

**ASSOCIAÇÃO EDUCACIONAL DOM BOSCO
FACULDADE DE ENGENHARIA DE RESENDE
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ISRAEL DA SILVA GASTÃO
YLTHAR RAMOS**

OTIMIZAÇÃO DO SUPORTE DE UMA VÁLVULA SECADORA

**RESENDE
2021**

**ISRAEL DA SILVA GASTÃO
YLTHAR RAMOS**

OTIMIZAÇÃO DO SUPORTE DE UMA VÁLVULA SECADORA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Associação Educacional Dom Bosco, Faculdade de Engenharia de Resende, Curso de Engenharia Mecânica, como requisito parcial para obtenção da aprovação na graduação.

Orientador: Profº Said Morais Sirio Rocha

**RESENDE
2021**

Catálogo na fonte
Biblioteca Central da Associação Educacional Dom Bosco – Resende-RJ

G255 Gastão, Israel da Silva
Otimização do suporte de uma válvula secadora / Israel da Silva
Gastão; Ylthar Ramos - 2021.
85f.

Orientador: Said Morais Sirio Rocha

Trabalho de conclusão de curso apresentado como requisito parcial à
finalização do curso de Engenharia Mecânica da Faculdade de
Engenharia de Resende da Associação Educacional Dom Bosco.

1. Engenharia. 2. Elementos finitos. 3. Válvula secadora. 4. Freio
pneumático. I. Ramos, Ylthar. II. Rocha, Said Morais Sirio. III. Faculdade
de Engenharia de Resende. IV. Associação Educacional Dom Bosco. V.
Título.

CDU 62-592(043)

ISRAEL DA SILVA GASTÃO

YLTHAR RAMOS

OTIMIZAÇÃO DO SUPORTE DE UMA VÁLVULA SECADORA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Associação Educacional Dom Bosco, Faculdade de Engenharia de Resende, Curso de Engenharia Mecânica, como requisito parcial para obtenção da aprovação na graduação.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Said Morais Sirio Rocha
Orientador

Prof. Marilia Rios
Convidado

Prof. Juliano Carvalho
Convidado

Resende, 23 de novembro de 2021.

Dedico,
A Deus, pois sem Ele eu não teria chegado até aqui;
A minha irmã e meus pais, que são minha base;
A Larissa, por sempre acreditar e me incentivar;
Aos meus colegas pelo companheirismo nos momentos difíceis.
E a todos que de alguma forma auxiliaram na minha trajetória.

Israel da Silva Gastão

*Dedico,
Primeiramente a Deus, por me permitir vivenciar essa conquista,
Aos meus pais, por ser meus maiores incentivadores,
À minha namorada, por todo apoio.
E a todos os professores que compartilharam os ensinamentos.*

Ylthar Ramos

AGRADECIMENTOS

Primeiramente à **Deus**, que até aqui me sustentou, iluminou meu caminho e me deu forças para não desistir dos meus sonhos.

Aos meus pais, **Lucina e Valdeci**, que são a base da minha vida.

A minha irmã **Taís Gastão**, se não fosse por ela eu não estaria concluindo a graduação.

A **Larissa**, que me incentiva e sempre acredita em mim.

A todos que contribuíram de alguma forma para a minha formação.

Ao meu professor e orientador **Said Morais Sirio Rocha**, por todo o apoio e comprometimento nessa reta final.

Israel da Silva Gastão

AGRADECIMENTOS

Primeiramente ao meu **Deus**, toda a minha gratidão pela graça recebida de ter chegado até aqui.

Aos **meus pais**, por toda força, amor e motivação em toda minha vida.

A **minha namorada**, por cada palavra dita durante essa jornada, que me motivou a todo o momento.

E por fim, aos professores por todo conhecimento e carinho compartilhado, destacando meu orientador **Said Morais Sirio Rocha**, por toda a atenção e conhecimento necessário para a execução deste trabalho.

Ylthar Ramos

RESUMO

Em uma é feita a montagem de veículos pesados, e dentre estas montagens, se destaca o sistema de freio pneumático, mais especificadamente a Válvula Secadora, componente com objetivo retirar toda umidade localizada no sistema. Quanto aos componentes que compõem o sistema da válvula secadora, há seu suporte, que se caracteriza supostamente como uma peça superdimensionada, possuindo uma geometria além do necessário para sua função exercida. Este superdimensionamento resulta em um suporte pesado e um custo elevando, levando em consideração o excesso de matéria-prima utilizada em sua confecção. Diante desta problemática, o presente trabalho expõe uma proposta de mudança feita no suporte, por meio de simulações realizadas e aplicadas ao modelo em uso, visando otimização topológica, utilizando como meio principal, o Método dos elementos finitos, criando um suporte que se iguale ou seja superior as características mecânicas do atual. Como conclusão, é possível criar um novo suporte que se assemelhe ao suporte de referência, com relação a sua resistência e comportamento dinâmico, contudo mais leve e menos matéria-prima, gerando mais vantagens a montadora.

Palavras-chaves: Método dos elementos Finitos. Sistema de Freio. Suporte. Otimização Topológica. Válvula Secadora

ABSTRACT

In an assembly and among these, a pneumatic brake system stands out, specifically the Dry Valve. The main objective of this component is to remove any humidity located in the brake system. As to the components that compose the dryer valve system, we can find its support, a supersized part that has a geometry beyond the necessary. This oversizing results in a high cost in part due to the cost of its raw material and its considerable weight. In response to this problem, the present work exposes a proposed change with the dry valve, specifically in the support, either through its material or geometry and through simulations performed and applied to the model, aiming topological optimization, creating a support that is equal or superior to the mechanical characteristics. As a conclusion, it is possible to create a new support that is similar to its predecessor but generating more advantages to the assembler.

KEY-WORDS: Finite Element Method. Pneumatic Brake. Support. Topological Optimization. Dry Valve

LISTA DE FIGURA

Figura 1: Circuito pneumático de freios do caminhão modelo 816. Fonte: (Ford, 2014).	16
Figura 2: Conjunto APU da Marca Knorr, (Mercedes-Benz).	17
Figura 3: Vista explodida freio a disco. Fonte: (F.SILVA, 2016).	22
Figura 4: Vista explodida do freio a tambor. (RODRIGUES, 2017)	23
Figura 5: Domínio real (esquerda) e subdivisão do domínio em elementos menores (direita). (Carvalho, 2016)	26
Figura 6: Exemplos de sistemas mecânicos que podem ser modelados através das técnicas MBS: (a) mecanismos e máquinas; (b) veículos terrestres; (c) veículos espaciais articulados; (d) engrenagens; (e) manipuladores; (f) cabos; (g) Dispositivos eletromecânicos. (Kondo, 1997).	28
Figura 7: Formas clássicas de otimização estrutural (Karilany 2006).	37
Figura 8: Modelo com microestrutura periódica de vazios. (Porto 2006)	38
Figura 9: Modelo de material com microestrutura artificial. (Porto 2006)	39
Figura 10: Ilustração de Otimização de Forma (Sonmez, 2008)	40
Figura 11: : Ilustração de Otimização Topológica (Sonmez, 2008).	41
Figura 12: Falha por fadiga de um parafuso em razão de flexão unidirecional repetida (Richard, 2016).	45
Figura 13: Diagrama S-N traçado com base nos resultados de ensaios de fadiga axial (Richard, 2016).	47
Figura 14: Suporte da Válvula secadora e longarina, modelados no software Catia V5	50
Figura 15: Pontos de fixação do suporte da válvula secadora, considerados como pontos rígidos com os pontos da válvula em si.	53
Figura 16: Representação das juntas aparafusadas	53
Figura 17: Válvula secadora simulada por meio do Hyper Mesh (Na cor rosa, para melhor visualização).	54
Figura 18: Condições de contorno definidas nas extremidades da longarina.	55
Figura 19: Panorama de deslocamento para o primeiro modo de vibrar, com resultado de 29,2Hz.	56
Figura 20: : Panorama de tensão para o primeiro modo de vibrar, com resultado de 29,2Hz.	57
Figura 21: Panorama de deslocamento para o segundo modo de vibrar, resultado de 54,4Hz.	57
Figura 22: Panorama de tensão para o segundo modo de vibrar, resultado de 54,4Hz.	58
Figura 23: Resultados ilustrativos quanto a simulação da Análise Linear Estática	58
Figura 24: Resultados numéricos, obtidos a partir da simulação realizadas nos eixos X, Y e Z.	59
Figura 25: Fluxograma de Etapas da Otimização	61
Figura 26: Geometria modelada no Catia V5	62
Figura 27: Volume 1 e suas limitações quanto a remoção de material.	64
Figura 28: Resultado da otimização, sólido gerado pelo Software CAE.	65
Figura 29: Volume 2, modelado no Catia V5, conforme resultado da otimização.	65
Figura 30: Limites para atuação do software durante otimização.	66
Figura 31: Otimização aplicada ao Volume 2.	67
Figura 32: Peça Otimizada, modelada no Software Catia V5	67
Figura 33: Panorama de deslocamento para o primeiro modo de vibrar, com resultado	

de aproximadamente 67,9Hz	69
Figura 34: Resultado Numérico, Obtido a Partir da Simulação Realizada no eixo X...	70
Figura 35: Resultado numérico, obtido a partir da simulação realizada no eixo Y.....	71
Figura 36: Resultado numérico, obtido a partir da simulação realizada no eixo Z.	71
Figura 37: : Fluxograma de Etapas da Otimização.....	72
Figura 38: Modelo Otimizado, Obtido a Partir do Software CAE	72
Figura 39: Peça Otimizada por Meio do Modelo em Chapa	73
Figura 40: Panorama de deslocamento para o primeiro modo de vibrar, com resultado de aproximadamente 29,8Hz	74
Figura 41: Resultado numérico, obtido a partir da simulação realizada ns eixo X.	75
Figura 42: Resultado numérico, obtido a partir da simulação realizada no eixo Y.....	75
Figura 43: Resultado numérico, obtido a partir da simulação realizada no eixo Z.	76
Figura 44: Gráfico de Comparação das Massas.....	78
Figura 45: Resumo dos Resultados nas Tensões para Aceleração Admissíves de Fadiga.	79
Figura 46: Resumo dos Resultados nas Tensões para Aceleração Admissíves de Pico	80
Figura 47: Resumo dos Resultados de Frequência Natural.	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Fatores de confiabilidade correspondente a 8%	48
Tabela 2: Resumo por componente, do tipo e quantidade de elementos utilizados e número de nós.....	54
Tabela 3: Propriedades do Aço SAE 1010HR.....	59
Tabela 4: Resultados obtidos a partir da simulação, e valores encontrados quanto a aceleração máxima admissível.	60
Tabela 5: Resumo do tipo e quantidade de elementos utilizados, e número de nós.....	63
Tabela 6: Propriedades do Ferro Fundido.	63
Tabela 7: Resumo por componente, do tipo e quantidade de elementos utilizados e número de nós.....	68
Tabela 8: : Resumo do tipo e quantidade de elementos utilizados e número de nós.....	73
Tabela 9: Resumo dos Resultados Obtidos em cada um dos Suportes.	77

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	JUSTIFICATIVA	12
1.2	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	13
1.3	OBJETIVOS	13
1.3.1	Objetivos Gerais	13
1.3.2	Objetivos Específicos	14
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	15
2.1	SISTEMA DE FREIO	15
2.1.1	Componentes do Sistema de Freio	15
2.1.2	Exemplos de Componentes de um Sistema de Freio Pneumatico	16
2.2	TIPOS DE SISTEMAS DE FREIO	21
2.2.1	Freio a Disco	21
2.2.2	Freio a Tambor	22
2.3	CAD	24
2.4	CAE	25
2.4.1	Elementos Finitos (MEF)	25
2.4.2	Dinâmica Computacional de Fluídos (CFD)	26
2.4.3	Sistema Multicorpos (MBS)	26
2.5	INTRODUÇÃO AO MÉTODOS DE ELEMENTOS FINITOS	29
2.5.1	Principais Etapas do Método de Elementos Finitos	30
2.5.2	Análise Dinâmica pelo Método de Elementos Finitos	32
2.5.3	Análise Modal	34
2.6	OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL	36
2.6.1	Métodos de Otimização Topológica	37
2.7	FUNDAMENTOS DA VIBRAÇÃO	42
2.7.1	Frequência Natural	42
2.7.2	Vibração	42
2.7.3	Ressonância	43
2.8	FALHA POR FADIGA	44
2.8.1	Método fadiga-vida	45
2.8.2	Método tensão-vida	46
2.8.3	Resistência à fadiga	47
3	MATERIAIS MÉTODO	49

3.1	ANÁLISE DO SUPORTE DE REFERÊNCIA	49
3.1.1	Modelamento da Geometria.....	50
3.1.2	Simulação.....	52
3.1.3	Definição das Condições de Contorno e Carregamentos.....	54
3.1.4	Análise Modal.....	55
3.1.5	Análise Linear.....	55
4	RESULTADO E DISCUSSÕES	56
4.1	RESULTADO DA GEOMETRIA DE REFERÊNCIA	56
4.1.1	Análise Modal.....	56
4.1.2	Análise Linear Estática	58
4.2	RESULTADO DO MODELO OTIMIZADO – PEÇA EM FERRO FUNDIDO..	61
4.2.1	Definição da otimização topológica.....	62
4.2.2	Resultados da Otimização.....	64
4.2.3	Cálculo de Validação	68
4.3	RESULTADO DO MODELO OTIMIZADO – MODELO EM CHAPA.....	72
4.3.1	Cálculo de Validação	73
4.4	ANÁLISE COMPARATIVA DOS RESULTADOS	77
5	CONCLUSÃO	81
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS	83

1 INTRODUÇÃO

Nos séculos passados, os projetos envolvendo engenharia exigiam grande capacidade e experiência dos projetistas responsáveis para a solução dos obstáculos que apareciam no decorrer do projeto, porém atualmente a forte competição tecnologia permitiu a redução do tempo investido nas etapas dos projetos, permitindo produtos com melhor qualidade, com maior funcionalidade e com suas propriedades melhoradas.

Um projeto bem sucedido depende da adequação dos modelos utilizados e de suas validades para prever e analisar o comportamento antes da manufatura do produto, sendo provavelmente a parte mais difícil e desafiadora de todo o processo. O desenvolvimento de tais produtos vem sendo assistido por meio de ferramentas computacionais, estabelecidas em métodos científicos, permitindo à análise estrutural, à otimização e uma sensibilidade dos parâmetros bem próxima do produto físico.

Com o aumento considerável da pesquisa científica na área de análise estrutural, o interesse nesta área vem ganhando força através do avanço da computação de alta performance, o aumento da velocidade de processamento, da capacidade de armazenamento e o desenvolvimento de métodos confiáveis, podendo citar os métodos dos elementos finitos.

Com a implementação da indústria 4.0, já não basta apenas projetar um sistema que desempenhe sua função corretamente e sim é essencial que se projete o melhor sistema possível, sendo eficiente, versátil, funcional e com uma excelente relação custo-benefício. Para que estas afirmações sejam possíveis, a engenharia manipula ferramentas experimentais, conceitos e métodos de minimização.

A otimização estrutural em geral é uma ferramenta bastante flexível, podendo melhorar o projeto em vários sentidos, tais como a diminuição de custos de fabricação, custos operacionais e a melhora na performance dos componentes. O desenvolvimento do método para análise e a determinação da sensibilidade da resposta da estrutura, associado às técnicas de programação matemática, possibilitam a otimização de componentes estruturais.

1.1 JUSTIFICATIVA

Visando o comportamento competitivo do mercado atual, onde desenvolver produtos otimizados ou otimizar produto que apresenta robustez para a função, tornou-se fundamental para as empresas sobreviver ao cenário atual. A busca pela redução de massa de equipamentos, peças e sistemas vem se tornando um dos pilares no desenvolvimento (P&D), visando a

diminuição de custos de fabricação, aumento de eficiência, desempenho e autonomia dos produtos, tudo isso para alcançar um único objetivo, aumentar a competitividade das empresas.

Atualmente, projetar um sistema que desempenhe sua função corretamente já não é mais suficiente, mas sim é preciso projetar o melhor sistema. A ideia de melhor submete a um sistema que seja versátil, eficiente e tenha uma boa relação custo-benefício. Para alcançar este objetivo o engenheiro deve aplicar ferramentas analíticas, numéricas e experimentais. Conceito de otimização e minimização são empregados para implementar uma sistemática de busca por soluções ótimas (COUTINHO, 2006).

Neste sentido, a utilização de software de cálculo estrutural vem ganhando destaque e importância cada vez maior, assim como software de otimização para a busca pela melhor geometria possível.

1.2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

O conjunto APU, mais especificadamente, a válvula secadora, é um dos componentes vitais para o funcionamento de um sistema de freio pneumático e se caracteriza por se tratar de uma peça relativamente leve quando comparada aos demais componentes do veículo. Foi observado, em um veículo comercial pesado, que o suporte da válvula secadora possuía uma geometria aparentemente superdimensionada, resultando em um suporte com uma massa elevada. Sabendo-se que, quanto mais leve o veículo, maior será sua eficiência no transporte de carga, desta forma, quanto mais otimizados os componentes que o compõem, mais eficiente será.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivos Gerais

Este trabalho tem como objetivo criar uma geometria otimizada do suporte da válvula secadora, com auxílio de software de modelagem e otimização topológica para o suporte em questão, garantindo uma resistência mecânica igual ou superior do componente original, reduzindo a sua massa. Visando por meio do estudo, possibilitar um veículo mais leve.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Realizar o Modelamento 3D do suporte por meio do software Catia V5, possibilitando a realização de sua validação estrutural através do método de elementos finitos.
2. Realizar uma avaliação estrutural por meio do método de elementos finitos do suporte atual, com o software HyperMesh da Altair, com o objetivo de identificar a sua resistência mecânica e comportamento dinâmico (modos de vibração e frequência natural).
3. Realizar uma otimização topológica para definir uma nova geometria para o suporte da válvula secadora, sendo este um suporte com resistência mecânica igual ou superior ao suporte de referência, com uma menor massa.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 SISTEMA DE FREIO

Devido à influência direta na segurança veicular, o sistema de frenagem é item crítico no projeto de um automóvel. Os freios são, em essência, dispositivos de conversão de energia, transformando energia cinética de veículo em energia térmica, entre outras formas de energia, sendo proporcional à quantidade de movimento imprimida pelo veículo (Brezolin, 2007).

Um sistema de freio pode ser definido como um dispositivo que transforma energia cinética de uma massa em movimento rotacional ou translacional em calor. Trata-se, portanto, de um dissipador de calor cuja finalidade é reduzir a velocidade ou parar um corpo em movimento (Infantini, 2008).

O primeiro automóvel produzido em massa foi o Ford modelo T em 1908, no qual pesava 550 kg, além de conseguir chegar à velocidade de 65km/h, possuindo um motor de 20HP, e após isto, os automóveis evoluem consideravelmente, além disso não seria possível tal evolução, se não houvesse evolução também nos sistemas de freios (Infantini, 2008).

Os sistemas de freio de serviço "devem possibilitar a diminuição progressiva da velocidade do veículo e fazê-lo parar de forma segura, rápida e eficaz, qualquer que seja a velocidade e carga, em pista ascendente ou descendente. Para frenagem, a norma ABNT NBR 10966-2 recomenda que a distância de parada deve ser calculada levando em consideração uma desaceleração média de 5, 8m/s². Essa distância sofre pequenas variações em função do tempo de reação do sistema. (ABNT NBR 10966-2).

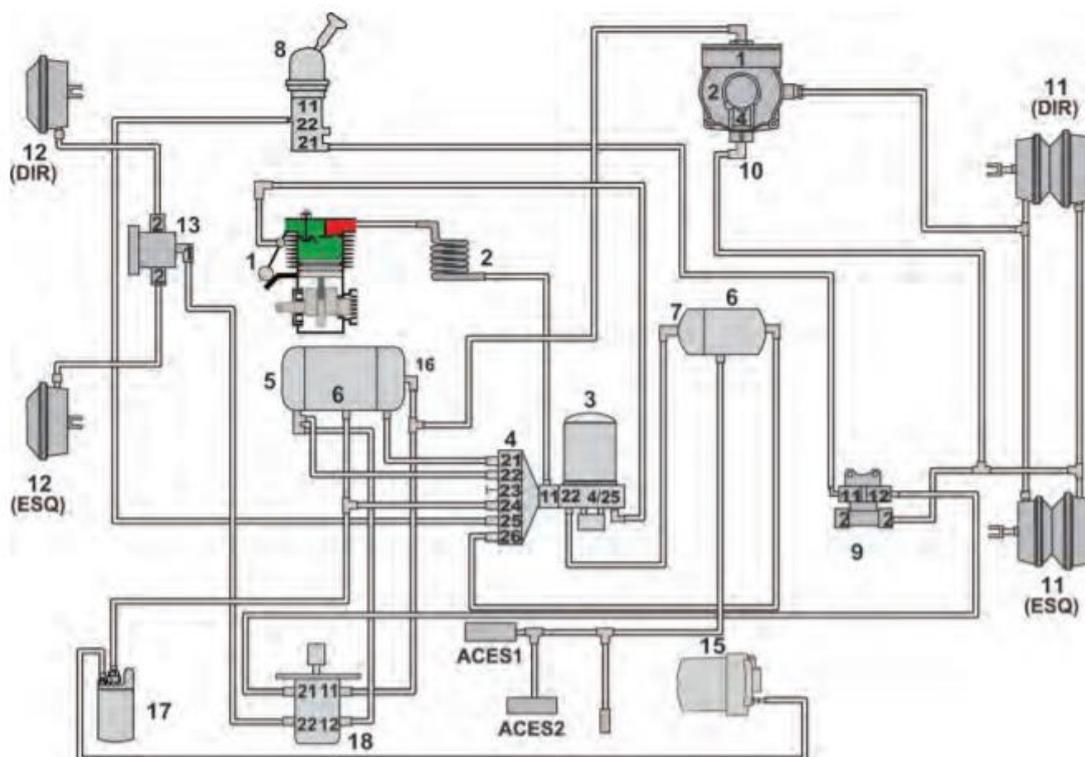
2.1.1 Componentes do Sistema de Freio

Sistemas de feio são basicamente uma das partes mais importantes e críticas de um veículo, influenciando diretamente na segurança e no desempenho dele, além de ser responsável pela redução da velocidade ou parar totalmente seu movimento (Seimetz et al, 2014).

Diante desta afirmação, quanto a sua importância, focando na área de segurança, são necessários órgãos regulamentadores para que os sistemas de freios cumpram requisitos legais que regulamentam o seu funcionamento e seu desempenho (Kawaguchi, 2005).

O sistema de freio pneumático possui um circuito, no qual se destaca por conta com uma série de componentes, a Figura 1 apresenta os componentes de um Circuito pneumático de freios de um caminhão da Ford.

Figura 1: Circuito pneumático de freios do caminhão modelo 816. Fonte: (Ford ,2014 p.12).



- | | |
|--|--|
| 1 - Compressor | 11 - Câmara do freio traseiro |
| 2 - Trocador de calor | 12 - Câmara do freio dianteiro |
| 3 - APU (filtro secador) | 13 - Válvula de descarga rápida |
| 4 - APU (válvula de 4 vias) | 14 - Filtro do sistema de pós-tratamento |
| 5 - Reservatório secundário | 15 - Unidade dosadora |
| 6 - Reservatório de acessórios | 16 - Reservatório primário |
| 7 - Reservatório regenerativo | 17 - Filtro do sistema de pós-tratamento |
| 8 - Válvula moduladora dos freios de estacionamento e emergência | 18 - Pedal do freio |
| 9 - Válvula de duas vias com descarga rápida | |
| 10 - Válvula sensível à carga LSV | |

2.1.2 Exemplos de Componentes de um Sistema de Freio Pneumático

As funções básicas dos componentes a seguir foram retirados de uma apostila intitulada “Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1”, documento este de livre acesso ao público.

1. Compressor

Como o próprio nome diz, é responsável por admitir o ar, comprimi-lo e carregar o sistema pneumático do veículo (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

2. Conjunto APU

Componente normalmente incorporado ao regulador de pressão, com a função de reter impurezas do ar comprimido, na entrada, parte da umidade é desviada para o dreno e, partículas menores são retidas por um granulado a base de sílica existente no elemento filtrante descartável (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

O conjunto APU, Figura 2, é formado por uma série de componentes, como o regulador de pressão, duas válvulas solenoides, um secador, uma válvula de proteção de 4 circuitos, uma tomada de teste e uma válvula de segurança (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

Figura 2: Conjunto APU da Marca Knorr, (Manual Mercedes-Benz, 2016 p.34)



O funcionamento dos componentes do conjunto APU, trabalha basicamente com a função de remover a umidade no circuito de freio (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

O Conjunto APU possui diferentes maneiras de trabalhar, como o Secador de Ar, a Unidade de Processamento de Ar e o Secador de Ar Duplo:

- Secadora de Ar

O secador de ar, presente na Figura 2 trabalha com uma função básica de absorver e retirar água condensada do circuito de freio, e seu funcionamento trabalha com duas etapas, a de secagem do ar comprimido, onde toda umidade existente no circuito é absorvida, e a etapa de regeneração de filtro, trabalhando descarregando o ar para atmosfera (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

- Unidade de processamento de ar

Ainda na Figura 2, com relação a Unidade de Processamento de Ar, possui funções como a remoção da água condensada no circuito de freio, controle automático da pressão do sistema de freio, limita a pressão para os circuitos de freio motor, estacionamento, reboque e acessório de 10 bar para 8,5 bar e garante uma pressão pré-estabelecida o circuito de freio em caso de defeito em um ou mais circuitos (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

- Secadora de ar duplo

Outra possibilidade de trabalho com um conjunto APU, é por meio do secador duplo presente na Figura 2, onde possui as mesmas funções dos anteriores, trabalho com o dobro de efetividade (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

3. Válvula 4 vias

Neste tipo de válvula existem pórticos de conexão enumerador, o número inicial identifica se pórtico é de entrada ou saída. Sua função é distribuir ar para quatro circuitos diferentes, além disso, em caso de vazamento, sua construção permite que ela perceba a queda de pressão e isole esse circuito, mantendo a pressão de trabalho nos remanescentes, assim, não permite que o ar do sistema vazze totalmente, ou seja, não impossibilita a locomoção do caminhão (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

4. Reservatório

O reservatório possui a função de acumular o ar pressurizado para o envio às válvulas de controle. Este componente conta com drenos, por onde periodicamente, o condutor deve drenar água do sistema, além disso, o dreno pode trabalhar de maneira automática sem a necessidade de intervenção humana. E no caso do manual, exige que o volume de condensado seja monitorado de maneira constante, de maneira que não ultrapasse o nível máximo, e por conta de se tratar de um equipamento manual, ele necessita de intervenção do operador para realização da drenagem (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

5. Válvula Moduladora dos Freios de Estacionamento de Emergência

Tem como função principal liberar ou bloquear parcialmente ou totalmente as rodas quando necessário (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

6. Câmara de Freio Traseiro

Esta câmara conta com dois sistemas de frenagem, o de serviço e de emergência, o primeiro responsável pela frenagem cotidiana do veículo, e o segundo para frenagem de estacionamento e que, em caso de falhas, funciona como emergência (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

7. Câmara de Freio Dianteiro

Também chamado de acumulador simples, possui um diafragma interno, responsável por converter a energia gerada pela pressão do ar, em movimento mecânico para frenagem (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

8. Válvula de Descarga Rápida

Componente permite que a pressão de ar excedente seja enviada para a atmosfera, constituída por duas entradas e uma saída para a atmosfera, quando a pressão está dentro do padrão, a válvula empurra o diafragma contra a mola, realizando a vedação da saída. Após pisar

no freio, a pressão de retorno do ar que estava nos acumuladores traseiros tende a retornar, empurrando o diafragma no mesmo sentido da mola, abrindo a saída para a atmosfera e liberando este ar e, como resultado, a pressão dos acumuladores cai e a do sistema se torna superior, vedando novamente a saída da válvula (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

9. Pedal do Freio

Corresponde ao sistema de alavanca que inicia o processo de frenagem, serve de mecanismo de acionamento do sistema e possui a função de multiplicar as forças aplicadas pelo motorista (Sistema de Freio Pneumático do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1).

2.2 TIPOS DE SISTEMAS DE FREIO

2.2.1 Freio a Disco

Quando comparado com freio a tambor, o freio a disco apresenta maior desempenho de frenagem, diminuindo a distância percorrida após seu acionamento, por conta de possuir um torque maior, e também possui outras vantagens técnicas pois a presilha é autoajustável, por conta do sistema hidráulico que possibilita acomodação por flutuação, dissipa calor com maior facilidade minimizando o efeito do fade (perda de eficiência do material de atrito pelo aumento da temperatura), e também não acumula sujeira e possui fácil acesso para manutenção (SARBINO, 2005).

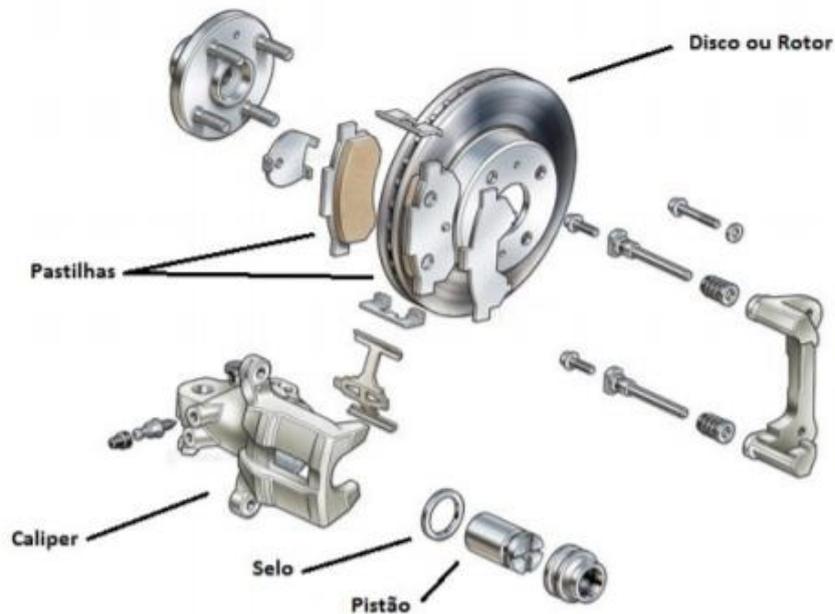
Os freios a disco, fazem uso de pastilhas pressurizadas axialmente contra o disco do rotor e, por conta de tais vantagens quando comparado ao freio a tambor, fizeram que seu uso fosse difundido sobre carros de passeio e caminhões leves nos eixos frontais, e em caminhões pesados em médios em todos os eixos (Abreu, 2013).

Quanto ao seu funcionamento, os freios a disco são geralmente acionados pela força aplicada a partir dos pedais do automóvel, que é transferida e ampliada por meio do servo-vácuo.

Componente no qual atua no cilindro mestre, fazendo transmissão de energia através do fluido hidráulico, com o objetivo de realizar o acionamento das pinças de freio, que posteriormente forçarão as pastilhas contra o disco de freio, ocasionando um torque contrário ao movimento. Contudo, neste processo há variáveis que podem ser encontradas nas pinças, pastilhas e discos. (Abreu, 2013)

De maneira resumida, quanto ao seu funcionamento, o sistema de freio é acionado, a força exercida pelo fluido de freio, ativa os pistões localizados no caliper, também conhecido como pinça de freio, na qual pressionam as pastilhas, responsáveis pela fricção contra o disco, diante da Figura 3, é possível observar como são alocados cada componente de um freio a disco. (F. Silva, 2016)

Figura 3: Vista explodida freio a disco. Fonte: (F.SILVA, 2016 p. 18)



2.2.2 Freio a Tambor

O freio a tambor é um sistema antigo, no entanto muito durável e funcional, qualidades que ainda o seguram no mercado. Isto resulta em uma grande parte da frota dos carros fabricados no Brasil equipados com o conjunto (Rodrigues, 2017).

Todo o sistema básico de um freio a tambor constitui-se por duas sapatas, um cilindro de freio, tambor, espelho, molas, um regulador e o sistema de freio de emergência, este último conhecido como freio de mão, com a função também de freio de estacionamento. Na Figura 4 pode ser visto sistema de freio a tambor com todos esses componentes montados e fixado (Rodrigues, 2017).

Figura 4: Vista explodida do freio a tambor. (RODRIGUES, 2017)



De acordo com Gillespie, Bosch e Limpert, citados por Muller “historicamente, os freios a tambor vêm sendo usados no eixo traseiro de veículos de passeio, devido ao elevado fator de freio (C°) – que pode ser entendido como o fator de multiplicação entre a força de acionamento e a força de frenagem resultante – pois minimiza o esforço de atuação requerido, a fácil incorporação com as funções de freio de estacionamento e ao menor custo, quando comparados aos freios a disco”(Muller, 2009).

Muller também cita Duffy, onde diz que “por outro lado, os freios a tambor apresentam uma não linearidade entre o torque de freio e o coeficiente de atrito, onde pequenas variações no fator de atrito causam grandes variações no torque, além da menor faixa na temperatura de trabalho, sendo por este motivo mais suscetível ao fading e pretérito em relação ao freio a disco no eixo dianteiro, que possui maior responsabilidade na carga de frenagem de um veículo de passeio, tipicamente entre 60% e 70%, porém em alguns casos chega-se até 85%”. O Efeito fading consiste na redução da eficiência de frenagem causada pelo aquecimento dos componentes móveis dos sistemas de freio (Muller, 2009).

2.3 CAD

O CAD é um sistema computacional que transportou para o computador o desenvolvimento dos desenhos técnicos, sendo muito utilizado nas áreas de engenharia e arquitetura e revolucionando o mercado nos últimos anos. (Andrade e Col, 2012).

Na década de 1970 o universo dos projetos arquitetônicos e de engenharia foi surpreendido com o lançamento de uma tecnologia que mudaria por completo os rumos dessas áreas, o Computer Aided Design (CAD), ou desenho auxiliado por computador. Antes inteiramente manual, agora projetos passaram a ser desenvolvidos no computador, garantindo melhor qualidade e eficiência, permitindo assim um enorme avanço (Andrade e Col, 2012).

O mais inovador da época foi o software AutoCAD, sendo o grande representante desta tecnologia, tratando-se de um software de modelagem que primeiramente surgiu apenas em 2D e posteriormente passou a modelar também em 3D, atingindo então grande visibilidade no mercado. O fato de apresentar vantagens em relação aos projetos feitos manualmente contribuiu para esta visibilidade, entre elas: melhor apresentação e documentação do projeto como produto, incluindo a diminuição de tempo do projeto, melhor gerenciamento e por consequência o aumento da produtividade, que foi a peça-chave. Com isso, tornou-se indispensável a utilização da ferramenta nessa área (Andrade e Col, 2012).

Tratando-se de um software de CAD 3-D desenvolvido pela empresa Dassault, o CATIA futuramente também se tornou um dos principais softwares utilizados na engenharia, principalmente nas empresas do ramo automobilístico. É possível que o projetista analise o modelo construído através do CATIA e o simular com ferramentas adequadas de análise de tensões, considerando-se então um software de CAE (Computed-Aided Engineering) (Amaral e Pina Filho, 2010).

2.4 CAE

As ferramentas CAE (computer aided engineering – engenharia auxiliada por computação) proporcionam a possibilidade de realizar experimentos através de métodos computacionais a uma equipe focada em projetos. Com estes experimentos, são possíveis simular situações em condições “reais”, no qual seus resultados se propõem em gastos associados a alterações no molde, o custo de operação, e em sua manufatura (Kiam e Col. 2007).

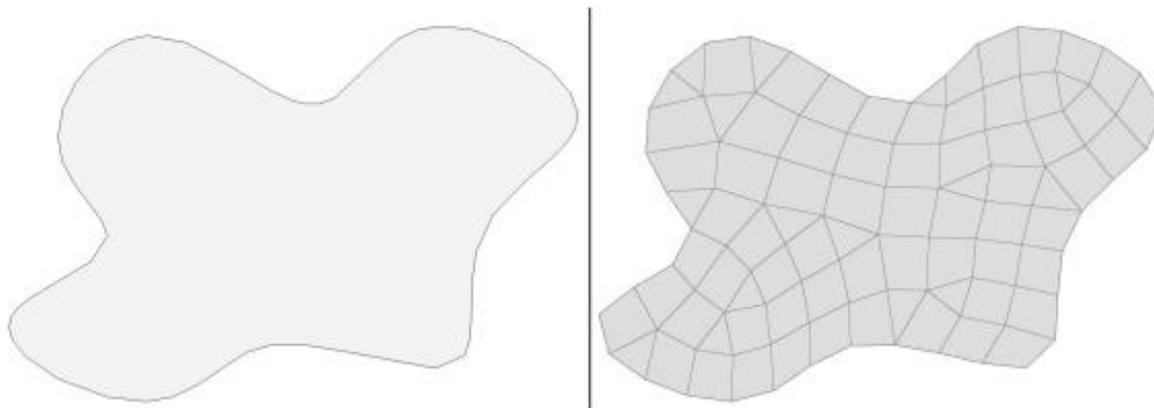
Com este método, existe a possibilidade de testar novos “designs” e conceitos de molde que serão feitos através de método numérico, isso irá minimizar os problemas antes do “nascimento” do produto, o que possibilita um estudo do processo e qualidade da peça a custo relativamente baixo (Kiam e Col. 2007).

Simular o desempenho de projetos e ajudar na resolução de problemas de engenharia através do uso de software computacional é a função designada para a engenharia auxiliada por computador (CAE), já que a engenharia trabalha com muitos projetos complexos e que possuem diferentes problemas, sendo que grande parte destes são quase impossíveis para avaliar analiticamente. Um dos softwares CAE mais requisitados na indústria é o HyperWorks, que utiliza pacotes de otimização e do método dos elementos finitos, gerando assim soluções voltadas para a análise estrutural (Carvalho, 2016).

2.4.1 Elementos Finitos (MEF)

Para se realizar o método de elementos finitos, um domínio qualquer é dividido em uma quantidade finita de domínios menores que são chamados de elementos, onde este domínio poderá ser simples ou complexo. Aproximando-se do domínio real, haverá próprias equações do problema em cada um destes que fazem contato com os elementos vizinhos. É necessário que a sua malha seja gerada de modo que coincida com os elementos vizinhos, tornando-se um problema contínuo, conforme a Figura5 (Carvalho, 2016).

Figura 5: Domínio real (esquerda) e subdivisão do domínio em elementos menores (direita). (Carvalho, 2016)



2.4.2 Dinâmica Computacional de Fluidos (CFD)

A Fluido Dinâmica Computacional (CFD) é uma poderosa ferramenta que pode ser empregada em uma gama de aplicações industriais e não industriais, sendo uma técnica para análise de sistemas que envolvem escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados às reações químicas. Para esta análise, se utiliza simulações computacionais, fazendo com que a sua difusão esteja diretamente relacionada ao avanço tecnológico da computação, tanto em níveis de software, quanto de hardware (Moreira, 2002).

O CFD possui diversas vantagens quanto à obtenção de dados através de técnicas experimentais como: redução de tempo e custo de novos projetos; apresentação de níveis ilimitados de detalhes nos resultados obtidos; facilidade de estudar sistemas que estejam sob condições perigosas; além de habilidade para estudar sistemas onde experimentos controlados são difíceis ou impossíveis de se representar (Moreira, 2002).

2.4.3 Sistema Multicorpos (MBS)

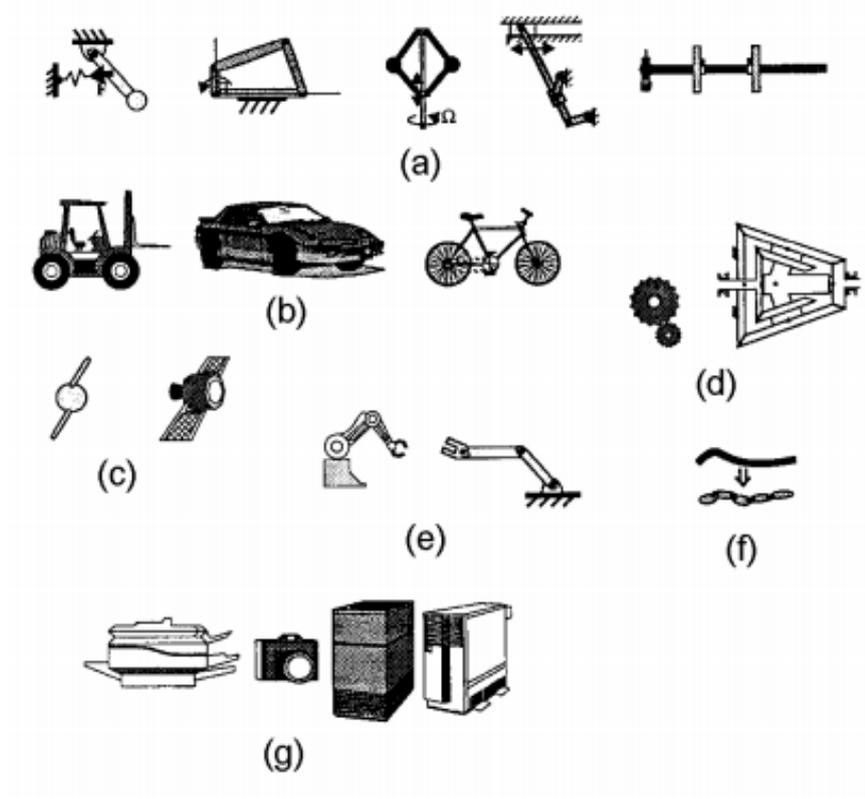
Para trazer uma boa definição sobre o que é o MBS, pode-se dizer que é um sistema mecânico possuindo muitos graus de liberdade, onde seu movimento é governado por equações que se denominam equações dinâmicas de movimento, compreendendo um conjunto de equações diferenciais, aliados a algumas equações algébricas. As restrições da geometria dos sistemas ou de seus movimentos trata-se das equações algébricas, já as equações diferenciais descrevem o movimento de corpos rígidos, que são expressões de leis físicas, conhecidas como as Leis de Newton (Kondo, 1997).

A dinâmica de sistemas multicorpos teve seu início como uma ferramenta utilizada para análises de sistemas simples, como por exemplo, a topologia em árvore. Porém, graças à um rápido desenvolvimento, é possível em seu estágio atual ser utilizada em sistemas complexos que envolvem elasticidade linear e/ou não linear, como também a estruturas que apresentam topologias arbitrária (Bauchau, 2010)

De acordo com a definição de Larsson (2001), um sistema multicorpos se trata de um sistema onde ele é constituído por corpos sólidos que são conectados uns aos outros por juntas que com isso restringem seus movimentos relativos. Kortüm; Vaculín (2003) ressaltam que se data do início do século passado o surgimento da abordagem de multicorpos para a resolução de problemas dinâmicos. No entanto, as equações resultantes da teoria aplicada não podiam ser exploradas profundamente, já que não havia a existência de recursos computacionais na época. Devido a este fator, a abordagem por multicorpos ficou subutilizada por quase meio século e foi a partir do momento em que a humanidade iniciou suas tentativas de exploração espacial que se abordou novamente. Simultaneamente, houve grandes esforços para disponibilizar computadores digitais de alta capacidade de processamento.

As técnicas de modelamento MBS podem ser utilizadas em qualquer sistema mecânico que possa ser modelado como um conjunto de corpos rígidos interconectados por juntas, influenciados por forças, dirigidos por movimentos determinados e limitados por restrições. Há alguns exemplos de sistemas mecânicos estudados através desta técnica e que mostram isso; naves espaciais articuladas, veículos terrestres, mecanismos e máquinas, manipuladores, dispositivos eletromecânicos de alta velocidade etc., como pode ser observado na Figura 6 (Kondo, 1997).

Figura 6: Exemplos de sistemas mecânicos que podem ser modelados através das técnicas MBS: (a) mecanismos e máquinas; (b) veículos terrestres; (c) veículos espaciais articulados; (d) engrenagens; (e) manipuladores; (f) cabos; (g) Dispositivos eletromecânicos. (Kondo, 1997)



2.5 INTRODUÇÃO AO MÉTODOS DE ELEMENTOS FINITOS

Em estudo do comportamento de sistemas físicos são utilizados modelos em escalas reduzidas e/ou modelos matemáticos. O enriquecimento da ciência e o contraste perante os modelos tem introduzindo motivação altíssima para desenvolvimento de modelos matemáticos, permitindo modelagens realistas, confiáveis e de aplicações práticas na engenharia, depreciando o custo que era investido em modelos físicos. Ainda que o modelo matemático assegure aproximações visto ao sistema físico original, seu resultado é considerado exato (Humberto, 2003).

Trivialmente a análise dos modelos matemáticos exige o uso de métodos numéricos variados, dentre se inclui o método de elementos finitos (MEF), que tem como definição ser uma ferramenta numérica com intuito de obter a aproximação de um caso e consiste na discretização de um meio contínuo, desagrupando-se em elementos. Tais elementos são explicados perante equações diferenciais e solucionados através de modelos matemáticos, permitindo que sejam obtidos os resultados buscados (Humberto, 2003).

Meio contínuo de caráter estrutural, como sistemas físicos, tem complexibilidade ou ser analisado de forma exata. Partindo desse ponto, são adotadas hipóteses simplificadoras nos chamados modelo matemático aproximativo (Humberto, 2003).

Historicamente a utilização de discretização de um sistema contínuo foi inserido inicialmente para aplicações em cálculos estruturais, visando que o desenvolvimento do método era voltado para esta área da engenharia. O método fundamenta da deformação estrutural utilizando o deslocamento nodal, que basicamente conceituasse da fragmentação das estruturas em pequenos nós. Partindo destas afirmações, a determinação de esforços internos, tensões e mensurar a resistência estrutural é obtida facilmente. Associado inicialmente a aplicações estruturais, o avanço das tecnologias permitiu que as técnicas de discretização de sistemas contínuos, presente no MEF, aparecem sendo aplicadas em outras áreas da engenharia, visto que seus resultados são comprovados e aprovados, firmando-se como poderosa ferramenta em inúmeras áreas de estudo (Avelino, 2013).

O avanço tecnológico favoreceu também o uso de modernos sistemas computacionais, facilitando o uso e oferecendo aos usuários uma facilidade de modelagem, possibilitando a escolha de um pequeno número de tipos de elementos e da avaliação da conformidade de seus resultados. Embora existam um grande leque de opções sobre sistemas computacionais, foi escolhido o software HyperMesh, da empresa Altair Engineering.

HyperMesh é um pré-processador de elementos finitos multidisciplinar líder de mercado que gerencia a geração dos maiores e mais complexos modelos, começando com a importação de uma geometria CAD para exportar arquivos de solver prontos para execução. Ao longo dos últimos 20 anos, a HyperMesh evoluiu para o principal pré-processador líder em modelagem de conceito e alta fidelidade. Os recursos avançados de geometria e malha fornecem um ambiente para geração rápida de modelos. A capacidade de gerar malha de alta qualidade rapidamente é uma das principais competências do HyperMesh. As tendências da indústria mostram uma migração para o design de subsistemas modulares e exploração contínua de novos materiais; o HyperMesh possui ferramentas avançadas de montagem de modelos capazes de suportar a geração e montagem de subsistemas complexos, além disso, a modelagem de compostos laminados é suportada por ferramentas avançadas de criação, edição e visualização (Altair, 2021).

2.5.1 Principais Etapas do Método de Elementos Finitos

O processo de execução do Método de Elementos Finitos baseia-se na implementação de etapas sucessivas, que sempre possui forma estruturada. Destaca-se as seguintes etapas:

2.5.1.1 Discretização do domínio

A etapa de discretização do domínio caracteriza-se pela divisão do mesmo em elementos, onde o tipo e o número de elementos a serem utilizados devem ser escolhidos de maneira a simular adequadamente a geometria do problema, caracterizando de forma cabível as variações da solução ao longo do tempo. Observa-se que problemas unidimensionais são aqueles definidos em domínios representados por apenas uma coordenada espacial (linhas), ao passo que problemas bidimensionais e tridimensionais são aqueles definidos em domínios representados por duas coordenadas espaciais (superfícies) e três coordenadas espaciais (volumes), respectivamente (Avelino, 2013).

2.5.1.2 Funções de interpolação

Etapa onde são escolhidas as funções de interpolação, responsáveis por representar as variáveis de campo no interior de cada elemento. Com frequência, porém sem generalizar, funções polinomiais são escolhidas como funções de interpolação, devido à sua facilidade que

oferecem para derivação e integração. Atendendo a certos requisitos de continuidade das variáveis de campo a serem satisfatório nos nós e nas fronteiras, os graus dos polinômios utilizados estão relacionados aos números de incógnitas nodais de cada elemento (Avelino, 2013).

2.5.1.3 Matrizes elementares

Uma vez escolhidos o tipo e número de elementos e as funções de interpolação, deve-se estabelecer as relações matriciais expressando o comportamento (relações de causa-efeito), em termos de propriedades físicas e geométricas, para cada elemento, individualmente. Em outras palavras, procede-se à formulação em nível elementar (Avelino, 2013).

2.5.1.4 Obtenção das matrizes globais

Para caracterizar o comportamento do sistema completo, resultante da associação dos vários elementos, devem-se agrupar as matrizes de cada um dos elementos de uma forma adequada. Em outras palavras, devem-se combinar as equações matriciais expressando o comportamento dos elementos individuais para formar as equações matriciais que descrevem o comportamento do sistema em todo o domínio. Este processo é conhecido como montagem das matrizes globais. No processo de montagem, impõe-se a condição que em cada nó onde vários elementos estão interconectados, os valores das variáveis de campo são os mesmos para cada elemento compartilhando aquele nó. No final deste processo, as equações matriciais globais devem ser modificadas para satisfazer as condições de contorno do problema. A ordem das matrizes globais coincide com o número total de incógnitas nodais. Este número é chamado número de graus de liberdade do modelo (Avelino, 2013).

2.5.1.5 Imposição dos carregamentos externos e condições de contorno

As equações matriciais globais devem ser modificadas para satisfazer as condições de contorno do problema, que expressam o fato que alguns valores das incógnitas nodais são 31 prescritos. Assim, por exemplo, em problemas de transferência de calor, os valores da temperatura em alguns pontos do contorno podem ser previamente conhecidos. Da mesma forma, deve-se alterar as equações globais para leva em conta que, em alguns nós, cargas

externas conhecidas são aplicadas. Ao final deste processo, o número total de incógnitas nodais remanescentes define o chamado número de graus de liberdade do modelo (Avelino, 2013).

2.5.1.6 Determinação do sistema de equações

Ao final do processo de montagem das matrizes globais, o modelo matemático do problema estará representado por um conjunto de equações, que podem ser lineares ou não lineares, algébricas ou diferenciais, dependendo da natureza do problema focado. Estas equações devem então ser resolvidas numericamente para a determinação dos valores das variáveis de campo nos pontos nodais. Neste processo de resolução, procedimentos numéricos apropriados, implementados sob a forma de rotinas computacionais, devem ser utilizados (Avelino, 2013).

2.5.1.7 Cálculos complementares

Em várias situações, cálculos complementares devem ser realizados para a determinação de grandezas dependentes das variáveis de campo, determinadas na etapa precedente. Assim, por exemplo, nos problemas de Mecânica dos Sólidos, uma vez determinados os deslocamentos, cálculos adicionais são necessários para a determinação das deformações e das tensões (Avelino, 2013).

2.5.2 **Análise Dinâmica pelo Método de Elementos Finitos**

Existem diversas condições de aplicações de utilização de uma estrutura, ou dos comportamentos mecânicos em geral, nas quais a hipótese de adotar um modelo simplificado está muito além de representar a realidade do problema de engenharia, resultando em uma simplificação grosseira e os resultados, inadequados. É o caso de estruturas que estão sujeitas a carregamentos que variem rapidamente no tempo, chamados de carregamentos dinâmicos. Esses carregamentos tiram a estrutura de sua condição de equilíbrio estático, ela se movimenta e seus componentes apresentam variações consideráveis de velocidade, estando sujeitos, portanto, a acelerações (Avelino, 2012).

A maioria dos componentes mecânicos está sujeita a cargas que variam com o tempo e, portanto, têm características dinâmicas. Assim, a análise dos problemas de vibração torna-se importante em qualquer projeto mecânico, tornando-se vital o seu entendimento físico e, conseqüentemente, o seu equacionamento (Avelino, 2012).

2.5.3 Análise Modal

Um sistema com n graus de liberdade pode ser representado pela rigidez e massa associada a cada grau de liberdade. Assim, cada grau de liberdade apresenta um movimento de vibração livre semelhante ao de um sistema massa-mola, de forma que cada grau de liberdade da estrutura durante uma vibração livre executa um movimento harmônico simples. Se a estrutura for discretizada por n graus de liberdade, cada grau de liberdade descreve em cada modo de vibrar um movimento dado por uma função horária do tipo $U(t) = U_0 \cdot \sin(\omega \cdot t)$, sendo ω a frequência natural. A particularidade é que cada grau de liberdade pode ter uma amplitude diferente na sua vibração livre. Assim, representando de forma compacta todos os deslocamentos associados aos n graus de liberdade, bem como as amplitudes associadas aos movimentos, tem-se a Equação 1:

Equação 1

$$\{U(t)\} = \{U_0\} \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

Sendo $\{U(t)\}$ a matriz-coluna que contém todos os componentes de deslocamentos associados aos n graus de liberdade da estrutura em um instante t e $\{U_0\}$ é a matriz-coluna que contém todos os deslocamentos máximos associados aos n graus de liberdade (Avelino, 2012).

Substituindo a Equação 1 e a sua segunda derivada, na equação diferencial representativa das vibrações livres de um sistema massa-mola na forma matricial, $[M] \cdot \{UU\} + [K] \cdot \{U\} = 0$, onde $[M]$ e $[K]$ representam a matriz de massa e de rigidez, respectivamente, tem-se a Equação 2:

Equação 2

$$\{U(t)\} = \{U_0\} \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

que representa a equação de equilíbrio dinâmica do sistema vibrando harmonicamente, a partir dela serão obtidos os modos e as suas respectivas frequências naturais, $\{U_0\}$ e ω , respectivamente (Avelino, 2012).

A solução não trivial da Equação 2 ocorre quando $([K] - \omega^2 \cdot [M]) = \{0\}$, esta relação é garantida quando o seu determinante da matriz for nulo, $\det([K] - \omega^2 \cdot [M]) = 0$. A expressão do determinante dará origem a uma equação algébrica de n éximo grau no parâmetro ω^2 . As n raízes dessa equação ($\omega_1^2, \omega_2^2, \omega_3^2, \dots, \omega_n^2$) representam os quadrados das frequências dos n modos de vibração naturais que são possíveis no sistema (Avelino, 2012).

É comum representar $\lambda = \omega^2$, desta forma a equação de frequência (Equação 3) ficará:

Equação 3

$$\det([K] - \lambda \cdot [M]) = 0$$

Os autovalores (λ) são as raízes do polinômio do polinômio da Equação 3, que é chamado de polinômio característico do sistema (Avelino, 2012).

A cada autovalor (λ_i) corresponde um modo de vibrar da estrutura, está associado a um perfil correspondente a esse modo. O perfil do modo correspondente pode ser representado por uma matriz-coluna com os deslocamentos que definem este perfil. Essa matriz-coluna define, portanto, uma característica própria da estrutura nesse modo, chamados de autovetores (ϕ_i), conforme Equação 4 (Avelino, 2012).

Equação 4

$$\det([K] - \lambda \cdot [M]) = 0$$

2.6 OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL

Os projetos de engenharia, até meados do século XX, eram idealizados como um tipo de “arte” no qual exigiam grande capacidade e experiência do projetista para a solução de um problema. Atualmente, a forte competição tecnológica vem requerendo a redução do tempo de projeto, produtos com cada vez mais funcionalidade, qualidade, entre outros requisitos. Sendo assim, o sucesso de um projeto depende muito da validade e da adequação dos modelos utilizados para prever e analisar seu comportamento antes da manufatura do produto. A criação de um modelo útil para projetos é provavelmente a parte mais difícil e desafiadora de todo o processo (Cheng, 1992).

A otimização estrutural é uma ferramenta de projeto que permite não apenas diminuir custos de fabricação, mas também diminuir custos de operação, ao melhorar a performance dos componentes e sistemas criados. Em geral é uma ferramenta bastante flexível, pois é possível melhorar o projeto em vários sentidos, dependendo do que se escolhe como objetivo, restrições, variáveis de projeto, entre outros (Karilany 2006).

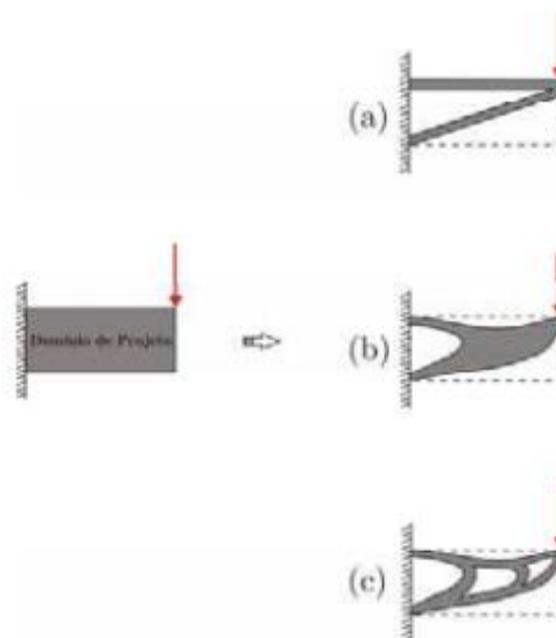
O objetivo da otimização estrutural consiste na busca dos melhores valores de certas variáveis que levem a projetos ótimos, ao mesmo tempo que todas as restrições impostas sejam satisfeitas (Cheng, 1992).

A determinação desses projetos ótimos é feita de acordo com os mais diversos critérios, utilizando leis matemáticas e mecânicas originando estruturas completas ou elementos estruturais. Dessa forma, a otimização estrutural torna-se uma ferramenta poderosa durante a fase de projeto de um produto (Karilany 2006).

Problemas de otimização estrutural podem ser classificados de acordo com as seguintes categorias tradicionais, baseado nas variáveis de projeto, e que diferem em grau de complexidade: otimização dimensional, otimização de forma e otimização topológica, a Figura 7. Nos problemas de otimização dimensional, Figura 7 (a), a forma da estrutura não muda, e as variáveis de projeto são propriedades da rigidez do elemento, como a área da seção transversal de barras, espessura de placas, momento de inércia ou propriedades do material. Não há modificação na topologia da estrutura ou sua forma. Nos problemas de otimização de forma, Figura 7 (b), a forma do contorno dos segmentos e a posição de furos é modificada. Este tipo de otimização exige maior sofisticação na implementação numérica do que a otimização dimensional, pois requer técnicas sofisticadas para geração de malha automatizada e derivadas

bastante precisas para a determinação da sensibilidade. A otimização topológica, Figura 7 (c), introduz uma estrutura base de elementos estruturais possíveis e escolhe a melhor distribuição possível dentro desse universo (Karilany 2006).

Figura 7: Formas clássicas de otimização estrutural (Karilany 2006)



2.6.1 Métodos de Otimização Topológica

Os métodos de otimização topológica buscam a solução ótima através da variação do domínio, isto é, topologia da estrutura e no que diz respeito a estruturas contínuas, são divididos em duas grandes classes de abordagens, a abordagem micro, ou baseado no material, e abordagem macro, ou baseada na geometria (Stump, 2006).

A abordagem micro, a primeira desenvolvida, é baseada na existência de uma micro estrutura porosa, que define as relações constitutivas do material em função da sua geometria e da densidade volumétrica de uma célula unitária representativa do material que por sua vez é representada por variáveis contínuas, sucessivamente distribuídas, no espaço do domínio fixo estendido, que consiste numa região do espaço onde pode existir a estrutura, um dado carregamento, uma dada fixação e certa quantidade de material (Stump, 2006).

O domínio fixo estendido é discretizado por uma malha de elementos finitos que não se altera ao longo do processo de otimização e permite calcular as respostas mecânicas. A

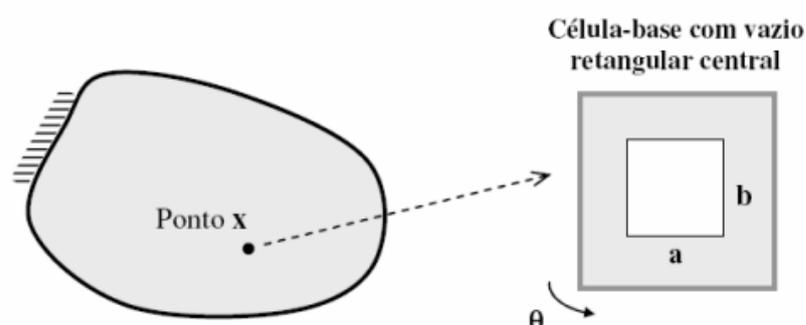
otimização consiste em determinar quais pontos da estrutura devem possuir ou não material; deste modo, a distribuição das densidades é parametrizada de modo que cada ponto do domínio fixo estendido possa variar entre (0) e (1), respectivamente, para ausência de material e presença de material. Os algoritmos baseados nesta técnica buscam a melhor forma de distribuir o material minimizando ou maximizando a função custo (Stump, 2006).

Na abordagem macro (geométrica), a topologia da estrutura é modificada através da inserção de vazios no domínio. Como exemplo deste grupo de otimização pode-se citar o ESO (Evolutionary Structural Optimization) que é baseado no cálculo da função objetivo quando um elemento é removido da malha de elementos finitos e TSA (Topological Sensitivity Analysis) que é baseado em uma função escalar, denominada Derivada Topológica, que fornece para cada ponto do domínio de definição do problema a sensibilidade da função custo quando um pequeno furo é criado (Labanowski, 2004).

2.6.1.1 Método de Otimização Topológica SIMP (Simple Isotropic Material With Penalization)

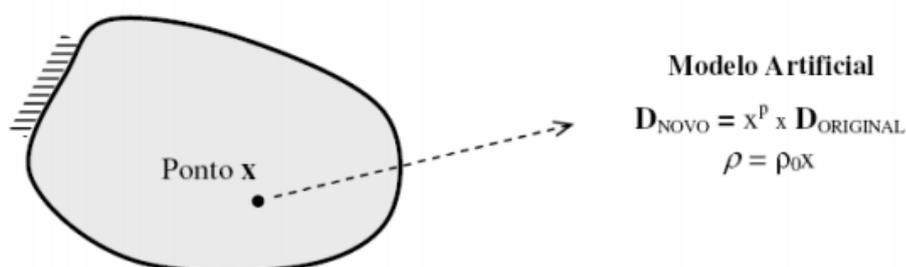
Neste contexto, a existência ou não de material é tratada através do uso de um modelo de material fictício, podendo adotar comportamento intermediário entre sólido e vazio. Esta ideia foi inicialmente, proposta por Bendsøe e Kikuchi (1988) baseada no conceito de microestruturas e de homogeneização, conforme as Figuras 8 e 9.

Figura 8: Modelo com microestrutura periódica de vazios. (Porto 2006)



Uma vez utilizado o modelo de material com vazios retangulares, as variáveis de projeto do problema de otimização passam a ser dimensões geométricas do vazio central, assim com a orientação da célula-base, no meio heterogêneo.

Figura 9: Modelo de material com microestrutura artificial. (Porto 2006)



O método SIMP, basicamente, diz que a microestrutura é desconhecida, mas sua rigidez é conhecida (Pereira, 2001). O método da homogeneização conduz a um problema de otimização muito caro computacionalmente, pois, dependendo da geometria da célula unitária, muitos parâmetros devem ser otimizados. Por essa consequência, vários autores têm utilizado microestruturas artificiais, nas quais a única variável de projeto é a densidade do material. O uso de microestruturas artificiais, além de garantir a existência da mistura entre os dois materiais isotrópicos de base, conduz naturalmente, a projetos mais simples, principalmente se forem utilizados em conjunto com alguma técnica de filtragem. (Sant’Anna, 2002).

2.6.1.2 Método de Otimização Topológica ESO (Evolutionary Structural Optimization)

Em função do grande número de operações envolvidas nos algoritmos baseados em programação matemática, técnicas alternativas surgiram no passar dos tempos. Xie e Steven (1993) desenvolveram uma maneira bem simples de impor modificações na topologia da estrutura, feita mediante heurística de remoção gradual de elementos finitos da malha, correspondentes a regiões que não contribuem efetivamente, para a boa performance da estrutura. O critério escolhido para a Otimização Evolucionária Estrutural neste trabalho é a diminuição da massa em um critério de tensão máxima da estrutura.

O método de otimização de forma e topologia baseado no conceito de remoção do material “ineficiente”, sendo que o material não removido tende a se comportar como uma estrutura mais bem adaptada as suas funções. É um processo heurístico que para remover os elementos de forma gradual e iterativa, necessita da criação de um critério de rejeição. (Xie e Steven, 1997).

Conhecido como “hard-kill”, o método possui um procedimento que pode ser interpretado conforme a Matriz 1:

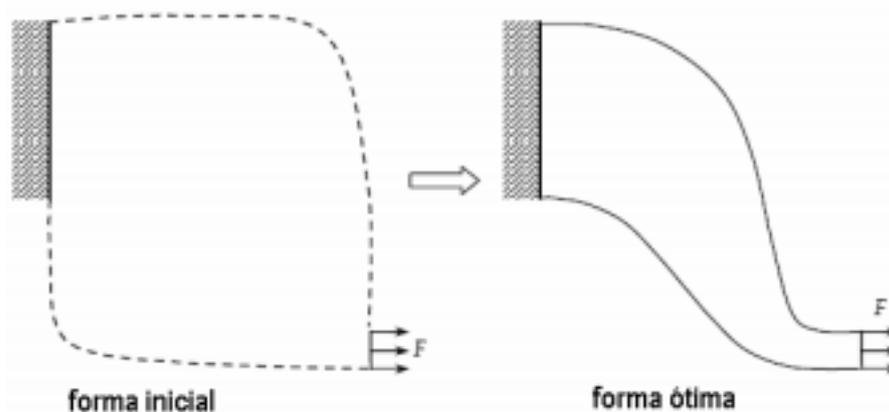
Matriz 1

$$D(j) = \begin{cases} D_0 & \text{se } j \in \Gamma \\ 0 & \text{se } j \in \bar{\Gamma} \end{cases}$$

Onde $D(j)$ é a matriz constitutiva do ponto $j \in \Omega$, D_0 é a matriz constitutiva inicial do projeto, $\Omega = \Gamma + \bar{\Gamma}$ é o domínio da estrutura e Γ é o conjunto dos elementos que não serão removidos da estrutura (sólido) e $\bar{\Gamma}$ é o conjunto dos elementos que serão removidos da estrutura (vazio).

A Otimização de Forma (“Shape Optimization”) pode ser entendida como uma classe restrita da otimização topológica. Usada para determinar os limites de uma estrutura para a topologia física dada, com o objetivo de modificar os contornos de uma estrutura para alcançar economia de peso e melhoria no desempenho estrutural. A Figura 10 mostra um problema típico de otimização de forma.

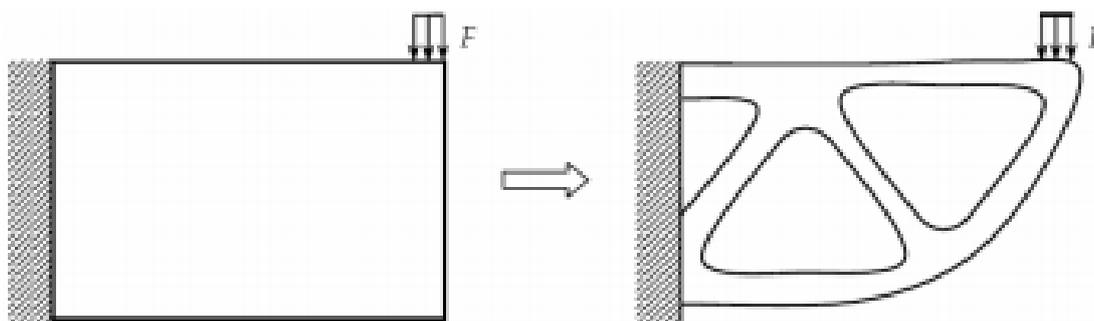
Figura 10: Ilustração de Otimização de Forma (Sonmez, 2008)



Já a otimização Topológica (“Topology Optimization”) pode ser explicada como o processo de definição da relação da topologia em uma estrutura. O resultado otimizado da estrutura pode ser amplamente diferente do projeto inicial, portanto, independente do mesmo.

A implicação é que não existe qualquer restrição sobre a forma definitiva da estrutura em relação à forma inicial a não ser o domínio fixo estendido. A Figura 11 demonstra uma ilustração típica de otimização topológica.

Figura 11: : Ilustração de Otimização Topológica (Sonmez, 2008).



A empresa *Altair Engineering* possui em seu catálogo, diversos softwares para diversas aplicações, dentre eles há a licença *Altair OptiStruct* (Solver implícito para análises estruturais e otimização estrutural), utilizado no presente trabalho, que trabalha com foco em análise estrutural com o objetivo de resolução de problemas lineares e não-lineares sob cargas dinâmicas e estáticas. O mesmo se baseia na tecnologia da dinâmica do finito-elemento e do multi-corpo, possuindo uma análise e algoritmos avançados, auxiliando em projetos inovativos, estruturalmente eficientes e de pouco peso (Aeroexpo, 2021).

Por meio desta efetiva ferramenta, é possível configurar o modelo a ser otimizado, definir as etapas de carregamento, executar análises, realizar o pós-processamento e verificação dos resultados da análise, além de aplicar funcionalmente uma otimização topológica, por meio do método de elementos finitos. Ademais, a licença *Altair OptiStruct* ainda conta com outras características e aplicações como a multifísica, considerado o solver mais avançado para vibrações e acústica, e trabalha com velocidade e escalabilidade, podendo escalar centenas de núcleos utilizando a decomposição de domínio (Altair, 2021).

2.7 FUNDAMENTOS DA VIBRAÇÃO

Presente desde os primeiros tempos da História da Humanidade, instrumentos como apitos e tambores partem do conceito de um problema vibratório para seu funcionamento, possuindo importância elevada entre os povos primitivos, principalmente para meios de comunicações.

Em termos históricos, sua origem encontra-se nos antigos filósofos gregos do primeiro milênio, partindo da iniciativa de Pitágoras de Samos (cerca de 570-497 AC.), a partir da percepção de que havia uma certa harmonia entre os diversos sons produzidos pelos martelos de uma forjaria, estabeleceu um método racional de medir frequência sonoras, podendo ser considerado como o pai da acústica (GVA, 2008).

2.7.1 Frequência Natural

Frequência natural é um fenômeno que ocorre quando um sistema após um distúrbio inicial, é deixado para vibrar por si próprio, a frequência com a qual ele oscila sem a presença de forças externas é conhecida como sua frequência natural. Um sistema vibratório com n graus de liberdade terá, em geral, n frequências naturais distintas (Shigley, 1969).

2.7.2 Vibração

Os termos movimento, oscilação e vibração não são sinônimos. Toda vibração é uma oscilação e toda oscilação é um movimento, mas esta afirmação não pode ser feita no sentido inverso. Assim, uma roda se move, mas não oscila, um pêndulo simples oscila, mas não vibra (Borobia, 2012).

Oscilações como as vibrações prolongam-se no tempo mediante um processo de conversão entre distintos tipos de energia. No pêndulo simples os tipos de energia que atuam são a energia cinética e a energia potencial gravitacional. Para que se possa falar de vibração de um sistema mecânico é necessário que apareça um tipo de energia especial: a energia de deformação ou a energia potencial elástica (Borobia, 2012).

2.7.3 Ressonância

Entende-se por ressonância mecânica a tendência do sistema físico para oscilar à sua máxima amplitude. Esta tendência depende da proximidade da frequência de excitação, partindo das frequências naturais do sistema. Relacionadas a tais frequências, mesmas pequenas amplitudes de excitação podem produzir elevadas amplitudes de vibração do sistema e, eventualmente, conduzir ao seu colapso (Rao, 2008).

Utilizada para fins úteis, a ressonância controla as amplitudes com o amortecimento, nem sempre é considerada um problema, porém, na maior parte das vezes ela é indesejável.

Descoberta em 1602, por Galileu Galilei, quando estudava pêndulos, vale ressaltar que o cientista Theodor Von Karman é um dos primeiros a estudar o conceito de ressonância. Um dos fatos mais marcantes ocorridos sobre ressonância é a queda da ponte pênsil de Tacoma, cidade americana às margens do pacífico, o acidente ocorreu em 1940, três meses após a sua inauguração.

Depois do acidente em Tacoma, houve um aprofundamento do conhecimento sobre ressonância, principalmente ligado a eixos de rotação e, com o avanço tecnológico, forma descobertas novas maneiras de amortecimento de sistemas mecânicos, com funcionalidade de evitar a ressonância (Mateus, 2012)

2.8 FALHA POR FADIGA

Na maioria dos ensaios das propriedades dos materiais que se relacionam ao diagrama tensão-deformação, a carga é aplicada de forma gradual, possibilitando dar tempo suficiente para a deformação se desenvolver plenamente. Além disso, o corpo de prova sofre experimento até sua destruição, e assim as tensões são aplicadas somente uma vez. Ensaio desse gênero é aplicável, ao que conhecemos como condições estáticas, tais condições aproximam-se estritamente das condições reais às quais muitos membros estruturais e de máquinas estão sujeitos (Richard, 2016)

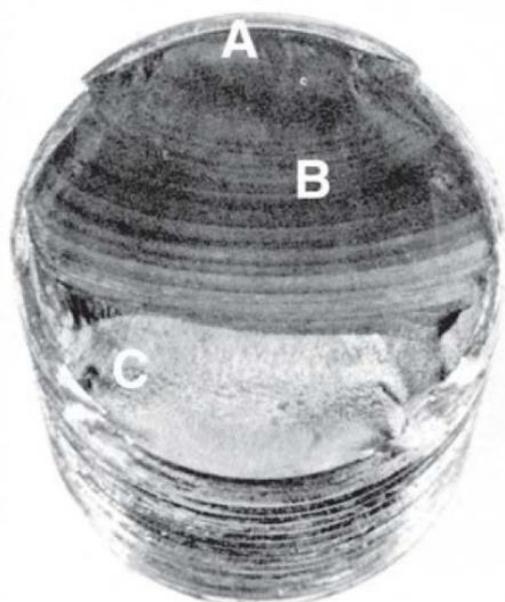
Frequentemente se descobre que membros de máquinas falharam sob a ação de tensões repetidas ou flutuantes, quando peças de máquinas falham estaticamente, de modo geral elas desenvolvem deflexão muito grande, porque a tensão excedeu a resistência ao escoamento e a peça é trocada antes que a fratura realmente ocorra. Portanto, muitas falhas estáticas dão sinais visíveis antecipadamente, porém isso não ocorre em relação a falha por fadiga, falha está súbita e total, tornando-se perigosa.

Uma falha por fadiga tem uma aparência similar a uma fratura frágil, uma vez que as superfícies de fratura são planas e perpendiculares ao eixo de tensão. As características de fratura de uma falha por fadiga, contudo, são bem diferentes das de uma fratura frágil estática, surgindo de três estágios de desenvolvimento, tais são:

- I estágio: iniciação de uma ou mais microtrincas, devido à deformação plástica cíclica seguida de propagação cristalográfica que se estende dois a cinco grãos em relação à origem.
- II estágio (fratura): progressão das microtrincas a macrotincas, formando superfícies de fratura tal qual platôs paralelos, separados por sulcos paralelos.
- III estágio: ocorre no ciclo de tensão final quando o material remanescente não consegue suportar as cargas, resultando em uma fratura rápida e repentina. Uma falha de estágio III pode ser frágil, dúctil ou uma combinação de ambas.

A Figura 12 exemplifica uma falha por fadiga, aplicada a um parafuso, causada por uma flexão unidirecional repetida. Na figura, pode ser observado que a falha se iniciou na raiz da rosca em A, posteriormente propagando-se da maior parte da seção transversal como evidenciado pelas marcas de praia em B, antes da fratura rápida final em C.

Figura 12: Falha por fadiga de um parafuso em razão de flexão unidirecional repetida (Richard, 2016).



A falha por fadiga deve-se à formação de trincas e propagação, uma trinca por fadiga se iniciará, geralmente, em uma descontinuidade no material em que a tensão cíclica é um máximo (Richard, 2016).

2.8.1 Método fadiga-vida

Método capaz de prever a vida, em números de ciclos até ocorrência de falha N , para uma quantidade especificada de carregamento. Vida de $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos é geralmente classificada como fadiga de baixo ciclo, porém, em consideração a fadiga de alto ciclo ocorre para $N \geq 10^3$ ciclos (Richard, 2016).

O método tensão-vida, é baseado apenas em níveis de tensões, considerado o procedimento menos detalhado, principalmente para aplicações de baixa quantidade de ciclos. Porém, considerado o mais usual, visto ser o mais simples de implementar para uma gama variedade de aplicações, possuindo bastante dados de suporte, envolvendo uma análise detalhada da deformação plástica em regiões localizadas em que a tensão e deformação são consideradas para estimativas de vida (Richard, 2016).

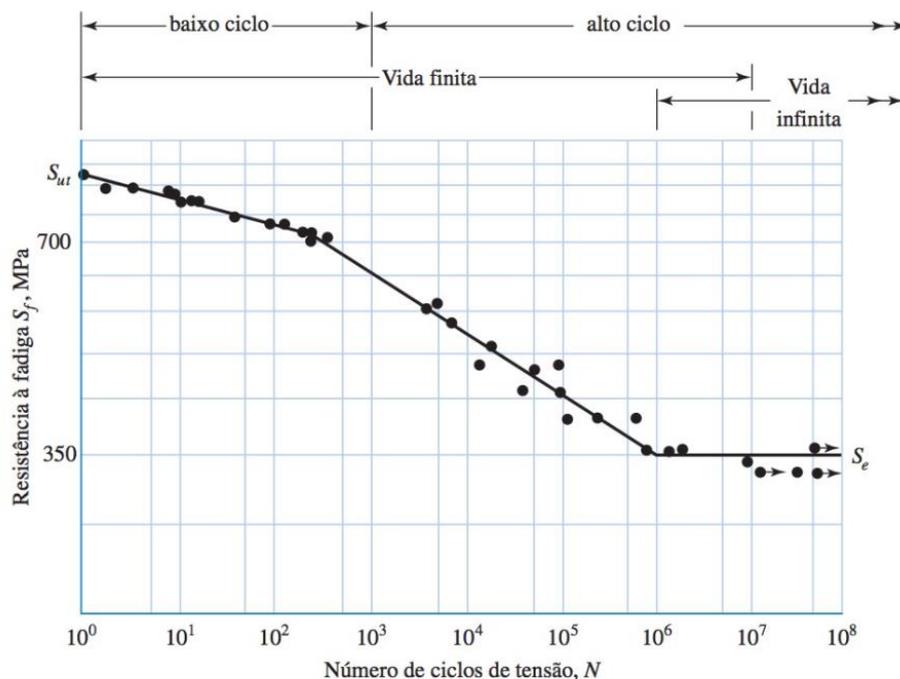
2.8.2 Método tensão-vida

Para determinar a resistência de matérias sob a ação de cargas de fadiga, as amostras são sujeitas a forças repetidas ou variáveis de magnitudes especificadas enquanto os ciclos ou reversões de tensão são contadas, até chegar na sua destruição. Para estabelecer a resistência à fadiga de um material, um número grande de testes é necessário por causa da natureza estática da fadiga (Richard, 2016).

A ordenada do diagrama S-N é chamada de resistência à fadiga S_f ; uma declaração desse valor de resistência deve sempre ser acompanhado por uma declaração do número de ciclos N para qual ela corresponde (Richard, 2016).

Quanto o objetivo é encontrar a resistência à fadiga de um material, são necessários muitos testes, por conta da natureza estatística da própria fadiga. Quanto ao ensaio de viga rotativa, uma carga de flexão constante é aplicada, e o número de revoluções (reversões de tensão) da viga requerido é registrado. É realizado o primeiro ensaio possuindo uma tensão inferior à resistência do material. No segundo ensaio, é realizado com uma tensão abaixo que a realizada no primeiro. O processo é continuado, e posteriormente, os resultados são traçados em um diagrama S-N (Figura 13). A Figura 13 contempla os resultados dos ensaios, de um Aço UNS G41 300, normalizado; $S_{ut} = 810\text{MPa}$; máxima $S_{ut} = 105\text{MPa}$. Esse diagrama pode ser traçado em papel semilog ou em papel log-log. No caso de metais ferrosos e ligas, o gráfico torna-se horizontal depois que o material tiver sido tensionado por certo número de ciclos (Richard, 2016).

Figura 13: Diagrama S-N traçado com base nos resultados de ensaios de fadiga axial (Richard, 2016).



Quando realizado em aços, ocorre um “joelho” no gráfico, que além dele, não ocorrerá falha, independente do quão grande seja o número de ciclos. A resistência "No caso de aços, ocorre um joelho no gráfico, e além desse joelho não ocorrerá falha, não importa quão grande seja o número de ciclos. A resistência correspondente ao joelho é nomeado de limite de endurance S_e . (Richard, 2016).

2.8.3 Resistência à fadiga

Alguns fatores podem interferir diretamente no limite de resistência à fadiga, bem como: o Fator de superfície k_a ; Fator de tamanho k_a ; Fator de Carregamento k_c ; Fator de Temperatura k_d ; Fator de confiabilidade k_e ; Fator de efeitos diversos k_f .

Dando ênfase aos itens utilizados no presente trabalho:

Fator de superfície k_a : A superfície de uma viga rotativa é altamente polida, possuindo um polimento na direção axial, com o objeto de alisar completamente qualquer tipo de riscos circunferenciais. Este fator depende da qualidade do acabamento da superfície da peça verdadeira e da resistência à tração do material da peça. (Richard, 2016).

Fator de confiabilidade k_e : Grande parte dos dados de resistência à fadiga é relacionada como valores médios. Dados apresentados por Haugen e Wirching mostrando desvio padrão da resistência à fadiga com menos de 8%, assim o fator modificador da confiabilidade para levar em conta esse fato pode ser escrito como (Richard, 2016).

$$k_e = 1 - 0,08z_a$$

Onde z_a é para qualquer confiabilidade desejada onde podem ser definidos a partir de valores tabelados. A Tabela 1 apresenta fatores de confiabilidade para algumas confiabilidades-padrão específicas.

Tabela 1: Fatores de confiabilidade correspondente a 8%

Confiabilidade %	z_a	k_e
50	0	1,00
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

3 MATERIAIS MÉTODO

O presente trabalho se caracteriza como um estudo de caso, utilizando como base do estudo, o suporte no qual está em uso, visando realizar uma melhoria no mesmo, objetivando um mesmo comportamento dinâmico que o suporte utilizado como referência.

Partindo da premissa de assegurar uma resistência mecânica equivalente ou até mesmo superior do que o modelo de referência, foi realizado a otimização do suporte da válvula secadora, além disso, para que fosse realizado, foi considerado que a frequência natural do suporte no qual foi otimizado, fosse igual ou superior, com o objetivo de garantir o comportamento dinâmico similar, sem que haja amplificações dinâmicas.

A primeira etapa do trabalho consiste em realizar a avaliação do suporte atual, determinando a aceleração admissível em cada uma das direções, lateral (y), longitudinal (x) e vertical (z). Para realização de tal avaliação, foram necessários considerar dois critérios para definição, são eles:

- Critério de Pico: correspondente ao esforço extremo, sendo considerado o limite de escoamento do material como referência;
- Critério de Fadiga: para o critério de fadiga, é considerado o limite de fadiga para vida infinita do material, aplicando os devidos fatores de correção dos materiais a serem avaliados.

As simulações lineares estática, modais e de otimização foram realizadas por meio das ferramentas dos softwares do Pacote da Altair, sendo eles:

- Pré-processamento: HyperMesh utilizado para realização das malhas, conexões, definição das condições de contorno e carregamentos;
- Processamento: Solver OptStruct utilizado para o processamento das análises lineares estáticas, modal e de otimização;
- Pos-processamento: Hyper View utilizado para avaliação dos resultados, plotando as tensões, deformações e modos de vibração.

3.1 ANÁLISE DO SUPORTE DE REFERÊNCIA

3.1.1 Modelamento da Geometria

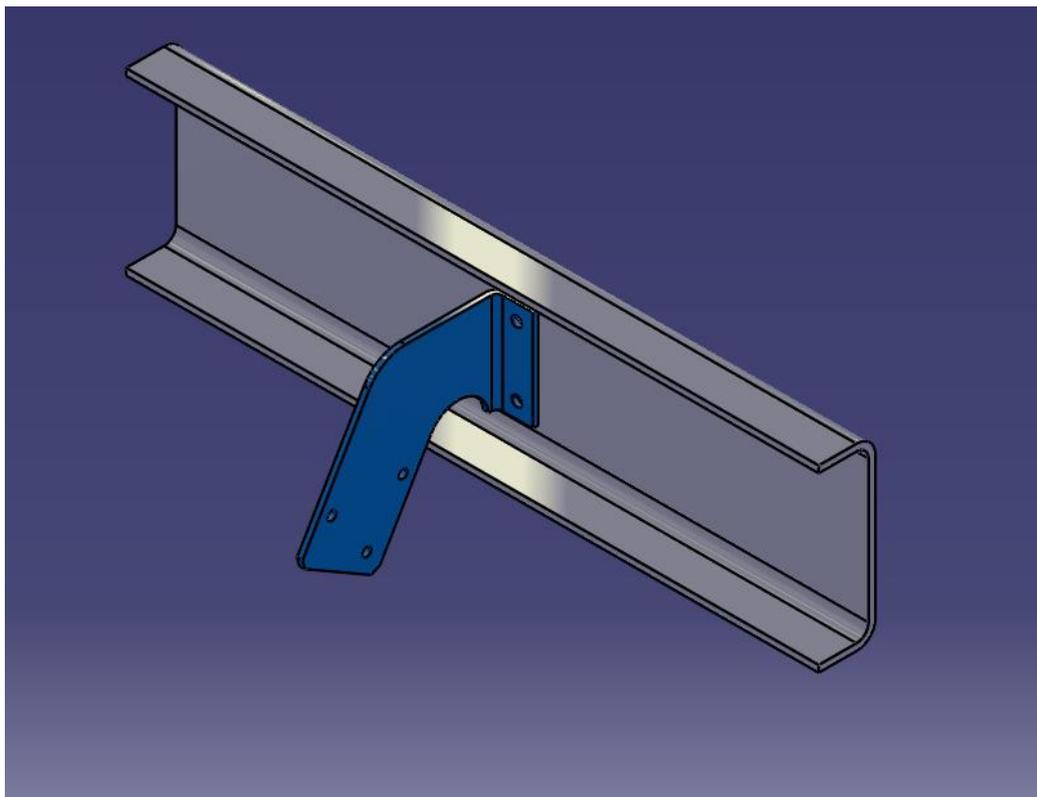
Antes da realização de toda análise estrutural, foi preciso realizar o modelamento do suporte a ser otimizado, além de um trecho na longarina, local no qual o suporte é fixado no caminhão. O software utilizado nesta etapa foi o Catia V5. A Figura 14, apresenta o modelo realizado, em sua etapa final.

Quanto a geometria do modelo, o suporte da válvula secadora possui uma espessura de 8mm, enquanto a longarina possui 9,7mm. Em relação a longarina, foi modelado um trecho de 1000mm, sendo suficiente para representação da rigidez da base de fixação.

A peça que corresponde ao suporte da válvula secadora foi modelada com geometria semelhante a original, para que possam ser obtidos resultados diante do que está em uso, levando em consideração seu material original, o aço SAE 1010HR conforme a norma SAE J403, sendo que, este suporte, em sua condição original, possui uma massa de 3046g.

Para este aço foi considerado um coeficiente de Poisson de 0,3, um coeficiente de elasticidade de 210 MPa e uma densidade de 7850kg/m.

Figura 14: Suporte da Válvula secadora e longarina, modelados no software Catia V5



3.1.2 Simulação

3.1.2.1 Modelamento

Com relação a utilização do modelo 3D no software HyperMesh, foi preciso exportá-lo no Catia V5 utilizando o formato de arquivo “model”, no qual é compatível com o software.

O suporte e a longarina são componentes em chapa, portanto foi considerado o elemento do tipo casca (CQUAD4 e CTRIA3) para suas respectivas representações. As malhas de tipo casca são realizadas na superfície média da geometria do suporte e da longarina, sendo esta criada diretamente no software HyperMesh, utilizado em todo o pré-processamento.

O suporte da válvula foi modelado tendo em vista elementos com tamanho médio de 5mm, permitindo realizar uma malha que cumpra todos os requisitos determinados. Já o modelamento da longarina, visto não ser o alvo principal deste trabalho, foi realizado por meio de elementos com tamanho entre 6mm e 10mm, possuindo nas suas regiões de fixação com o suporte uma malha mais refinada.

Com relação a malha situada na região dos furos, foi considerado um corte circular com diâmetro de 24mm, no qual foi utilizado para representação da cabeça do parafuso, e um segundo corte circular com 28mm sendo considerado para possibilitar a melhor leitura dos resultados obtidos nesta região (Figura 15).

Quanto as conexões parafusadas, foram mostradas com elementos rígidos (RBE2) e com elementos Viga (CBEAM), onde, o elemento rígido é conectado aos nós internos da primeira circunferência, criando um nó central para permitir a ligação de uma chapa com a outra, utilizando um elemento de viga (Figura 16). Com o objetivo de garantir resultados melhores nesta região de fixação, foram liberados os graus de liberdade de rotação nas três direções dos elementos rígidos (4, 5 e 6).

Figura 15: Pontos de fixação do suporte da válvula secadora, considerados como pontos rígidos com os pontos da válvula em si.

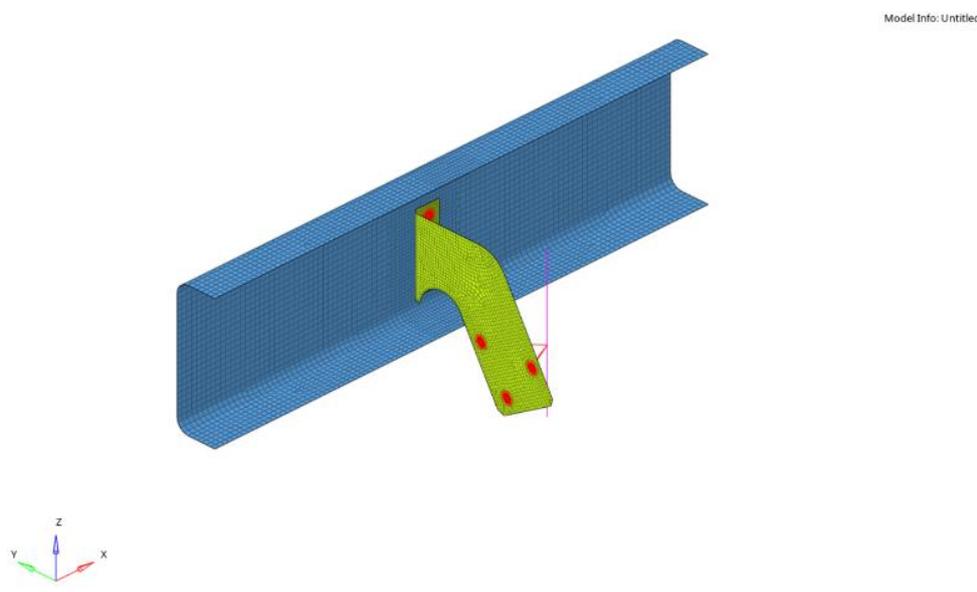
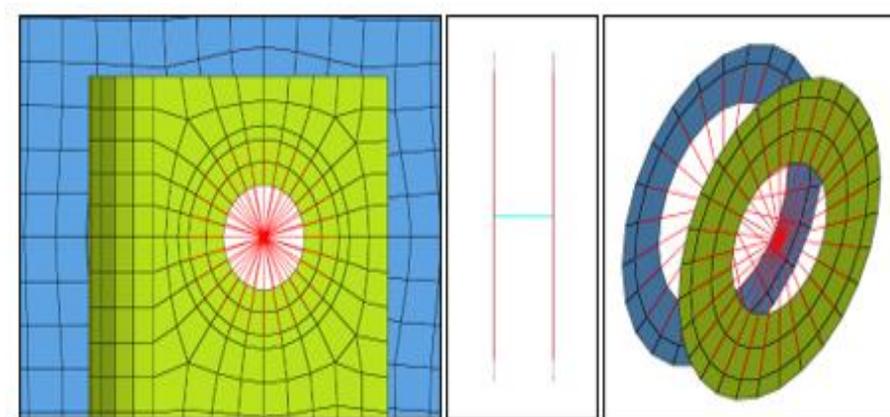
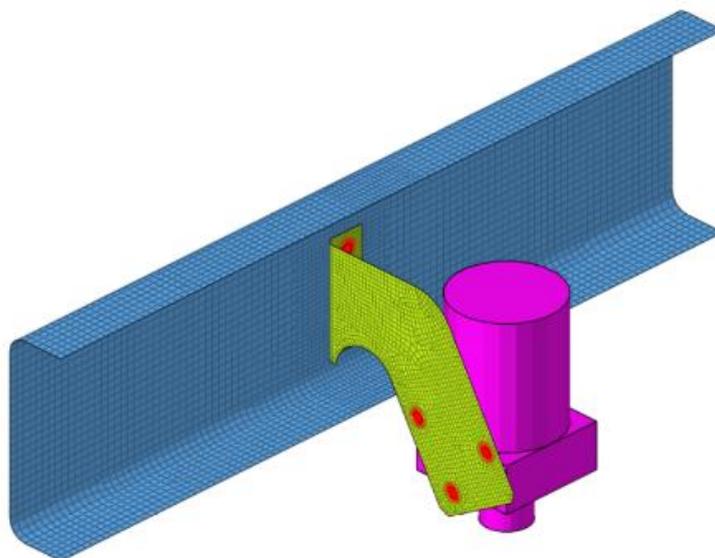


Figura 16: Representação das juntas aparafusadas



Quanto ao modelamento da válvula secadora em si, foi realizado de maneira simplificada, com elemento de viga (CBEAM) contando com sua distribuição de massa, e automaticamente seu efeito de inércia, respeitando sua massa de 4200g (Figura 17).

Figura 17: Válvula secadora simulada por meio do Hyper Mesh (Na cor rosa, para melhor visualização).



A Tabela 2, apresenta um resumo dos tipos de elementos utilizados para o modelamento de cada componente, assim como a quantidade de elementos e nós considerados na discretização.

Tabela 2: Resumo por componente, do tipo e quantidade de elementos utilizados e número de nós.

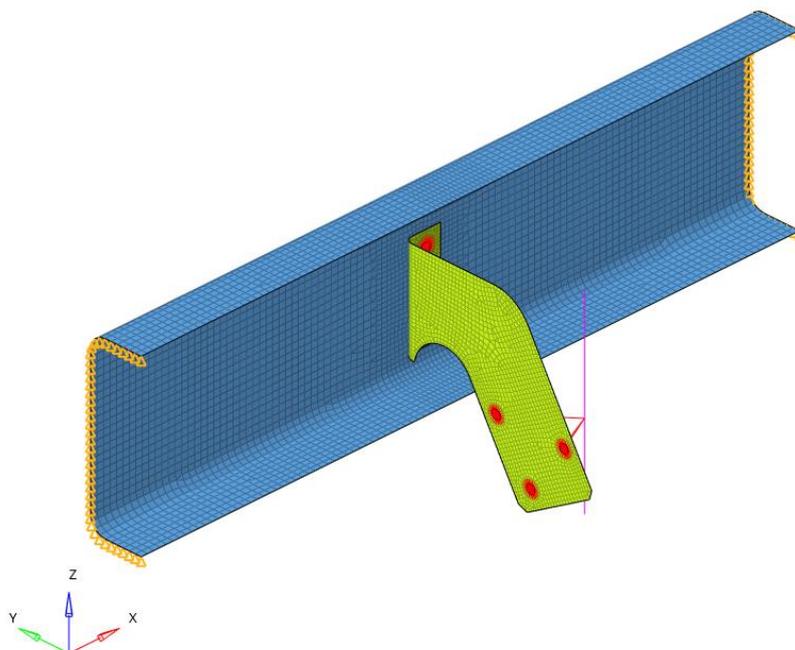
Componente	Tipo de elemento	Nº de Elementos	Nº de Nós
Suporte	CQUAD4 e CTRIA3	2186	2325
Longarina	CQUAD4 e CTRIA3	5148	5302
Válvula Secadora	CBEAM	3	4
	TOTAL	7337	7631

3.1.3 Definição das Condições de Contorno e Carregamentos

Após a etapa de modelamento, são definidas as condições de contornos, que consiste em determinar onde o modelo ficará restringido. No presente modelo as condições de contorno (Figura 18), destacada na cor laranja, foram definidas nas extremidades do trecho da longarina, restringindo os seis graus de liberdade, translação em x,y,z e rotação em x,y,z (restrição tipo

“clamp”). Esta condição de contorno é utilizada tanto para análise linear estática como para análise modal.

Figura 18: Condições de contorno definidas nas extremidades da longarina



3.1.4 Análise Modal

A análise modal foi realizada por meio do método de Lanczos, utilizando a carta para o solver no OptiStruct EIGRL, sendo avaliado os 10 primeiros modos de vibração, e com as condições de contorno apresentado no 3.1.3.

3.1.5 Análise Linear

Assim como na análise modal, a condição de contorno definida é conforme a apresentada no item 3.1.3.

O carregamento considerado foi do tipo aceleração, sendo utilizado sobre todo o modelo. É aplicado uma aceleração unitária de 1G (9810mm/s²) nas três direções, longitudinal (x), lateral (y) e vertical (z), com o objetivo de obter as acelerações máximas admissíveis em cada direção para o critério de falha de carga extrema (escoamento do material) e fadiga vida infinita, através de uma extrapolação linear.

4 RESULTADO E DISCUSSÕES

4.1 RESULTADO DA GEOMETRIA DE REFERÊNCIA

4.1.1 Análise Modal

Apesar de serem obtidos 10 resultados de análise modal, foi considerado somente os dois primeiros modos de vibrar. Visto que o terceiro modo em diante, já demonstrava frequências acima de 100Hz a qual teriam pouca participação na resposta dinâmica da estrutura, que é excitada com frequências mais baixas provenientes do quadro chassi.

Segue os resultados dos dois primeiros modos de vibração:

- Primeiro Modo de vibrar apresenta frequência natural de 29,2Hz sendo modo predominante longitudinal, direção “x”, a Figura 19 apresenta o panorama de deslocamento e a Figura 20 apresenta o panorama de tensão.

Figura 19: Panorama de deslocamento para o primeiro modo de vibrar, com resultado de 29,2Hz

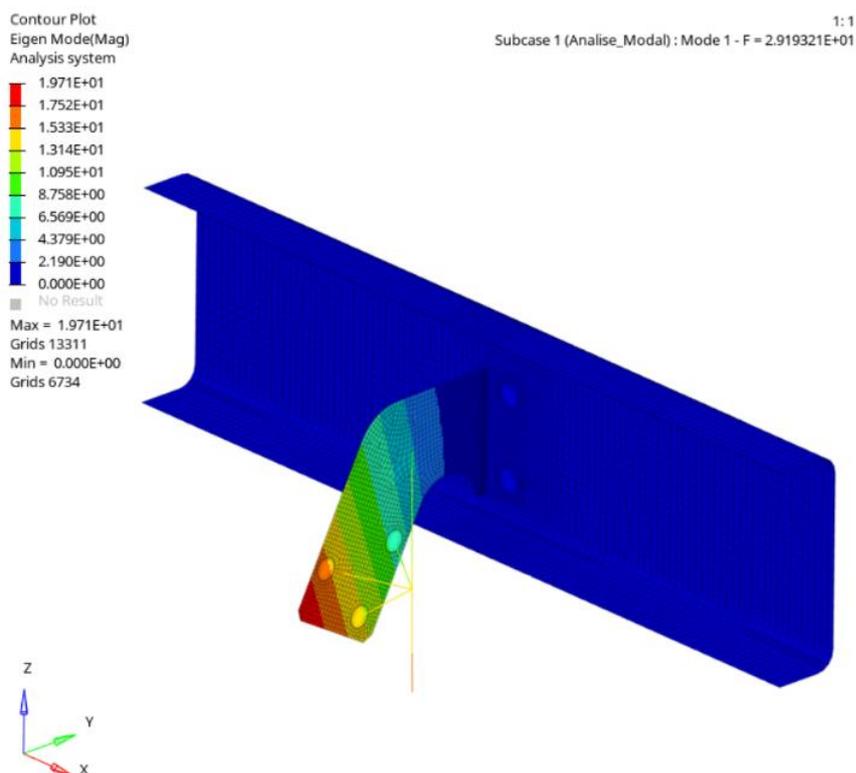
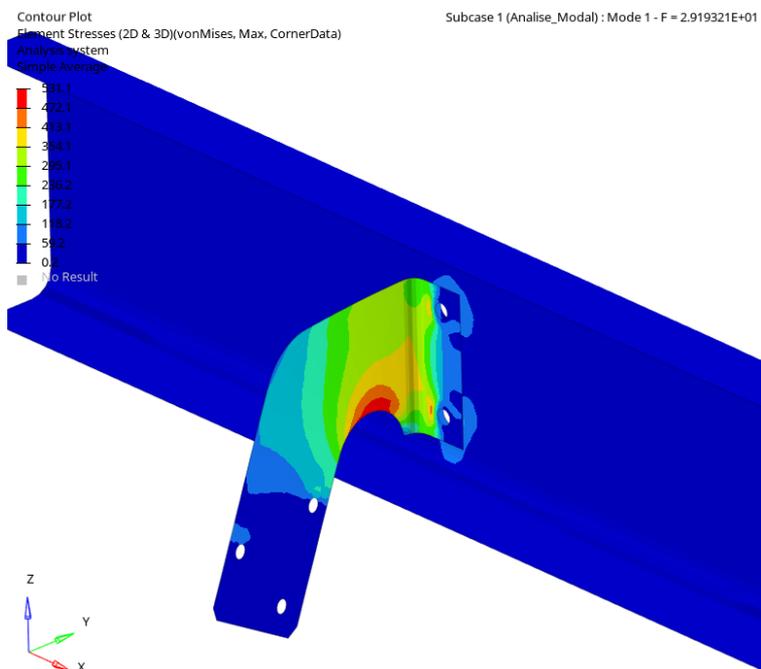


Figura 20: : Panorama de tensão para o primeiro modo de vibrar, com resultado de 29,2Hz.



- Para o segundo modo apresenta frequência natural de 54,4Hz, sendo modo predominante de torção em torno do eixo y. A Figura 21 apresenta o panorama de deslocamento e a Figura 22 apresenta o panorama de tensão.

Figura 21: Panorama de deslocamento para o segundo modo de vibrar, resultado de 54,4Hz

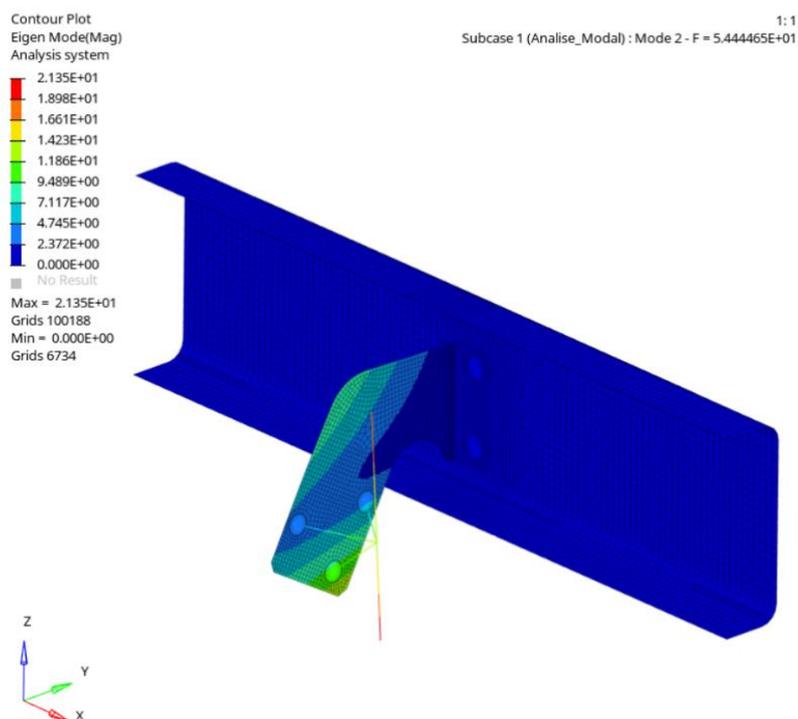
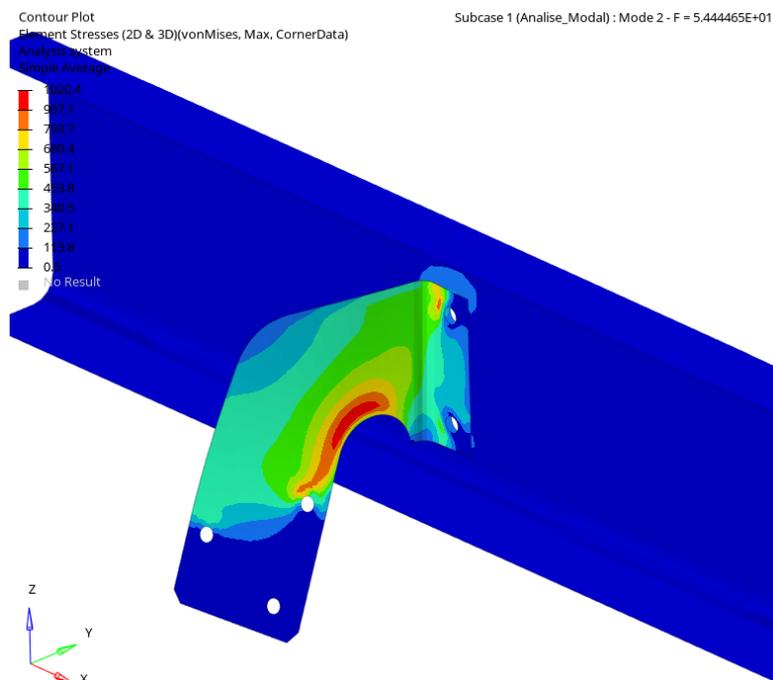


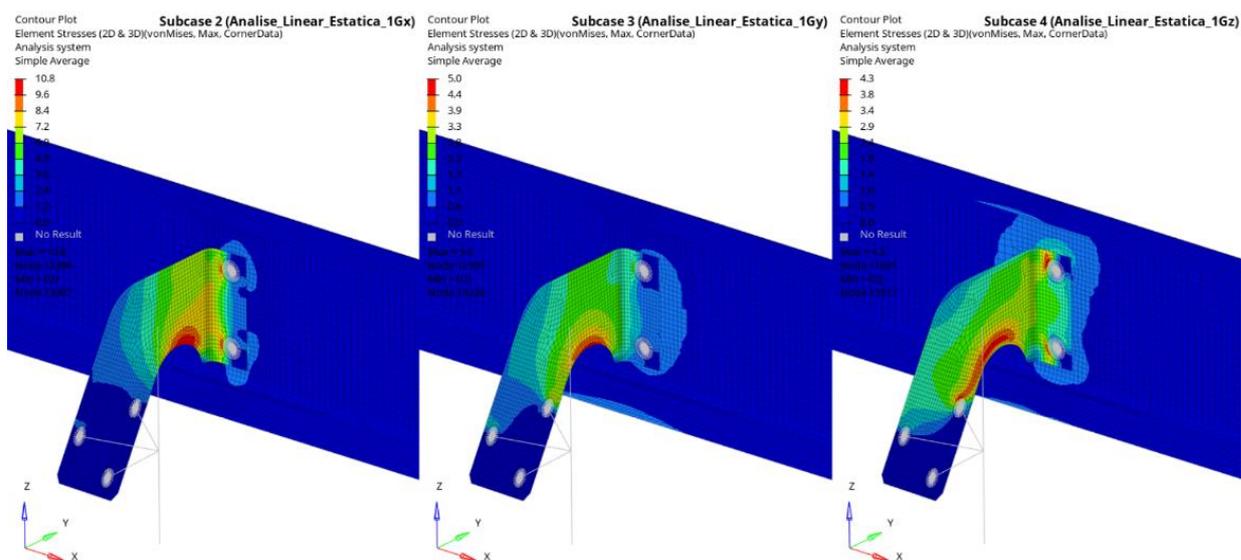
Figura 22: Panorama de tensão para o segundo modo de vibrar, resultado de 54,4Hz



4.1.2 Análise Linear Estática

A Figura 23 contempla os resultados do panorama de tensão do carregamento unitário em cada direção longitudinal (x), lateral (y), e vertical (z).

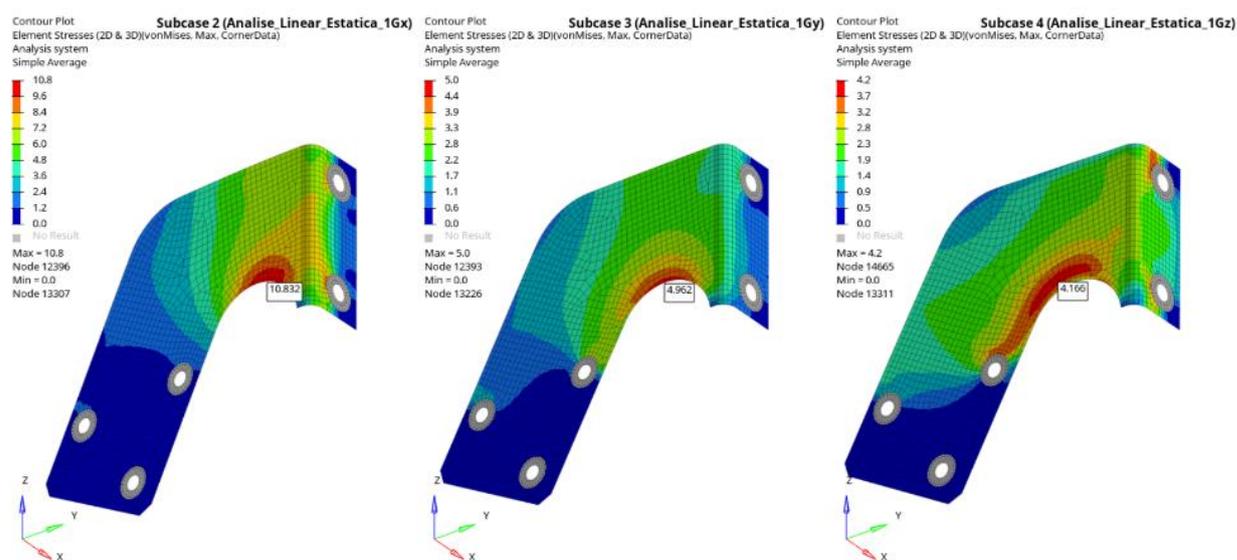
Figura 23: Resultados ilustrativos quanto a simulação da Análise Linear Estática



A Figura 24 apresenta de forma detalhada, as tensões apenas no suporte, no qual se trata do objetivo do estudo, sendo que, na plotagem das tensões de Von Mises foram desconsiderados

os elementos adjacentes ao elemento rígido, devido as singularidades nesta região, provocada pelo mesmo e, conforme observado, a tensão de Von Mises máxima para o carregamento no eixo x, de 1Gx foi de aproximadamente 10,8 MPa, no eixo y, de 1Gy foi de aproximadamente 4,9 MPa e no eixo z, de 1Gz foi de aproximadamente 4,1MPa.

Figura 24: Resultados numéricos, obtidos a partir da simulação realizadas nos eixos X, Y e Z.



As propriedades do Aço SAE 1010HR, foram dispostos na Tabela 3, com as seguintes informações onde as siglas, “Sy” se refere ao limite de resistência ao escoamento, “Su” sendo o limite de resistência a tração, “Se” limite de resistência a fadiga, ”Se' “ limite de fadiga corrigido com os fatores de confiabilidade “Kc” de 95% e de superfície para laminados à quente “Ks”.

Tabela 3: Propriedades do Aço SAE 1010HR.

	Sy [MPa]	Su [MPa]	Se [MPa]	Se' [MPa]	Kc (95%)	Ks (HR)
SAE 1010HR	180,0	325,0	162,5	127,9	0,868	0,907

Quanto a simulação realizada, foram dispostos em uma Tabela 3 todos os resultados das simulações com carregamento unitário, apresentado na Figura 24, contemplando também, os valores encontrados quanto a aceleração máxima admissível em relação a fadiga e ao pico, em todas as direções. Com relação ao caso de pico, a tensão utilizada como referência foi o limite

de escoamento do material, conforme a Tabela 3, e para tensão máxima admissível para fadiga vida infinita, foi considerado “ Se’ ” limite de fadiga corrigido, conforme Tabela 4.

Tabela 4: Resultados obtidos a partir da simulação, e valores encontrados quanto a aceleração máxima admissível.

		Longitudinal	Lateral	Vertical
Simulação Unitária	Acel. [G]	1,0	1,0	1,0
	Tensão [MPa]	10,832	4,962	4,166
Acel. Máx. Admissível	Pico [G]	16,6	36,3	43,2
	Fadiga [G]	11,8	25,8	30,7

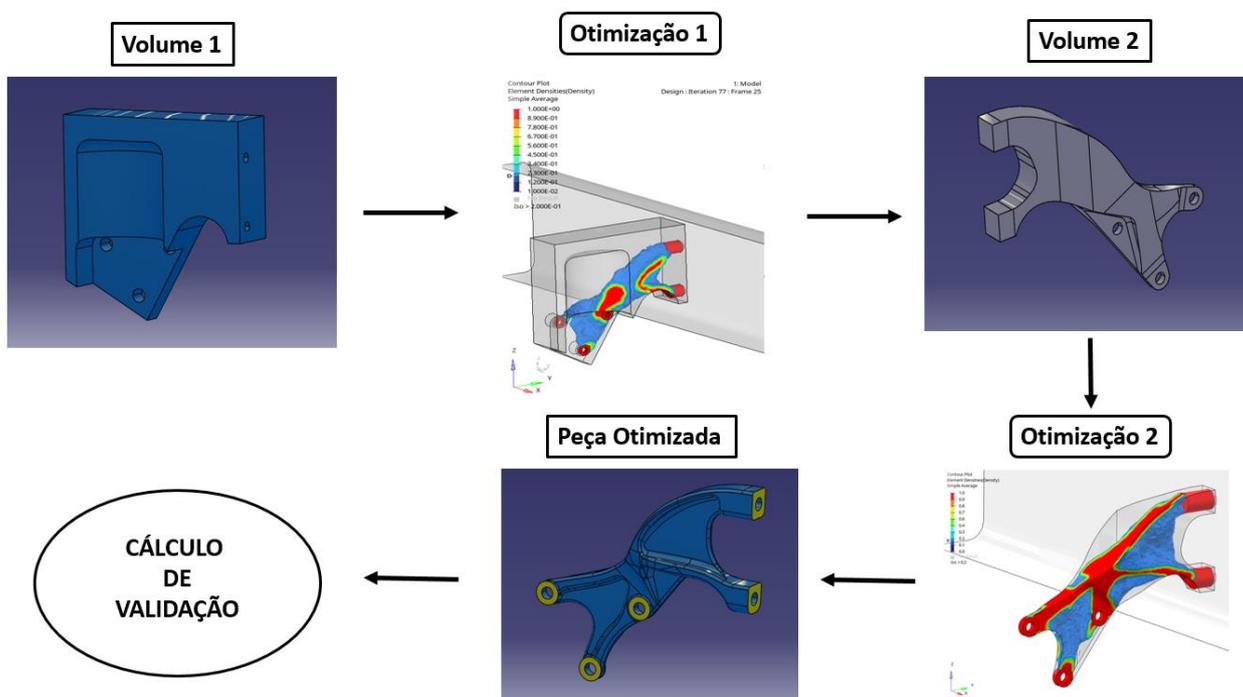
4.2 RESULTADO DO MODELO OTIMIZADO – PEÇA EM FERRO FUNDIDO

O fluxograma da Figura 25, apresenta as etapas utilizadas no processo de otimização do suporte:

A primeira etapa, “Volume 1” consiste na definição do volume inicial para a otimização, a segunda etapa, “Otimização 1” refere-se ao primeiro resultado obtido na otimização topológica. O “Volume 2” refere-se a terceira etapa, onde foi criado um segundo volume, baseado no resultado da “Otimização”, para realização da quarta etapa, se tratando de uma otimização mais refinada, a “Otimização 2”. Por fim, foi criada uma geometria final baseada no resultado da “Otimização 2” e esta, foi avaliada estruturalmente para sua validação quanto aos critérios definidos.

Cada etapa será descrita de maneira detalhada posteriormente, ao decorrer dos resultados.

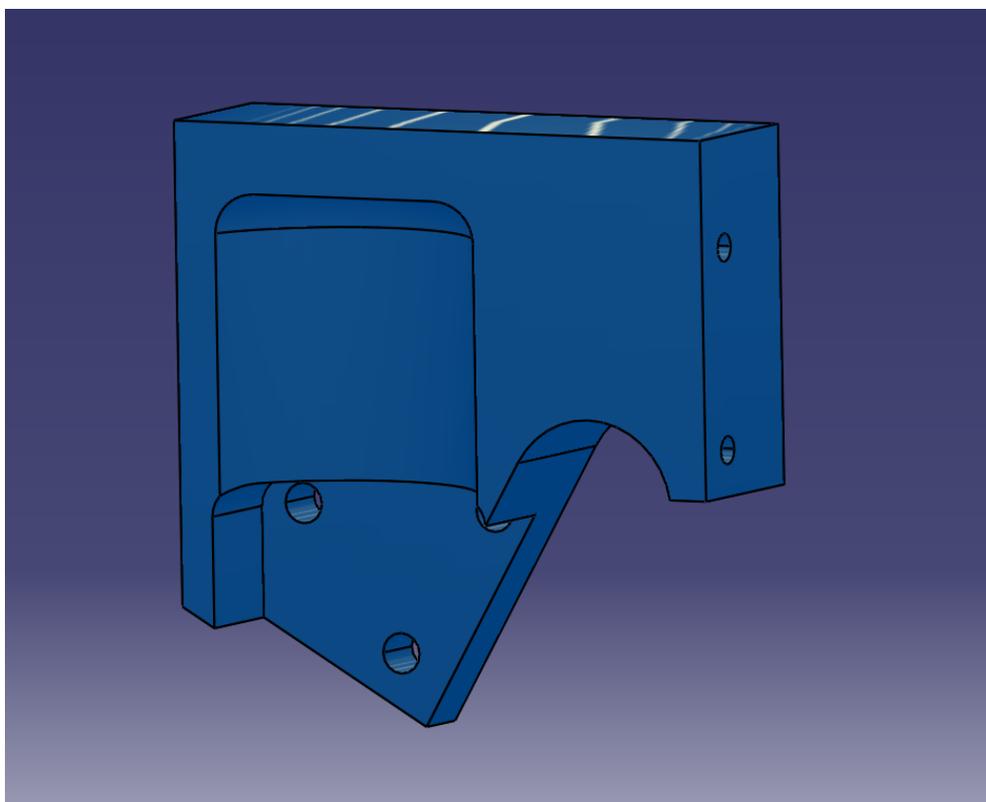
Figura 25: Fluxograma de Etapas da Otimização



4.2.1 Definição da otimização topológica

Para realização da otimização do suporte da válvula secadora, a primeira etapa foi definir o volume a ser otimizado, este volume foi modelado no software Catia V5(Figura 26). Criado com o objetivo de obter a maior quantidade de material possível, sem permitir interferências com outros componentes, de forma a admitir que o processo de otimização topológica remova os materiais desnecessários, formando uma geometria otimizada. O volume inicial (Volume 1) criado possui uma massa de 26,47kg.

Figura 26: Geometria modelada no Catia V5



Quanto ao preparo para a otimização, é determinado limites nos quais devem ser restritos a retirada de material, respeitando sua geometria e os pontos de fixação, tanto para pontos que serão utilizados para fixar na longarina, quanto para os que serão utilizados para a válvula secadora.

A estratégia utilizada para realização da malha sólida tetraédrica (malha na qual será utilizada na otimização), foi utilizado uma Malha com tamanho médio 3 sem crescimento

interno, para que seja possível representar a geometria, e ao mesmo tempo para que o modelo não fique pesado computacionalmente, permitindo o processo iterativo da otimização não seja lento

A Tabela 5, assim como a Tabela 2, apresenta um resumo dos tipos de elementos utilizado para o modelamento de cada componente, assim como a quantidade de elementos e nós utilizadas na discretização.

Tabela 5: Resumo do tipo e quantidade de elementos utilizados, e número de nós.

Componente	Tipo de elemento	Nº de Elementos	Nº de Nós
Suporte (BLOCO)	CTETRA	80877	16725

O material utilizado no modelo foi um Ferro Fundido EN-GJSS500-7, conforme a norma DIN EN 1563, com coeficiente de elasticidade de 169 GPa, um coeficiente de Poisson de 0,257, e uma densidade de 7100kg/m³. As propriedades mecânicas do Ferro Fundido (FoFo), foram dispostos na Tabela 6:

Tabela 6: Propriedades do Ferro Fundido.

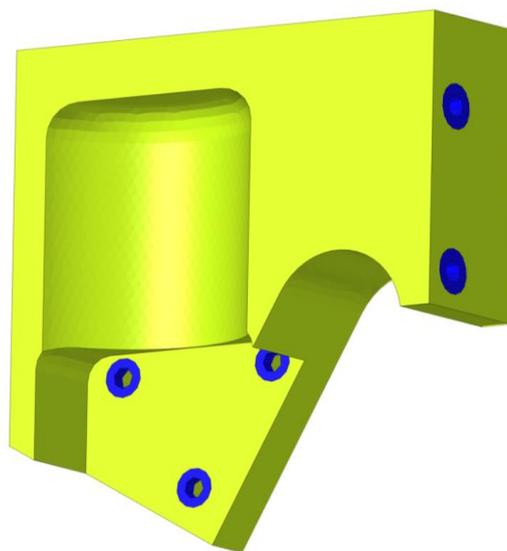
	Sy [MPa]	Su [MPa]	Se [MPa]	Se' [MPa]	Kc (95%)	Ks (HR)
EN-GJSS500-7	320	500	224	194,4	0,868	1,0

No que se concerne aos carregamentos aplicados ao modelo, foram as acelerações máximas de fadiga em cada direção, apresentado na Table 3. A condição de contorno foi similar ao modelo de referência, com a restrição tipo “clamp” nas extremidades da longarina.

Com relação as condições definidas na otimização topológica, foi definitido o objetivo de minimizar a massa do vomule inicial (volume 1), restringindo a tensão máxima do modelo em 150MPa. Apesar de seu limite ser até 194,4MPa, foi utilizado um valor um pouco abaixo, por conta de leitura de tensão em uma análise de otimização topológica não reporta uma tensão local, não sendo totalmente preciso. Outro ponto de restrição foi a frequência natural, onde o resultado do primeiro modo de vibrar, seja igual ou maior 29,2Hz, que se trata do resultado obtido a partir do modelo original, outrossim, a espessura mínima exigida é de 8mm, sendo definido uma direção de saída de molde, na direção do eixo X (tipo “Split”).

Para realização da otimização, são definidos requisitos nos quais o software deve respeitar enquanto remove material, a Figura 27, representa o sólido pronto para otimização, onde a área em amarelo, reflete a área de “Design”, área de na qual o software atuará removendo material, e a área em azul reflete área de “Não Design”, que se trata da área onde ocorre a fixação de componentes, onde o software não atuará.

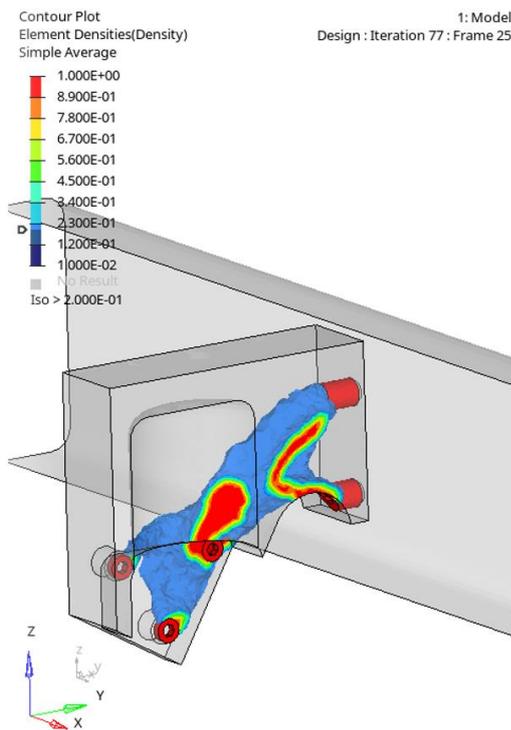
Figura 27: Volume 1 e suas limitações quanto a remoção de material.



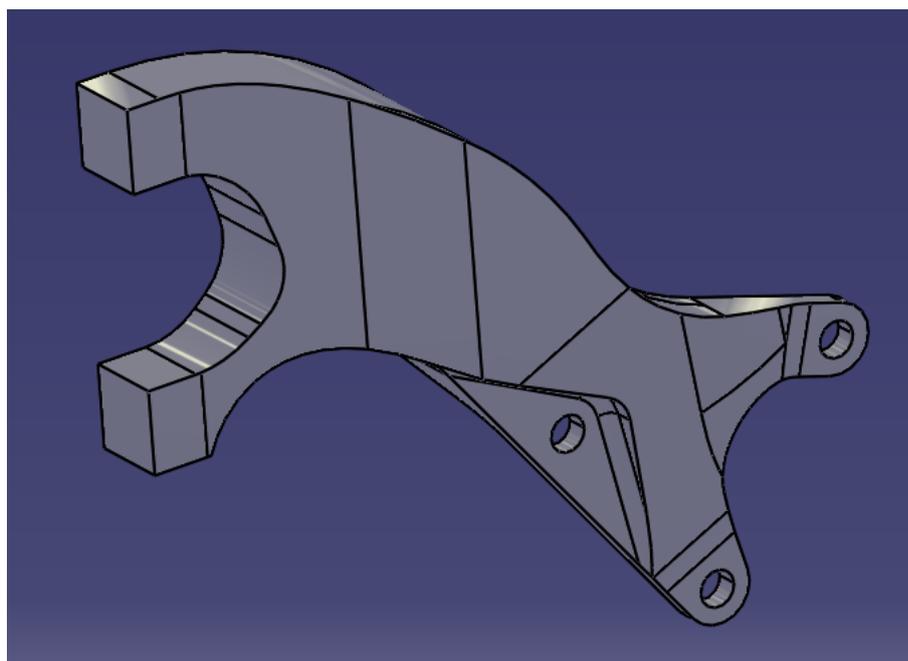
4.2.2 Resultados da Otimização

Diante dos resultados, o objetivo principal é obter uma análise estruturalmente com a mesma resistência e dinâmica da peça de referência, sendo com a mesma geometria ou melhor, porém visando, e uma diminuição de massa.

Com a otimização realizada diante da geometria extrapolada, foi gerado um novo volume onde os materiais desnecessários para atingir as restrições definitivas na otimização, foram removidos (Figura 28).

Figura 28: Resultado da otimização, sólido gerado pelo Software CAE

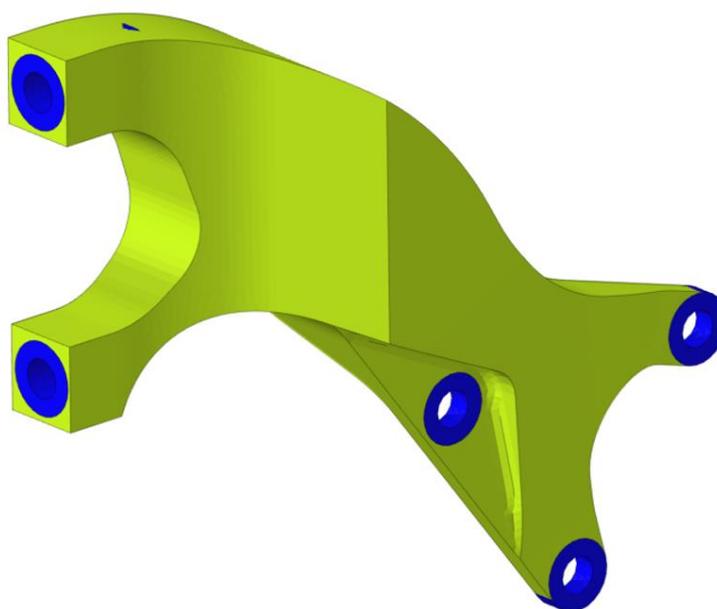
A partir do volume obtido na otimização topológica (Figura 28), foi criada uma nova geometria no Catia V5, apresentada na Figura 29. Esta geometria teve como objetivo definir um novo volume para otimização (Volume 2), já com um design mais parecido com a peça final.

Figura 29: Volume 2, modelado no Catia V5, conforme resultado da otimização.

Com o Volume 2 modelado, ele passa novamente pela etapa de otimização para obtenção de um volume mais refinado, no qual também respeita os requisitos e parâmetros aplicados na primeira otimização realizada.

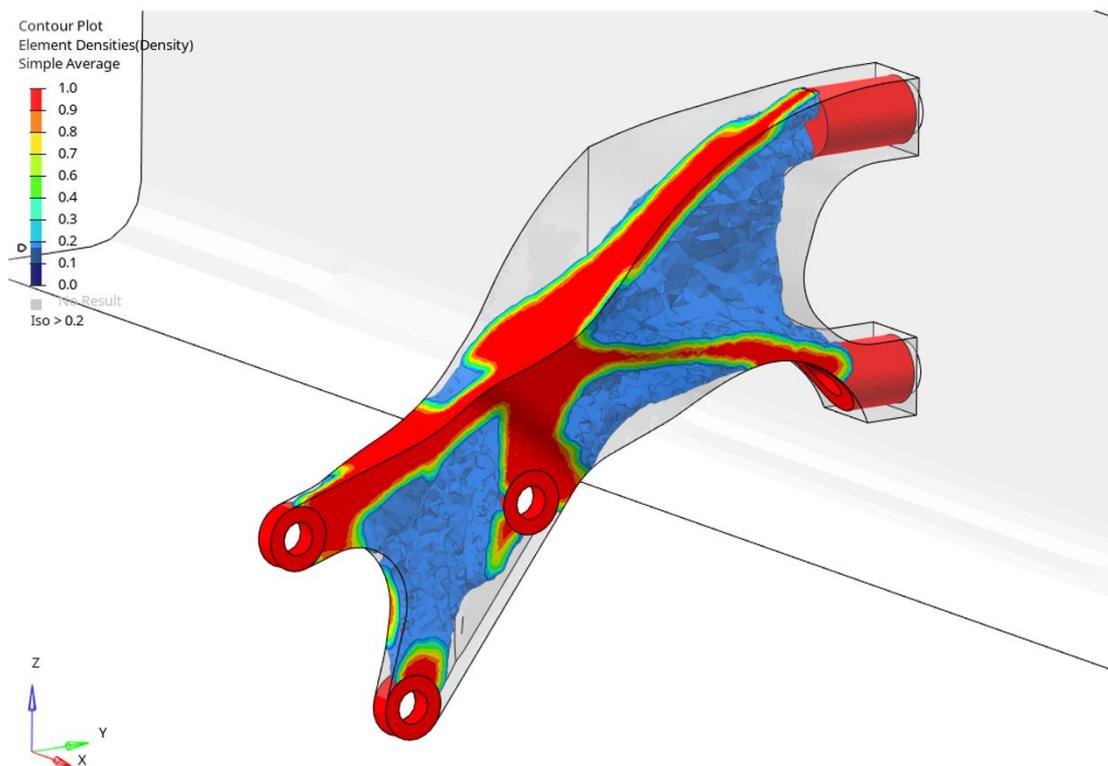
Como observado anteriormente, para realização da otimização, são definidos requisitos nos quais o software deve respeitar durante o processo de remoção de material, a Figura 30, assim como na otimização anterior, representa a peça pronta para otimização, no qual a área amarela reflete a área de “Design” e a área em azul reflete área de “Não Design”. Além disto, foram aplicadas as mesmas restrições criadas para o volume anterior, adicionando uma nova, com o nome de “no hole”, que de maneira geral, evita a realização de furos no sólido.

Figura 30: Limites para atuação do software durante otimização.

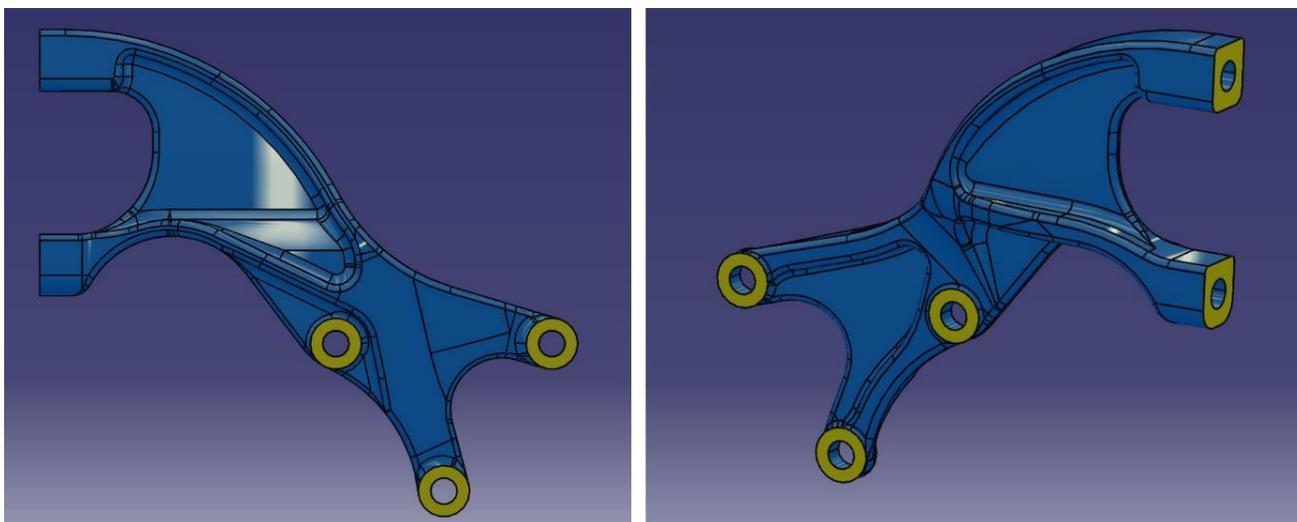


z

Com a otimização realizada diante do Volume 2, foi novamente gerado um novo volume otimizado onde os materiais desnecessários para atingir as restrições definitivas na otimização, foram removidos (Figura 31).

Figura 31: Otimização aplicada ao Volume 2.

Após a realização da segunda otimização, ocorre novamente a etapa do modelamento do sólido respeitando a otimização a partir do Volume 2, denominado como Peça Otimizada. Na figura 32 pode ser observado a geometria modelada no Catia V5, onde, as áreas em amarelo remetem a parte usinada na peça fundida.

Figura 32: Peça Otimizada, modelada no Software Catia V5

Com relação a massa da peça otimizada, ela se encontra com 1902g, obtendo-se uma redução de aproximadamente 37,6% quando comparado a massa de 3046g da geometria de referência.

4.2.3 Cálculo de Validação

O cálculo de validação consiste em aplicar no suporte otimizado, os mesmos conceitos aplicados no modelo de referência, que se refere a Análise Modal e a Análise Linear Estática, visando uma frequência natural e tensão máxima, maiores ou iguais que o modelo de referência.

A Tabela 7, apresenta um resumo dos tipos de elementos utilizados para o modelamento de cada componente, assim como a quantidade de elementos e nós considerados na discretização.

Tabela 7: Resumo por componente, do tipo e quantidade de elementos utilizados e número de nós.

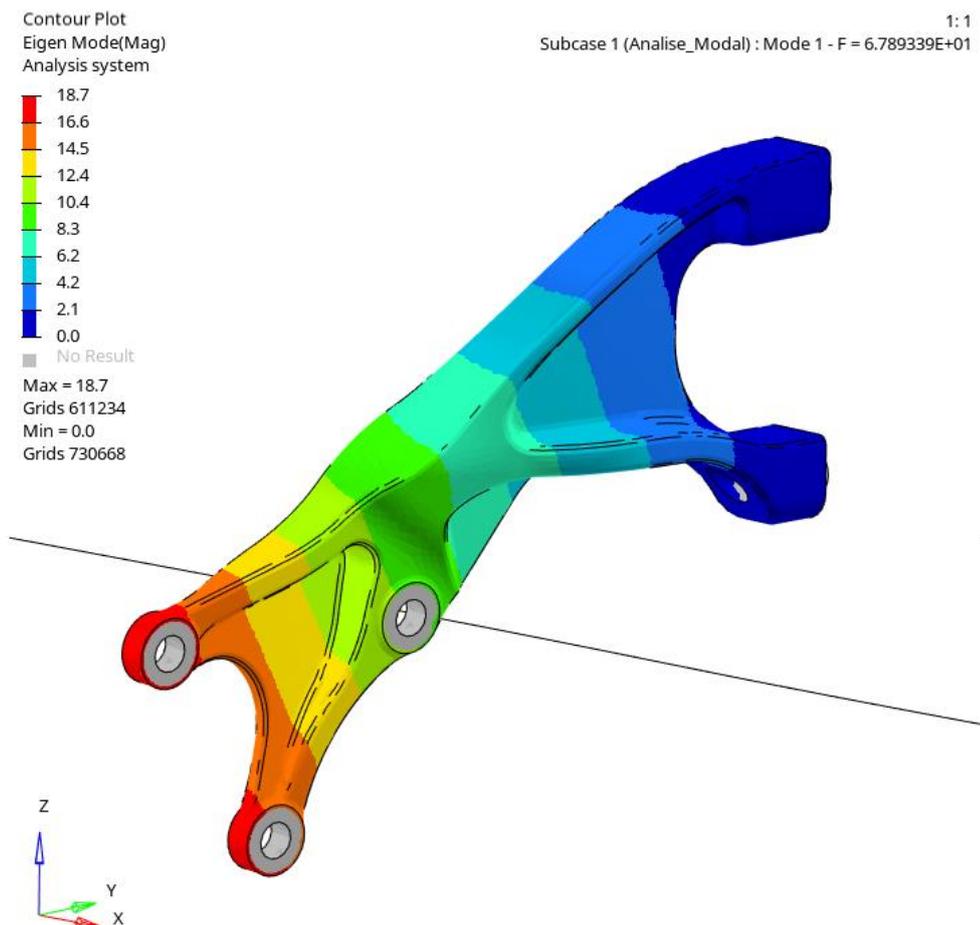
Componente	Tipo de elemento	Nº de Elementos	Nº de Nós
Suporte Fundido	CTETRA (2º ordem)	120965	185524

4.2.3.1 Análise Modal

Para o cálculo de validação referente a análise modal, foi avaliado o primeiro modo de vibrar, para comparação com resultados obtidos na geometria de referência:

- Primeiro Modo de vibrar apresenta frequência natural de 67,9Hz sendo modo predominante longitudinal, direção “x”, a Figura 33 apresenta o panorama de deslocamento.

Figura 33: Panorama de deslocamento para o primeiro modo de vibrar, com resultado de aproximadamente 67,9Hz



4.2.3.2 Análise Linear Estática

A Análise Linear Estática contempla os resultados obtidos em relação ao escoamento, em cada uma das direções, longitudinal “X” (Figura 34), lateral “y” (Figura 35) e vertical “z” (Figura 36).

Assim como no modelo de referência, a plotagem das tensões de Von Mises foi desconsiderada os elementos adjacentes ao elemento rígido, devido as singularidades nesta região. A tensão de Von Mises máxima para o carregamento, foi aplicada a de fadiga, no eixo

x, de 11,8Gx foi de aproximadamente 46,5 MPa, no eixo y, de 25,8Gy foi de aproximadamente 72,0 MPa e no eixo z, de 30,7Gz foi de aproximadamente 166,5 MPa.

Figura 34: Resultado Numérico, Obtido a Partir da Simulação Realizada no eixo X.

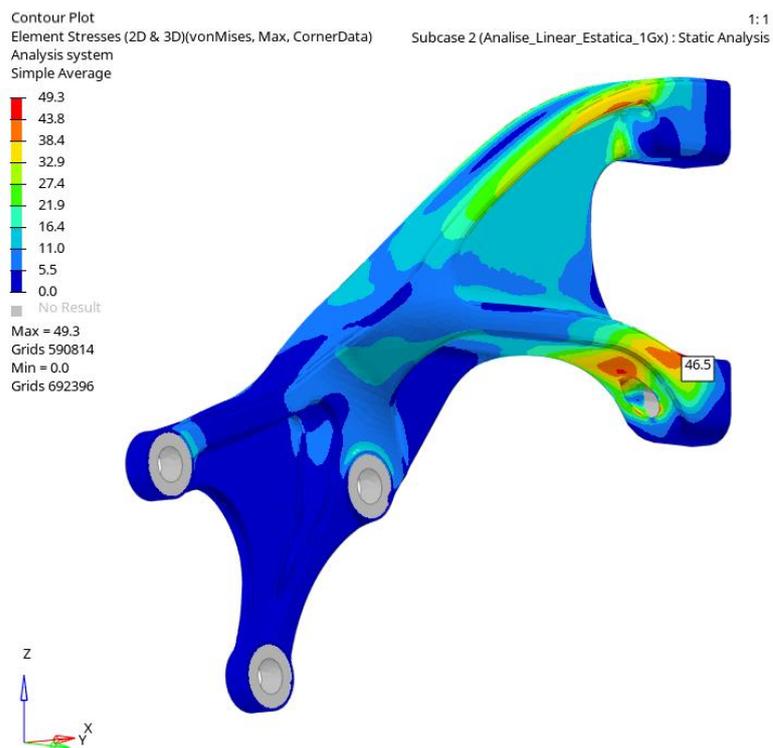
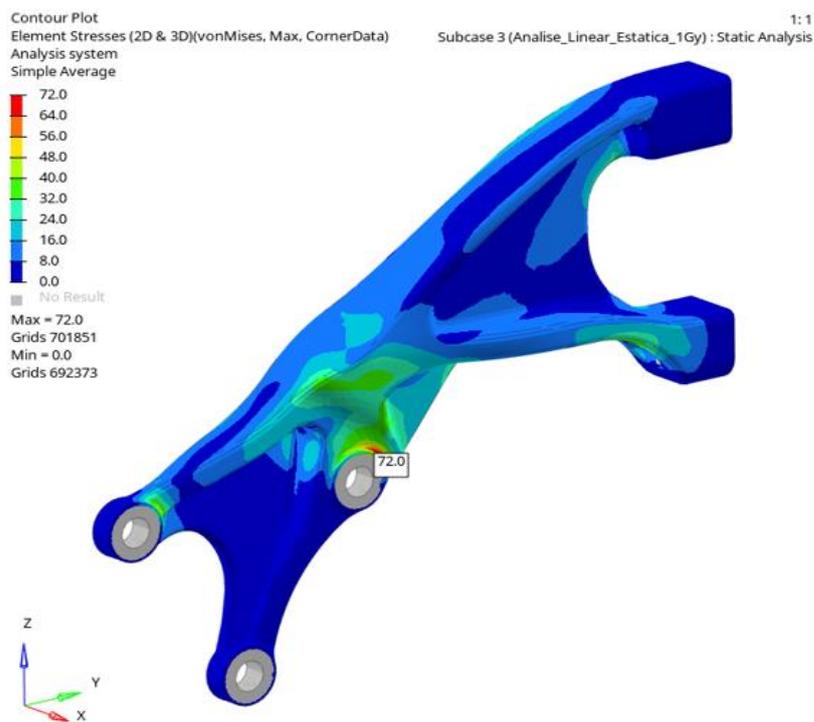
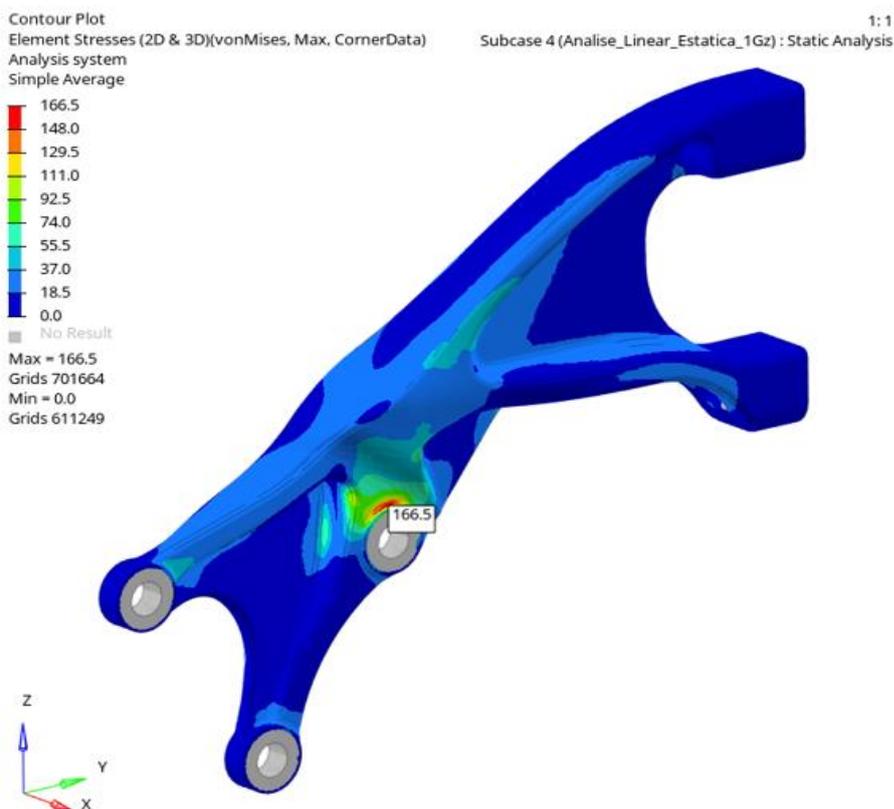
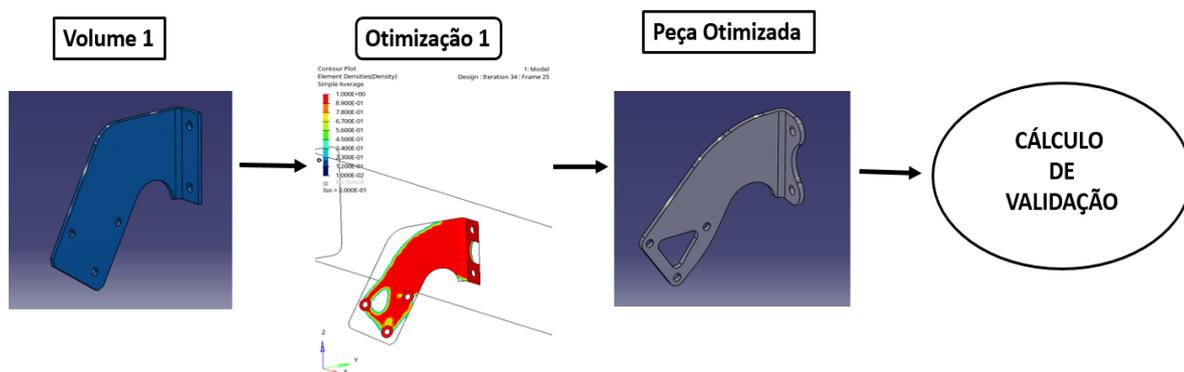


Figura 35: Resultado numérico, obtido a partir da simulação realizada no eixo Y.**Figura 36: Resultado numérico, obtido a partir da simulação realizada no eixo Z.**

4.3 RESULTADO DO MODELO OTIMIZADO – MODELO EM CHAPA

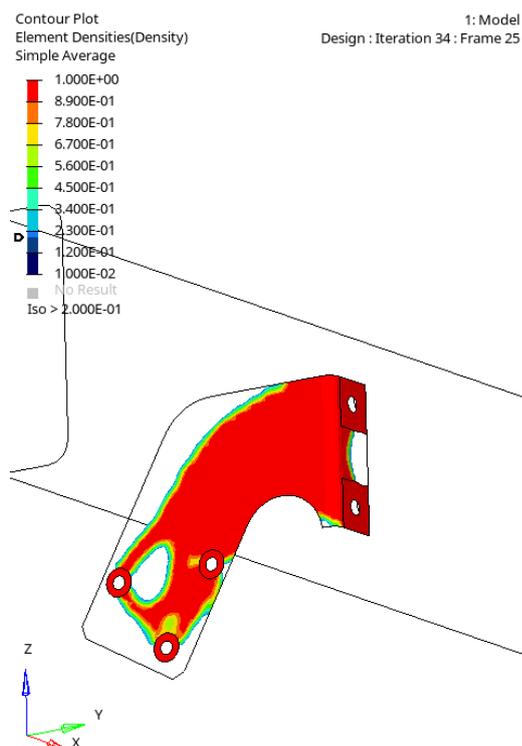
O fluxograma da Figura 37, apresenta de maneira resumida e ilustrativa, as etapas realizadas ao modelo em chapa, no qual consiste em uma otimização, a peça otimizada e o cálculo para validação, sendo que, a peça otimizada foi obtida partindo da geometria de referência, sendo utilizado o mesmo material durante a simulação.

Figura 37: : Fluxograma de Etapas da Otimização



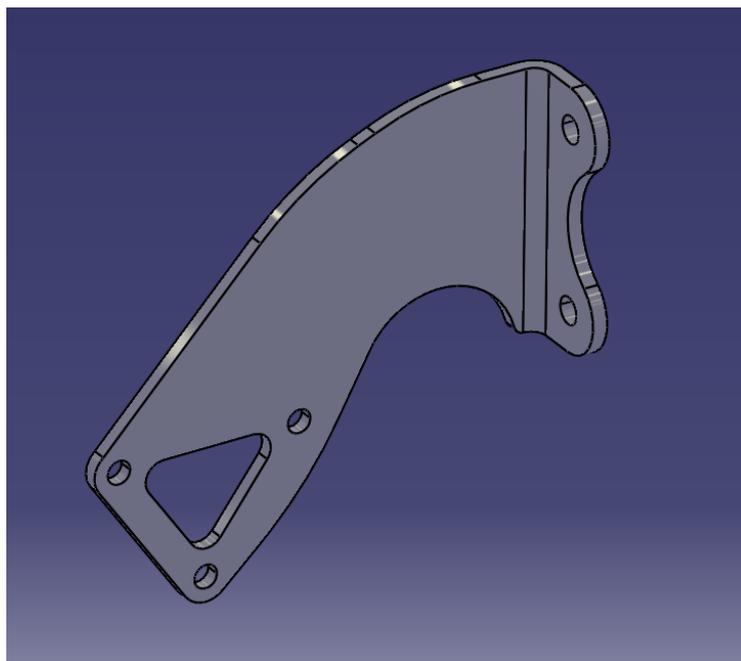
Na figura 38, pode ser observado de maneira detalhada, a geometria da chapa otimizada, a partir da geometria original do suporte de referência, no qual foram aplicados os mesmos critérios para obtenção dele:

Figura 38: Modelo Otimizado, Obtido a Partir do Software CAE



Após a otimização a partir do modelo de referência, e atingimento da geometria otimizada, o volume inicial é modelado com base no mesmo, a fim de conseguir a geometria mais próximo ao otimizado, denominado como peça otimizada, a Figura 39 ilustra a peça otimizada modelada no Catia V5.

Figura 39: Peça Otimizada por Meio do Modelo em Chapa



A otimização da peça em chapa, se refere a otimização realizada no modelo de referência, sendo assim, as propriedades do material, permanecem as mesmas citadas anterior. Após a última etapa da otimização e a obtenção da peça otimizada, seu valor de massa foi reduzido de 3046g, para 2144g, com uma redução de aproximadamente 29,6% de sua massa original.

4.3.1 Cálculo de Validação

A Tabela 8, apresenta um resumo dos tipos de elementos utilizados para o modelamento, assim como a quantidade de elementos e nós considerados na discretização:

Tabela 8: : Resumo do tipo e quantidade de elementos utilizados e número de nós.

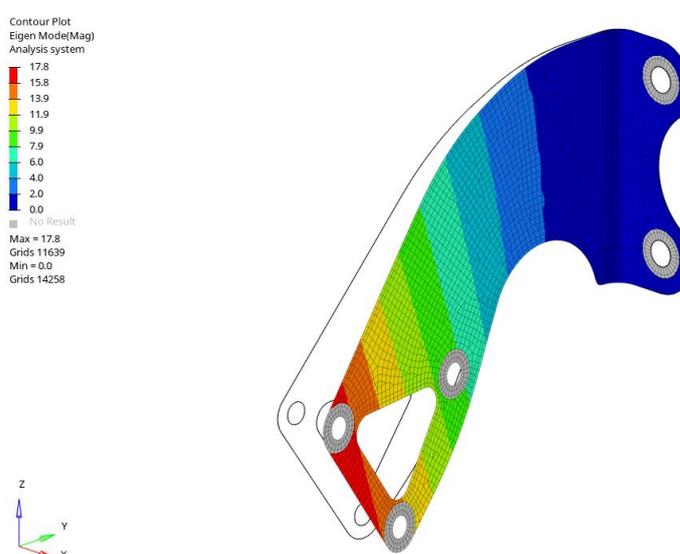
Componente	Tipo de elemento	Nº de Elementos	Nº de Nós
Suporte	CQUAD4 e CTRIA3	8185	8525

4.3.1.1 Análise Modal

Para o cálculo de validação referente a análise modal, foi utilizado o primeiro modo de vibrar para comparação direta, com o valor obtido a partir da geometria de referência:

- Primeiro modo de vibrar apresenta frequência natural de 29,8Hz sendo modo predominante longitudinal, direção “x”, a Figura 40 apresenta o panorama de deslocamento.

Figura 40: Panorama de deslocamento para o primeiro modo de vibrar, com resultado de aproximadamente 29,8Hz



4.3.1.2 Análise Linear Estática

A Análise Linear Estática contempla os resultados obtidos em relação ao escoamento, em cada uma das direções, longitudinal “X” (Figura 41), lateral “Y” (Figura 42) e vertical “Z” (Figura 43).

Assim como no modelo de referência, e no modelo realizado em ferro fundido, a plotagem das tensões de Von Mises foram desconsiderados os elementos adjacentes ao elemento rígido, devido as singularidades nesta região. A tensão de Von Mises máxima para o carregamento no eixo x, de 1Gx foi de aproximadamente 112,7 MPa, no eixo y, de 1Gy foi de aproximadamente 134,8 MPa e no eixo z, de 1Gz foi de aproximadamente 141,5 MPa.

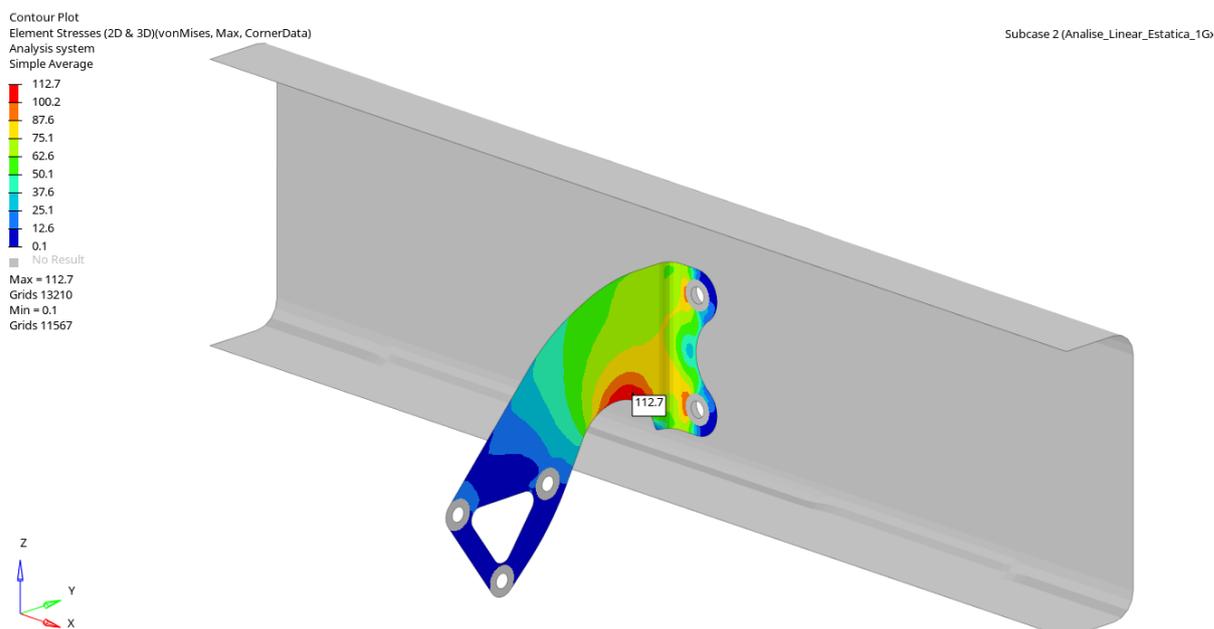
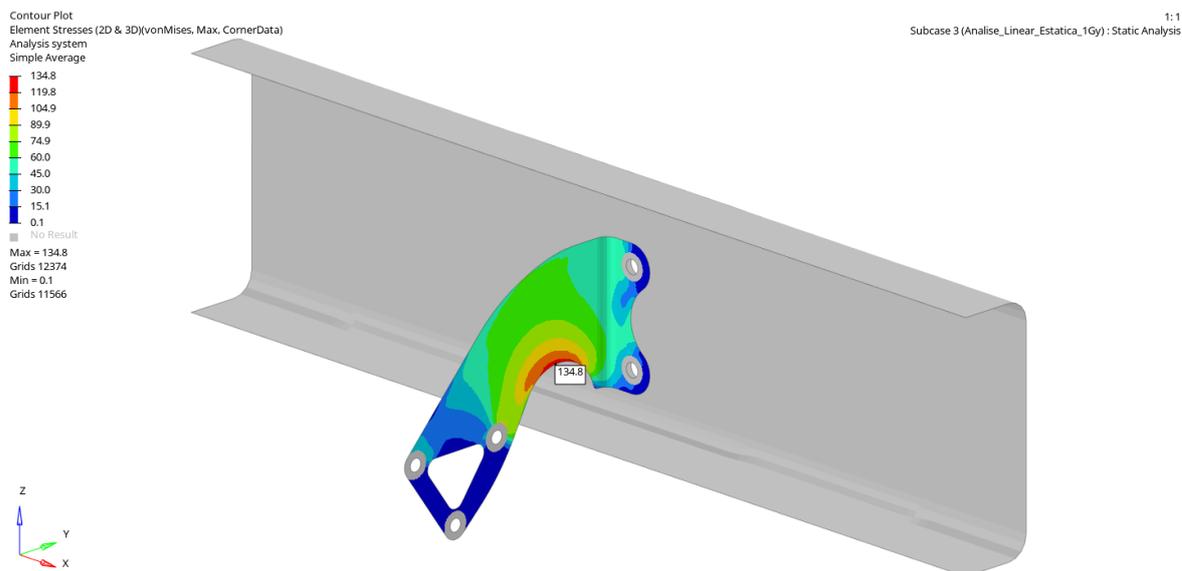
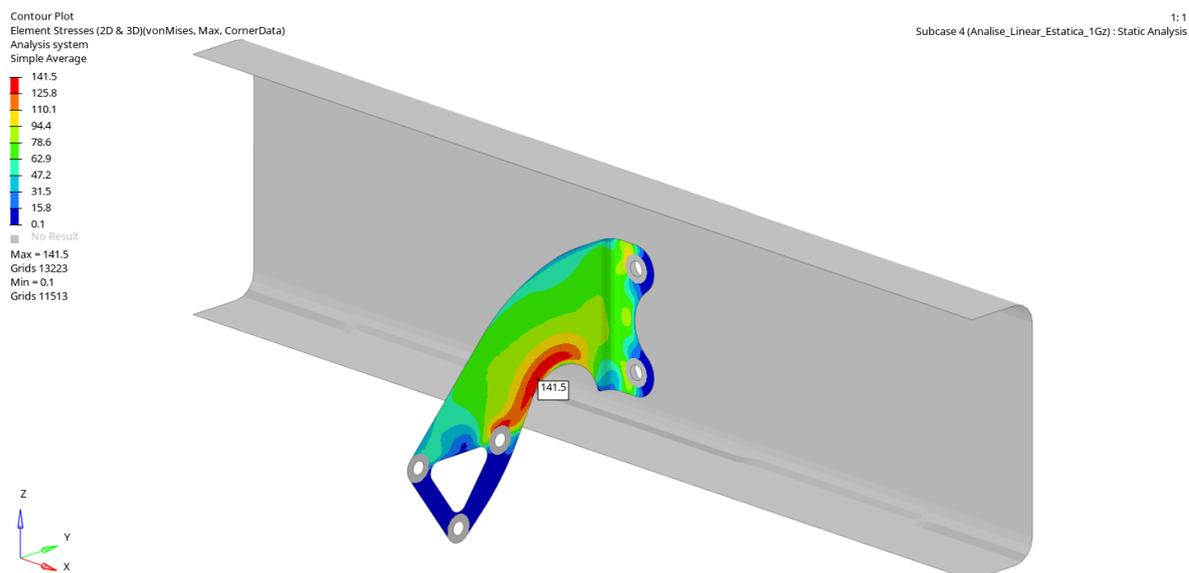
Figura 41: Resultado numérico, obtido a partir da simulação realizada ns eixo X.**Figura 42: Resultado numérico, obtido a partir da simulação realizada no eixo Y.**

Figura 43: Resultado numérico, obtido a partir da simulação realizada no eixo Z.

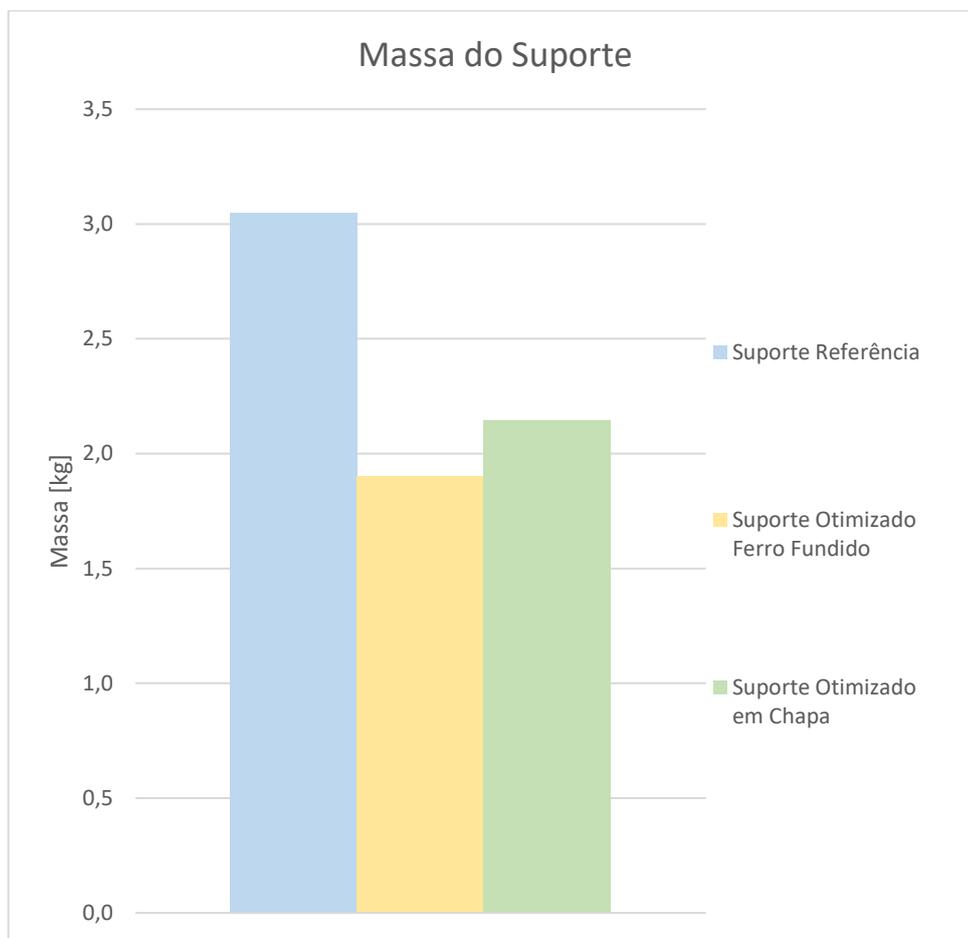
4.4 ANÁLISE COMPARATIVA DOS RESULTADOS

A Tabela 9, a fim de comparação dos itens, apresenta de maneira resumida, os resultados obtidos de massa, frequência natural, tensão fadiga e tensão pico, a partir do Suporte referência, do Suporte Otimizado Ferro fundido e do Suporte Otimizado em Chapa:

Tabela 9: Resumo dos Resultados Obtidos em cada um dos Suportes.

		Suporte Referência (SAE 1010HR)	Suporte Otimizado Ferro Fundido (EN-GJS-500-7)	Suporte Otimizado em Chapa (SAE 1010HR)
Massa [kg]		3,046	1,902	2,144
Frequência [Hz]	1° modo	29,2	67,9	29,8
CS - Fadiga	Acel. 11,8Gx	1,0	4,2	1,1
	Acel. 25,8Gy	1,0	2,7	0,9
	Acel. 30,7Gz	1,0	1,2	0,9
CS- Pico	Acel. 16,6Gx	1,0	4,7	1,1
	Acel. 36,3Gy	1,0	3,1	0,9
	Acel. 43,2Gz	1,0	1,3	0,9

A Figura 44, apresenta um gráfico no qual contempla uma comparação entre a massa dos três suportes, onde pode ser observado uma redução significativa de massa para os suportes otimizados, 37,6% para o suporte otimizado em ferro fundido e 29,6% para o suporte otimizado em chapa.

Figura 44: Gráfico de Comparação das Massas.

A Figura 45, apresenta um gráfico no qual contempla uma comparação dos resultados de coeficiente de segurança (CS) para os carregamentos de fadiga, conforme observado, a proposta do suporte otimizado em ferro fundido, apresentou coeficiente de segurança maiores quando comparado ao suporte original, sendo 4,2 para aceleração na direção X, 2,7 para aceleração na direção Y e 1,2 para aceleração na direção Z. Quanto a proposta do suporte otimizado em chapa, o coeficiente de segurança para aceleração na direção X foi de 1,1, no entanto para direção Y e Z foram de 0,9.

Figura 45: Resumo dos Resultados nas Tensões para Aceleração Admissíveis de Fadiga.

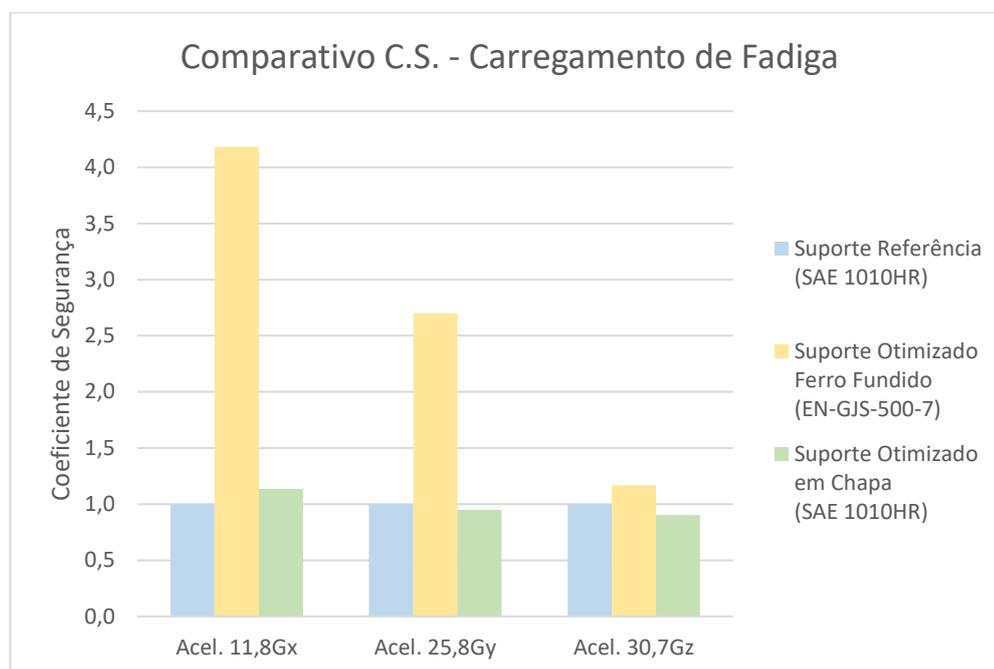
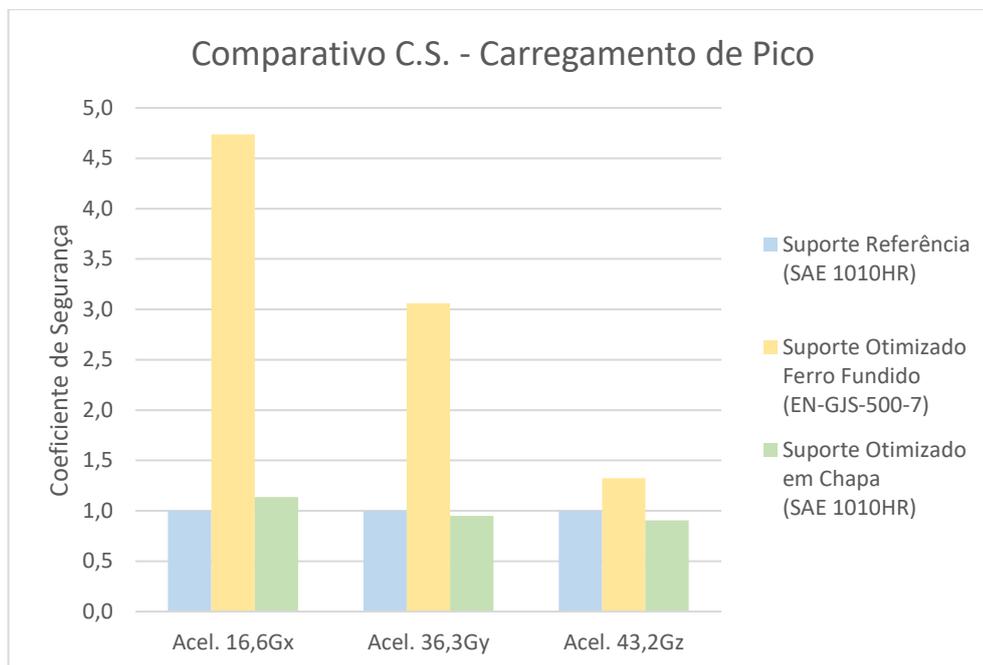


Figura 46, apresenta um gráfico no qual contempla uma comparação dos resultados de coeficiente de segurança (CS) para os carregamentos de pico, conforme observado, assim como os resultados para os carregamentos de fadiga, a proposta do suporte otimizado em ferro fundido, apresentou coeficiente de segurança maiores quando comparado ao suporte original, sendo 4,7 para aceleração na direção X, 3,1 para aceleração na direção Y e 1,3 para aceleração na direção Z. As mesmas conclusões da proposta do suporte otimizado em chapa observados para os carregamentos de fadiga, se repetem para o carregamento de pico, o coeficiente de segurança para aceleração na direção X foi de 1,1, no entanto para direção Y e Z foram de 0,9.

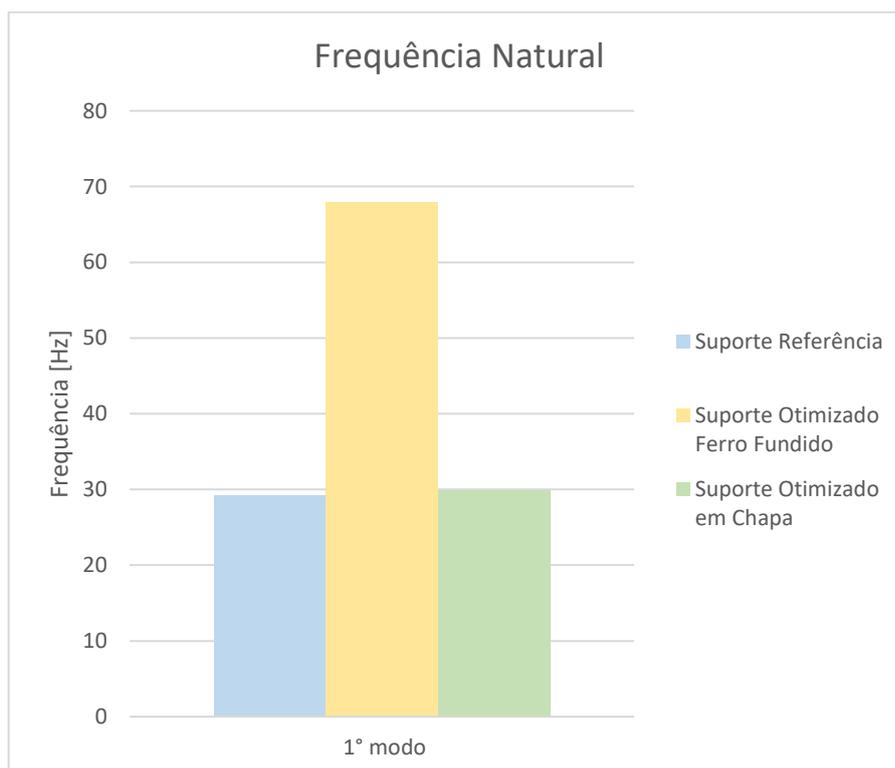
Estes coeficientes de segurança de 0,9 obtidos na proposta do suporte otimizado em chapa, para os carregamentos de pico e fadiga nas direções Y e Z, significam que o suporte otimizado em chapa apresenta uma resistência menor que o suporte original nestas direções específicas, porém os carregamentos nestas direções devem possuir uma menor participação na resposta dinâmica do componente quando submetido em sua aplicação, visto que o primeiro modo de vibração é predominante na direção X. Para confirmação desta condição, é necessário realizar uma medição para identificar os esforços que realmente são aplicados ao componente, o que possibilitaria possivelmente uma maior otimização do componente. Uma opção para validação do suporte otimizado em chapa, sem informações de medição, é alterar seu material para outro com propriedades mecânicas um pouco maiores (aproximadamente 10% maiores).

Figura 46: Resumo dos Resultados nas Tensões para Aceleração Admissíveis de Pico



A Figura 47, apresenta um gráfico no qual contempla uma comparação dos resultados de frequência natural dos suportes, onde foi plotado o 1º modo de um dos casos, podendo ser observado que o Suporte Otimizado em Chapa, se encontra um pouco acima do suporte referência, e o Suporte Otimizado Ferro Fundido, possui mais que o dobro de frequência.

Figura 47: Resumo dos Resultados de Frequência Natural.



5 CONCLUSÃO

Observou-se no presente trabalho, que a interação das ferramentas CAD e CAE é extremamente poderosa, quando se tratando do desenvolvimento de produtos, possibilitando a confecção de projetos mais otimizados em um menor tempo de desenvolvimento, o que é essencial na competitividade do mercado atual. Outra grande vantagem desta interação é a redução da quantidade de protótipos físicos.

Avaliando de maneira individual o resultado de cada otimização, a primeira proposta, foi a do Ferro Fundido, que após os cálculos de validação, pôde ser observado que nos carregamentos de fadiga e de pico, foi encontrado coeficientes de segurança maiores quando comparado ao suporte original, atingindo o objetivo no qual foi submetido. Além do mais, este suporte alcançou seu objetivo principal, chegando a uma massa considerável de 1902g, com uma redução de aproximadamente 37,6% comparado a massa original.

Quanto ao suporte otimizado em chapa, os coeficientes de segurança de 0,9 obtidos para os carregamentos de pico e fadiga nas direções Y e Z, mostram que o suporte apresenta uma resistência menor que o suporte original nestas direções específicas não atingindo seu objetivo, porém os carregamentos nestas direções devem possuir uma menor participação na resposta dinâmica do componente quando submetido em sua aplicação, visto que o primeiro modo de vibração é predominante na direção X. Para uma verificação deste fato, é necessário uma medição para identificar os esforços que realmente são aplicados ao componente, para possibilitar uma maior otimização do mesmo. Uma opção para validação do suporte otimizado em chapa, sem informações de medição, é alterar seu material para outro com propriedades mecânicas um pouco maiores (aproximadamente 10% maiores).

Os esforços obtidos por meio do suporte original, foram elevados em Y e em Z, que não necessariamente ocorrem em campo, por conta deste fato ser predominante em X. Por meio da medição, seria possível saber as tensões originais no qual é submetido, para a obtenção de um suporte mais otimizado.

Para trabalhos futuros o MEF se mostrou eficaz, podendo ser aplicado em outras áreas, e outras problemáticas. Quanto ao presente trabalho, também é possível realizar mais loopings de otimizações até que o suporte fique com uma massa e dimensionamento mínimo para o objetivo no qual ele atua, podendo também realizar alterações em seu material, bem como suas

propriedades mecânicas, como por exemplo fazendo o uso do alumínio fundido, seguindo as mesmas etapas, como as realizadas anteriormente.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

SORIANO, Humberto Lima. Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas. Editora da Universidade de São Paulo: São Paulo, 2003.

AVELINO A. F. **Elementos Finitos a base da tecnologia CAE**. 6ª Edição. Érica Ltda: São Paulo, 2013.

ALTAIR. **Ferramentas de Modelagens**. [S.I.], 10 mai.2021. Disponível em <https://www.altair.com/systems-modeling-applications/>.> Acesso em 24 de abr.2021.

RADE, D. A., **Apostila sobre Introdução ao método dos elementos finitos**.

AVELINO A. F. **Elementos Finitos a base da tecnologia CAE – Análise Dinâmica**. 2ª Edição. Érica Ltda: São Paulo, 2012.

ROCHA, S.M. Said. **Metodologia para simulações dinâmicas de uma estrutura submetida a uma excitação de base randômica obtida a partir de acelerômetros**. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica). Escola de engenharia industrial metalúrgica de volta redonda, Universidade Federal Fluminense, 2016.

AVELINO A. F. **Elementos Finitos a base da tecnologia CAE – Análise Dinâmica**. 2ª Edição. Érica Ltda: São Paulo, 2012.

COUTINHO, D. Karilany. **Método de Otimização Topológica em Estruturas Tridimensionais**. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2006.

CHENG, G. D. **Introduction to Structural Optimization: Theory, Methods and Solution**. Lecture Notes, Dailian University of technology, 1992.

OLHOFF, N., BENDSØE, M.P. e Rasmussen, J. **On cad-integrated structural topology and design optimization” Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**. v.89, n 1-3, pp. 259-279.1991.

STUMP, F.V. **Otimização Topológica Aplicada ao Projeto de Estruturas Tradicionais e Estruturas com Gradação Funcional sujeitas a Restrição de Tensão**. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2006.

LABANOWSKI, A.J. **Análise comparativa de métodos de otimização topológica em elasticidade 2D e 3D**. Dissertação de Mestrado, GRANTE-UFSC, Florianópolis, 2004.

PORTO, E.C.B. **Método da homogeneização aplicado à otimização estrutural topológica**. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, 2006.

SANT’ANNA, H.M. **Otimização Topológica de estruturas Bidimensionais Contínuas Submetida a Restrições de flexibilidade e Tensão**. Dissertação de Mestrado, UFRS, Porto Alegre, 2002.

- NOVOTNY, A.A. **Análise de sensibilidade contínua**. LNCC/MCT, Petrópolis, Brasil, 2003.
- BENDSØE, M.P. e Sigmund, O. **Topology optimization: theory, methods, and applications**. p. 370, Berlin, Springer, 2004.
- XIE, Y.M.; STEVEN, G.P. **Evolutionary structural optimization**. Springer-Verlag, Berlin, 1997.
- SILVA, E.C.N. **Técnicas de Otimização Aplicadas no Projeto de Peças Mecânicas**. Apostila, Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, Escola Politécnica da USP, 2001, São Paulo, Brasil.
- SONMEZ, F.O. **Structural Optimization Using Simulated Annealing**. Departamento of Mechanical Engineering, Bogazici University, 2008, Turkey.
- BENDSØE, M.P.; KIKUCHI, N. **Generating optimal topologies in structural desing using a homogenization method**. Computer Methods in Applied mechanics and Engineering, Vol. 71, 1998.
- HÉLIO, L.S. **Otimização Topológica de Estruturas Bidimensionais**. Dissertação Mestrado, Departamento de Engenharia Civil, Universidade Federal de Ouro Preto, 2009.
- MATEUS, S.P.S. **Determinação da Frequência Natural de Eixos Utilizando o Software Excel**. Dissertação de Graduação, Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade estadual Paulista, 2012.
- RAO, S.S. **Vibrações Mecânicas**. 4. Ed. São Paulo: Pearson Prentice-Hall, 2008.
- BOROBIA, J.P. **Elemento de Máquina y Vibraciones**. 3 Ed. Argentina: McGraw-Hill, 2012.
- SHIGLEY, J. E **Dinâmica das máquinas**. Trad. Mauro Ormeu C. Amorelli. - São Paulo: Edgard Blücher, 1969.
- DIMAROGONAS, A.D. and HADDAD, S. **Vibration for Engineers**. New Jersey: Prentice-Hall, Inc, Englewood Cliffs, 1992.
- SOEIRO, N. S. **Notas de Aula de Vibrações Mecânicas**. Belém: UFPA-ITEC-FEM, 2007.
- Soeiro, N. S. **Curso de Fundamentos de Vibrações e Balanceamento de Rotore**. Belém: UFPA-ITEC-FEM-GVA, 2008.
- ANDRADE e Col. **Determinação da posição do centro de rolagem em veículos de competição utilizando ferramentas cad/cae**. – 2012
- DO AMARAL, Renato Dias Calado; DE PINA FILHO, Armando Carlos. **A Evolução do CAD e sua Aplicação em Projetos de Engenharia**. UFRJ, 2015.
- DE CARVALHO, Paulo Henrique. **Utilização do software hyperworks em simulação numérica e otimização na área de mecânica estrutural**. UTFPR, 2016.

FERNANDES, Thiago F. D. Dias; MOREIRA, Nilton L. **Uma interface de controle para a Fluidodinâmica Computacional. Unicaldas.** 2019.

KIAM, Thyago M., PEREIRA, Nilson C. **Estudo de Caso de Peça Moldada pelo Processo de Injeção-Compressão para Termoplásticos Utilizando Análise Computacional. Polímeros: Ciência e Tecnologia.** vol.17, 2007.

KONDO, Rogério Toshiaki. **Animação de simulações de sistemas mecânicos multicorpos.** USP, 1997.

RODRIGUES, Sérgio Luiz Werneck Tourinho. **Dimensionamento e projeto de discos de freio e caliper para veículo fórmula SAE / Sérgio Luiz Werneck Tourinho Rodrigues.** Niterói, RJ : [s.n], 2017.

MÜLLER, Maik Briscese. **Proposta de uma metodologia para desenvolvimento de novo fornecedor de freios traseiros a tambor para veículos já em produção / M. B. Müller. – Ed.rev. – São Paulo, 2009.**

SEIMETZ, Miguel Henrique; ALEXANDRE LUCIANO, Marcos; COSTA, Carlos Alberto. **Estudo da redução de espessura de suporte metálico em pastilhas de freio automotivo.** Ingeniare. Rev. chil. ing., Arica , v. 22, n. 4, p. 528-538, oct. 2014.

KAWAGUCHI, H. **Comparação da Análise de Conforto de Frenagem Subjetiva vs. Objetiva de um Veículo de Passeio.** Dissertação de Mestrado Profissional. Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. 2015. 101p

BAUCHAU, O. A. **Flexible multibody dynamic.** [S.I.]: Springer, 2010.

LARSSON, T., 2001, **Multibody Dynamic Simulation in Product Development.** Division of Computer Aided Design – Department of Mechanical Engineering – Lulea University of Technology, Lulea.

KORTÜM, W.; VACULÍN, O., 2003. **Is Multibody Simulation Software Suitable for Mechatronic Systems?** Vehicle System Dynamics Supplement, London, n. 40, p. 1 – 16.

VOLKSWAGEN. **Apostila de Sistema de Freio Pneumática do Caminhão Volkswagen 8-150 parte 1.** 2012

AEROEXPO. **Altair Engineering GmbH.** Disponível em Software de análise - OptiStruct - Altair Engineering GmbH - de design / para aeronáutica / 3D (aeroexpo. online)/.> Acesso em 09 de nov.2021.

ALTAIR. **OptiStruct**, 10 mai.2021. Disponível Altair OptiStruct | Revendedor Oficial no Brasil | OSB Software/.> Acesso em 09 de nov.2021.