

Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Engenharia Automotiva

Desenvolvimento e Análise de um Projeto de Feixe de Molas

Autor: Marcus Vinícius Rocha Guerra
Orientador: Dra. Carla Tatiana Mota Anflor

Brasília, DF
2016



Marcus Vinícius Rocha Guerra

Desenvolvimento e Análise de um Projeto de Feixe de Molas

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva .

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Dra. Carla Tatiana Mota Anflor

Brasília, DF

2016

Marcus Vinícius Rocha Guerra

Desenvolvimento e Análise de um Projeto de Feixe de Molas/ Marcus Vinícius
Rocha Guerra. – Brasília, DF, 2016-
72 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Dra. Carla Tatiana Mota Anflor

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA , 2016.

1. Feixe de molas. 2. Chassi. I. Dra. Carla Tatiana Mota Anflor. II. Univer-
sidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Desenvolvimento e Análise de
um Projeto de Feixe de Molas

CDU 02:141:005.6

Marcus Vinícius Rocha Guerra

Desenvolvimento e Análise de um Projeto de Feixe de Molas

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva .

Trabalho aprovado. Brasília, DF, 01 de julho de 2016:

Dra. Carla Tatiana Mota Anflor
Orientador

Dra. Maura Angélica Milfont Shzu
Convidado 1

Dra. Suzana Moreira Ávila
Convidado 2

Brasília, DF
2016

Resumo

O objetivo deste trabalho consiste em desenvolver e analisar um projeto de um feixe de molas e seu acoplamento a um chassi de veículo de grande porte. Neste sentido os esforços estão concentrados na melhora do desempenho deste sistema fundamentadas nas análises estática, modal e de fadiga. O projeto será concebido em plataforma CAD/Catia, simulando uma estrutura real e as análises serão avaliadas via o Método dos Elementos Finitos (MEF). A partir da verificação dos campos de tensões e deformações da estrutura será possível propor alterações a fim de que o projeto atenda aos critérios de falha. Após as análises via MEF, serão efetuadas as mesmas análises em uma estrutura real de veículo de grande porte, a fim de comparar e garantir que as tensões e deformações analisadas no primeiro momento sejam semelhantes as que o veículo realmente suporta.

Palavras-chaves: Elementos Finitos, Feixe de Molas, Análise Modal, Análise Estática, Fadiga, Chassi.

Abstract

The objective of this work is to develop and analyze a design of a leaf spring and its coupling to a large vehicle chassis. In this sense, the efforts are focused on improving the performance of this system based on static analysis, modal and fatigue. The project will be designed in CAD / Catia platform, simulating a real structure and analysis will be evaluated via the Finite Element Method (FEM). From the verification of stress fields and deformations of the structure will be possible to propose changes to the project meets the criteria of failure. After analysis by FEM, the same analyzes are performed on a real structure large vehicle, in order to compare and to ensure that the stresses and strains analyzed in the first instance are similar to those actually supports the vehicle.

Key-words: Finity Elements, Leaf Spring, Modal Analysis, Static Analysis, Fatigue, Chassi.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Chassi Escada	27
Figura 2 – Chassi Monobloco	28
Figura 3 – Chassi tubular	28
Figura 4 – Feixe de molas	30
Figura 5 – Critério do cisalhamento máximo	32
Figura 6 – Critério de von Mises	33
Figura 7 – Comparativo entre os critérios de cisalhamento máximo e critério de von Mises	34
Figura 8 – Diagrama S-N	37
Figura 9 – Ciclo de fadiga de onda senoidal	38
Figura 10 – Tensão alternada-Tensão média	40
Figura 11 – Critérios de falha	41
Figura 12 – Condição de contato	48
Figura 13 – condição de penetração entre dois componentes	49
Figura 14 – Interface de problemas de contato	52
Figura 15 – Dois corpos em contato	53
Figura 16 – CAD do chassi	60
Figura 17 – Tensão de von Mises para o chassi	61
Figura 18 – Modos de vibração do chassi	62
Figura 19 – Análise de fadiga	63
Figura 20 – Projeto em CAD do feixe de molas	64
Figura 21 – Variáveis de simulação	65
Figura 22 – Malha aplicada ao feixe de molas	65
Figura 23 – Condições de contorno para o feixe de molas	66
Figura 24 – Tensão de von Mises para o feixe de molas	66
Figura 25 – Modos de vibração para o feixe de molas	67
Figura 26 – Coeficiente de segurança para fadiga	68

Lista de tabelas

Tabela 1 – Frequências naturais do chassi	62
Tabela 2 – Frequências naturais do feixe de molas	67

Lista de abreviaturas e siglas

CAD	Desenho assistido por computador
MEF	Método dos elementos finitos
FEM	Finity element method
SUV	Sport utility vehicle
S-N	tensão × Número de ciclos
$\sigma_a - \sigma_m$	Diagrama tensão alternante × Tensão média
CAE	Computer-Aided Engineering

Lista de símbolos

σ_e	Tensão de escoamento
$\tau_{m\acute{a}x}$	Tensão de cisalhamento máxima
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima
σ_a	Tensão principal a
σ_b	Tensão principal b
u_d	Energia de distorção por unidade de volume
G	Módulo de elasticidade transversal
$(u_d)_e$	Energia de distorção mínima
M	Massa
K	Rigidez
ω	Frequência natural de vibração
θ	Ângulo de fase
S_{ut}	Tensão de resistência à tração
S_f	Tensão de resistência à fadiga
N	Número de ciclos para vida em fadiga
R	Razão de tensão
$F_{m\acute{a}x}$	Força máxima
$F_{m\acute{i}n}$	Força mínima
F_a	Força alternante
σ_m	Tensão média
σ_a	Tensão alternante
S_e	Limite de resistência à fadiga

S_y	Resistência ao escoamento
n	Fator de segurança
$W_i(x,y)$	Deslocamento elástico normal
$P(x',y')$	Pressão distribuída
A	Área
E_i	Módulo de Young
ν_i	Coefficiente de Poisson
W_1	Deslocamento elástico 1
W_2	Deslocamento elástico 2
Z_1	Direção 1
Z_2	Direção 2
δ	Abordagem relativa
t_t	Tração na direção tangencial
t_n	Tração na direção normal
u_t	Deslocamento na direção tangencial
u_n	Deslocamento na direção normal
Δu_t	Deslocamento relativo na direção tangencial
Δu_n	Deslocamento relativo na direção normal
μ	Coefficiente de fricção de Coulomb

Sumário

	Introdução	19
1	OBJETIVOS	21
1.1	Objetivos Específicos	21
1.1.1	Concepção do chassi	21
1.1.2	Concepção do feixe de molas	21
I	ASPECTOS GERAIS	23
2	ASPECTOS GERAIS	25
2.1	Revisão bibliográfica	25
2.2	Chassi	27
2.2.1	Chassi tipo Escada	27
2.2.2	Chassi Monobloco	27
2.2.3	Chassi Tubular	28
2.3	Feixe de molas	29
3	ANÁLISES	31
3.1	Análise Estática	31
3.1.1	Teoria de Cisalhamento Máximo	31
3.1.2	Critério de von Mises	32
3.2	Análise Modal	34
3.3	Análise de Fadiga	35
3.3.1	Método tensão-vida	36
3.3.2	Efeitos da tensão média e flutuantes na vida em fadiga	38
3.4	Análise numérica computacional	42
3.4.1	Preparação da Análise	44
3.4.1.1	Criação do sistema de análise	44
3.4.1.2	Definição de dados de engenharia	44
3.4.1.3	Definição do comportamento	44
3.4.1.4	Definição dos tipos de contatos	44
3.4.1.5	Aplicação da malha	45
3.4.1.6	Aplicação de cargas e suportes	45
3.4.1.7	Resolução	46
3.4.1.8	Revisão de resultados	46

4	O PROBLEMA DE CONTATO	47
4.1	TRATAMENTO NUMÉRICO DOS CONTATOS	47
4.2	DESCRIÇÃO GERAL DOS PROBLEMAS DE CONTATO	49
4.2.1	Contato do tipo “ <i>Bonded</i> ”	50
4.2.2	Contato do tipo “ <i>Frictionless</i> ”	50
4.2.3	Contato do tipo “ <i>Frictional</i> ”	50
4.2.4	Contato do tipo “ <i>No separation</i> ”	51
4.2.5	Contato do tipo “ <i>Rough</i> ”	51
4.2.6	Contato Hertziano	51
4.3	CONDIÇÕES DAS REGIÕES DE CONTORNO	53
4.3.1	Modo de separação	53
4.3.2	Modo de contato	54
II	ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL	57
5	ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL	59
5.1	METODOLOGIA	59
5.2	Análises do Chassi	60
5.2.1	Análise estática	60
5.2.2	Análise Modal	61
5.2.3	Análise de fadiga	63
5.3	Análises do Feixe de molas	64
5.3.1	Análise Estática	66
5.4	Análise Modal	67
5.5	Análise de Fadiga	67
6	CONCLUSÃO	69
	REFERÊNCIAS	71

Introdução

Ao longo da história, a humanidade sempre buscou novas invenções que pudessem melhorar a forma de se viver, e dentre essas invenções o veículo hoje aparece como uma das mais importantes. Antes do surgimento do veículo, as pessoas se locomoviam por cavalos, carruagens e carroças, porém esses eram meios de transporte lentos. Na busca por uma maior simplicidade e maior velocidade nos meios de transporte, e com a ajuda da revolução industrial, a engenharia desenvolveu meios de transporte movidos à combustão, como os automotores e o trem. Hoje sabemos que o desenvolvimento de um projeto de um automóvel requer o conhecimento de vários sistemas que o compõem, como por exemplo, o sistema de direção, o sistema de propulsão, o sistema de direção, dentre outros, e praticamente todos esses sistemas estão fixados ao chassi.(GUERRA et al., 2015)

Outro sistema importante na concepção dos veículos é o sistema de suspensão o qual contém um conjunto de peças que trabalham em constante movimento e tem por objetivo absorver e acompanhar as saliências oriundas das estradas, de modo a oferecer desempenho, conforto e estabilidade ao automóvel. Esse sistema é composto basicamente por amortecedores e molas. As molas tem por objetivo absorver as imperfeições das estradas e os amortecedores tem por objetivo atenuar o trabalho das molas.

Existem vários tipos de molas: feixe de molas ou a molas a ar, que são mais utilizadas em veículos de grande porte; mola helicoidal, usada tanto na suspensão traseira como dianteira; e mista - helicoidal na suspensão dianteira e feixe na suspensão traseira.

Os feixes de mola são mais utilizados em veículos de grande porte, como caminhões, ônibus, caminhonetes ou SUV's. O uso do feixe de molas nesse tipo de veículo se faz por serem tipos de veículos mais solicitados, ou seja, são veículos que tem por objetivo carregar grandes massas, e para isso é necessário a utilização de um sistema de suspensão que tenha maior rigidez, e o feixe de molas fornece essa rigidez necessária.

1 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver e analisar um chassi de veículo de grande porte, do tipo escada, assim como também desenvolver e analisar um feixe de molas para o acoplamento em tal chassi. O projeto foi desenvolvido em plataforma CAD e analisado via elementos finitos.

1.1 Objetivos Específicos

1.1.1 Concepção do chassi

- Modelagem via CAD de um chassi do tipo escada de veículo de grande porte;
- Análise modal do chassi;
- Análise estática do chassi;
- Análise de fadiga do chassi;

1.1.2 Concepção do feixe de molas

- Modelagem via CAD do feixe de molas;
- Análise estática do feixe de molas;
- Análise modal do feixe de molas;
- Análise de fadiga do feixe de molas;

Parte I

Aspectos Gerais

2 Aspectos Gerais

O desenvolvimento da indústria automobilística tem impulsionado o desenvolvimento de cada subsistema dos automóveis, com o objetivo de melhorar a sua eficiência. Dentre os sistemas existentes, o sistema de suspensão possui o objetivo de absorver as imperfeições das estradas de modo que não transfira todos os impactos aos ocupantes dos veículos e de garantir que o automóvel tenha estabilidade. Esse sistema é formado basicamente pelas molas ou feixe de molas, amortecedores, pneus e rodas e são acoplados ao chassi, que também possui como função garantir a estabilidade e absorver as imperfeições das estradas.

A validação de um projeto, seja do feixe de molas ou do chassi, é feita seguindo uma série de passos, onde há, primeiramente, a concepção do projeto. Em um segundo momento é feito um esboço do projeto via CAD. Em um terceiro momento o projeto é analisado via método dos elementos finitos, onde o mesmo é analisado por meio de programas computacionais que simulam a realidade do trabalho de cada projeto, levando em consideração as forças e tensões aplicadas aos componentes e como os seus materiais resistem. Em um quarto momento, há a construção do projeto e assim são feitas as análises experimentais e se aprovado, o projeto segue para a comercialização. Dentre as análises feitas para a validação do projeto encontram-se as análises estáticas, modal e de fadiga.

2.1 Revisão bibliográfica

Em BEER; JOHNSTON, 2012 são apresentadas duas teorias para prever a ruptura de um material dúctil submetido a um estado multiaxial de tensões: A teoria de Cisalhamento Máximo ou Critério de Escoamento de Tresca, critério que leva em consideração o fato de que quando há um deslizamento do material ao longo de superfícies oblíquas ocorre um escoamento do material ; Teoria da Energia de Distorção Máxima, Critério de von Mises e H. Hencky, critério que se baseia na determinação da energia de distorção de certo material, ou seja, a energia necessária para fazer o material mudar a sua forma.

Em SURESH, 1998 é apresentado o critério de falha por fadiga, dando um maior enfoque para as condições de falhas, considerando os tipos de materiais, e o modo como as tensões são aplicadas ao componente estrutural.

ROSA, 2002, Faz uma descrição detalhada das falhas por fadiga, onde implementa os tipos de critérios utilizados para prever falhas por fadiga advindas de tensões alternantes e médias.

Em CHANDRA et al., 2012, é realizada uma descrição detalhada dos tipos de

chassi utilizados atualmente, onde foi possível identificar suas características e propriedades. Em um primeiro momento foi modelado um chassi de veículo de grande porte. Em seguida o chassi foi analisado com três materiais compósitos diferentes. A aplicação desses materiais tinham como objetivo reduzir a massa total do chassi. O projeto foi validado a partir da aplicação de uma carga vertical em três travessas diferentes, onde foi possível medir a deflexão e a tensão resultante.

FURTADO, 2013 é feito um estudo de um chassi de veículo automotivo, onde foi realizado a análise modal com o objetivo de identificar as características de vibração de um chassi, além de suas frequências naturais; análise estática, afim de qualificar a estrutura quanto ao tipo de carregamento que o mesmo pode suportar.

KUMAR; VIJAYARAGAN,2007 descreve as análises estáticas e de fadiga para feixes de molas feitos de aço e de materiais compósitos utilizando o critério de falha em vida. Neste trabalho foram obtidas as dimensões e características de um feixe de molas de um veículo comercial, foi feito um desenho em CAD do projeto que posteriormente foi analisado via elementos finitos com o auxílio do software ANSYS 7.1 afim de comparar os resultados da análise computacional com os resultados da análise experimental. Em tal comparação, é possível inferir as vantagens da utilização do feixe de molas de materiais compósitos, como a redução de massa e a capacidade de carga semelhante ao feixe de molas convencionais, feitos de aço. Com a realização da análise experimental foi possível inferir os resultados das análises analíticas, e assim foi possível prever o resultado de tal análise. A partir dos resultados obtidos foi possível verificar uma grande vantagem na utilização do feixe de molas de materiais compósitos em relação aos feixes tradicionais, como a redução de 68,15% na massa e redução de tensão de 67,35% nas tensões aplicadas ao feixe.

BAVISKAR et al.,2013 efetuou um trabalho semelhante ao de KUMAR; VIJAYARAGAN,2007 realizando análises de fadiga em um feixe de molas de materiais compósitos. Um diferencial deste trabalho foram as análises realizadas no que tange a performance do feixe de molas em regime de trabalho. As análises de tal feixe de molas também foram realizadas via método dos elementos finitos (MEF) com a ajuda do software ANSYS e obteve resultados semelhantes, como a redução de massa e um bom desempenho de tal feixe de molas composto de materiais compósitos. BAVISKAR et al.,2013 também falou das falhas que um feixe de molas pode sofrer, e para isso fez uma análise dos elementos químicos que podem contaminar o feixe de molas, como o cálcio, o alumínio e o silício. Em um projeto de feixe de molas é extremamente difícil saber quanto de material que pode contaminar o feixe e para isso foi realizada uma análise de raio X, onde pode comprovar a existência de microtrincas na estrutura assim como determinar os componentes que contaminaram o feixe de molas de aço estrutural 5160.

SHARMA et al., 2014, fizeram um estudo sobre um material compósito para im-

plementação em feixes de mola. Em tal artigo também foi possível identificar as vantagens da utilização do feixe de molas, como a distribuição de tensões ao longo do chassi, assim como a obtenção de rigidez necessária para as suspensões de veículo de grande porte.

2.2 Chassi

Segundo CHANDRA et al., 2012 , o chassi automotivo é o esqueleto sobre o qual várias partes mecânicas, como motor, eixos, freios, sistema de direção, dentre outros são fixados e isso o faz o componente mais significativo em um automóvel. Neste sentido o chassi é o elemento que dá rigidez, flexibilidade e estabilidade ao veículo sob diferentes condições. Os chassis automotivos geralmente são feitos de aço estrutural, mas atualmente outros materiais também estão sendo utilizados em sua manufatura, como alumínio ou compósitos plásticos. O chassi automotivo também é um componente importante no sentido de manter a rigidez ao longo de todo o veículo, de forma que o mesmo se mantenha rígido e com uma flexibilidade adequada, além de garantir baixos níveis de ruído e vibração. Dentre os diferentes tipos de chassi estão o chassi tipo escada, chassi monobloco e chassi tubular.

2.2.1 Chassi tipo Escada

O chassi tipo escada é uma das formas mais antigas utilizadas no ramo automotivo e é basicamente formado por duas longarinas ligadas por travessas. Esse tipo de chassi já foi mais utilizado nos automóveis em geral, mas atualmente estão mais empregados em veículos de grande porte, como caminhões, ônibus, SUV's e caminhonetes. (FURTADO, 2013)



Figura 1: Chassi Escada

2.2.2 Chassi Monobloco

O chassi monobloco é atualmente o mais utilizado nos veículos e é composto por uma estrutura metálica única, soldada e prensada, muito eficiente na proteção contra

impactos. Por ser uma estrutura única, a própria carroceria já é integrada ao chassi, dessa forma, o mesmo define a forma geral do veículo. A fabricação desse tipo de chassi requer altos custos computacionais e ferramentais e por esse motivo a produção desse tipo de chassi se tornou viável apenas após a introdução da produção robotizada. (FURTADO, 2013)



Figura 2: Chassi Monobloco

2.2.3 Chassi Tubular

Esse tipo de chassi possui sua estrutura treliçada, composto por tubos circulares com pequenos diâmetros posicionados em pontos estratégicos. Por possuir tal estrutura, os tubos são submetidos essencialmente a esforços normais, o que garante maior rigidez e maior resistência à flexão quando submetido a diversos tipos de carregamentos externos. Geralmente são utilizados em veículos de competições. (FURTADO, 2013)



Figura 3: Chassi tubular

2.3 Feixe de molas

Dentre os sistemas que compõem o automóvel existe a suspensão, que tem por objetivo garantir estabilidade, conforto e segurança para os seus ocupantes. Entre os componentes da suspensão existem as molas ou feixe de molas, responsáveis por absorver os impactos e oscilações provenientes das imperfeições das pistas. Há uma série de tipos de molas, sendo que a rigidez é uma de suas principais características por determinar a força e a flexibilidade que tal mola poderá suportar. Veículos de grande porte geralmente utilizam feixes de molas, constituídos basicamente por barras denominadas lâminas ou folhas unidas por um pino em sua parte central. Tais feixes trabalham sob esforço de flexo-torção onde a flexão é o esforço predominante. (KOTHARI, 2014)

O feixe de mola é uma forma simples de molas utilizadas geralmente em veículos de grande porte e é uma das formas mais antigas utilizadas desde a era medieval. O feixe tem a forma de arco delgado, seção transversal retangular e geralmente tem seu material composto por aço. No centro do arco existe a localização para a fixação de um eixo enquanto as extremidades possuem orifícios para a fixação do feixe no chassi do veículo. Para veículos de grande porte, os feixes de molas são formados por diversos feixes empilhados uns sobre os outros em diferentes camadas, muitas das vezes são progressivamente mais curtos do topo até a extremidade inferior. Amortecedores frequentemente são fixados sobre esses feixes para atenuar as vibrações geradas quando os feixes são excitados, mas as fricções provenientes dos seus deslocamentos também geram um efeito de amortecimento. Tais atritos não são bem controlados o que causa um desconforto em seu funcionamento. Por esse motivo, algumas fabricantes preferem utilizar feixes formados por apenas uma lâmina. (SHARMA et al., 2014)

O feixe de mola pode ter suas duas extremidades acopladas diretamente à estrutura veicular, assim como uma de suas extremidades pode ser acoplada ao chassi por meio de uma haste, um braço oscilante curto, chamado de jumelo. Tal braço aumenta a tendência do feixe se alongar quando o mesmo é solicitado sob o efeito de compressão em sua extremidade inferior e também possui como objetivo suavizar a ação do feixe de molas. (KOTHARI, 2014)

O emprego do feixe de molas era muito comum nos automóveis europeus e japoneses e após a década de 70 começou a ser empregado nos carros americanos quando começou a surgir os veículos de tração dianteira e os projetos utilizando molas helicoidais ficaram mais complicados de serem empregados. Atualmente, os feixes de molas são mais utilizados em veículos comerciais pesados como vans, caminhões, ônibus e SUV's. Os feixes nos veículos pesados possuem a vantagem de distribuir a carga amplamente sobre o chassi do veículo enquanto as molas helicoidais distribuem as cargas para pontos singulares. Diferente das molas helicoidais, os feixes de molas são mais utilizados nos eixos traseiros eliminando o acoplamento da barra estabilizadora, assim pode-se simplificar o

custo e o peso no eixo traseiro. A maior vantagem do feixe de mola em relação à mola helicoidal é que as extremidades do feixe de molas são acopladas em diferentes pontos do chassi, o que causa uma distribuição das tensões sobre o chassi. (SHARMA et al., 2014)

A implementação mais moderna e mais utilizada é o feixe de molas parabólico. Esse projeto é caracterizado por poucos feixes que possuem várias espessuras desde o centro até as extremidades seguindo a curva parabólica. Nesse projeto, como as fricções internas dos feixes são indesejadas existem espaçadores responsáveis por evitar que haja contatos ao longo de todo feixe, logo as fricções entre os feixes são gerados apenas nas extremidades e no centro, onde há um eixo conectado. (KONG et al., 2013)

Há uma série de vantagens na utilização do feixe, como a economia de peso, porém, a principal vantagem dos feixe de mola parabólico é a excelente flexibilidade que se traduz em qualidade de passeio do veículo se aproximando dos efeitos gerados pelas molas helicoidais. As características dos feixes de molas parabólicos são melhores em relação ao conforto por não serem tão "duras" como os tradicionais feixes de mola o que torna viável a sua utilização, principalmente, em ônibus, pois esse meio de transporte funciona exclusivamente para transporte de pessoas e tais feixes podem garantir um maior conforto. (KONG et al., 2013)

Outra função dos feixes de mola é a de localizar o eixo de transmissão das rodas. Essa função auxilia o trabalho do eixo, pois não permite que o mesmo se movimente de forma translacional.



Figura 4: Feixe de molas

3 Análises

3.1 Análise Estática

Análise estática estrutural é utilizada para determinar os deslocamentos, tensões, deformações e forças em uma determinada estrutura causada por cargas que não sofrem significativas influências dos efeitos gerados pela inércia e pelo amortecimento. As condições de cargas e respostas são estáveis, isto é, assumem-se cargas e respostas variando de forma lentamente com respeito ao tempo. Após a determinação dessas magnitudes, deve-se estabelecer um limite superior para o estado de tensão que defina a falha do material. (ANSYS, 2015)

Segundo BEER; JOHNSTON,2012 se o material for dúctil, geralmente a falha será especificada pelo início do escoamento; se o material for frágil, ela será especificada pela fratura. Na engenharia utilizam-se quatro teorias para prever a ruptura de um material submetido a um estado multiaxial de tensões: A teoria de Cisalhamento Máximo; Critério de von Misesy; Teoria da Tensão Normal Máxima; e Critério de Falha de Mohr; sendo as duas primeiras teorias para materiais dúcteis e as duas últimas teorias para materiais frágeis.

3.1.1 Teoria de Cisalhamento Máximo

O presente critério leva em consideração o fato de que quando há um deslizamento do material ao longo de superfícies oblíquas ocorre um escoamento do material. Tais deslizamentos ocorrem, principalmente, devido a tensões de cisalhamento. Por esse critério, o elemento estrutural é seguro até o ponto onde a tensão de cisalhamento em um corpo de prova não excede a tensão de cisalhamento máxima suportada pelo material. A tensão de cisalhamento máxima, no caso de carga axial centrada, é igual à metade do valor da tensão normal correspondente. Logo, a tensão de cisalhamento máxima em um corpo de prova submetido ao ensaio de tração é $\frac{1}{2}\sigma_e$ no instante em que o material inicia o escoamento. Para o estado plano de tensão, o valor de $\tau_{máx}$ da tensão de cisalhamento é igual a $\frac{1}{2} |\sigma_{máx} - \sigma_{min}|$ se a tensão máxima é positiva e a tensão mínima é negativa. Desse modo, se as tensões principais tem o mesmo sinal, o critério da máxima tensão de cisalhamento leva a:

$$|\sigma_a| < \sigma_e \quad |\sigma_b| < \sigma_e \quad (3.1)$$

Se as tensões principais têm sinais contrários, o critério da máxima tensão de cisalhamento leva a:

$$|\sigma_a - \sigma_b| = \sigma_e \quad (3.2)$$

O gráfico a seguir demonstra a relação entre as tensões principais:

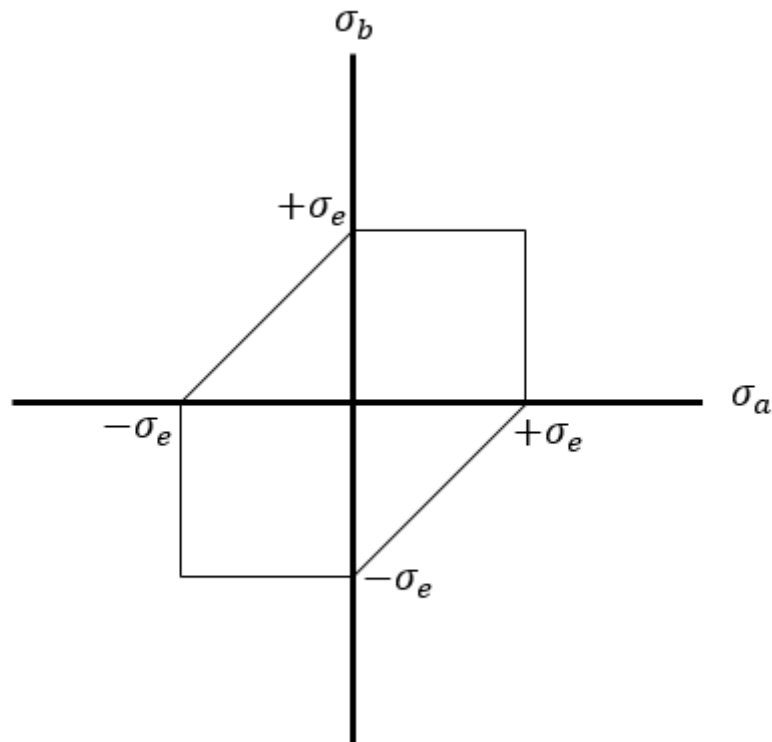


Figura 5: Critério do cisalhamento máximo

Qualquer estado de tensão será dado no presente gráfico com o par de coordenadas (σ_a, σ_b) , que representam as tensões principais do estado de tensão. O elemento estrutural estará em condições seguras se o par de tensões principais permanecer na área dentro do presente gráfico, se o par cair em um ponto fora da área, a estrutura se romperá por escoamento. (BEER; JOHNSTON, 2012)

3.1.2 Critério de von Mises

O presente critério se baseia na determinação da energia de distorção de certo material, isso quer dizer, a energia necessária para fazer o material mudar a sua forma. Por esse critério, certa estrutura estará em condições de segurança se o maior valor da energia de distorção por unidade de volume permanecer menor que o valor da energia de distorção por unidade de volume necessária para causar o escoamento de um corpo de prova do mesmo material submetido ao ensaio de tração. A energia de distorção por unidade de volume em um material isotrópico em estado plano de tensão é dado por:

$$u_d = \frac{d}{6G}(\sigma_a^2 - \sigma_a\sigma_b + \sigma_b^2) \quad (3.3)$$

sendo que σ_a e σ_b são as tensões principais e G é o módulo de elasticidade transversal. Para que um corpo de prova submetido a tração comece a escoar $\sigma_a = \sigma_b$, logo pela “Eq. (3.3)” é possível inferir que a energia de distorção mínima para o corpo de prova sofrer o escoamento é dado pela seguinte equação:

$$(u_d)_e = \frac{\sigma_e^2}{6G} \quad (3.4)$$

Assim, o critério da máxima energia de distorção indica que o elemento estrutural estará em condições seguras a partir da seguinte consideração:

$$\sigma_a^2 - \sigma_a\sigma_b + \sigma_b^2 < \sigma_e^2 \quad (3.5)$$

Tal consideração indica que o ponto de coordenadas (σ_a, σ_b) deve permanecer na área delimitada pelo gráfico seguinte:

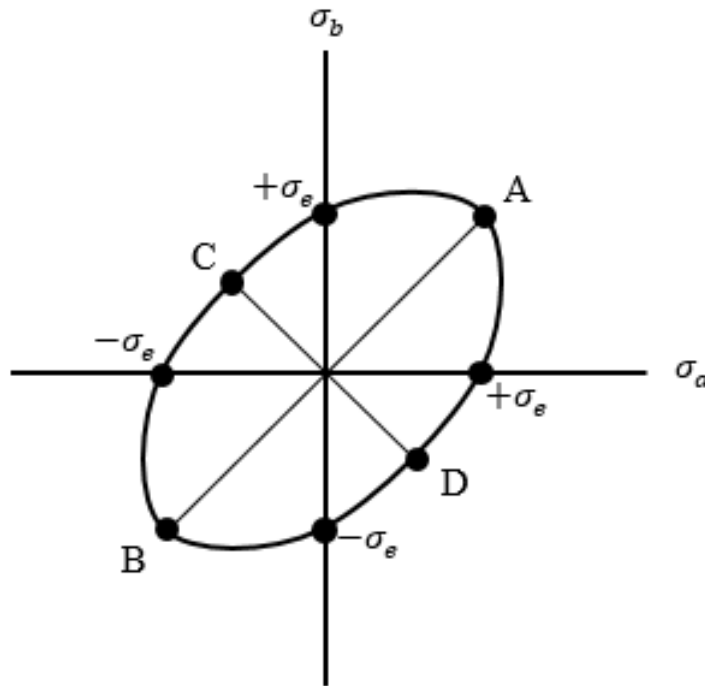


Figura 6: Critério de von Mises

Analisando o comportamento dos dois critérios, a partir dos seus respectivos gráficos, é possível verificar que o critério da máxima tensão de cisalhamento é mais conservador que o critério da máxima energia de distorção. Esse fato também é evidenciado a partir das equações que regem cada critério, onde o par ordenado de tensões em que o elemento estrutural se encontra em condições seguras tem um intervalo de espaço menor no critério da máxima tensão de cisalhamento. (BEER; JOHNSTON, 2012)

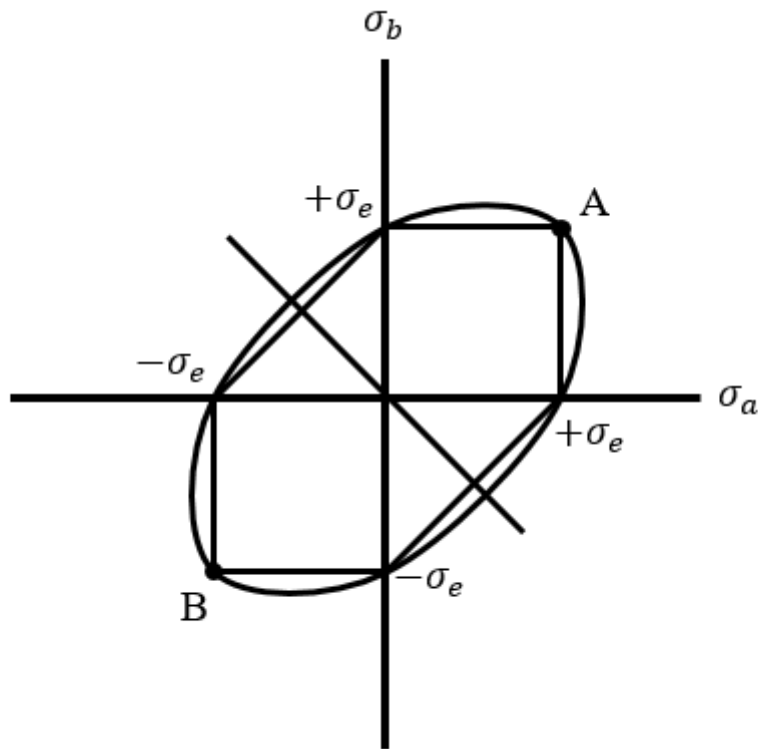


Figura 7: Comparativo entre os critérios de cisalhamento máximo e critério de von Mises

3.2 Análise Modal

A análise modal determina as características de vibração (frequências naturais e modos) de uma estrutura ou de um componente da máquina. Ela também pode servir como um ponto de partida para o outro tipo de análise, como a análise dinâmica mais pormenorizada, tal como uma análise transiente dinâmico, análise harmônica, ou análise de espectro. As frequências naturais e modos de vibração são parâmetros importantes na concepção de uma estrutura para as condições de carga dinâmica. A análise modal é realizada considerando que não há o efeito do amortecimento na estrutura, logo a estrutura fica submetida a vibrações livres. A equação que rege tal análise é descrita abaixo: (ANSYS, 2015)

$$Mx'' + Kx = 0 \quad (3.6)$$

A solução da equação acima é harmônica e tem como resultado:

$$x(t) = x(\omega) \sin(\omega t + \theta) \quad (3.7)$$

Derivando duas vezes a equação acima e substituindo na equação “Eq. (3.6)” encontra-se um sistema de equações lineares homogêneas. Os autovalores da solução representam as frequências naturais de vibração do sistema e a partir dessas frequências

naturais é possível identificar os modos de vibração da estrutura. (RAO, 2009)

$$\|K - \omega^2 M\|x(\omega) = 0 \quad (3.8)$$

$$\|K - \omega^2 M\| = 0 \quad (3.9)$$

A partir da análise da equação “Eq.(3.8)” é possível identificar que as características de vibração de um componente estrutural, as frequências naturais e os modos de vibração, dependem basicamente da massa e rigidez. Com a obtenção das frequências naturais é possível identificar os modos ou as frequências de excitação que são indesejáveis ao sistema, ou que devem ser evitados. Essas frequências de excitação podem ocasionar ao componente estrutural um fenômeno denominado ressonância, onde as amplitudes de deslocamentos de vibração são excessivos o que pode ocasionar falhas estruturais ou até o colapso do sistema.(RAO, 2009)

Logo, ao realizar a concepção de algum projeto de engenharia, é extremamente necessário conhecer as frequências naturais de vibração assim como as características dos carregamentos variáveis no tempo a fim de evitar comportamentos indesejáveis na estrutura quando solicitada. As formas de evitar que a estrutura trabalhe sob o efeito da ressonância é modificar o tipo de excitação que o componente está submetido ou alterar as características de massa ou rigidez, através de mudanças geométricas.(MOURA, 2010)

3.3 Análise de Fadiga

A análise de fadiga é realizada com o objetivo de prever falhas estruturais causadas pela ação de cargas ou tensões repetidas, variáveis, alternantes ou flutuantes, que são impostas aos componentes estruturais em um longo período de tempo e com um grande número de ciclos. Geralmente, essas cargas ou tensões possuem valores baixos, na maioria dos casos inferiores a resistência máxima que o material resiste ou até inferior a tensão de escoamento do material. As falhas por fadiga são extremamente perigosas por não darem avisos prévios, como ocorre em falhas por carregamento estático, e em muitos casos é muito difícil de se prever por causa das condições impostas aos componentes estruturais. (SHIGLEY, 2011)

A falha por fadiga tem aparência semelhante a uma fratura frágil, uma vez que as superfícies de fratura são planas e perpendiculares ao eixo de tensão, com ausência de estrição. Contudo, diferente das falhas provenientes do carregamento estático, a falha por fadiga se desenvolve em diferentes estágios. A progressão da falha por fadiga pode ser classificado pelos seguintes estágios:

- Mudanças microestruturais que causam nucleação de danos permanentes.

- Surgimento de microtrincas
- Progressão das falhas de microtrincas para macrotrincas, formando superfícies de fratura tal qual platôs paralelos, separados por sulcos paralelos. Os platôs geralmente são lisos e normais na direção de máxima tensão de tração. Essas superfícies podem ter bandas onduladas escuras e claras, conhecidas como marcas de praia ou marcas de concha de ostras.
- Instabilidade estrutural ou fratura completa

As condições para a nucleação dos microdefeitos e a taxa de avanço das trincas são fortemente influenciadas por uma ampla gama de fatores mecânicos, microestruturais e ambientais. As trincas se iniciam, geralmente, em uma descontinuidade no material em que a tensão cíclica é máxima. Essas descontinuidades podem surgir em razão de:

- Mudanças na seção transversal do componente estrutural, como chavetas, furos, etc. que geram concentradores de tensões.
- Elementos deslizantes e rolantes, como mancais, engrenagens e camos.
- Descuido com a localização de marcas de identificação, marcas de ferramentas, riscos e rebarbas.
- Composição e processamento do próprio material.

Várias condições que podem acelerar o início de trincas incluem tensões residuais de tração, temperaturas elevadas, ciclagem térmica, meio corrosivo e ciclagem de alta frequência. (SURESH, 1998)

Existem três tipos principais de métodos, que são utilizados em análise de projetos para prever quando um componente de máquina carregado ciclicamente falhará por fadiga num período de tempo: método tensão-vida, método deformação-vida e o método da mecânica de fratura linear elástica. Tais métodos tentam prever a vida, em número de ciclos até ocorrência de falha para um nível especificado de carregamento. Vida abaixo de 10^3 ciclos é classificada como fadiga de baixo ciclo, enquanto a fadiga de alto ciclo ocorre para ciclos maiores que 10^6 . (SHIGLEY, 2011)

3.3.1 Método tensão-vida

A determinação da resistência à fadiga de um material requer um número grande de testes por causa da natureza estatística da fadiga. Para ensaio de viga rotativa, onde é analisado o método tensão-vida, aplica-se uma carga constante de flexão e em seguida registra-se o número de ciclos que o componente estrutural suporta até que ocorra a falha.

Esse teste é feito variando-se a carga de flexão sobre o componente estrutural, onde os primeiros testes possuem cargas próximas à resistência máxima do material e segue com a diminuição dos valores de cargas. Em todos os casos é preciso registrar o número de ciclos que o componente estrutural suporta até que ocorra a falha. Os resultados são traçados em um diagrama S-N.(SHIGLEY, 2011)

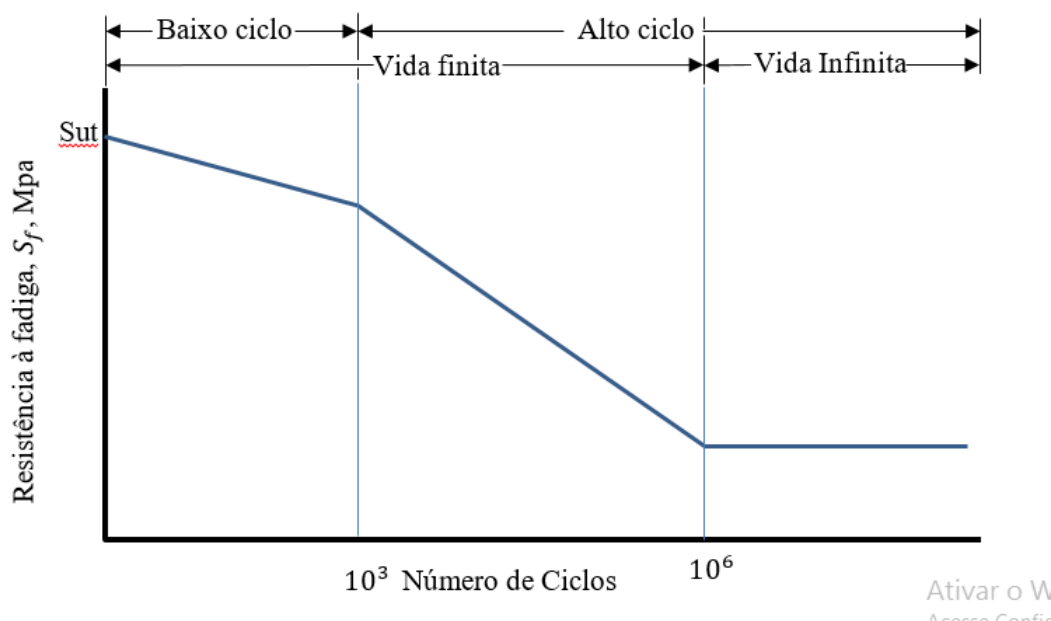


Figura 8: Diagrama S-N

Para metais ferrosos e ligas o gráfico se torna uma linha horizontal após o material ser tensionado por certo número de ciclos. Para esses materiais, existe um ponto no gráfico onde, não importa o quão grande seja o número de ciclos, o material não irá falhar por fadiga. Esse ponto é chamado de limite de resistência à fadiga. No caso dos metais não ferrosos não existe um ponto onde a curva S-N se torne horizontal, logo não existe um limite de resistência à fadiga. Uma vez que não há limite de resistência à fadiga, normalmente a resistência à fadiga é reportada a um número específico de ciclos, algo em torno de $N = 5 \cdot 10^8$ ciclos de tensão reversa. (SHIGLEY, 2011)

A partir da análise do gráfico S-N é possível identificar a região de vida finita, onde o material irá falhar quando alcançar certo número de ciclos e a região de vida infinita, onde o material não irá falhar com o aumento do número de ciclos, isso no caso das ligas metálicas e metais ferrosos.(SHIGLEY, 2011)

O método de tensão-vida é o procedimento menos preciso, especialmente para aplicações de baixa ciclagem. Contudo, é o mais tradicional, com muitos dados disponíveis publicados. É o de mais fácil implementação para uma ampla gama de aplicações de projeto e representa aplicações de alta ciclagem adequadamente. (SURESH, 1998)

3.3.2 Efeitos da tensão média e flutuantes na vida em fadiga

Os conceitos apresentados sobre método de tensão-vida são referentes a aplicação das cargas no modo totalmente reverso (Fully reversed). Essa abordagem leva em consideração o fato de que as cargas aplicadas sobre o componente estrutural tem uma variação máxima em relação à tração e compressão. No entanto, ciclos de tensão totalmente revertida, com tensão média igual a zero, nem sempre possuem grandes aplicações. Já quando a tensão média atua em conjunto com tensões alternantes a resistência à fadiga se torna prejudicada. A figura a seguir mostra, esquematicamente, um ciclo de fadiga de onda senoidal onde a tensão média é diferente de zero. (SURESH, 1998)

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (3.10)$$

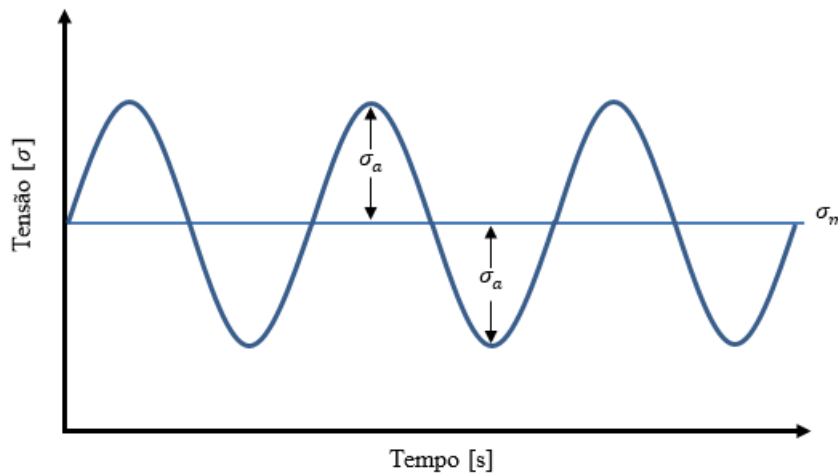


Figura 9: Ciclo de fadiga de onda senoidal

A tensão média geralmente é caracterizada levando em consideração a razão de tensão R , onde se o valor de R for igual a -1 o ciclo possui tensão totalmente revertida, se for igual a zero possui fadiga de tensão zero, e se R for igual a 1 possui carregamento estático. (SURESH, 1998)

Devido à natureza rotativa de algumas máquinas, as tensões flutuantes geralmente tomam a forma de ondas senoidais. Contudo, em algumas aplicações irregulares, padrões periódicos exibem um máximo e um único mínimo de força e a forma da onda não é importante, porém esses picos são. Logo, a caracterização do padrão de ciclo de força pode ser determinado a partir de $F_{máx}$ e $F_{mín}$ assim como a variação da força acima e abaixo de uma linha de base. Componentes estáveis e alternantes podem ser obtidas a partir das forças máximas e mínimas: (SHIGLEY, 2011)

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (3.11)$$

$$F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (3.12)$$

Onde F_m é a componente média estável da variação da força, e F_a é a amplitude da componente alternante de força.

A tensão estável, ou estática, existe devido a aplicação de uma carga fixa ou pré-carga à peça, ou é usualmente independente da porção variante da carga. Essa tensão estável pode ter qualquer valor entre a tensão mínima e a tensão máxima. (SHIGLEY, 2011)

A partir da análise da “Fig.(3.3.1)” as seguintes relações podem ser determinadas:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (3.13)$$

Em análises práticas para fadiga, o projetista precisa tomar alguns cuidados quanto a aplicação da componente estável de tensão. Se essa tensão for aplicada de forma alta, irá surgir escoamentos locais que por consequência produzem deformações plásticas e deformações enrijecentes. Tal fato provoca o surgimento de nucleação de trinca por fadiga e modifica as propriedades do material, como a tensão última e a tensão de escoamento. Logo, é preciso controlar bem o conceito, o material, a condição de uso e a geometria de tal modo que nenhuma deformação plástica ocorra. (ROSA, 2002)

Como já mencionando anteriormente, quando uma tensão média não nula atua em conjunto a uma tensão alternante a resistência à fadiga do material se torna prejudicada. Este efeito é representado por meio de diagramas onde a tensão média aplicada e a tensão alternante são parâmetros. Com o objetivo de demonstrar os dados experimentais sobre o efeito de tensão média sobre a resistência à fadiga, vários tipos de diagramas são utilizados. Esses diagramas levam em consideração o tipo de coordenada utilizada, ou seja, quais variáveis são consideradas sobre os dois eixos de coordenadas ou quais diferentes tensões que definem o ciclo de carregamento. Dos vários tipos de diagramas existentes, todos apresentam curvas onde a vida para fadiga é uma constante, ou seja, são curvas que representam as várias combinações de tensões alternantes e médias e que levam a uma mesma vida, sendo assim chamados de diagramas de vida constante. Uma forma de apresentar os resultados do efeito de uma tensão média, não nula, sobre a resistência à fadiga é usando um sistema de coordenadas de tensão média-alternante. Estes são os diagramas mais simples, onde o efeito da tensão média é marcado pela redução da tensão alternante e vice-versa. O ponto de partida está baseado nas propriedades mecânicas estáticas do material, como tensão de escoamento ou tensão última. Primeiramente é preciso determinar a curva S-N da peça ou componente e, logo em seguida, é possível determinar o diagrama $\sigma_a - \sigma_m$ para a peça. (ROSA, 2002)

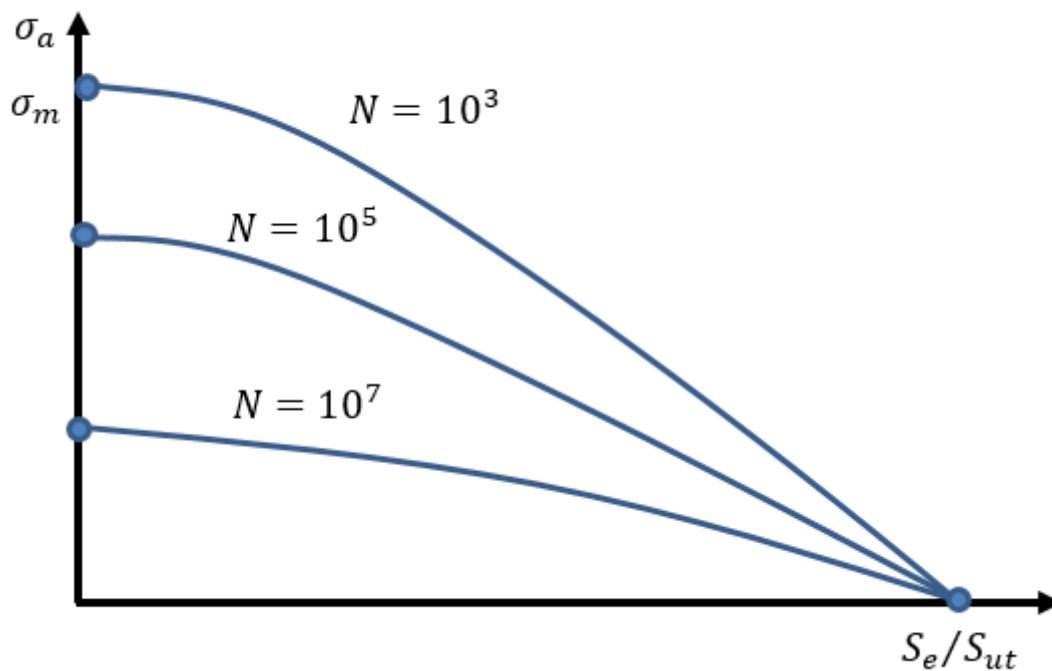


Figura 10: Tensão alternada-Tensão média

Após a obtenção do diagrama S-N o próximo passo é a estimativa do diagrama $\sigma_a - \sigma_m$. Isto é feito considerando que em tal diagrama existem dois pontos de fácil obtenção. Um ponto é, para uma dada vida N , a amplitude da tensão alternante que leva à falha, com a tensão média igual a zero, que é o valor obtido da curva S-N do componente estrutural, na vida de N ciclos. O outro ponto característico é obtido considerando um limite para a tensão média, em que a componente alternante do carregamento é zero. Neste caso a tensão média identifica-se com a tensão máxima, o que corresponde a uma carga estática.

Os dados dos ensaios respeitam os dois pontos extremos, mas os pontos intermediários podem se distribuir das mais diversas formas, dependendo do material, da geometria da peça, das condições de carregamento e outros fatores. Na falta de maiores informações, pode-se, por exemplo, utilizar uma reta unindo os dois pontos como uma forma de estimar a curva. Existem vários critérios para definir a curva $\sigma_a - \sigma_m$, dependendo de como é definido o modo de falha para carga estática do componente, e, portanto, como é limitada a resistência para este modo de falha. Este limite pode ser a tensão limite de escoamento, a tensão limite de resistência ou então a tensão última. A escolha do tipo de tensão depende da aplicação a qual a peça será submetida ou a maneira que as tensões são tratadas, como por exemplo, tensões locais, no ponto crítico ou como tensões nominais na seção crítica.

Algumas análises de fadiga requer uma concentração de esforços não só no ponto crítico, como por exemplo um ponto onde o limite de escoamento tenha sido atingido.

O fato de a tensão limite de escoamento tenha sido atingida, ou mesmo excedida, não compromete o componente pois a deformação plástica passa a ser localizada em um ponto ou em uma região pequena próxima ao ponto crítico, onde há concentração de tensão (princípio de Saint-Venant). Logo, alguns critérios adotam como limite para a tensão média não só a tensão de escoamento, mas também a tensão limite de resistência ou mesmo a tensão última. A escolha do critério adotado depende da aplicação que o componente está submetido, mas de forma geral pode-se dizer que o uso da tensão última tem aplicação quando o critério de falha estática adotado é a ruptura do material, já que esta é a tensão que realmente caracteriza o ponto de falha no ensaio de tração. A tensão limite de resistência é definida pelo ponto de máxima carga, mas que não significa a resistência mecânica do material, e sim o início da instabilidade plástica no ensaio de tração. O processo de interpolação adotado entre a tensão média nula e a tensão alternante nula deve acompanhar a tendência dos dados experimentais. Alguns critérios que definem o gráfico da tensão média pela tensão alternante são ilustrados conforme a figura “Fig.(3.3.2)”. (ROSA, 2002)

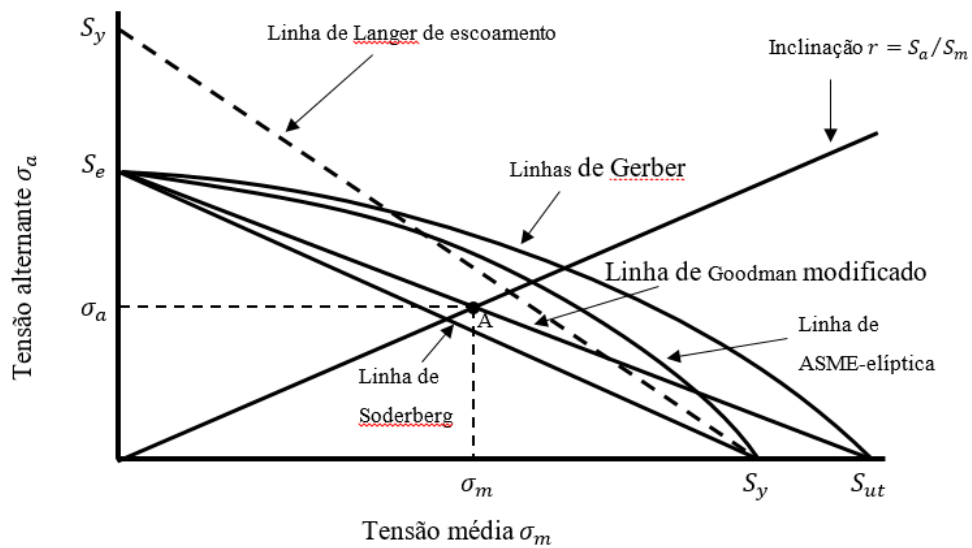


Figura 11: Critérios de falha

Tal gráfico é construído com o propósito de análise e projeto. O ponto de vista inicial expresso em um diagrama de tensão alternante por tensão média é que de fato exista um lugar geométrico que divida as combinações seguras de combinações inseguras da tensão alternante e da tensão média. O limite de resistência à fadiga (S_e), já corrigido pelos fatores de Marin (fatores modificadores do limite de resistência à fadiga), é marcado na ordenada. A resistência ao escoamento (S_y) também é marcado na ordenada e serve para lembrar que o escoamento de primeiro ciclo é o critério de falha, ao invés da fadiga. (SHIGLEY, 2011)

Cinco critérios de falha estão diagramados na “Fig.(3.3.2)”: Soderberg, Goodman modificado, Gerber, ASME-elíptico e o escoamento. A linha de carga é definida como r

e o ponto A representa um ponto limitante com uma resistência alternante e resistência média. As Equações que regem cada critério estão descritas abaixo:

- Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = \frac{1}{n} \quad (3.14)$$

- Goodman modificada

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (3.15)$$

- Gerber

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (3.16)$$

- ASME-elíptico

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (3.17)$$

A equação de projeto para escoamento de primeiro ciclo de Langer é:

$$\sigma_a - \sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad (3.18)$$

Em todas as equações n representa o fator de segurança.

Existem duas maneiras de se realizar uma análise típica de fadiga. Um método é utilizar as equações de algum critério supondo que a fadiga ocorre primeiro para determinar n ou a magnitude, dependendo da tarefa. Em seguida, realiza-se uma análise estática e, se a falha estática governar, então a análise é repetida usando a equação de Langer. O outro método consiste em determinar a linha de carga (r) e em seguida estabelecer o critério que a linha de carga intercepta primeiro, utilizando a equação correspondente. (SHIGLEY, 2011)

3.4 Análise numérica computacional

A análise numérica computacional consiste em uma aplicação que pode executar uma variação de simulações de engenharia, incluindo a determinação de tensões, a resposta de um modelo a vibrações, dentre outras aplicações que um modelo de projeto pode estar submetido. Uma simulação típica consiste em desenvolver o modelo e aplicar as condições de contorno para o trabalho, resolver o problema a partir dessas condições e então analisar os detalhes das respostas. (ANSYS, 2015)

Em aplicações mecânicas, como análise estática ou análise de fadiga, é preciso seguir alguns passos para a simulação, onde são definidos as condições de contorno e o tipo de resposta que o usuário deseja para o modelo simulado. A expansão do objetivo

pode mostrar os detalhes associados ao modelo e então pode ser usado as ferramentas correspondentes e tabelas de especificações para executar a simulação.(ANSYS, 2015)

Os tópicos abaixo demonstram os passos de como executar uma análise numérica computacional de simulação:

- 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

Em uma simulação de análise estática estrutural ou análise de fadiga pode-se determinar os deslocamentos, as tensões e deformações e forças no componente estrutural causados por cargas aplicadas que não induz inércia significativa e não possui efeitos de amortecimento. Carregamentos constantes e condições de respostas são assumidos, logo as cargas e as respostas estruturais são assumidos de acordo com uma variação pequena em relação ao tempo. Os tipos de cargas que podem ser aplicadas na análise estática estrutural são:

- Forças e pressões externas
- Forças inerciais de estados estacionários, como a gravidade
- Deslocamentos impostos
- Temperaturas

A análise estática pode ter comportamento linear e não-linear. As análises que possuem comportamentos não-lineares são obtidas quando o componente estrutural sai do regime elástico e entra no regime plástico, quando sofre a ação de esforços de enrijecimento, quando possui folga nos elementos de contatos, quando possui hiperelasticidade, dentre outras condições.(ANSYS, 2015)

3.4.1 Preparação da Análise

Para que uma análise numérica experimental tenha bons resultados é preciso seguir certos passos para que o resultado da simulação seja satisfatório. Tais passos estão listados a seguir e foram consultados na documentação do Ansys 16.0.

3.4.1.1 Criação do sistema de análise

Existe uma série de tipos de análises que pode ser aplicada na simulação estrutural. A escolha do tipo de análise depende do tipo de resposta que se deseja encontrar para o componente estrutural analisado. Cada tipo de análise é representado por um sistema de análises que pode incluir um componente individual assim como uma associação de geometrias e propriedades do modelo. A maioria das análises são representadas por um sistema de análises independentes, contudo, pode existir um tipo de análises por transferência de dados onde os resultados de uma análise são usados como base para outro tipo de análise. Como exemplo de tal aplicação, pode-se utilizar os dados de resposta de uma análise estática estrutural e transferir para uma análise transiente estrutural.

3.4.1.2 Definição de dados de engenharia

Em uma análise estática estrutural é preciso definir as propriedades dos materiais utilizados nos componentes estruturais. Essas propriedades definirão se o material possui comportamento linear ou não-linear, se será isotrópico ou ortotrópico, e se será sensível a uma variação de temperatura.

Existem alguns pontos cruciais para a definição dos dados de engenharia. Um ponto importante é a definição da rigidez do material, que pode ser determinada pelo módulo de Young ou pelo coeficiente de hiperelasticidade. Um outro ponto importante é a definição de dados para o cálculo da massa do componente estrutural analisado, como exemplo a densidade.

3.4.1.3 Definição do comportamento

Após anexar a geometria é preciso definir o tipo de comportamento que o componente estrutural estará submetido. Nesta etapa é preciso definir se todo componente estrutural ou parte dele terá comportamento rígido ou flexível.

3.4.1.4 Definição dos tipos de contatos

As condições de contatos são criadas quando uma montagem de um componente estrutural é importada de um ambiente exterior e o ambiente de simulação detecta quando dois ou mais corpos separados se tocam, ou seja, são mutuamente tangentes. Esses corpos em contato podem transmitir forças normais e tangenciais de fricção, podem permanecer

juntos e também podem se separar, além de não poderem ter uma penetração entre ambos. As superfícies que ficam livres para se separar ou se afastar possuem um status de não-linearidade, logo, a rigidez do sistema depende do estado de contato entre os componentes estruturais.

Em análise numérica experimental é preciso levar em consideração a existência desses contatos quando houver, afim de especificar a melhor característica que se aplica para tal modelo de simulação. Essas características dependem de como os componentes estruturais estarão atuando, isso quer dizer, da forma como os componentes estruturais se relacionam entre si. Esse tipo de relacionamento pode acontecer de forma simples, quando um corpo apenas está em contato com outro corpo e não há nenhuma outra interação entre eles, mas também pode haver aplicações mais complicadas, quando dois ou mais corpos deslizam uns sobre os outros e, nesse caso, é preciso informar ao programa de análise numérica o tipo de deslizamento e o tipo de aplicação.

O problema de resolução dos tipos de contatos será detalhado de forma mais clara no capítulo seguinte.

3.4.1.5 Aplicação da malha

A aplicação da malha é o processo onde os componentes estruturais serão discretizados, ou seja, divididos em elementos e nós. Essa malha criada ao longo de toda a geometria é usada para representar, matematicamente, as rigidezes e distribuição de massa ao longo da estrutura.

A malha pode ser aplicada automaticamente na solução da análise, porém, quase sempre a malha é criada anteriormente, onde o usuário pode determinar o tipo de elemento de malha além da qualidade. O tamanho do elemento padrão é determinado com base no número de fatores, incluindo o tamanho total do modelo, as proximidades de outras topologias, a curvatura do corpo, e pela complexidade dos fatores. Se necessário, também é possível ajustar o tamanho da malha, tanto em pontos isolados como ao longo de toda a estrutura. Esse ajuste permite obter melhores resultados na análise aplicada.

3.4.1.6 Aplicação de cargas e suportes

Para a realização de uma boa análise numérica é preciso definir as condições de contorno onde é definido o tipo de carregamento e suportes que todo o componente estrutural estará submetido. Em quase todas as análises haverá algum tipo de suporte restringindo os movimentos, mas também existem suportes que permitem o corpo movimentar de alguma forma e restringindo de outras formas. Um exemplo de tal aplicação é quando o corpo pode rotacionar mas não pode ter movimento de translação.

Já a aplicação das cargas depende do tipo de análise que o usuário pretende operar.

Em análises modais, onde o objetivo é determinar as frequências naturais de vibração do sistema, não é permitido ao usuário aplicar cargas ou deslocamentos em longo de toda a estrutura. Já na maioria dos outros casos o usuário pode ou deve adicionar carregamentos ao longo do componente estrutural. Esses carregamentos são determinados com o tipo de aplicação que se deseja obter.

Os carregamentos pode ter naturezas diversas, como pressão, força, torque, momento, dentre outros tipos

3.4.1.7 Resolução

A resolução das análises é a última etapa para o pré-processamento dos dados das simulações. Dependendo do tipo de simulação, como análises não-lineares ou transientes, necessita-se de um custo computacional muito alto, logo requer tempos significativos para que tais simulações sejam concluídas.

Os programas recentes de simulações computacionais permitem que o usuário tenha acesso a algum tipo de ferramenta que demonstra em tempo real o status da análise, onde é possível ver os dados de saída da resolução, gráficos monitorando critério de convergência para problemas não-lineares e diagnósticos de possíveis dificuldades para convergência. Adicionalmente, o usuário pode verificar em tempo real alguns resultados, como deslocamentos, variação de temperaturas ou o comportamento das regiões de contatos no progresso da solução.

3.4.1.8 Revisão de resultados

Os tipos de análises determinam os resultados disponíveis para o usuário examinar após a solução. Como exemplo, em um análise estática estrutural o usuário pode interpretar o comportamento do componente estrutural quanto as tensões de von Mises, ou a magnitude dos deslocamentos sofridos com a aplicação de cargas, além de em outros tipos de análises poder, por exemplo, determinar a variação de temperatura que um corpo sofre.

4 O problema de contato

Uma classe importante de problemas da mecânica estrutural lida com as análises de tensões de corpos em contato. O problema de contato ocorre quando pelo menos dois corpos não unidos mecanicamente se tocam sem se tornarem fixos rigidamente. Na maior parte dos casos, grandes concentrações de tensões são desenvolvidos nas áreas de contato. Tal fato, junto com a presença de atrito e desgaste, causa a iniciação de trincas e, conseqüentemente, falhas por fadiga. Assim, a análise de corpos elásticos em contato é uma preocupação comum na engenharia prática, o que leva a incluir esses efeitos de fricções em análises. O problema de contato pode ser encontrado, por exemplo, entre os feixes de mola ou entre os suportes do chassi com as longarinas. (KARAMI, 1989)

As soluções analíticas existentes sobre problemas de contato são produtos de uma análise matemática altamente sofisticada que tem por objetivo idealizar as configurações do modelo. Infelizmente a aplicabilidade dessas soluções em engenharia é altamente limitada e depende da qualidade da geometria real e das condições de cargas impostas no modelo em questão. Levando esses fatos em consideração, é comum, em grandes situações reais, não encontrar as soluções exatas para a representação do modelo. (KARAMI, 1989)

4.1 TRATAMENTO NUMÉRICO DOS CONTATOS

Devido às limitações e o fato de que em grande parte das aplicações para o problema de contato o método analítico não existir, houve a necessidade da criação de um método numérico simples a fim de determinar as tensões de contato. Com o rápido desenvolvimento dos computadores digitais foi possível desenvolver vários métodos numéricos com o objetivo de solucionar esse problema. Um desses métodos é baseado no pressuposto de que a resposta da tensão para o deslocamento em cada corpo em contato é igual a de um half-space, ou um corpo plano com deformação elástica. (KARAMI, 1989)

$$W_i(x, y) = \frac{1 - \nu_i}{E_i} \int \frac{P(x', y') dx' dy'}{[(x - x')^2 + (y - y')^2]^{\frac{1}{2}}}, \quad (i = 1, 2) \quad (4.1)$$

Onde W_i é o deslocamento elástico normal ao plano do corpo i , $P(x', y')$ é a pressão distribuída, A é a área onde atua a pressão distribuída, e E_i e ν_i são os módulos de Young e o coeficiente de Poisson, respectivamente. (KARAMI, 1989)

Além disso, ao aplicar a imposições de restrições geométricas quando os pontos M e N na “Fig.(4.1)” são postos em contato, a relação seguida pode ser escrita entre suas separações e deslocamentos na área de contato:

$$W_1 + W_2 + Z_1 + Z_2 = \delta \quad (4.2)$$

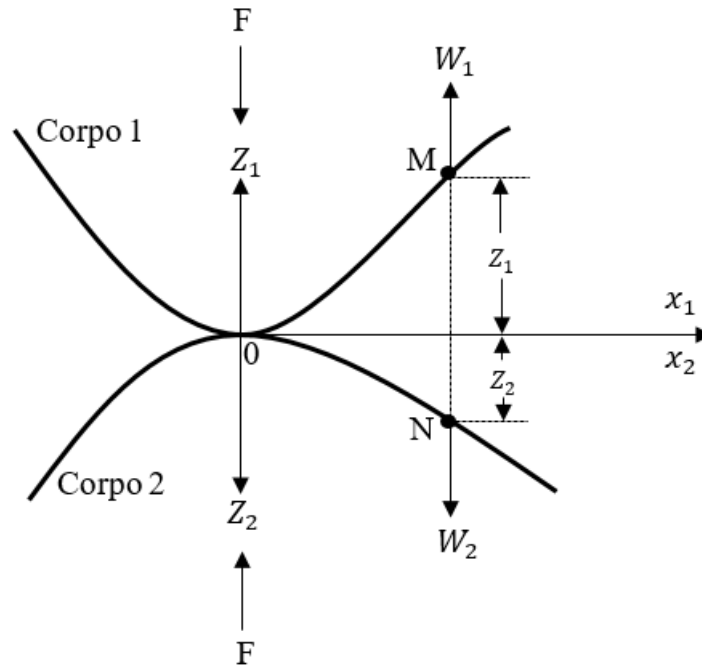


Figura 12: Condição de contato

onde W_1 e W_2 são os deslocamentos elásticos nas direções Z_1 e Z_2 e δ é a abordagem relativa.

As “Eq. (4.1)” e “Eq. (4.2)” podem ser combinadas, resultando em:

$$k \int \frac{P(x', y')}{[(x - x') + (y - y')]^{\frac{1}{2}}} + Z_1 + Z_2 = \delta \quad (4.3)$$

onde:

$$k = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \quad (4.4)$$

A área esperada para o contato é então dividida em segmentos retangulares e a pressão ao longo de cada segmento j é assumido como sendo constante. A distribuição de pressão variável também pode ser assumida. A “Eq.(4.1)” agora pode ser escrita como um sistema de equações lineares algébricas em termos do segmento de pressão \bar{P}_j :

$$\sum_{j=1}^n \bar{P}_j f_{ij} = d_i \quad (4.5)$$

Onde:

$$d_i = \delta - Z_{1i} - Z_{2i} \quad (4.6)$$

\bar{P}_j é a pressão média ao longo do segmento j , enquanto n é o número total de segmentos. f_{ij} é o coeficiente que representa a deflexão do segmento i devido a pressão distribuída ao longo de j . (KARAMI, 1989)

Resolvendo o sistema de equações lineares, a solução da distribuição de pressão de contato é alcançada. No entanto, essa resolução é complicada e para isso é recomendado, sempre que possível, a utilização de algum método numérico de controle. (KARAMI, 1989)

Fisicamente não é possível haver uma interpenetração entre dois corpos, logo, ao realizar uma análise numérica é preciso levar em consideração tal fator, a fim de evitar que dois corpos diferentes se sobressaiam entre eles. Para isso, quando a aplicação prevê essa interpenetração é estabelecido uma condição de compatibilidade de contatos. O fato da pressão de contato dentro da área analisada, e também que as superfícies não interagem fora da área de contato, fornece a extensão da distribuição de pressão. (ANSYS, 2015)

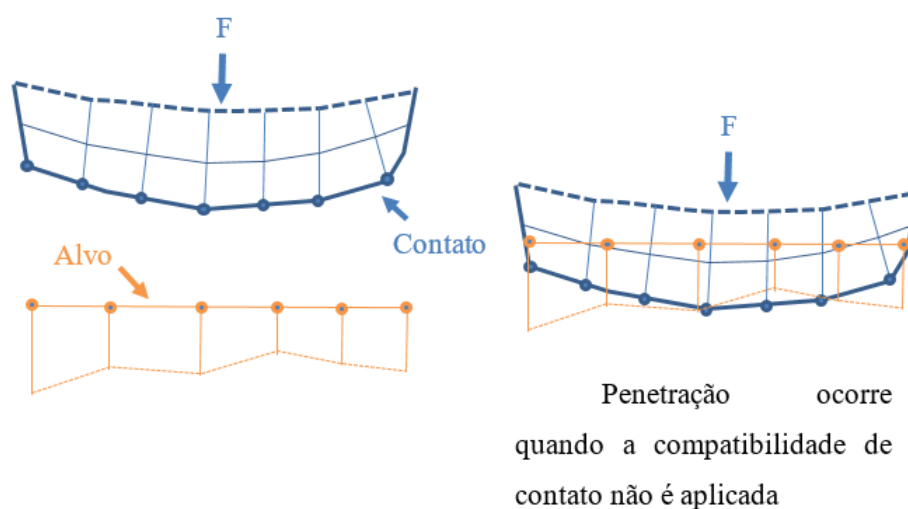


Figura 13: condição de penetração entre dois componentes

4.2 DESCRIÇÃO GERAL DOS PROBLEMAS DE CONTATO

Quando dois ou mais corpos não se juntam mecanicamente e se tocam sem se tornarem rigidamente ligados, significa que estão em contato. Esses corpos podem estabelecer contato através de pontos, ao longo de linhas ou superfícies, ou até mesmo uma combinação desses fatores, o que se define região de contato. Essa região de contato transmite forças de um corpo para outro por meio de tensões normais compressivas e tensões tangenciais de cisalhamento devido ao atrito presente em alguns casos. Enquanto o estado inicial de contatos é determinado pelos fatores de geometria dos corpos, a extensão do contato geralmente muda quando os corpos são deformados pela aplicação de cargas ou outras fontes de tensão. (KARAMI, 1989)

O problema de contato é um tipo especial de problemas elásticos porque certas condições de contorno são apresentadas sobre algumas regiões que não são especificada

explicitamente, mas a extensão das que são determinadas como parte da solução do problema se fazem pela utilização de condições como, por exemplo, a espessura fina da tensão no limite da região. Isso faz a solução dos problemas de contato ser um procedimento iterativo, e desde que a área de contato não seja conhecida, um método incremental pode ser desenvolvido para achar o grau de carga para todo aumento ou diminuição da área de contato até que se alcance a carga total externa ou a área final do contato correspondida. O problema é não-linear em virtude das variáveis de área do contato.(KARAMI, 1989)

No estudo do fenômeno do contato, este pode ser do tipo Unido (*Bonded*), Sem Fricção (*Frictionless*), Com Fricção (*Frictional*), Sem Separação (*No Separate*) ou do tipo Áspero (*Rough*).

4.2.1 Contato do tipo “*Bonded*”

Em análises numéricas esse é o tipo padrão aplicado para as regiões de contato (superfícies, sólidos, linhas, faces). Neste tipo, as regiões de contato permanecem ligadas, ou seja, não é permitido haver deslizamento ou separação entre as faces ou bordas. Esse tipo de contato permite soluções lineares desde que o comprimento ou a área de contato não mude durante a aplicação de cargas. Se o contato for determinado por um modelo matemático, vários gaps serão fechados e as penetrações entre os corpos serão ignoradas.(ANSYS, 2015)

4.2.2 Contato do tipo “*Frictionless*”

Esse tipo de contato é encontrado quando não há atrito entre dois ou mais corpos diferentes em contato. Isso quer dizer que, entre esses corpos, só há tensões normais de compressão. Para os pontos ao longo do contato, a continuidade é estabilizada na direção normal, o que permite que haja deslocamento apenas nas direções tangenciais de contato. Contatos entre superfícies bem lubrificadas pode ser modelados sem fricção, logo o problema é resolvido para tensões normais e deslocamentos para ambos os corpos.

4.2.3 Contato do tipo “*Frictional*”

O contato do tipo com fricção é encontrado quando há atrito entre dois ou mais corpos diferentes em contato e é um dos tipos mais encontrados na prática. A presença de atrito permite o desenvolvimento, entre os limites de interface, de tensões de cisalhamento assim como tensões normais.(KARAMI, 1989)

Os contatos com fricção têm comportamento tanto estático como dinâmico. No tipo estático os pontos nas superfícies permanecem juntos e ambos são estabilizados na direção normal e tangencial. O comportamento dinâmico é caracterizado pela tensão de fricção. O máximo valor da tensão de contato é encontrado quando a tensão normal com-

pressiva é multiplicada pelo coeficiente de fricção, ou coeficiente de Coulomb, μ . Quando esse coeficiente tem o valor igual a zero significa que o contato pode ser modelado como sendo frictionless, ou seja, sem atrito. No comportamento dinâmico, deslizamentos relativos ocorrem de forma contínua apenas na direção normal ao longo de toda a região de contato.(KARAMI, 1989)

4.2.4 Contato do tipo “*No separation*”

Essa configuração de contato é similar ao caso do contato unido. Em tal aplicação, as superfícies em contato dos corpos não podem se separar, logo permanecem juntas, se movendo apenas em direções tangenciais. Esse tipo de contato pode ser aplicado apenas a faces (em corpos sólidos) ou arestas (em placas com dimensão 2D). (ANSYS, 2015)

4.2.5 Contato do tipo “*Rough*”

Similar a configuração do tipo sem atrito, este modelo de contato não permite a ocorrência de deslizamentos entre as superfícies em contato, ou seja, simula comportamentos onde há altos coeficientes de fricção nas direções tangenciais, e permite deslocamentos apenas nas direções normais das superfícies em contato dos corpos. Essa aplicação se torna útil para fechar gaps ou espaçamentos existentes entre os corpos em contato.(ANSYS, 2015)

4.2.6 Contato Hertziano

Problemas de tensões de contato elásticos é classificado como Hertziano quando satisfazem as cinco condições a seguir:

1. Os corpos são homogêneos, isotrópicos, obedecem a lei de Hooke e são submetidas a pequenas deformações e rotações (Teoria Linear de Aplicações Elásticas)
2. As superfícies em contato não tem atrito
3. As dimensões das partes deformadas permanecem pequenas em comparação com as superfícies principais não deformadas.
4. As deformações são relacionadas com as tensões nas zonas de contato como previstas na teoria linear da elasticidade para parte dos espaços.
5. As superfícies em contato são contínuas e pode ser representadas por polinômios de segundo grau antes da deformação

As tensões de contato pode sem classificadas como:

- Não conforme - Se a condição 3 for satisfeita

- Conforme - Se a condição 3 for violada

A partir dessa discussão, vários problemas de contato podem ser reconhecidos de forma geral conforme a “Fig(4.2.6)”

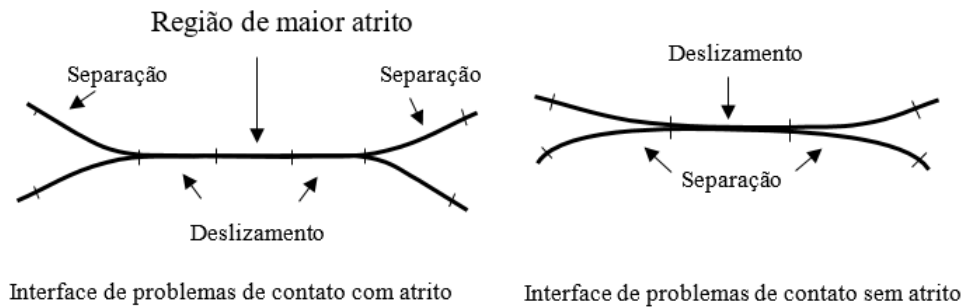


Figura 14: Interface de problemas de contato

As porções dos limites esperados para entrar em contato é resultado das cargas aplicadas. Essas porções podem ser divididas em:

- Região de separação: a parte da região entre os corpos onde os limites de corpo não estão em contato ou, se estavam previamente em contato, se separaram como resultado da aplicação de cargas.
- Região de contato: a porção da região do corpo onde seus limites entraram em contato ou permaneceram em contato após a aplicação das cargas. Dependendo se há ou não atrito, a região de contato pode ser subdividido em frictional ou frictionless.
- Contato com fricção: se houver fricção, a magnitude de tração tangencial não pode exceder certo limite que depende do tipo de fricção. Baseado no estado de tensão ao longo da região de fricção, isso pode ser dividido em “*stick region*”- porção da região de contato onde a magnitude da força tangencial é menor que o valor limite durante a fricção – e em “*Slip region*”- onde a magnitude da força tangencial atingiu o valor permitido durante a fricção. Nesse caso, o coeficiente de Coulomb é assumido, e então, essa região é chamada de região de contato de Coulomb.
- Contato sem fricção: se a fricção não estiver presente, movimento tangenciais relativos entre duas faces poderá ocorrer de forma livre. Conseqüentemente, haverá região de contato do tipo frictionless, chamado de slip frictionless region, em que é a parte de contato onde o atrito é zero e, então, não há tensões tangenciais.

4.3 CONDIÇÕES DAS REGIÕES DE CONTORNO

Além das condições de equilíbrio, a relação tensão-deformação e as condições de contorno necessárias para todos os problemas de análise de tensões, os problemas de contato requerem algumas condições de contorno especiais ao longo da região de interface. (KARAMI, 1989)

Ao considerar dois corpos em contato “Fig.(4.3)”, levando em consideração materiais lineares elásticos e deslocamentos e deformações pequenos, é assumido que há forças de fricção presentes na superfície de contato seguindo o critério do tipo Coulomb para a fricção, de modo que qualquer deslizamento entre os pontos em contato permaneça ao longo da direção tangencial. Para dada carga, as superfícies de contato entre os corpos deverão ter comportamentos iguais a um dos quatro modos de comportamento listados a seguir:

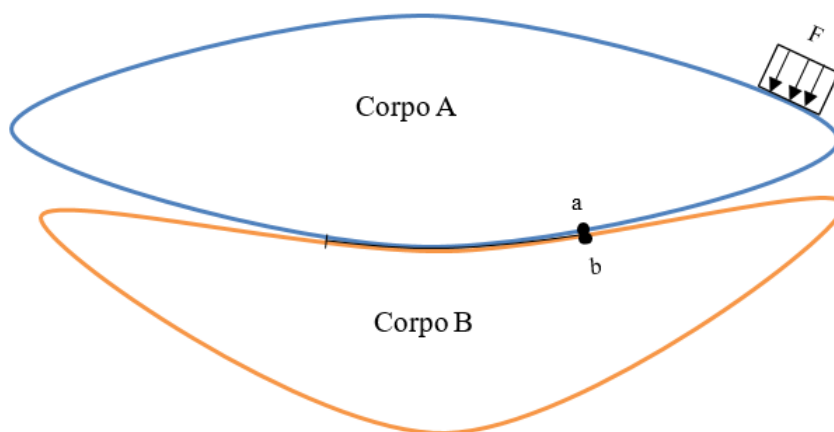


Figura 15: Dois corpos em contato

4.3.1 Modo de separação

As trações individuais nos pares a e b são zero, e existe deslocamentos relativos limitados tanto na direção x como na y .

$$t_t^a = t_t^b = t_n^a = t_n^b = 0 \quad (4.7)$$

$$\Delta u_n^{ab}, \Delta u_t^{ab} \quad (4.8)$$

Onde a variação dos deslocamentos na direção normal e tangencial pode assumir valores positivos, negativos ou zero. Os subíndices n e t representam as direções normais e tangenciais, respectivamente. (KARAMI, 1989)

4.3.2 Modo de contato

Os modos “Stick”, deslizamento do tipo Coulomb e deslizamentos (frictionless) são todos contatos em que a resultante das trações normais nos pares de nós sempre será igual a zero e a diferença entre os deslocamentos relativos normais também terá valor igual a zero (a continuidade é estabelecida ao longo da interface no sentido normal). Logo, as seguintes relações são mantidas entre as trações normais e os deslocamentos no par de nós, a e b :

$$t_n^a + t_n^b = 0 \quad (4.9)$$

$$u_n^a - u_n^b = 0 \quad \Delta u_n^{ab} = 0 \quad (4.10)$$

Deve ser mencionado aqui que as tensões normais individuais de contato nos pontos a e b sempre serão menores que zero, o que significa que os pontos estarão em condições de compressão. Contudo, recordando que tração é igual a tensão vezes a normal no ponto ou:

$$t_i = \sigma_{ij} \times n_j \quad (4.11)$$

As trações normais individuais podem assumir valores positivos ou negativos. Para diferentes modos de contato, diferentes relações existem entre a tração tangencial e os deslocamentos para os pontos a e b supondo que eles estejam em contato. (KARAMI, 1989)

- Modo stick

A resultante das trações é igual a zero e a resultante dos deslocamentos relativos tangenciais é zero (a continuidade é estabelecida na direção tangencial). (KARAMI, 1989)

$$t_t^a + t_t^b = 0 \quad (4.12)$$

$$u_t^a + u_t^b = 0 \quad \Delta u_t^{ab} = 0 \quad (4.13)$$

- Modo de deslizamento Coulomb

Para um dado par de pontos a e b em modo de deslizamento Coulomb, a tração tangencial é restrita pela magnitude da tração normal no ponto multiplicado pelo coeficiente de fricção Coulomb, μ :

$$t_t^a = \pm \mu t_n^a \quad t_t^b = \pm \mu t_n^b \quad (4.14)$$

A resultante da tração tangencial assume o valor zero:

$$t_t^a + t_t^b = 0 \quad (4.15)$$

Aqui, a diferença entre os deslocamentos tangenciais não é zero, e o par de nós a e b é livre para deslizar ao longo uns sobre os outros na direção tangencial. A diferença de deslocamentos tangenciais pode assumir valor positivo, negativo ou zero. (KARAMI, 1989)

- Modo de deslizamento Frictionless

O presente modo é similar ao modo de deslizamento Coulomb, exceto que o valor do coeficiente de atrito é zero. Tal fato leva a:

$$t_t^a + t_t^b = 0 \quad (4.16)$$

Além disso, a diferença entre os deslocamentos dos pontos pode assumir valores positivos, negativos ou zero. (KARAMI, 1989)

Parte II

Análise Numérica Computacional

5 Análise Numérica Computacional

5.1 METODOLOGIA

Os passos seguidos para o desenvolvimento do presente trabalho foram realizados levando em consideração os objetivos gerais e específicos.

Inicialmente foi preciso realizar uma pesquisa detalhada acerca dos artigos científicos que tratavam de assuntos relacionados a projetos de feixe de molas, de chassi e do trabalho em conjunto dos dois componentes. Essas pesquisas auxiliaram na obtenção de conhecimentos mais abrangentes acerca do assunto. A partir dessas pesquisas foi possível identificar os tipos de análises que devem ser feitas para a concepção de um bom projeto, os tipos de materiais que são impostos aos projetos, além de identificar os tipos de problemas encontrados na concepção de todo o projeto, desde análises computacionais até análises experimentais. A partir desse passo foi possível identificar materiais de estudos que tinham por objetivo falar a respeito dos problemas e das variáveis de projetos que eram necessárias para o desenvolvimento do presente trabalho.

O passo seguinte foi definir o escopo do trabalho, tendo em vista as variáveis de projeto encontrados nos artigos científicos e nos materiais de estudos utilizados para a realização das análises. Para o trabalho em questão, primeiramente foi desenvolvido e analisado um projeto de feixe de molas de um veículo de grande porte. Esse projeto foi desenvolvido levando em consideração o fato de poder ser feita, futuramente, uma análise experimental em um projeto real, onde será possível realizar uma comparação entre a análise experimental com as simulações computacionais realizadas ao longo do desenvolvido do trabalho.

5.2 Análises do Chassi

O projeto do chassi foi desenvolvido em CAD conforme exibido na “Fig.(5.2)” e posteriormente analisado sob três critérios: Análise estática, modal e fadiga. O material empregado foi aço estrutural ASME BVP com uma densidade de $7850Kg/m^3$, resistência máxima atração de $460MPa$, resistência ao escoamento de $250MPa$, módulo de elasticidade de $200GPa$ e coeficiente de Poisson de $0,3$. O chassi ficou com uma massa de $289,4Kg$, volume de $36,866m^3$, comprimento de $6,078m$, largura de $1,075m$ e altura de $0,279m$. (GUERRA et al., 2015)

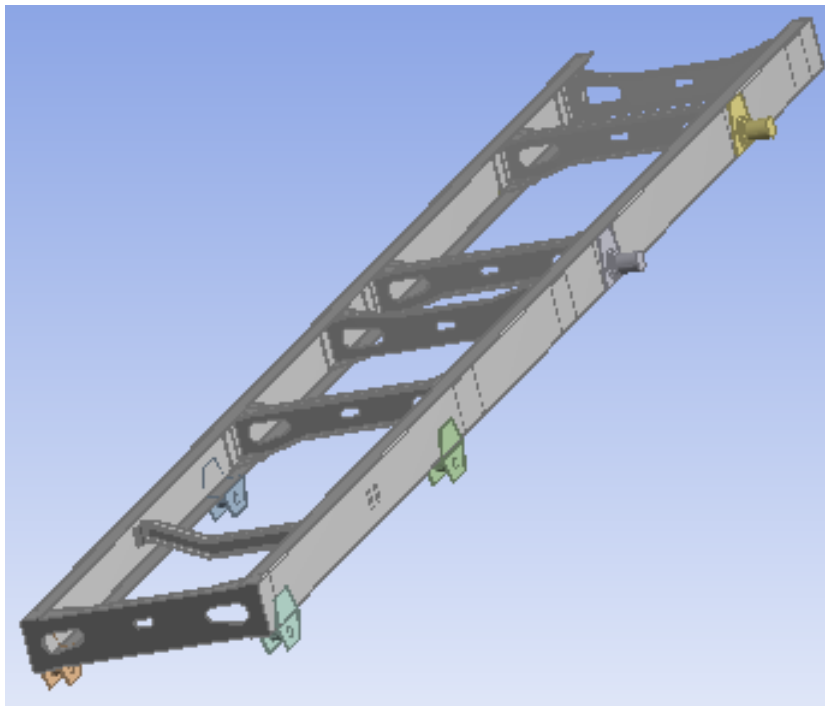


Figura 16: CAD do chassi

5.2.1 Análise estática

A análise estática foi realizada sob a condição de flexo-torção, onde foi imposto um carregamento de $8090 Kg$ distribuídos superficialmente sobre as duas longarinas. Uma condição de contorno de deslocamento nulo na direção x, y e z e rotação livre em y foi imposta sobre os dois apoios em diagonal, de maneira a gerar uma flexo-torção na estrutura. O resultado da análise estática para o carregamento de flexo-torção está apresentado conforme a “Fig.(5.2.1)”. É importante frisar que a análise em flexo-torção é a condição mais extrema que pode ser aplicado a um veículo, resultando em um coeficiente de segurança menor do que a unidade. Outro fator importante refere-se ao fato de que em uma análise real de flexo-torção, a força aplicada ao veículo será devido apenas ao seu peso próprio. Com o objetivo de avaliar o extremo de resistência que a estrutura pode suportar, foi imposta uma carga de trabalho (capacidade de carga do baú) adicional ao

peso próprio do veículo. É importante salientar que apesar das condições de contorno e do carregamento imposto a estrutura, os locais de falha foram em pontos localizados, o que não desqualifica a estrutura devido a severidade da análise. No entanto ao considerar o chassi apoiado em quatro pontos, condição real de operação, o valor máximo da tensão de von Mises foi de $73,745 \text{ MPa}$ conforme a “Fig.(5.2.1)”, o que qualifica a estrutura na análise estática. (GUERRA et al., 2015)

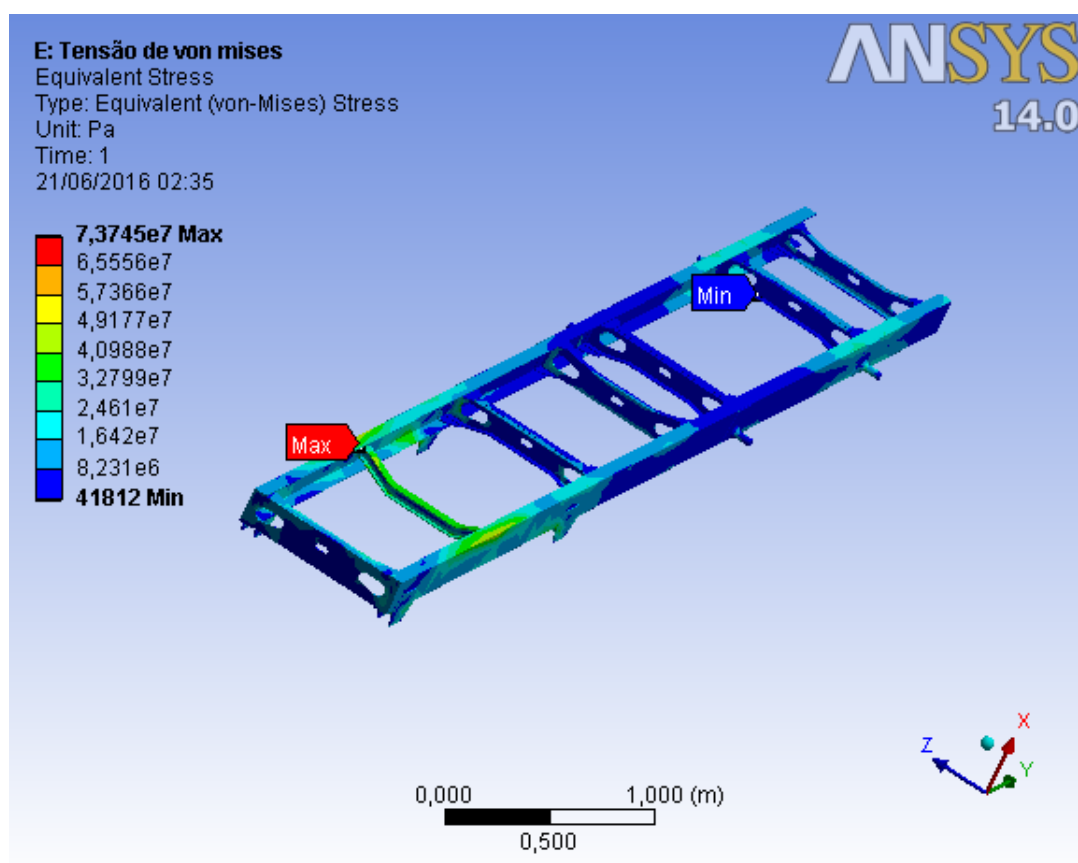


Figura 17: Tensão de von Mises para o chassi

5.2.2 Análise Modal

Para a análise modal foi considerada a condição de contorno que se aproxima da realidade para o trabalho do chassi, ou seja, o mesmo apoiado nas 4 rodas. Os resultados da análise modal demonstram que a estrutura possui distintos comportamentos conforme o tipo de condição de contorno aplicada. Para esta condição de contorno a primeira frequência fundamental foi de $69,855 \text{ Hz}$, atendendo assim aos critérios de engenharia, o qual estabelece que os chassis automotivos devem ter frequência natural mínima de 50 Hz . (GUERRA et al., 2015)

Modo de vibração	Frequência Natural (Hz)	Deslocamento (mm)
1	69,855	8,746
2	92,225	5,230
3	107,69	5,423
4	118,58	8,154
5	139,33	8,689
6	150,47	9,953

Tabela 1: Frequências naturais do chassi

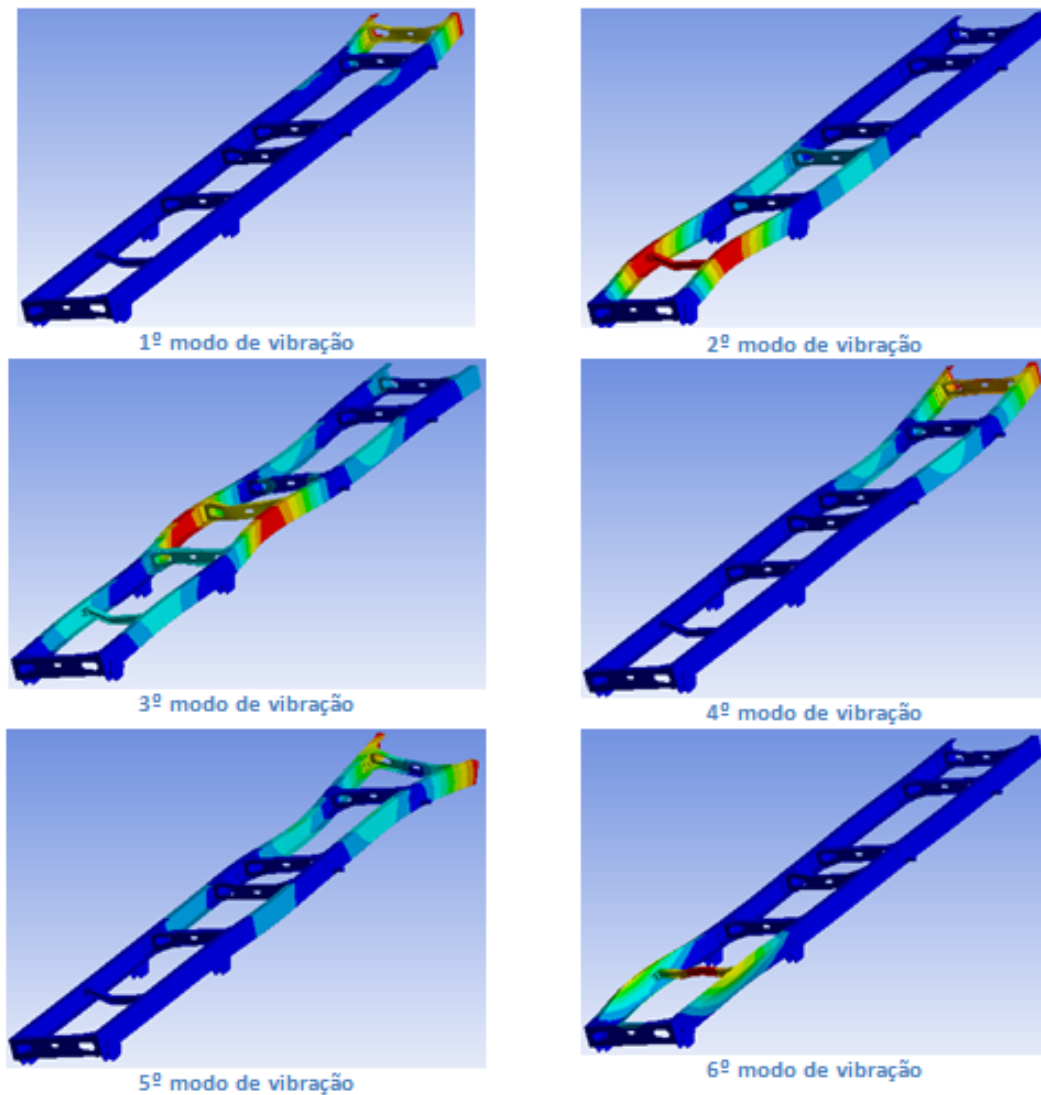


Figura 18: Modos de vibração do chassi

5.2.3 Análise de fadiga

Chassis de caminhões e veículos de carga em geral, estão sujeitos à cargas dinâmicas e cíclicas, o que contribui para um cenário de falha por fadiga da estrutura. Foi realizada uma análise de fadiga, do número de ciclos e coeficiente de segurança, utilizando-se o critério de Gerber para vida em fadiga, com carga aplicada em modo completamente reverso. O coeficiente de segurança para vida em fadiga é mostrado na “Fig.(5.2.3)”, onde valor mínimo foi de 1,1435, resultando assim, a estrutura com vida infinita segundo o critério de Gerber. (GUERRA et al., 2015)

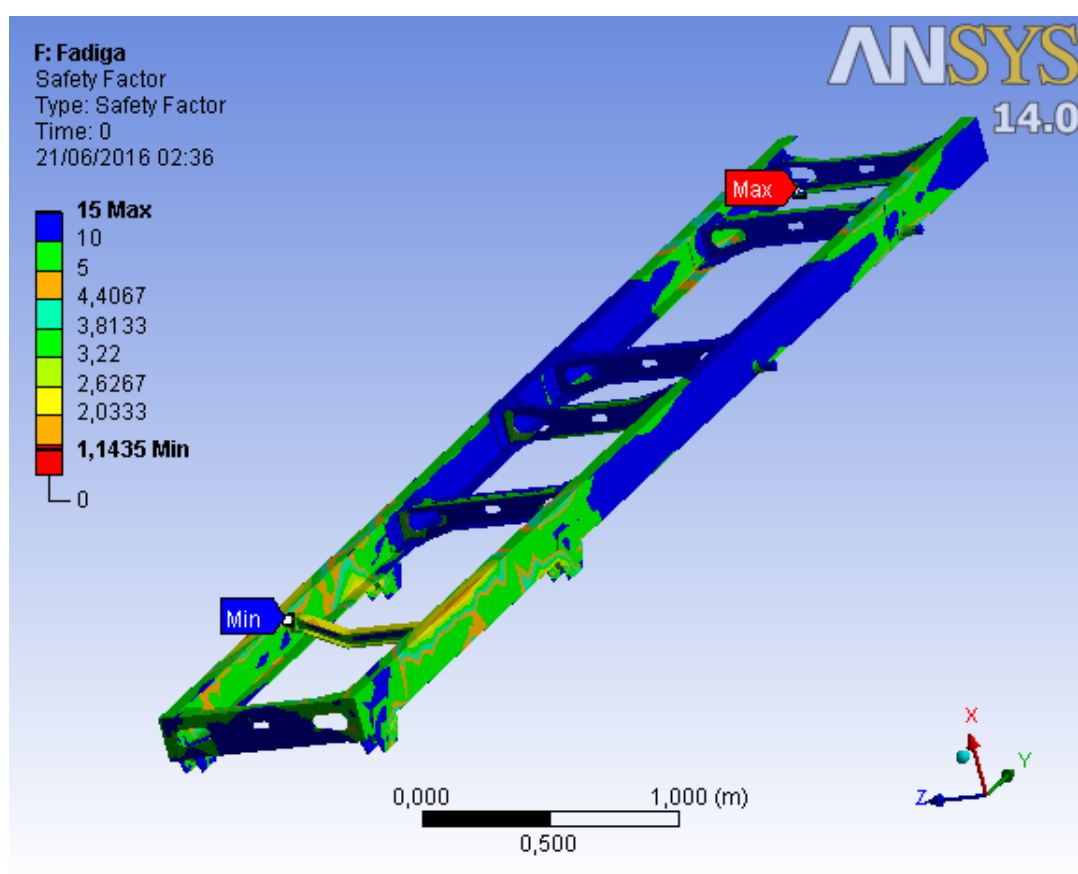


Figura 19: Análise de fadiga

5.3 Análises do Feixe de molas

O modelo de feixe de molas foi desenvolvido em CAD conforme exibido na “Fig.(5.3)” e posteriormente analisado sob três critérios: Análise estática, modal e fadiga. O material empregado foi o aço estrutural ASME BVP com uma densidade de $7850\text{Kg}/\text{m}^3$, resistência máxima a tração de 460MPa , resistência ao escoamento de 250MPa , módulo de elasticidade de 200GPa e coeficiente de Poisson de 0,3. O feixe de molas ficou com uma massa de $13,115\text{Kg}$ e volume de $1,67 \times 10^{-3}\text{m}^3$. É importante frisar que o material empregado na análise não é o adequado para os feixes de mola, de modo que as análises realizadas não foram feitas sob condições reais de operação.

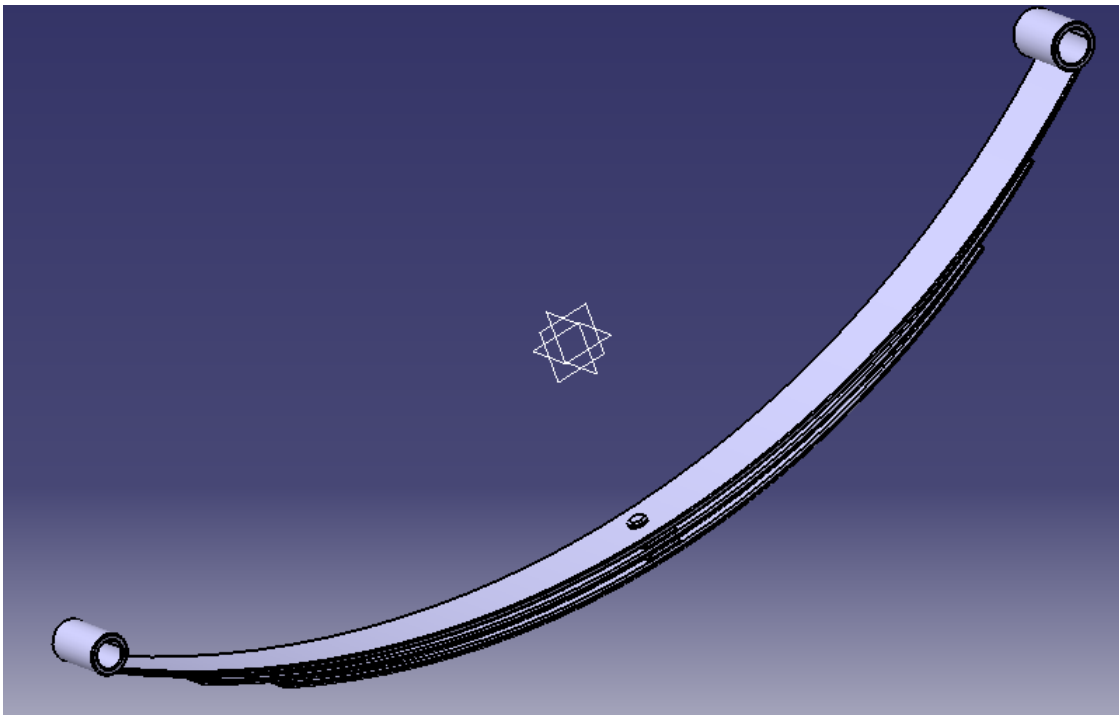


Figura 20: Projeto em CAD do feixe de molas

As condições de análises seguiram o modelo representado na “Fig.(5.3)”, onde os tipos de contatos foram definidos como sendo:

- Frictional - entre os feixes de mola, adotando um coeficiente de atrito de 0,15
- Bonded - entre os feixes de mola e o pino.

É importante frisar que os contatos (“*Contacts*”) foram definidos como sendo as faces inferiores e os alvos (“*Target*”) como sendo as faces superiores dos feixes de mola que se encontram em contato.

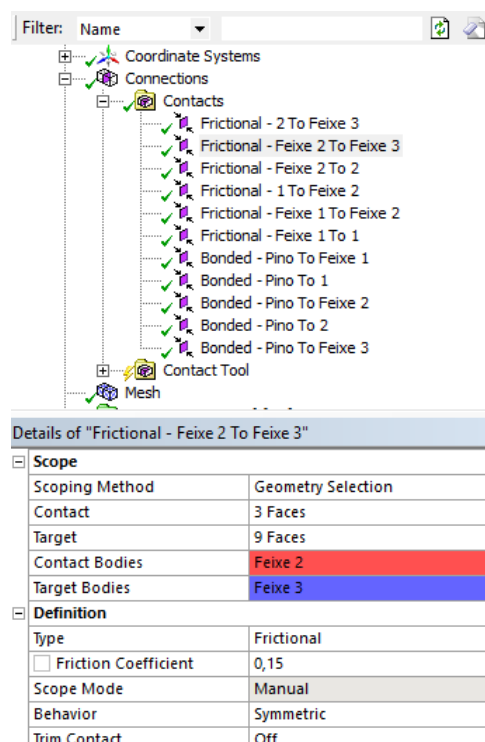


Figura 21: Variáveis de simulação

Um ponto importante nas análises numéricas computacionais se refere ao tipo de malha escolhida. O processo de aplicação de malha é responsável por discretizar a geometria em elementos e nós, de modo que as análises são resolvidas em cada elemento discretizado. A malha foi gerada de forma automática, obedecendo aos critérios adotados pelo software para cada tipo de análise. A malha executada pelo software obteve forma triangular com 81673 nós e 41794 elementos.

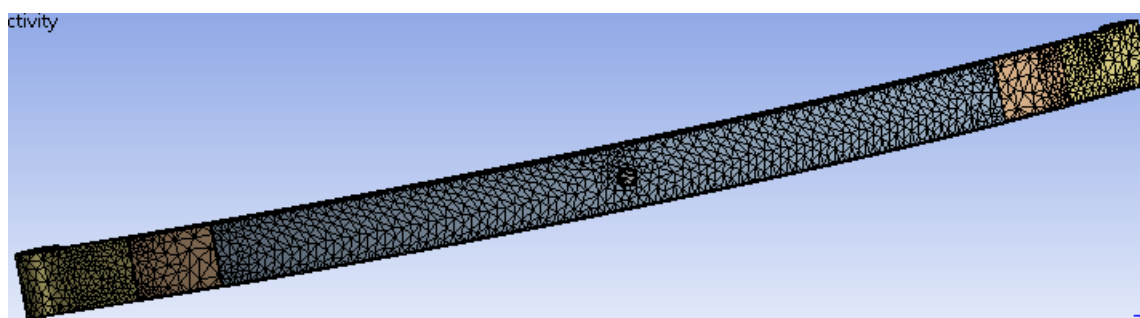


Figura 22: Malha aplicada ao feixe de molas

5.3.1 Análise Estática

A análise estática foi realizada levando em consideração o deslocamento sofrido pelo feixe de mola devido a carga aplicada ao veículo. As condições de contorno impostas foram aplicadas em seus extremos, de forma a simular o acoplamento do feixe ao chassi e ao jumelo. No apoio dianteiro do feixe de molas foi permitido apenas movimento de rotação, pois é a parte acoplada ao chassi. Já em seu apoio traseiro foram permitidos movimentos de rotação e translação por ser o local onde o feixe é acoplado ao jumelo. Em sua zona central foi imposto um deslocamento de 50 mm . É importante salientar que em uma análise real do feixe deve ser imposta uma carga real de trabalho, além de outros tipos de efeitos, como os efeitos gerados pela ação da gravidade, como a própria massa do feixe e dos componentes aos quais o feixe de molas é acoplado.

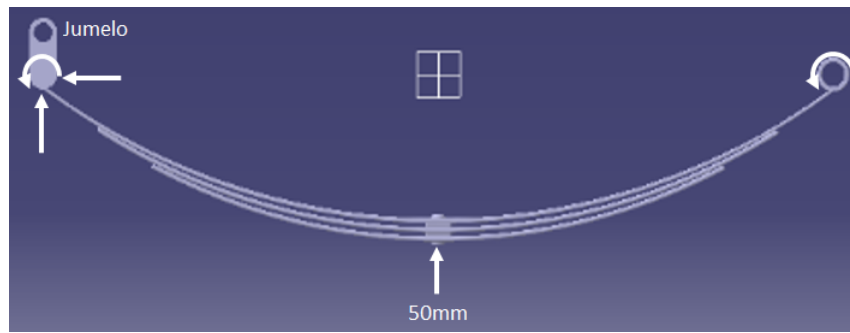


Figura 23: Condições de contorno para o feixe de molas

O resultados da tensão equivalente de von Mises obteve valor de $19,1\text{ MPa}$ está demonstrados na “fig.(5.3.1)”.

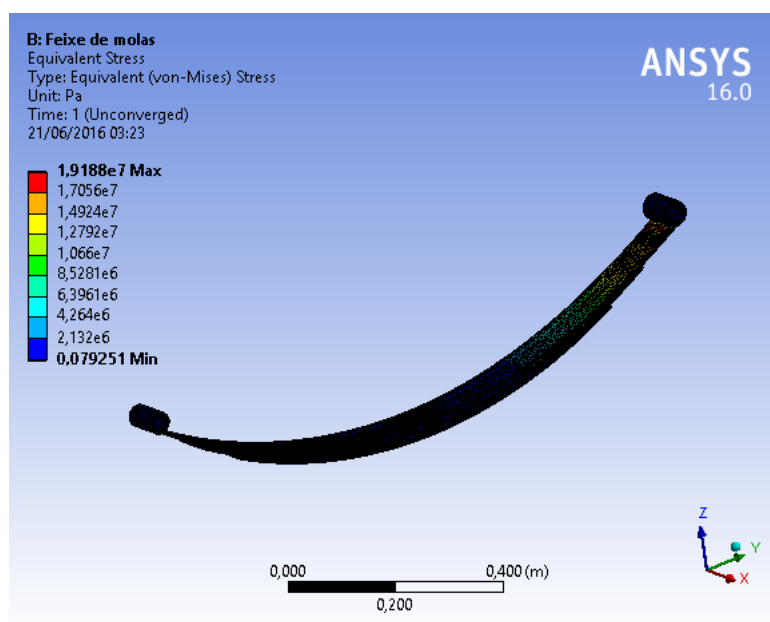


Figura 24: Tensão de von Mises para o feixe de molas

5.4 Análise Modal

A análise modal foi realizada de forma semelhante a análise de estática, ou seja, foram impostas restrições de movimento iguais nos apoios do feixe, de modo a simular o seu acoplamento ao chassi e ao jumelo. Porém, em análises modais não é permitido a aplicação de cargas e, levando tal fato em consideração, não houve a aplicação de deslocamento na zona central do feixe. As frequências naturais encontradas para o feixe estão listadas conforme a tabela 5.4.

Modo de vibração	Frequência Natural (Hz)	Deslocamento (mm)
1	$1,1212 \times 10^{-3}$	$0,4 \times 10^{-3}$
2	0,35141	$0,84 \times 10^{-3}$
3	0,8484	$0,93 \times 10^{-3}$
4	4,1785	$0,63 \times 10^{-3}$
5	9,832	$0,73 \times 10^{-3}$
6	11,896	$0,9 \times 10^{-3}$

Tabela 2: Frequências naturais do feixe de molas

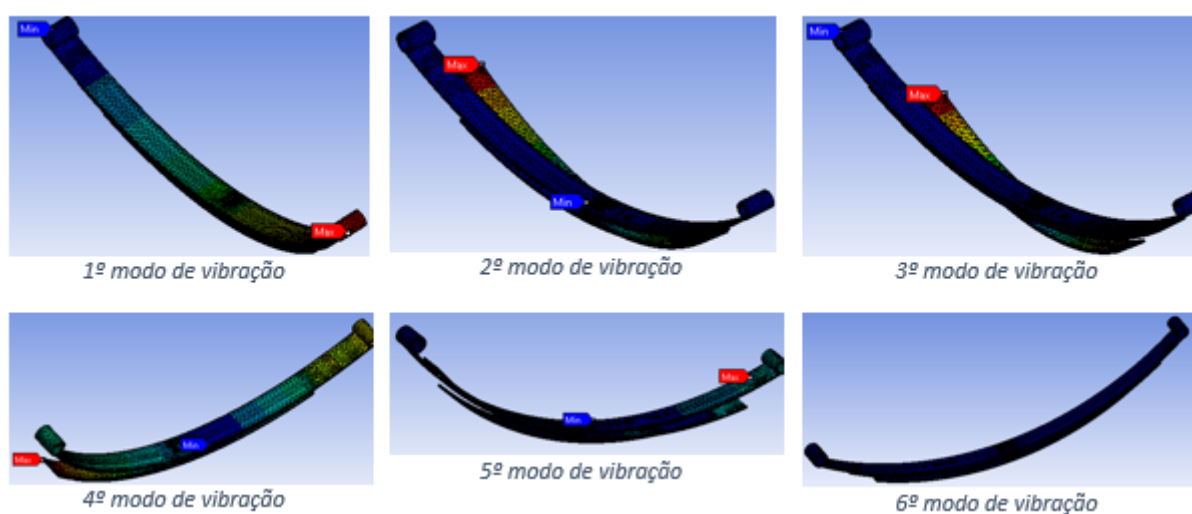


Figura 25: Modos de vibração para o feixe de molas

5.5 Análise de Fadiga

Os feixes de molas em geral estão sujeitos à cargas dinâmicas e cíclicas, o que contribui para um cenário de falha por fadiga na estrutura. Foi realizada uma análise de fadiga, do número de ciclos e o coeficiente de segurança, utilizando-se o critério de Gerber para vida em fadiga, com deslocamento aplicado em modo completamente reverso. O coeficiente de segurança para vida em fadiga é mostrado na figura “fig.(5.5)”.

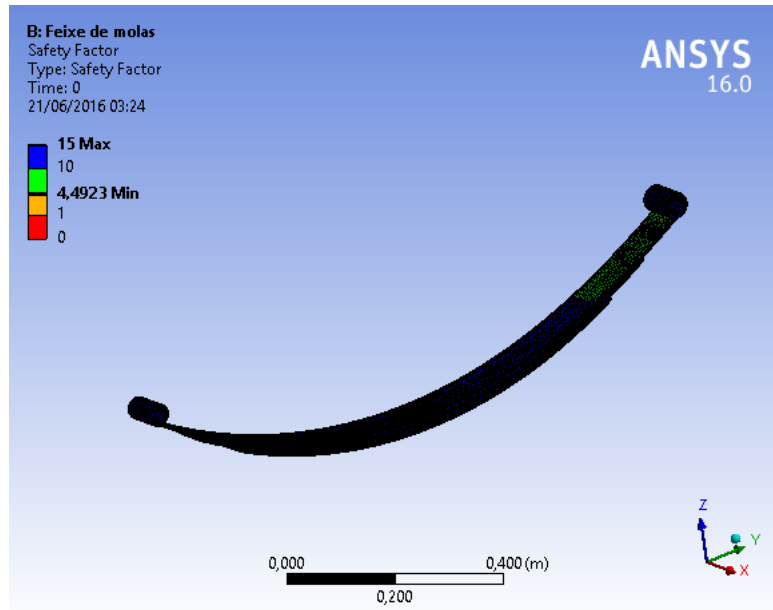


Figura 26: Coeficiente de segurança para fadiga

Assim como na análise estática, o feixe de molas foi qualificado para as condições de deslocamentos e carga aplicadas ao feixe de molas. Esse resultado foi possível porque essas condições de contorno não são adequadas para o verdadeiro trabalho que os feixes de mola realizam em operação.

6 Conclusão

No presente trabalho foi realizada pesquisas em bibliografias a fim de aprofundar os conhecimentos acerca das análises necessárias para a validação de projetos de chassi do tipo escada e feixes de mola. A partir dessas revisões bibliográficas foi possível identificar as variáveis de projeto e assim realizar pesquisas no que tangem o conhecimento de análises estáticas, modais e de fadiga. Outra variável importante do projeto foi a pesquisa realizada acerca dos problemas de contatos encontrados em análises numéricas computacionais, onde foi possível identificar os tipos de contatos existentes e o modo como os mesmo se comportam em regime de trabalho.

A partir do conhecimento teórico adquirido foi construído, em CAD, um modelo de chassi tipo escada e um modelo de feixes de mola que posteriormente foram avaliados, em CAE, quanto a análises estáticas, modais e de fadiga. Os resultados encontrados nas simulações computacionais obtiveram valores satisfatórios o que validou os modelos construídos.

A segunda etapa deste estudo terá como objetivo validar experimentalmente o projeto de feixe de molas construído com o objetivo de comparar os resultados numéricos encontrados nas simulações com resultados experimentais onde será possível obter um entendimento melhor de como esses componentes estruturais se comportam em regime real de trabalho.

Referências

- ANSYS, M. H. . *Ansys.inc.* [S.l.], 2015. Citado 7 vezes nas páginas 31, 34, 42, 43, 49, 50 e 51.
- BAVISKAR, C. A. et al. Design and analysis of a leaf spring for automobile suspension system: A review. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 2013. Disponível em: <www.ijetae.com>. Citado na página 26.
- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R. *Resistência dos Materiais.* [S.l.]: Pearson Education, 2012. v. 3. Citado 4 vezes nas páginas 25, 31, 32 e 33.
- CHANDRA, M. R. et al. Modeling and structural analysis of heavy vehicle chassis made of polymeric composite material by three different cross sections. *International Journal of Modern Engineering Research*, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 27.
- FURTADO, D. C. Análise estrutural de chassi de veículos automotivos. Universidade de Brasília, Faculdade do Gama, Novembro 2013. Citado 3 vezes nas páginas 26, 27 e 28.
- GUERRA, M. V. R. et al. Estudo de um chassi de caminhão. Encontro de Ciência e Tecnologia (ECT), Universidade de Brasília, 2015. Citado 4 vezes nas páginas 19, 60, 61 e 63.
- KARAMI, G. *A Boundary Element Method for Two-Dimensional Contact Problems.* [S.l.]: Springer-Verlag, 1989. v. 1989. Citado 8 vezes nas páginas 47, 48, 49, 50, 51, 53, 54 e 55.
- KONG, Y. S. et al. Explicit nonlinear finite element geometric analysis of parabolic leaf springs under various loads. *The Scientific World Journal*, 2013. Citado na página 30.
- KOTHARI, P. A review paper on design and analysis of leaf spring. *International Journal of Engineering Research*, 2014. Citado na página 29.
- KUMAR, M. S.; VIJAYARAGAN, S. Analytical and experimental studies on fatigue life prediction of steel and composite multi-leaf spring for light passenger vehicle using life data analysis. 2007. Disponível em: <<https://www.researchgate.net/publication/>>. Citado na página 26.
- MOURA, H. G. de. *Métodos de identificação de forças em sistemas vibroacústicos.* Tese (Doutorado), Universidade Federal de Santa Catarina, 2010. Citado na página 35.
- RAO, S. S. *Vibrações Mecânicas.* [S.l.]: Pearson Education, 2009. v. 4. Citado na página 35.
- ROSA, E. da. *Análise da Resistência Mecânica (Mecânica da Fratura e Fadiga).* Universidade Federal de Santa Catarina: [s.n.], 2002. Citado 3 vezes nas páginas 25, 39 e 41.
- SHARMA, A. et al. Design and analysis of composite leaf spring – a review. *International Journal of Engineering Trends and Technology*, 2014. Citado 3 vezes nas páginas 26, 29 e 30.

SHIGLEY, J. *Elementos de Máquinas de Shigley Projeto de Engenharia Mecânica*. [S.l.]: Bookman, 2011. v. 8. Citado 7 vezes nas páginas 35, 36, 37, 38, 39, 41 e 42.

SURESH, S. *Fatigue of Materials*. [S.l.]: Cambridge University Press, 1998. v. 2. Citado 4 vezes nas páginas 25, 36, 37 e 38.