1 traz a distribuição de carga na traseira e dianteira, onde a máxima corresponde o peso em ordem de marcha no veículo por roda, que obedece a distribuição de 60% no eixo dianteiro e 40% no traseiro, e a mínima o peso que este consegue transportar (passageiros, porta malas ou outro espaço que comportam qualquer outra coisa que não seja passageiro) que chamamos de carga útil, cuja distribuição é de 50% para cada eixo. Como existem duas molas por eixo, então o peso por eixo é dividido por dois.

Tabela 4.1 -Forças atuantes nas molas traseira e dianteira do Jimny 1.3

Eixo	Fmáx(N)	Fmín(N)
Dianteiro	3270	1000
Traseiro	2180	1000

Fonte: Autoria própria.

Para carregamento estático as molas já são projetadas em segurança uma vez que o n_s é igual a 2.

As especificações para mola traseira são descritas na tabela 4.2 e 4.3 para a mola dianteira tabela 4.4.

Tabela 4.2 -Especificações mola traseira.

d=12 mm			
S_{ut} (MPa)	1320,7	f (Hz)	208,4
S_{sy} (MPa)	660,4	F_a (N)	677
α (MPa)	330,2	F_m (N)	1502
β (MPa)	44,3	S_{su} (MPa)	885
C	6,0	F_s (N)	2507
K_B	1,237	τ_a (MPa)	89,2

Fonte: Autoria própria.

Tabela 4.3 - Especificações mola traseira.

d=12 mm			
D(mm)	72,2	τ_m (MPa)	197,9
Estabilidade(mm)	381,2	r	0,451
L_f (mm)	371,2	S_{seGB} (MPa)	295
N_a	6,1	S_{saGB} (MPa)	212
N_t	8,1	S_{seGD} (MPa)	422
k (N/mm)	87,1	S_{saGD} (MPa)	205
L_s (mm)	97,1	n_s	2,0
τ_s (MPa)	330,2	n_f (Sines)	2,6
$(L_f)_{cr}$ (mm)	380,0	n_f (Gerber)	2,3
$y_{m\acute{a}x}$ (mm)	25,03	n_f (Goodman)	2,2
W(N)	1,2		

Fonte: Autoria própria.

Tabela 4.4 - Especificações mola dianteira.

d=12 mm			
S_{ut} (Mpa)	1320,7	f (Hz)	208,4
S_{sy} (MPa)	660,4	F_a (N)	1223
α (MPa)	330,2	F_m (N)	2048
β (MPa)	44,3	S_{su} (MPa)	885
C	6,0	F_s (N)	3761
K_B	1,237	τ_a (MPa)	161
D(mm)	72,2	τ_m (MPa)	270
Estabilidade(mm)	381,2	r	0,597
L_f (mm)	371,2	S_{seGB} (MPa)	295
N_a	6,1	S_{saGB} (MPa)	236
N_t	8,1	S_{seGD} (MPa)	422
k (N/mm)	87,1	S_{saGD} (MPa)	234
L_s (mm)	97,1	n_s	2,0
τ_s (MPa)	495,3	n_f (Sines)	1,5

$(L_f)_{cr}(mm)$	380,0	$n_f(\text{Gerber})$	1,47
$y_{m\acute{a}x}(mm)$	37,54	$n_f(\text{Goodman})$	1,46
$W(N)$	1,2		

Fonte: Autoria pr3pria.

As escolhas das molas foram feitas com base nos parâmetros dimensionais C e k , como também pelo fator de segurança n_f . A escolha de C foi a mais próxima possível da média de intervalo recomendável para esse parâmetro, evitando assim problemas em sua produção e a propensão de flambagem. A especificação de uma mola mais resistente, quanto a deformação, foi feita para evitar que esta fique saltando quando o veículo passar por um desnivelamento no solo. O fator de segurança n_f foi o maior possível para aumentar a vida útil da mola e que está possa assim realizar vários ciclos antes da ocorrência da falha por fadiga.

4.1 Especificações das molas

Os dados seguintes são apenas das molas aprovadas, tanto para carregamento estático como para fadiga, e escolhidas para essa aplicação. Os demais se encontram nos anexos A e B.

4.1.1 Molas traseiras

- Diâmetro interno (D_i): 60,2 mm
- Diâmetro externo (D_o): 84,2 mm
- Diâmetro médio(D): 72,2 mm
- Diâmetro do fio(d): 12 mm
- Passo(P): 55 mm
- Índice de mola(C): 6
- Constante elástica(k): 87,1 N/mm
- Comprimento livre (L_f): 371 mm
- Comprimento sólido (L_s): 97,1 mm
- Número de espiras ativas (N_a): 6,1
- Número de espiras totais (N_t): 8,1

- Peso(W): 1,2 N
- Massa(m): 0,122 kg
- Frequência(f): 208,4 Hz

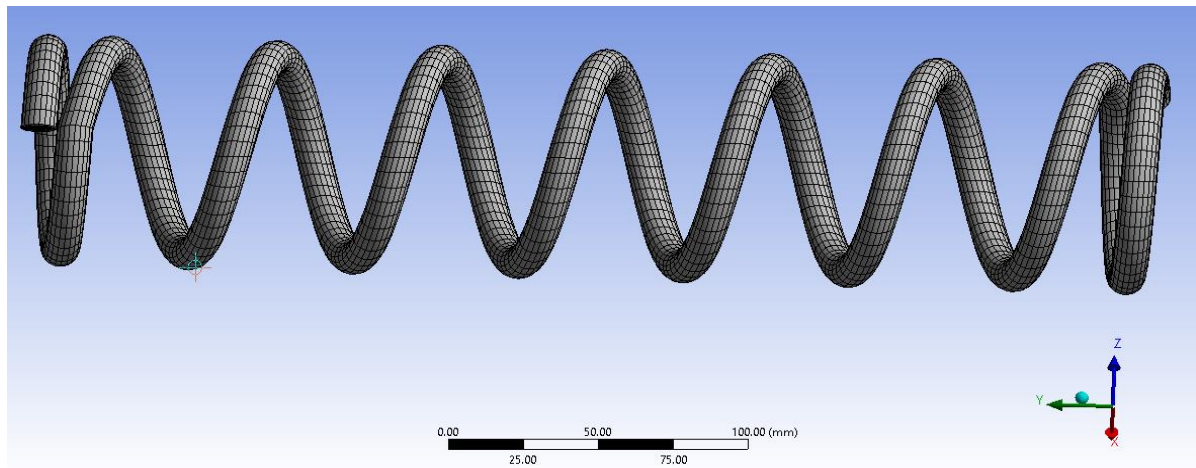
4.1.2 Molas dianteiras

- Diâmetro interno (D_i): 60,2 mm
- Diâmetro externo (D_o): 84,2 mm
- Diâmetro médio(D): 72,2 mm
- Diâmetro do fio(d): 12 mm
- Passo(P): 55 mm
- Índice de mola(C): 6
- Constante elástica(k): 87,1 N/mm
- Comprimento livre (L_f): 371 mm
- Comprimento sólido (L_s): 97,1 mm
- Número de espiras ativas (N_a): 6,1
- Número de espiras totais (N_t): 8,1
- Peso(W): 1,2 N
- Massa(m): 0,122 kg
- Frequência(f): 208,4 Hz

4.2 Análise numérica computacional

As molas utilizadas neste trabalho foram modeladas através de uma plataforma virtual via CAD no programa SolidWorks, partindo de todas as especificações geométricas demonstradas no tópico anterior. Posteriormente o modelo foi importado para o ANSYS 2019 a fim de se realizar a análise estrutural. Foi utilizado inicialmente o gerador de malhas automático do ANSYS com elementos de 10 milímetros. Contudo, a malha gerada não foi satisfatória. Um refinamento da malha, com elementos de 5 milímetros, levou a geração de 109343 nós e 24768 elementos. Esta malha pode ser vista na figura 4.1.

Figura 4.1 - Malha Refinada.

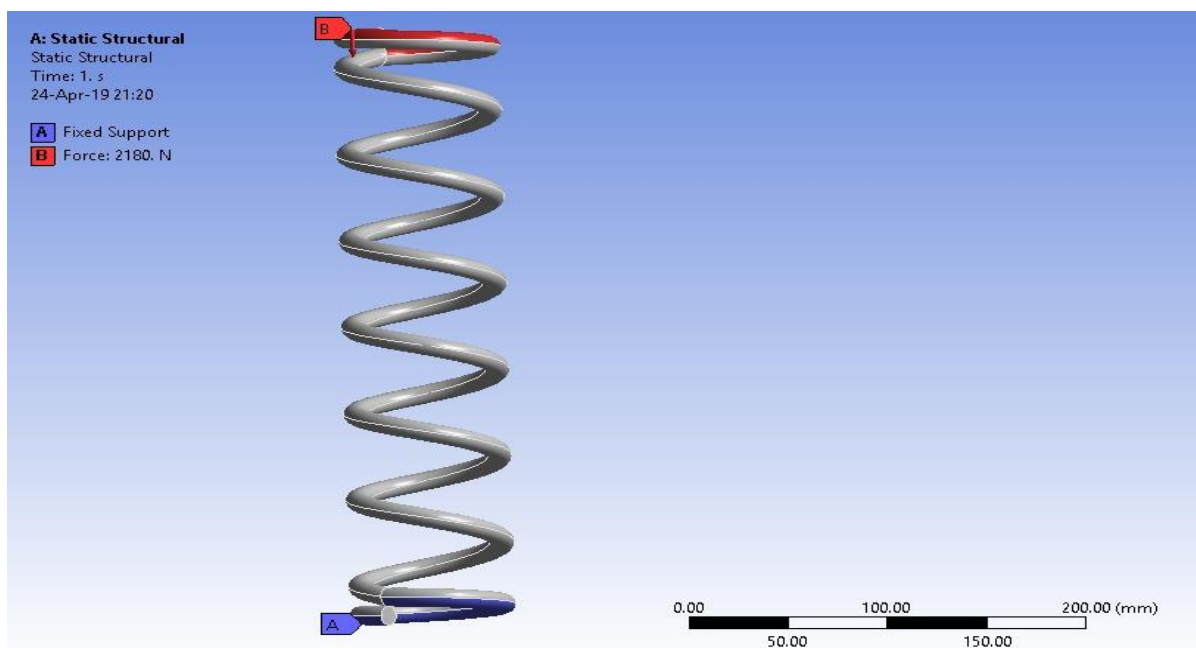


Fonte: ANSYS (2019).

Uma biblioteca com as propriedades do cromo vanádio foi criada, uma vez que o ANSYS não apresentava a mesma. Dispondo-se do módulo de elasticidade e do módulo de cisalhamento, obteve-se o coeficiente de Poisson.

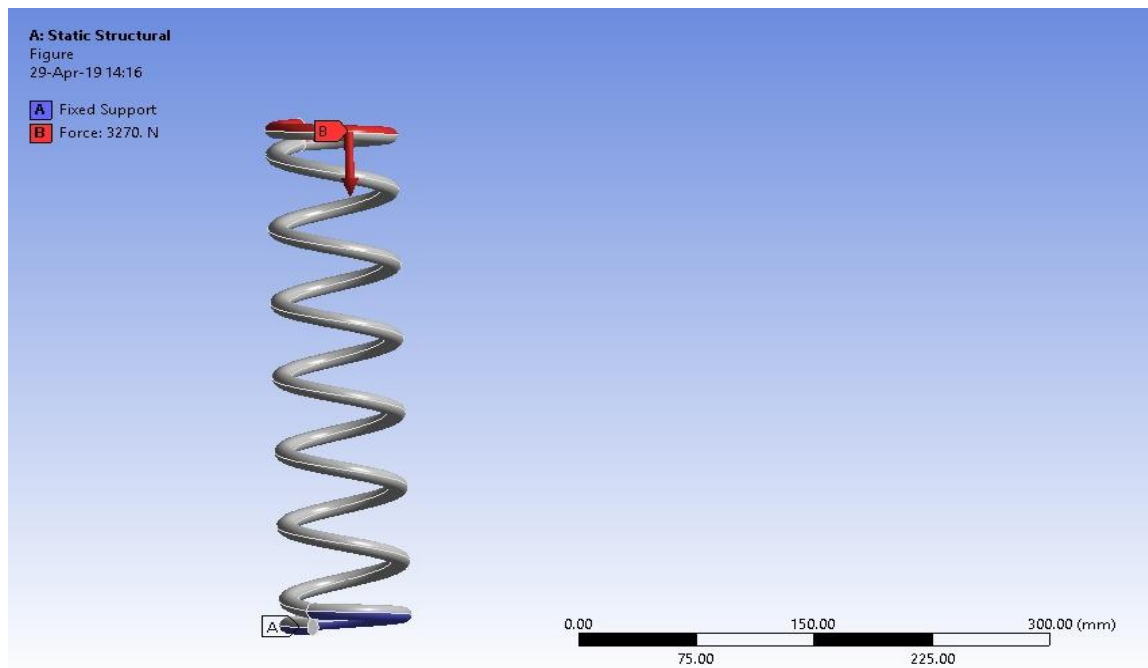
Para verificar o quanto a mola pode se deformar, foi utilizado o sistema de análise estrutural oferecido pelo programa, onde foram definidas as condições de contornos. Foi colocando um suporte na parte inferior e uma força axial de 2180 N, para a mola traseira(figura 4.2), e 3270 N(figura 4.3), para a mola dianteira, na parte superior, cujas deformações máximas são mostradas nas figuras 4.4 e 4.5.

Figura 4.2 - Força de 2180 N aplicada na mola traseira(B) e apoio fixo na parte inferior (A).



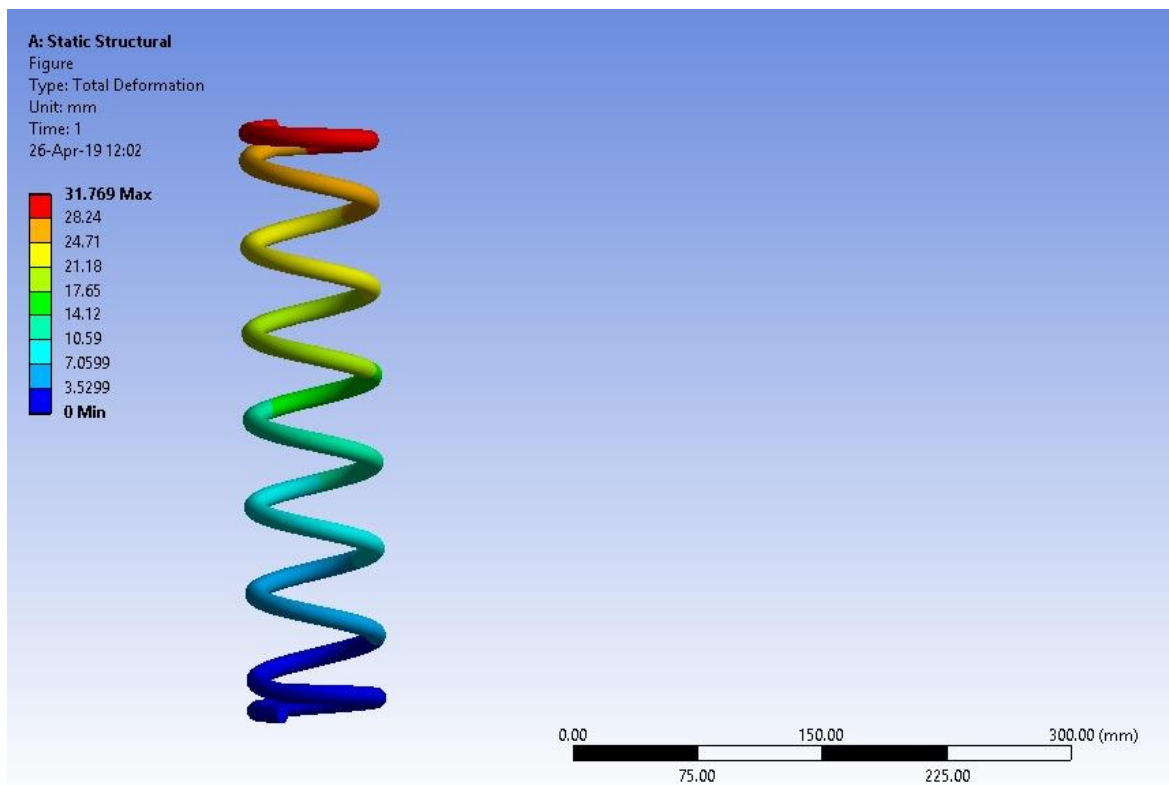
Fonte: ANSYS (2019).

Figura 4.3 - Força de 3270 N aplicada na mola dianteira(B) e apoio fixo na parte inferior (A).



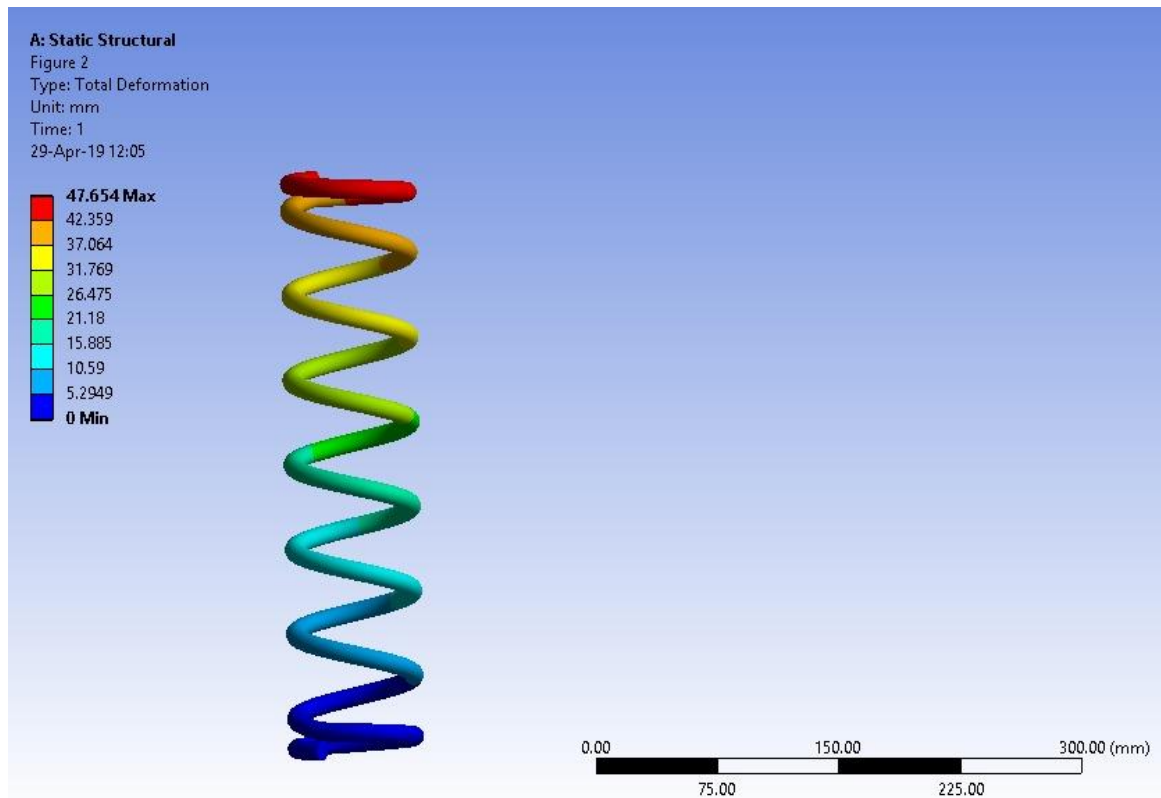
Fonte: ANSYS (2019).

Figura 4.4 - Deformação máxima de 31, 8 milímetros para a força de 2180 N aplicada na mola traseira.



Fonte: ANSYS (2019).

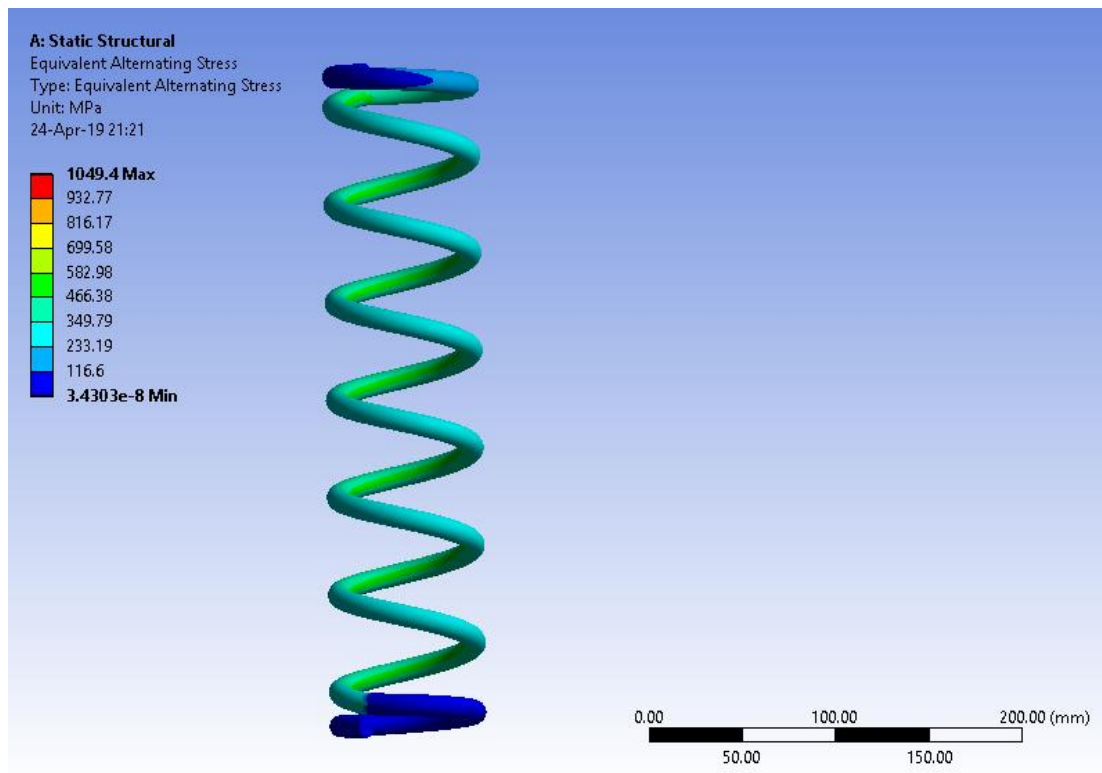
Figura 4.5 - Figura 18- Deformação máxima de 47,7 milímetros para a força de 3270 N aplicada na mola dianteira.



Fonte: ANSYS (2019).

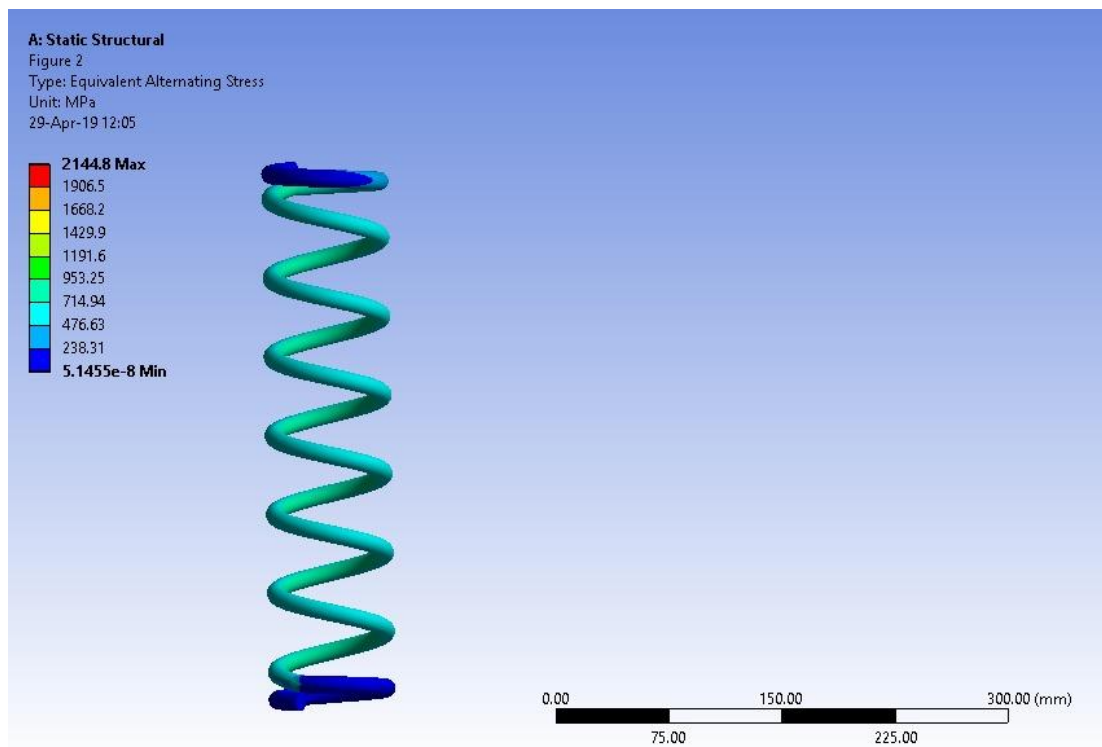
Para a análise de fadiga, os resultados são mostrados nas figuras 4.6 e 4.7, onde as tensões ficam em torno de 291,5 MPa, para a mola traseira, e 450,6 MPa, para a mola dianteira. Estas tensões são maiores que a tensão máxima equivalente obtida pelo método analítico. Com o auxílio das equações para a determinação dos fatores de segurança é possível comprovar que estas molas falham por fadiga, uma vez que as tensões alternadas atuantes nas molas especificadas no ANSYS são maiores que as resistências para vida infinita obtida pelo critério de Goodman. O que faz com que a razão S_{sa}/τ_a seja menor que um, fazendo com que o projeto não passe nos critérios de segurança para a aplicação.

Figura 4.6 - Critério de Goodman para fadiga.



Fonte: ANSYS (2019).

Figura 4.7 - Critério de Goodman para fadiga.



Fonte: ANSYS (2019).

Tabela 4.5 - Comparação dos dados obtidos pelo método Analítico e ANSYS.

Analítico		ANSYS	
$y_{\text{máxT}}(\text{mm})$	25,03	$y_{\text{máxT}}(\text{mm})$	31,77
$y_{\text{máxD}}(\text{mm})$	37,54	$y_{\text{máxD}}(\text{mm})$	47,65
$\tau_{\text{aT}}(\text{MPa})$	89,2	$\tau_{\text{aT}}(\text{MPa})$	291,5
$\tau_{\text{aD}}(\text{MPa})$	161	$\tau_{\text{aD}}(\text{MPa})$	450,6
nf_{T}	2,20	nf_{T}	0,82
nf_{D}	1,46	nf_{D}	0,53

Fonte: Autoria própria.

A tabela 4.5 em uma breve comparação entre os dados obtidos pelo método analítico e pelo ANSYS, mostra a discrepância dos resultados. Os valores da tensão alternada obtidos através do programa apresentam um aumento significativo em relação aqueles encontrados pelo método analítico. Isso acaba por ocasionar em um decréscimo rápido e acentuado dos coeficientes de segurança, o que resulta na reprovação do modelo de mola submetido a simulação virtual. Os coeficientes T e D mostrados na tabela 4.5 referem-se, respectivamente, a mola traseira e dianteira.

CAPÍTULO 5

5. Conclusão

Ao longo deste trabalho foram adquiridos conhecimentos específicos do projeto de molas helicoidais de compressão, assim como foi possível verificar a importância da suspensão e seus componentes. A partir de revisões bibliográficas, foi possível determinar as variáveis inerentes ao projeto, assim como uma abordagem acerca de análises de estática e de fadiga. O método de elementos finitos utilizado pelo programa computacional de simulação ANSYS foi discutido com o intuito de verificar a formulação e resolução de equações resultantes das discretizações dos elementos no componente estrutural.

Com a especificação dos parâmetros dimensionais das molas, foi construído em CAD, um modelo das molas helicoidais de compressão, que posteriormente foi submetido a uma simulação virtual em relação a carregamentos estático e de fadiga, minimizando tempo e custo na produção de um protótipo em tamanho real. Os resultados obtidos apresentaram discrepância em relação àqueles determinados pelo método analítico. A divergência de resultados pode ter acontecido devido a inúmeros fatores, sendo alguns deles listados abaixo:

- Problemas relacionados às especificações das propriedades mecânicas do material, uma vez que o cromo-vanádio não consta na biblioteca de materiais do ANSYS. A especificação da “curva de vida” do material é de extrema importância. A não disposição dessa pode ter comprometido a simulação.
- Refinamento da malha, uma vez que quanto menor os elementos, mais próximo será o desempenho do modelo da realidade. Contudo a dificuldade de processamento do computador afetou esse refinamento.
- A aplicação da força adotada no ANSYS é diferente daquela do método analítico, uma vez que a força no primeiro é posta mais em um dos lados da mola, diferentemente do segundo na qual é aplicada no centro da mola.

Pode se concluir que a obtenção de dados diferentes pode ser ocasionada por vários fatores atuantes de forma isolada ou conjunta. Contudo vale salientar que o método por elementos finitos, adotado no ANSYS, se aproxime mais das condições de uso real da mola, já que a força axial atuante tende a não ser no centro quando o Jimny 1.3 está em funcionamento.

5.1 Propostas para trabalhos futuros

Uma proposta de trabalho seria a realização de ensaios metalográficos, a fim de determinar com mais precisão as características do cromo-vanádio, dispondo-se assim de uma biblioteca de propriedades do material. Outras abordagens interessantes de estudo seria a verificação na diferença dos resultados encontrados através dos programas computacionais de simulação oferecidos por diversas empresas e a realização de uma disposição geométrica a fim de garantir que a força axial atuante na mola do ANSYS fosse similar à adotada no método analítico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS 19. ANSYS Inc.PDF Documentation for Release 19.0.

ARCANJO, Edgar Pais.**Caracterização do comportamento à fadiga de molas.**2008. 107f. Dissertação de Mestrado-Universidade Técnica de Lisboa,Lisboa,2008.

ARIAS, Ariel Rodríguez. **Comportamento da velocidade de propagação de trinca por fadiga do aço ASTM-A36 em condições atmosférica e subaquáticas.**2012.114f.Dissertação de Pós-Graduação-Universidade Federal de Minas Gerais,Belo Horizonte,2012.

ASTM, E 1823-13. **Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing**, 2013.

AZEVEDO, Álvaro F. M. **Método de elementos finitos.**1ed.Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.Portugal,2003.

AZEVEDO, Domingos Flávio de Oliveira..**Análise estrutural com ANSYS Workbench.** Mogi das Cruzes,2016.

BASSETO,E.L..**Proposta de metodologia para o ensino das fases de projeto informacional e projeto conceitual.**2000.122f.Dissertação de Mestrado-Universidade Federal de santa Catarina,Florianópolis,2000.

BLOG DINAMICAR PNEUS. **Saiba quais componentes fazem parte do sistema de suspensão.**2015. Disponível em:<<https://dinamicarpneus.com.br/saiba-quais-componentes-fazem-parte-sistema-suspensao/>>. Acesso em: 26 de março de 2019.

BOMPREGOAUTOPEÇAS.**Mecânica Básica:** pivô de suspensão. 2015.Disponível em:<<https://www.bomprecopecas.com.br/blog/mecanica-basica-pivo-da-suspensao/>>. Acesso em: 26 de março de 2019.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley:** Projeto de Engenharia Mecânica.8.ed.Porto Alegre:AMGH,2011.

CALLISTER,Jr. William D.;RETHWISCH,DavidG.**Ciência e Engenharia de Materiais:**uma introdução.8.ed.Rio de janeiro:LTC,2012.

CARRO DE GARRAGEM. **Suspensão independente! Como funciona?**2019.Disponível em: < <https://www.carrodegarragem.com/suspensao-independente-como-funciona/>>. Acesso em: 26 de março de 2019.

CARRO GUARA.**Jimny 1.3 16V 4 All 4X4**.2019.Disponível em: <<https://carroguara.com.br/veiculos/3188968-suzuki-jimny-1.3-16v-4-all-4x4-2019.html>>. Acesso em: 30 de abril de 2019.

CARVALHO,Luana Martins de.**Prospecção de novos materiais para molas de suspensão automotiva**. 2015. 80f.Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Tecnológica Federal do Paraná,Londrina,2015.

DOMINGOS, Pedro Augusto;MAKIYAMA,Renato.**Sistema de recuperação de energia**.2015.Disponível em:< <https://docplayer.com.br/38884756-Curso-de-tecnologia-em-eletronica-automotiva.html>>. Acesso em:24 de abril de 2019.

ELISMOL.**Molas de Compressão**. 2019.Disponível em: < <http://elismol.com.br/produto/molas-de-compressao/molas-de-compressao/>>. Acesso em: 19 de março de 2019.

FILHO, Avelino Alves. **Elementos finitos: A base da tecnologia CAE**.1.ed.São Paulo: Érica.2000.

FONSECA, Gustavo. **Manual Completo da Suspensão do Carro: Componentes, Quando, Como Trocar**.2018. Disponível em: <<https://doutormultas.com.br/suspensao-carro-componentes-troca/>>.Acesso em: 26 de março de 2019.

FRAGOUDAKIS,Roselita;SAIGAL,Anil. **Predicting the fadige life in steel and glass fiber reinforced plastics using damage models**.2011.9f. Artigo Científico –Universidade Tufts,Massachusetts,2011.

GUERRA, Marcus Vinícius Rocha. **Desenvolvimento e análise de um projeto de feixe de molas**.2016.74f. Monografia- Universidade de Brasília, Brasília,2016.

JUNIOR,Widomar P. Carpes;LOSEKANN,CláudioRoberto.**Eixotemático:sistemas de suspensão**.44f.Florianópolis,abril de 2003.

JUVINALL,Robert C.;MARSHEK,KurtM.**Projeto de componentes de máquinas**.4.ed.Rio de Janeiro:LTC,2013.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem teórica**. 4.ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PALMAS, Diogo Cristiano. **Metodologia de simulação por elementos finitos de polias para transportadores de correia de grandes capacidades**. 2009. 25f. Monografia - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

PAULA, Renan Felipe Vieira de. **Fadiga de molas helicoidais de suspensão de automóveis**. 2013. 145f. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

PEIG, Daniel Brooke. **Suzuki Jimny**: Especificações técnicas. 2016. Disponível em: <<https://www.danbp.org/p/pt-br/node/71>>. Acesso em: 24 de abril de 2019.

REZENDE, Jean Carlos Rezende. **Projeto e implementação de um modelo de suspensão automotiva em bancada de laboratório**. 2007. 166f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

RICARDO, Elton. **Molas**. 2014. 33 slides. Disponível em: <<https://pt.slideshare.net/EltonRicardo/molas-39272693>>. Acesso em: 13 de dezembro de 2018.

SERVIMOLAS. **Molas Helicoidais**. Disponível em: <<http://www.servimolas.pt/molas-helicoidais>>. Acesso em: 04 de dezembro de 2018.

SHARP, Bob. **Quais as diferenças entre os tipos de suspensão independente?**. 2016. Disponível em: <<https://quatrorodas.abril.com.br/auto-servico/quais-as-diferencas-entre-os-tipos-de-suspensao-independente/>>. Acesso em: 24 de abril de 2019.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7.ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SUAOFICINAONLINE. **Braço Oscilante (Bandeja de Suspensão)**. 2019. Disponível em: <<https://www.google.com/amp/s/suaoficinaonline.com.br/conteudo/braco-oscilante-bandeja-de-suspensao/amp/>>. Acesso em: 26 de março de 2019.

ANEXOS

ANEXO A

Tabela A. 1 – Especificação de molas da traseira do veículo para carregamento estático.

d(mm)	S _{ut} (MPa)	S _{sy} (MPa)	α (MPa)	β (MPa)	C	KB	D(mm)
10	1361,8	680,9	340,5	63,8	3,8	1,414	37,7
11	1340,2	670,1	335,0	52,8	4,9	1,303	53,6
12	1320,7	660,4	330,2	44,3	6,0	1,237	72,2
13	1303,1	651,5	325,8	37,8	7,2	1,193	94,0
14	1287,0	643,5	321,7	32,6	8,5	1,161	119,1
15	1272,1	636,1	318,0	28,4	9,9	1,137	147,8
16	1258,4	629,2	314,6	24,9	11,3	1,119	180,4
17	1245,7	622,8	311,4	22,1	12,8	1,104	217,1
18	1233,8	616,9	308,4	19,7	14,3	1,092	258,0
19	1222,6	611,3	305,6	17,7	16,0	1,082	303,5
20	1212,1	606,1	303,0	16,0	17,7	1,074	353,6

Fonte: Autoria própria.

Tabela A. 2 – Especificações de molas da traseira do veículo para carregamento estático.

d(mm)	Estabilidade(mm)	L _f (mm)	N _a	N _t	k(N/mm)	L _s (mm)	τ_s (MPa)
10	199,1	189,1	2,9	4,9	621,3	48,9	340,5
11	282,9	272,9	4,4	6,4	210,4	70,0	335,0
12	381,2	371,2	6,1	8,1	87,1	97,1	330,2
13	496,0	486,0	8,1	10,1	40,9	131,6	325,8
14	628,5	618,5	10,5	12,5	20,9	174,7	321,7
15	780,2	770,2	13,2	15,2	11,5	227,8	318,0
16	952,1	942,1	16,3	18,3	6,6	292,1	314,6
17	1145,6	1135,6	19,7	21,7	4,0	369,2	311,4
18	1361,7	1351,7	23,6	25,6	2,5	460,7	308,4
19	1601,5	1591,5	27,9	29,9	1,6	568,1	305,6
20	1866,1	1856,1	32,7	34,7	1,1	693,1	303,0

Fonte: Autoria própria.

Tabela A. 3 – Especificações de molas da traseira do veículo para carregamento estático.

d(mm)	(L _f) _{cr} (mm)	W(N)	f(Hz)
10	198,4	0,2	1341,5
11	281,9	0,5	484,9
12	380,0	1,2	208,4
13	494,3	2,5	100,0
14	626,5	4,7	52,0
15	777,6	8,5	28,7
16	949,0	14,6	16,7
17	1141,8	24,0	10,1
18	1357,2	38,3	6,3
19	1596,3	59,3	4,1
20	1860,1	89,6	2,7

Fonte: Autoria própria.

Tabela A. 4 – Especificações de molas da traseira do veículo para fadiga.

D	F _a (N)	F _m (N)	S _{su} (MPa)	F _s (N)	τ _a (MPa)	τ _m (MPa)	r
10	677,5	1502,5	912,4	2507,0	92,0	204,0	0,451
11	677,5	1502,5	897,9	2507,0	90,5	200,8	0,451
12	677,5	1502,5	884,9	2507,0	89,2	197,9	0,451
13	677,5	1502,5	873,1	2507,0	88,0	195,2	0,451
14	677,5	1502,5	862,3	2507,0	86,9	192,8	0,451
15	677,5	1502,5	852,3	2507,0	85,9	190,6	0,451
16	677,5	1502,5	843,1	2507,0	85,0	188,5	0,451
17	677,5	1502,5	834,6	2507,0	84,2	186,6	0,451
18	677,5	1502,5	826,6	2507,0	83,4	184,9	0,451
19	677,5	1502,5	819,1	2507,0	82,6	183,2	0,451
20	677,5	1502,5	812,1	2507,0	81,9	181,6	0,451

Fonte: Autoria própria.

Tabela A. 5 – Especificações de molas da traseira do veículo para fadiga.

d	S _{seGB} (MPa)	S _{saGB} (MPa)	S _{seGD} (MPa)	S _{saGD} (MPa)
10	291,3	213,1	412,2	205,9
11	293,2	212,5	417,0	205,4
12	295,1	211,9	421,6	205,0
13	297,0	211,4	425,9	204,6
14	298,7	210,9	430,0	204,2
15	300,4	210,4	434,0	203,8
16	302,0	209,9	437,8	203,5
17	303,6	209,5	441,5	203,2
18	305,1	209,1	445,1	202,8
19	306,6	208,7	448,5	202,6
20	308,1	208,4	451,9	202,3

Fonte: Autoria própria.

Tabela A. 6 – Coeficientes de segurança.

d	n _s	n _f			Projeto
		Sines	Gerber	Goodman	
10	2,0	2,6	2,3	2,2	Reprovado
11	2,0	2,7	2,3	2,3	Aprovado
12	2,0	2,7	2,4	2,3	Aprovado
13	2,0	2,7	2,4	2,3	Reprovado
14	2,0	2,8	2,4	2,3	Reprovado
15	2,0	2,8	2,4	2,4	Reprovado
16	2,0	2,8	2,5	2,4	Reprovado
17	2,0	2,9	2,5	2,4	Reprovado
18	2,0	2,9	2,5	2,4	Reprovado
19	2,0	2,9	2,5	2,5	Reprovado
20	2,0	2,9	2,5	2,5	Reprovado

Fonte: Autoria própria.

ANEXO B

Tabela B. 1 – Especificação de molas da traseira do veículo
para carregamento estático.

d(mm)	S _{ut} (Mpa)	S _{sy} (MPa)	α (MPa)	β (MPa)	C	KB	D(mm)
10	1361,8	680,9	340,5	63,8	3,8	1,414	37,7
11	1340,2	670,1	335,0	52,8	4,9	1,303	53,6
12	1320,7	660,4	330,2	44,3	6,0	1,237	72,2
13	1303,1	651,5	325,8	37,8	7,2	1,193	94,0
14	1287,0	643,5	321,7	32,6	8,5	1,61	119,1
15	1272,1	636,1	318,0	28,4	9,9	1,137	147,8
16	1258,4	629,2	314,6	24,9	11,3	1,119	180,4
17	1245,7	622,8	311,4	22,1	12,8	1,104	217,1
18	1233,8	616,9	308,4	19,7	14,3	1,092	258,0
19	1222,6	611,3	305,6	17,7	16,0	1,082	303,5
20	1212,1	606,1	303,0	16,0	17,7	1,074	353,6

Fonte: Autoria própria.

Tabela B. 2 – Especificação de molas da traseira do veículo
para carregamento estático.

d(mm)	Estabilidade(mm)	L _t (mm)	N _a	N _t	k(N/mm)	L _s (mm)	τ_s (MPa)
10	199,1	189,1	2,9	4,9	621,3	48,9	510,7
11	282,9	272,9	4,4	6,4	210,4	70,0	502,6
12	381,2	371,2	6,1	8,1	87,1	97,1	495,3
13	496,0	486,0	8,1	10,1	40,9	131,6	488,7
14	628,5	618,5	10,5	12,5	20,9	174,7	482,6
15	780,2	770,2	13,2	15,2	11,5	227,8	477,0
16	952,1	942,1	16,3	18,3	6,6	292,1	471,9
17	1145,6	1135,6	19,7	21,7	4,0	369,2	467,1
18	1361,7	1351,7	23,6	25,6	2,5	460,7	462,7
19	1601,5	1591,5	27,9	29,9	1,6	568,1	458,5
20	1866,1	1856,1	32,7	34,7	1,1	693,1	454,5

Fonte: Autoria própria.

Tabela B. 3 – Especificação de molas da traseira do veículo para carregamento estático.

d(mm)	(L _f) _{cr} (mm)	W(N)	f(Hz)
10	198,4	0,2	1341,5
11	281,9	0,5	484,9
12	380,0	1,2	208,4
13	494,3	2,5	100,0
14	626,5	4,7	52,0
15	777,6	8,5	28,7
16	949,0	14,6	16,7
17	1141,8	24,0	10,1
18	1357,2	38,3	6,3
19	1596,3	59,3	4,1
20	1860,1	89,6	2,7

Fonte: Autoria própria.

Tabela B. 4 – Especificações de molas da traseira do veículo para fadiga.

D	F _a (N)	F _m (N)	S _{su} (MPa)	F _s (N)	τ _a (MPa)	τ _m (MPa)	r
10	1222,5	2047,5	912,4	3760,5	166,0	278,1	0,597
11	1222,5	2047,5	897,9	3760,5	163,4	273,6	0,597
12	1222,5	2047,5	884,9	3760,5	161,0	269,7	0,597
13	1222,5	2047,5	873,1	3760,5	158,9	266,1	0,597
14	1222,5	2047,5	862,3	3760,5	156,9	262,8	0,597
15	1222,5	2047,5	852,3	3760,5	155,1	259,7	0,597
16	1222,5	2047,5	843,1	3760,5	153,4	256,9	0,597
17	1222,5	2047,5	834,6	3760,5	151,9	254,3	0,597
18	1222,5	2047,5	826,6	3760,5	150,4	251,9	0,597
19	1222,5	2047,5	819,1	3760,5	149,0	249,6	0,597
20	1222,5	2047,5	812,1	3760,5	147,8	247,5	0,597

Fonte: Autoria própria.

Tabela B. 5 – Especificações de molas da traseira do veículo para fadiga.

d	S _{seGB} (MPa)	S _{saGB} (MPa)	S _{seGD} (MPa)	S _{saGD} (MPa)
10	291,3	236,4	412,2	234,7
11	293,2	236,3	417,0	234,6
12	295,1	236,2	421,6	234,5
13	297,0	236,1	425,9	234,4
14	298,7	236,0	430,0	234,3
15	300,4	235,9	434,0	234,2
16	302,0	235,8	437,8	234,2
17	303,6	235,7	441,5	234,1
18	305,1	235,6	445,1	234,0
19	306,6	235,5	448,5	234,0
20	308,1	235,5	451,9	233,9

Fonte: Autoria própria.

Tabela B. 6 – Coeficientes de segurança.

d	n _s	n _f			Projeto
		Sines	Gerber	Goodman	
10	2,0	1,45	1,42	1,41	Reprovado
11	2,0	1,48	1,45	1,44	Aprovado
12	2,0	1,50	1,47	1,46	Aprovado
13	2,0	1,52	1,49	1,48	Aprovado
14	2,0	1,54	1,50	1,49	Reprovado
15	2,0	1,55	1,52	1,51	Reprovado
16	2,0	1,57	1,54	1,53	Reprovado
17	2,0	1,59	1,55	1,54	Reprovado
18	2,0	1,60	1,57	1,56	Reprovado
19	2,0	1,62	1,58	1,57	Reprovado
20	2,0	1,63	1,59	1,58	Reprovado

Fonte: Autoria própria.