



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
Graduação em Engenharia Aeronáutica - Bacharelado

GIOVANNI JOSÉ FILIPPIN MEDINA

**COMPARAÇÃO ENTRE MÉTODOS ANALÍTICOS E COMPUTACIONAIS PARA O  
ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE OLHAIS SUBMETIDOS A REPAROS**

UBERLÂNDIA

2023

GIOVANNI JOSÉ FILIPPIN MEDINA

**COMPARAÇÃO ENTRE MÉTODOS ANALÍTICOS E COMPUTACIONAIS PARA O  
ESTUDO DO COMPORTAMENTO DE OLHAIS SUBMETIDOS A REPAROS**

Monografia submetida ao Curso de Graduação em Engenharia Aeronáutica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Aeronáutica.

Orientador: Prof. Dr. Fernando Lourenço de Souza

Áreas do conhecimento: Estruturas Aeroespaciais

UBERLÂNDIA

2023

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU  
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

M491  
2023 Medina, Giovanni José Filippin, 1998-  
Comparação entre métodos analíticos e computacionais  
para o estudo do comportamento de olhais submetidos a  
reparos [recurso eletrônico] / Giovanni José Filippin  
Medina. - 2023.

Orientador: Prof. Dr. Fernando Lourenço de Souza.  
Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -  
Universidade Federal de Uberlândia, Graduação em  
Engenharia Aeronáutica.

Modo de acesso: Internet.

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Aeronáutica. I. Souza, Prof. Dr. Fernando Lourenço  
de ,1980-, (Orient.). II. Universidade Federal de  
Uberlândia. Graduação em Engenharia Aeronáutica. III.  
Título.

CDU: 629.7

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:  
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091  
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



### ATA DE DEFESA - GRADUAÇÃO

Curso de Graduação em:	ENGENHARIA AERONÁUTICA				
Defesa de:	PROJETO DE CONCLUSÃO DE CURSO - FEMEC43100				
Data:	31/01/2023	Hora de início:	10:00	Hora de encerramento:	12:20
Matrícula do Discente:	11621EAR008				
Nome do Discente:	GIOVANNI JOSÉ FILIPPIN MEDINA				
Título do Trabalho:	Comparação entre métodos analíticos e computacionais para o estudo do comportamento de olhais submetidos a reparos.				
A carga horária curricular foi cumprida integralmente?	<input checked="" type="checkbox"/> Sim <input type="checkbox"/> Não				

Reuniu-se remotamente por meio da plataforma Google Meet, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Curso de Graduação em Engenharia Aeronáutica, assim composta: Professores: Márcio Peres de Souza - FEMEC/UFU; Thiago Gomes Cardoso - CEFET/MG e Fernando Lourenço de Souza - FEMEC/UFU, orientador(a) do(a) candidato(a).

Iniciando os trabalhos, o(a) presidente da mesa, Dr. Fernando Lourenço de Souza, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato(a), agradeceu a presença do público, e concedeu ao discente a palavra, para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do curso.

A seguir o senhor presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos examinadores, que passaram a arguir o candidato. Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

( x ) Aprovado Nota [85] (Somente números inteiros)

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Fernando Lourenço de Souza, Professor(a) do Magistério Superior**, em 31/01/2023, às 12:25, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Marcio Peres de Souza, Professor(a) do Magistério Superior**, em 31/01/2023, às 12:26, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

Documento assinado eletronicamente por **Thiago Gomes Cardoso, Usuário Externo**, em 31/01/2023,



às 12:26, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://www.sei.ufu.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **4222105** e o código CRC **DFC7B713**.

---

*À memória de minha avó Aparecida, que  
brilha no céu como meus olhos brilham ao ver  
um avião.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, a Deus. Por estar do meu lado e de minha família ao longo de nossa caminhada.

À minha família: meus pais, Ademir e Claudia, e meu irmão, Gabriel. Esta nossa conquista jamais seria possível sem o imensurável apoio de vocês.

Ao meu orientador, professor Fernando. Pelas orientações, ensinamentos e por toda sua paciência, e por sempre ser um professor que exerce sua função com dedicação e paixão. Exemplo a ser seguido.

Aos membros da Banca Examinadora, professores Márcio e Thiago, por aceitarem o convite e disponibilizarem parte de seu tempo para a avaliação deste trabalho.

Ao corpo docente e administrativo da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC), pelo empenho na melhoria e perpetuação da excelência dos cursos de Engenharia Mecânica, Mecatrônica e Aeronáutica. Em especial aos professores Roberto e Giuliano e à Leandra.

A todos os professores que contribuíram para minha formação, pelos ensinamentos e por servirem de inspiração.

Ao professor Quintiliano, da Faculdade de Matemática (FAMAT), pela oportunidade de fazer uma Iniciação Científica (IC) dentro da área de estatística, e que resultou no desenvolvimento de um projeto da FEMEC em parceria com a Petrobrás.

Aos meus colegas e companheiros de projetos de extensão: Programa de Educação Tutorial da Faculdade de Engenharia Mecânica (PETMEC), Tucano Aerodesign, e Diretório Acadêmico da Engenharia Aeronáutica (DAERO). Pelo excelente convívio e por serem parte de experiências fundamentais em minha formação como pessoa e profissional.

Aos professores Odenir e Ana Marta, tutores do PETMEC enquanto fiz parte do grupo. Pelos ensinamentos e por sempre buscarem excelência nas atividades do grupo.

Aos meus colegas de curso em geral, por termos caminhado juntos e tornado esta jornada mais leve.

À minha equipe na Eleb / Embraer, pelos conselhos e por sempre se mostrarem dispostos a ensinar, tornando extremamente enriquecedora esta minha primeira experiência profissional (estágio).

Por fim, mas não menos importante, aos meus amigos com os quais a vida me presenteou, por sempre estarem comigo em minhas lutas e conquistas.

*“Se eu vi mais longe, foi por estar sobre ombros  
de gigantes.”*

***Isaac Newton***



## RESUMO

Em estruturas de trem-de-pouso, e aeroespaciais como um todo, é comum a utilização de conjuntos de olhais para união de peças e componentes. Tal conjunto é constituído basicamente pelo olhal, pelo pino e eventualmente por buchas. Mesmo sendo estruturas projetadas para resistir às cargas transmitidas, podem colapsar ou terem que passar por reparos ao longo de sua vida operacional. Diante desses, são necessárias novas análises estruturais, visto que a resistência mecânica do componente é afetada. Para isso, existem metodologias analíticas e computacionais amplamente utilizadas nos meios acadêmico e industrial. No entanto, apresentam limitações e restrições em seu uso, fazendo com que, por vezes, precisem ser utilizadas conjuntamente. Posto isso, foi desenvolvido neste projeto um estudo comparativo entre essas metodologias, com o objetivo de avaliar como elas podem ser utilizadas de maneira conjunta. O trabalho se desenvolve a partir da seleção de um olhal de ligação do trem-de-pouso na fuselagem de uma aeronave comercial, e são simulados dois reparos na estrutura, que consistem em variar o diâmetro do furo pelo qual passa o pino. A metodologia analítica utilizada é semi-empírica e baseada na literatura clássica do início da década de 1950, e é utilizada para prever os modos de falha da estrutura e calcular a carga admissível para cada um deles. O procedimento computacional, feito por meio do Método dos Elementos Finitos no *software* ANSYS® (com auxílio do *software* CATIA® para geração de geometrias), é utilizado para calcular tensões e vida em fadiga do componente. Em relação às análises estáticas, as três geometrias se mostraram seguras, tanto pelo cálculo analítico quanto pelo computacional. No entanto, em relação à análise de fadiga, a terceira geometria apresenta vida da ordem de 12 000 ciclos, o que poderia ser insuficiente dependendo da vida operacional da aeronave. Avaliando o que cada metodologia pode fornecer, o Método dos Elementos Finitos mostrou-se como ferramenta mais completa, mesmo tendo sido desenvolvido um modelo simplificado do olhal. Os cálculos analíticos, por sua vez, mostram seu valor ao servirem de base para o projeto da estrutura, e também como validação do modelo computacional.

**Palavras-chave:** Estruturas aeroespaciais. Olhal. Metodologias analíticas. Método dos Elementos Finitos.

## ABSTRACT

Lugs are found in a number of aerospace applications, including landing gear attachment points. The main components of a typical assembly are the lug, the pin and bushing (if used). Even though these structures are designed to resist applied loads, they may fail or may need to be repaired over their operational life. In view of this, new structural analysis are required, since the mechanical strength of the component is affected. For this, there are analytical and computational methods widely used in academic and industrial applications. However, there are limitations and restrictions in their use, so that sometimes they need to be used together. Therefore, it was developed in this project a comparative study between these methodologies, with the objective of evaluating how they can be used jointly. The work starts with the selection of a lug on the main landing gear of a commercial aircraft, and the repairs consist in oversizing the pin hole diameter. The analytical methodology used is semiempirical and developed in early 1950's, and it's used to predict the failure modes in wich the structure can fail and calculate the allowable load for each of them. The computational procedure, done by means of the Finite Element Method in ANSYS<sup>®</sup> (CAE software) and CATIA<sup>®</sup> (CAD software), is used to evaluate stresses and the fatigue life of the component. Regarding to static analysis, the component is safe for all repair conditions, according to both methodologies. However, regarding to fatigue analysis, the component is not safe for the last repair condition, as the fatigue life is 12 000 ciclos, which may be less than the remaining airplane operation life. Evaluating what each methodology can provide, the Finite Element proved to be the most complete tool, even though a simplified model of the lug assembly was developed.. The analytical calculations, in turn, show their value by providing the basis for the structure design, and also as a validation of the computational model.

**Keywords:** Aerospace structures. Lug. Analytical method. Finite Element Method.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Conjunto típico do olhal . . . . .	18
Figura 2.1 – Diagrama tensão <i>versus</i> deformação para um aço estrutural típico (sem escala)	21
Figura 2.2 – Gráfico tensão <i>versus</i> deformação do Al 7475-T7351 . . . . .	23
Figura 2.3 – Parâmetros geométricos do olhal . . . . .	24
Figura 2.4 – Modos de falha típicos do olhal: (a) Ruptura da seção líquida (b) Rasgamento (c) Esmagamento . . . . .	24
Figura 2.5 – Fator de eficiência em tração para olhais . . . . .	26
Figura 2.6 – Fator de eficiência para esmagamento . . . . .	27
Figura 2.7 – Diagrama tensão <i>versus</i> tempo . . . . .	28
Figura 2.8 – Diagramas $S \times N$ típicos . . . . .	29
Figura 2.9 – Método geral para análise de sistemas discretos - Sistema Discreto Padrão .	31
Figura 2.10–Sequência básica para aplicação do MEF . . . . .	32
Figura 2.11–Elemento Estrutural Sólido Homogêneo SOLID185 . . . . .	33
Figura 2.12–Malha com elementos SOLID185 . . . . .	33
Figura 2.13–Gráfico tensão <i>versus</i> deformação utilizado em MEF . . . . .	34
Figura 3.1 – Localização do olhal no trem de pouso principal . . . . .	35
Figura 3.2 – Distribuição de tensões no olhal . . . . .	37
Figura 3.3 – Vida em fadiga do olhal . . . . .	37
Figura 3.4 – Menu da análise no ANSYS® <i>Workbench</i> . . . . .	38
Figura 3.5 – Menu da análise no ANSYS® <i>Mechanical</i> . . . . .	39
Figura 3.6 – Diagrama tensão <i>versus</i> deformação para o Alumínio 7075-T6 obtido pela metodologia de Ramberg-Osgood . . . . .	40
Figura 3.7 – Diagrama tensão $\times$ deformação utilizado em MEF . . . . .	40
Figura 3.8 – Diagrama $S \times N$ para o Alumínio 7075-T6 . . . . .	41
Figura 3.9 – Geometria primária em CATIA® . . . . .	42
Figura 3.10–Fator de eficiência $K_t$ para Alumínio 7075-T6 . . . . .	42
Figura 3.11–Fator de eficiência $K_{br}$ para $D/t \leq 2$ . . . . .	43
Figura 3.12–Condições de contorno dos modelos . . . . .	44
Figura 4.1 – Malha utilizada na geometria inicial . . . . .	46
Figura 4.2 – Tensões equivalentes para a geometria inicial, com carga operacional . . . . .	47
Figura 4.3 – Vida em fadiga para a geometria inicial, com carga operacional . . . . .	48
Figura 4.4 – Tensões equivalentes para a geometria inicial, com carga admissível . . . . .	49
Figura 4.5 – Malha utilizada na geometria do primeiro reparo . . . . .	51
Figura 4.6 – Tensões equivalentes para a geometria do primeiro reparo, com carga opera- cional . . . . .	51
Figura 4.7 – Vida em fadiga para a geometria do primeiro reparo, com carga operacional	52
Figura 4.8 – Tensões equivalentes para a geometria do primeiro reparo, com carga admissível	53

Figura 4.9 – Malha utilizada na geometria do segundo reparo . . . . .	55
Figura 4.10–Tensões equivalentes para a geometria do segundo reparo, com carga operacional	55
Figura 4.11–Vida em fadiga para a geometria do segundo reparo, com carga operacional .	56
Figura 4.12–Tensões equivalentes para a geometria do segundo reparo, com carga admissível	57

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Propriedades consideradas no dimensionamento do olhal . . . . .	36
Tabela 3.2 – Dimensões do olhal . . . . .	36
Tabela 3.3 – Propriedades mecânicas do Alumínio 7075-T6 . . . . .	39
Tabela 3.4 – Dados tensão <i>versus</i> deformação utilizados em MEF . . . . .	40
Tabela 3.5 – Dados da curva $S \times N$ . . . . .	41
Tabela 3.6 – Dados do fator de eficiência $K_t$ . . . . .	42
Tabela 3.7 – Dados do fator de eficiência $K_{br}$ . . . . .	43
Tabela 4.1 – Dados da configuração geométrica inicial . . . . .	45
Tabela 4.2 – Dados da configuração geométrica do primeiro reparo . . . . .	49
Tabela 4.3 – Dados da configuração geométrica do segundo reparo . . . . .	53
Tabela 4.4 – Resumo dos resultados analíticos . . . . .	57
Tabela 4.5 – Resumo dos resultados em MEF para os modelos com carga operacional . .	58
Tabela 4.6 – Resumo dos resultados em MEF para os modelos com carga admissível . .	58

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
CATIA <sup>®</sup>	<i>Computer-Aided Three-dimensional Interactive Application</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MMPDS	<i>Metallic Materials Properties Development and Standardization</i>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\sigma$	Tensão normal
$\varepsilon$	Deformação
$E$	Módulo de Elasticidade
$\nu$	Coefficiente de Poisson
$F_{tp}$	Limite de proporcionalidade
$F_{ty}$	Tensão de escoamento
$F_{tu}$	Tensão última
$n$	Expoente de endurecimento de deformação
$D$	Diâmetro do furo
$D_p$	Diâmetro do pino
$e$	Excentricidade do centro do furo em relação à borda livre do olhal
$W$	Largura do olhal
$t$	Espessura do olhal
$F_{su}$	Limite de resistência ao cisalhamento
$F_{bru}$	Limite de resistência ao esmagamento
$P'_{tu}$	Carga admissível em tração
$P'_{bru}$	Carga admissível em esmagamento / rasgamento
$P'_u$	Carga admissível
$K_t$	Fator de eficiência em tração
$K_{br}$	Fator de eficiência em esmagamento
$FS_{tu}$	Fator de segurança em tração
$FS_{bru}$	Fator de segurança em esmagamento / rasgamento
$S_{max}$	Máxima tensão num ciclo
$S_{min}$	Mínima tensão num ciclo
$S_m$	Tensão média num ciclo
$S_r$	Diferença entre a máxima e a mínima tensão num ciclo
$S_a$	Amplitude de tensão num ciclo
$N_f$	Número de ciclos
$S_e$	Limite de fadiga
$S'_f$	Tensão para meio ciclo

$b$	Coefficiente de Basquin
$k_a$	Fator de modificação de condição de superfície
$k_b$	Fator de modificação de tamanho
$k_c$	Fator de modificação de carga
$k_d$	Fator de modificação de temperatura
$k_e$	Fator de modificação de confiabilidade
$k_f$	Fator de modificação de efeitos variados
$S'_e$	Limite de resistência do corpo de prova em ensaio rotativo
$FS_{ult}$	Fator de segurança último
$\sigma_{vM}$	Tensão equivalente de von Mises
$\sigma_1$	Máxima Tensão Principal
$FS_{lim}$	Fator de segurança limite



## SUMÁRIO

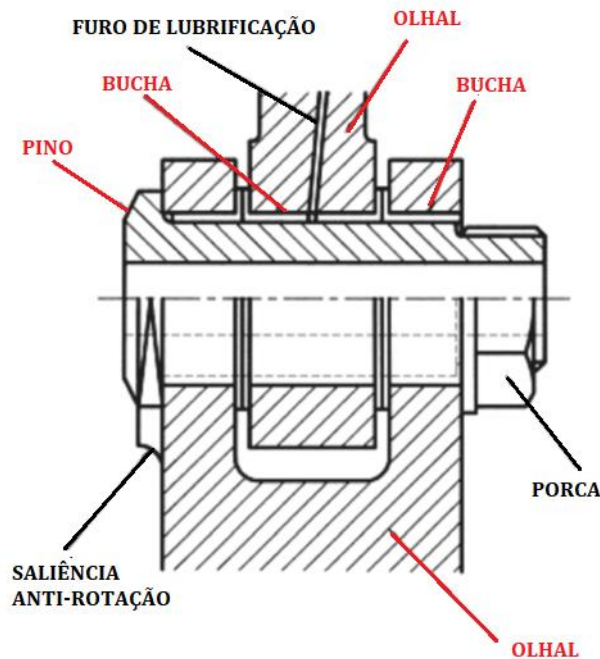
<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>18</b>
1.1	OBJETIVOS	19
1.1.1	Objetivo geral	19
1.1.2	Objetivos Específicos	19
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	20
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>21</b>
2.1	PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS METAIS	21
2.1.1	Equação de Ramberg-Osgood	22
2.2	RESISTÊNCIA DO OLHAL	23
2.2.1	Caracterização geométrica e definição dos modos de falha	23
2.2.2	Método clássico de Cozzone, Melcon e Hoblit	25
2.3	ANÁLISE DE FADIGA	28
2.4	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	30
2.4.1	Definições iniciais	30
2.4.2	Aspectos importantes na etapa de Pré-Processamento	32
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>35</b>
3.1	SELEÇÃO DO OLHAL	35
3.1.1	Resultados do olhal selecionado	36
3.2	CÁLCULO DAS CARGAS ADMISSÍVEIS	38
3.3	APLICAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	38
3.3.1	Descrição das propriedades do material	39
3.3.2	Geometrias utilizadas	41
3.3.3	Condições de contorno	43
3.3.4	Avaliação das tensões	44
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>45</b>
4.1	CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA INICIAL	45
4.1.1	Cálculo das cargas admissíveis	45
4.1.2	Aplicação do MEF	46
4.2	CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA DO PRIMEIRO REPARO	49
4.2.1	Cálculo das cargas admissíveis	50
4.2.2	Aplicação do MEF	50
4.3	CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA DO SEGUNDO REPARO	53
4.3.1	Cálculo das cargas admissíveis	53
4.3.2	Aplicação do MEF	54
4.4	VISÃO GERAL DOS RESULTADOS	57

<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES . . . . .</b>	<b>60</b>
	<b>REFERÊNCIAS . . . . .</b>	<b>61</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Em estruturas de trem-de-pousos (e aeroespaciais em geral), é comum a utilização de olhais para união de peças e componentes, visto que é um dos métodos mais simples de promover ligações, além das vantagens de ser de fácil instalação e permitir a rotação entre os componentes ligados (ABBOTT, 2019). De maneira simplista, um olhal pode ser visto como uma placa com um furo, pelo qual passa o pino responsável por ligar os componentes. Uma ilustração desse tipo de conjunto pode ser vista na Figura 1.1.

Figura 1.1 – Conjunto típico do olhal



Fonte: Adaptado de Richards (2013)

Conforme observa-se em destaque na Figura 1.1, os principais componentes da montagem são o olhal, o pino e a bucha, e é por meio deles que se dá a transmissão de cargas. O colapso do conjunto pode se dar por meio da ruptura do olhal ou do pino, consequência de uma carga além da suportada ou do acúmulo de dano com o tempo. E esse desgaste pode gerar uma necessidade de reparos na estrutura do olhal (como por exemplo, uma usinagem para remover uma trinca).

Essa modificação na estrutura gera uma diminuição de sua resistência mecânica, o que faz com que sejam necessárias análises estruturais que avaliam a possibilidade de se fazer ou não os reparos necessários na estrutura.

Para essa avaliação, existem dois caminhos possíveis: métodos analíticos ou ferramentas computacionais. Essas permitem avaliar estruturas com qualquer geometria sem a necessidade de simplificações, as quais se fazem necessárias nos métodos analíticos, devido às suas limitações.

Para o cálculo da resistência mecânica de olhais, as metodologias analíticas começaram a ser desenvolvidas na década de 1950, a partir dos estudos de três engenheiros da *Lockheed*

*Aircraft Corporation*: F. P. Cozzone, M.A. Melcon e F.M. Hoblit. Eles publicaram dois artigos na revista *Product Engineering*. O primeiro, em 1950, intitulado "*Analysis of Lugs and Shear Pins Made from Aluminum or Steel Alloys*". O segundo, em junho de 1953, sem a participação de F. P. Cozzone e intitulado "*Developments in the Analysis of Lugs and Shear Pins*". Uma revisão sobre estes artigos será feita no Capítulo 02 deste trabalho.

Já no campo das ferramentas computacionais, tem-se o Método dos Elementos Finitos (MEF), uma técnica de análise numérica para soluções aproximadas de problemas modelados por equações diferenciais. Tem sua utilização em diversas áreas da engenharia, como mecânica dos sólidos, mecânica dos fluidos, transmissão de calor e eletromagnetismo. Uma revisão sobre o MEF também será feita no Capítulo 2 deste trabalho, bem como suas aplicações por meio do *software ANSYS*<sup>®</sup>.

Embora sejam consagradas e validadas em meios acadêmicos e industriais, as ferramentas mencionadas apresentam limitações em sua aplicação. As metodologias analíticas, por vezes, exigem simplificações do modelo físico, podendo não atender a estruturas com geometrias mais complexas.

Já a aplicação do MEF apresenta dois pontos que exigem atenção. O primeiro é a concepção do modelo, que passa pela interpretação do problema físico: cargas atuantes, restrições de movimento e eventuais interações entre os componentes. O outro ponto é que sistemas mais complexos exigem mais tempo e mais custo computacional, o que faz com que alguns modelos venham a ser simplificados ou até mesmo abordados somente de maneira analítica. No âmbito de validação de um reparo num olhal, o tempo é fator crucial.

Diante das limitações apresentadas por cada metodologia, este trabalho é desenvolvido com o intuito de avaliar como elas podem atuar de maneira conjunta. Posto isso, tem-se o desdobramento dos objetivos deste projeto.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo geral

A partir da variação do diâmetro do furo de um olhal, avaliar a sua resistência mecânica e o nível das tensões diante das cargas aplicadas, utilizando metodologias analíticas e computacionais.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

A partir do desdobramento do objetivo geral, são definidos os seguintes objetivos específicos:

- Identificar na literatura uma geometria de olhal com aplicações aeronáuticas, bem como as cargas atuantes.

- Avaliar a influência da variação do diâmetro na resistência do olhal escolhido, utilizando a metodologia analítica de projeto.
- Avaliar a influência da variação do diâmetro nas tensões atuantes e na vida em fadiga do olhal escolhido, utilizando o Método dos Elementos Finitos, por meio do ANSYS®.
- Avaliar o que cada metodologia pode fornecer e analisar como podem ser utilizadas de maneira conjunta.

## 1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho é composto por um total de 05 (cinco) capítulos, dispostos da seguinte maneira:

Capítulo 1: Introdução.

Capítulo 2: Fundamentação Teórica e Bibliográfica. Abordagem de aspectos teóricos importantes sobre temas relevantes para o desenvolvimento deste projeto, sendo esses: propriedades mecânicas de materiais, resistência de olhais, análises de vida em fadiga e método dos elementos finitos.

Capítulo 3: Materiais e Métodos. Seleção do olhal a ser estudado e descrição das metodologias analítica e computacional a serem utilizadas.

Capítulo 4: Resultados e Discussões. Apresentação dos resultados de cada geometria e comparações entre as metodologias.

Capítulo 5: Conclusões. Considerações finais e propostas para trabalhos futuros.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

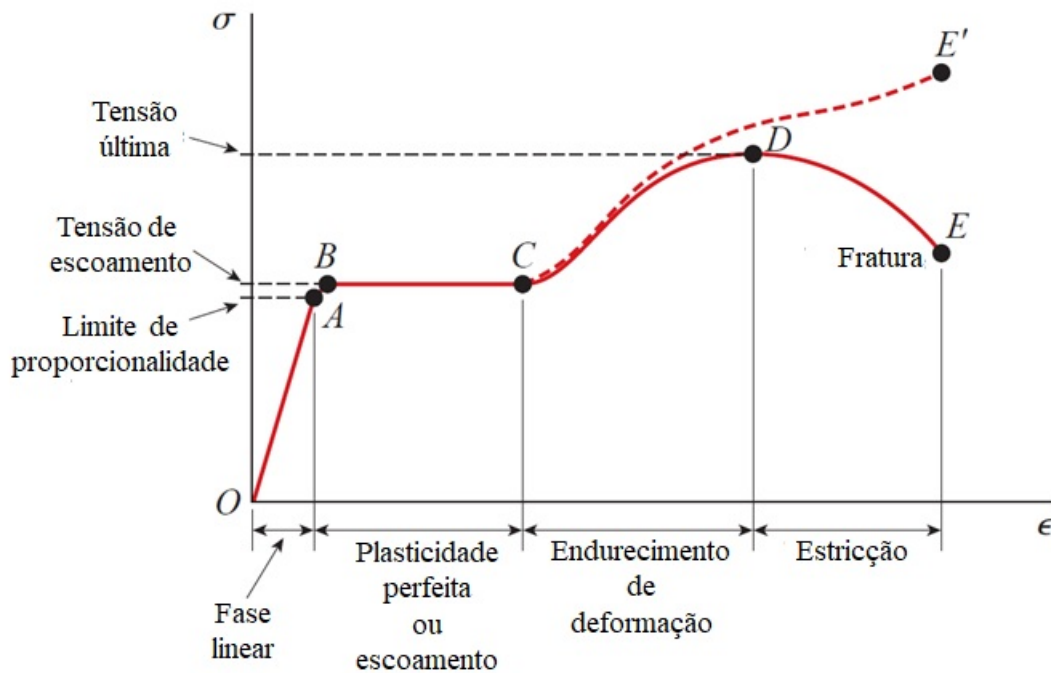
Neste capítulo serão abordados aspectos teóricos importantes sobre temas relevantes para o desenvolvimento deste projeto, sendo esses: propriedades mecânicas de materiais, resistência de olhais, análises de vida em fadiga e método dos elementos finitos.

### 2.1 PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS METAIS

Para os cálculos de resistência dos olhais, bem como para as aplicações computacionais do Método dos Elementos Finitos, é importante o conhecimento de algumas propriedades mecânicas dos materiais, as quais são definidas nesta seção.

Para obtenção de tais propriedades, são feitos os ensaios de engenharia, que tem como resultado o diagrama tensão *versus* deformação do material, ilustrado na Figura 2.1.

Figura 2.1 – Diagrama tensão *versus* deformação para um aço estrutural típico (sem escala)



Fonte: Adaptado de Gere e Goodno (2012)

São destacados na Figura 2.1 alguns pontos importantes, e estes são utilizados para determinar as propriedades do material. A primeira delas é o módulo de Elasticidade ( $E$ ), definido como a rigidez do material no regime elástico (inclinação do trecho  $OA$ ). Nesta fase, vale a lei de Hooke, expressa pela Equação 2.1.

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.1)$$

Na Equação 2.1,  $\sigma$  é a tensão normal ( $Pa$ ) e  $\varepsilon$  é a deformação longitudinal (adimensional).

Durante o regime elástico é também possível determinar a segunda propriedade: coeficiente de Poisson ( $\nu$ ). Trata-se de um parâmetro adimensional que relaciona as deformações longitudinais e transversais. Finalizando o trecho, o ponto *A* determina a terceira propriedade: limite de Proporcionalidade, ou tensão de proporcionalidade ( $F_{tp}$ ), que marca o início da separação dos regimes elástico e plástico. Ligas de alumínio produzidas para fins estruturais tem o valor desta propriedade no intervalo de 70 a 410 MPa (CALLISTER; RETHWISCH, 2018).

No ponto *B*, é determinada a tensão limite de escoamento ( $F_{ty}$ ), a qual marca o início das deformações plásticas significativas. Para materiais como o alumínio, cujo ponto de escoamento não é facilmente definido e há grandes deformações após o  $F_{tp}$ , utiliza-se o Método da Equivalência: é traçada uma reta paralela à porção linear do diagrama, deslocada de uma deformação padrão de 0,002. A intersecção da reta com o diagrama define o  $F_{ty}$  (GERE; GOODNO, 2012).

No trecho *BC*, denominado escoamento, o material se deforma sem aumento da tensão (plasticidade perfeita). No trecho *CD* (endurecimento de deformação), o diagrama tem inclinação positiva, atingindo seu máximo no ponto *D*. Define-se então mais uma propriedade do material: tensão última ( $F_{tu}$ ), sendo esta a maior tensão atingida pelo material. O trecho final do diagrama, *DE*, equivale à fase de estrição, que culmina na ruptura do material.

Se as deformações experimentadas durante o regime plástico forem muito pequenas ou até mesmo nulas, o material é denominado frágil. E caso venha a apresentar deformações significativas, será chamado de dúctil.

Observa-se ainda na Figura 2.1 que existe uma outra curva ilustrada, a qual segue o caminho *ABCDE'*. Trata-se da curva real de tensão *versus* deformação. O caminho estudado até aqui, *ABCDE*, representa a curva convencional (ou curva de engenharia), e considera que a área da seção transversal do corpo de prova é constante em todo o ensaio. Para a obtenção dos valores verdadeiros de tensão e deformação, Downing (2013) apresenta as Equações 2.2 e 2.3.

$$\tilde{\epsilon} = \ln(1 + \epsilon) \quad (2.2)$$

$$\tilde{\sigma} = \sigma(1 + \epsilon) \quad (2.3)$$

Na Equação 2.2,  $\tilde{\epsilon}$  é a deformação verdadeira. Na Equação 2.3,  $\tilde{\sigma}$  é a tensão verdadeira.

### 2.1.1 Equação de Ramberg-Osgood

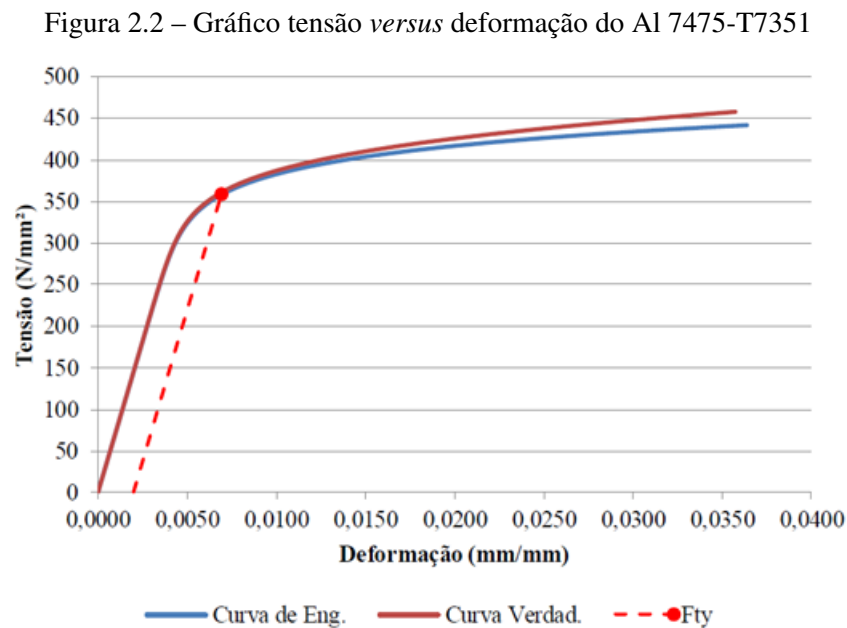
Para a realização deste trabalho, não foram feitos ensaios de tração para obtenção da curva tensão-deformação do material utilizado. No entanto, os estudos em MEF serão feitos alcançando as tensões últimas do material, o que exige uma modelagem correta do regime plástico do diagrama. Diante deste problema, Pesci (2016) propõe a utilização do método de Ramberg-Osgood, que baseia-se em três parâmetros para gerar a curva analítica, sendo eles o módulo de Elasticidade e duas retas secantes. A metodologia mostrou-se eficiente para ligas de alumínio, aços inoxidáveis e aço-carbono, e resulta na Equação 2.4.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + 0,002 \left( \frac{\sigma}{F_{ty}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.4)$$

Na Equação 2.4,  $n$  é o expoente de endurecimento de deformação, característico do material, e pode ser obtido por meio da Equação 2.5.

$$n = \frac{\ln(F_{tu}/F_{ty})}{\ln(\varepsilon_T/0,002)} \quad (2.5)$$

Na Equação 2.5,  $\varepsilon_T$  é a deformação na tensão última (deformação de referência). Utilizando-se das equações fornecidas, e com dados do material, pode-se recorrer a ferramentas computacionais que forneçam um gráfico semelhante ao apresentado na Figura 2.2.



Fonte: Pesci (2016)

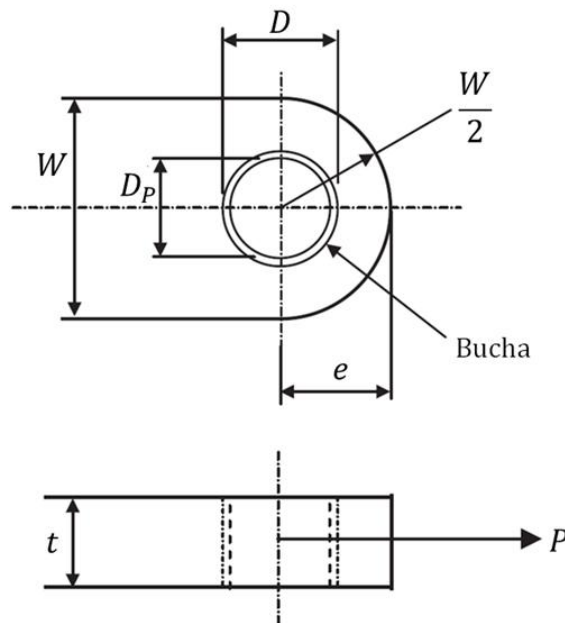
## 2.2 RESISTÊNCIA DO OLHAL

### 2.2.1 Caracterização geométrica e definição dos modos de falha

Antes da caracterização dos modos de falha, é necessário definir os parâmetros geométricos do olhal, ilustrados na Figura 2.3.



Figura 2.3 – Parâmetros geométricos do olhal

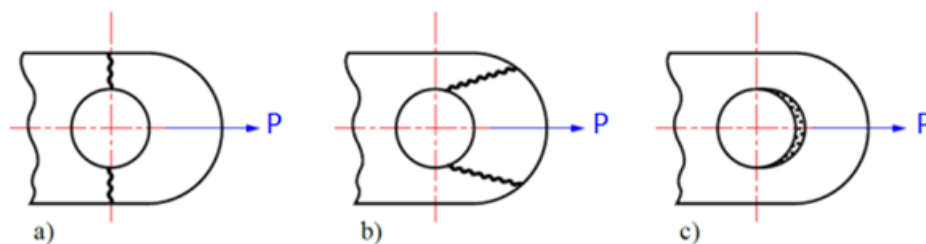


Fonte: Adaptado de Richards (2013)

Define-se então, a partir da Figura 2.3, que  $W$  é a largura do olhal,  $t$  é a espessura,  $D$  e  $D_p$  são os diâmetros, respectivamente, do furo e do pino;  $e$  representa a excentricidade do centro do furo em relação à borda livre do olhal. A carga aplicada é expressa por  $P$ , podendo estar em três direções: axial, transversal ou oblíqua. O foco deste trabalho será para cargas na direção axial, assim como ilustrado na Figura 2.4.

A estrutura do olhal poderá falhar de três modos, representados na Figura 2.4.

Figura 2.4 – Modos de falha típicos do olhal: (a) Ruptura da seção líquida (b) Rasgamento (c) Esmagamento



Fonte: Adaptado de Pesci (2016)

Pesci (2016) define os três modos de falha ilustrados na Figura 2.4: ruptura da seção líquida, rasgamento e esmagamento, nesta ordem. Todos ocorrem devido às pressões provenientes da buchá ou do pino nas paredes do furo.

A ruptura da seção líquida ocorre quando a tensão gerada ultrapassa a tensão última ( $F_{tu}$ ) do material do olhal. O rasgamento ocorre quando a tensão de cisalhamento gerada ultrapassa o limite de resistência em cisalhamento ( $F_{su}$ ) do material do olhal. Por último, o esmagamento

ocorre quando a tensão gerada ultrapassa o limite de resistência em esmagamento ( $F_{bru}$ ) do material do olhal. Está ligado também a um quarto modo de falha, que resulta do acúmulo de tensões circunferenciais na ponta do olhal.

### 2.2.2 Método clássico de Cozzone, Melcon e Hoblit

Cozzone, Melcon e Hoblit (1950), em seu artigo "*Analysis of Lugs and Shear Pins Made from Aluminum or Steel Alloys*", por meio de testes com olhais de alumínio ou aço e com diversas geometrias, desenvolveram a metodologia para análise de olhais sujeitos a cargas axiais. Melcon e Hoblit (1953) concluíram o método ao abordar cargas transversais e oblíquas, no artigo "*Developments in the Analysis of Lugs and Shear Pins*". Estes dois trabalhos são a referência clássica no assunto, e por isso a metodologia de cálculo aqui adotada será baseada neles (neste caso, somente no primeiro, visto o foco em cargas axiais).

Para a falha por ruptura da seção líquida, calcula-se inicialmente a área líquida,  $A_t$ , por meio da Equação 2.6.

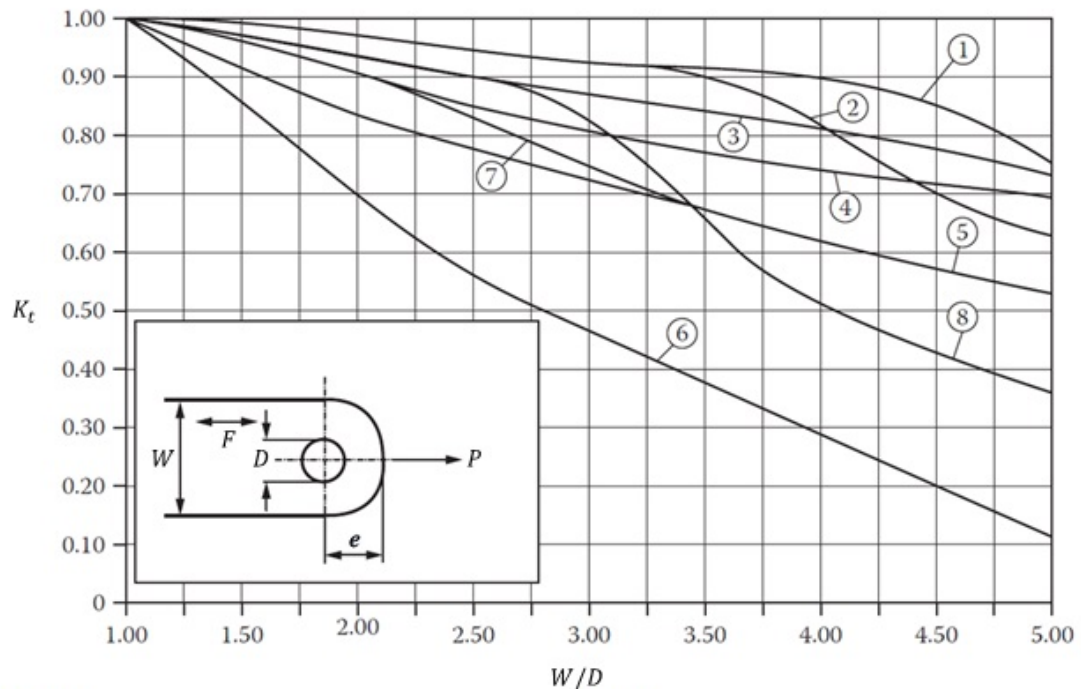
$$A_t = (W - D)t \quad (2.6)$$

Os autores concluíram que calcular a tensão gerada considerando toda a área líquida, ou seja,  $\sigma = P/A_t$ , geraria resultados perigosamente não-conservativos. Isto ocorre devido a concentrações de tensão, que fazem com que esta não seja suportada. Assim sendo, a carga admissível,  $P'_{tu}$ , deve ser calculada por meio da Equação 2.7.

$$P'_{tu} = K_t F_{tu} A_t \quad (2.7)$$

Na Equação 2.7,  $K_t$  é o Fator de Eficiência em Tensão, parâmetro que depende do material e da razão  $W/D$ , e é determinado por meio de curvas empíricas encontradas na Figura 2.5, na qual há de se observar que os valores de  $K_t$ , independentemente da curva adotada, começam em 1,00 (para  $W/D$  igual a 1,00) e decrescem a medida que a razão  $W/D$  aumenta.

Figura 2.5 – Fator de eficiência em tração para olhais

**Curva 1.**

Aços 4130, 4140, 4340 e 8630.  
 2014-T6 e 7075-T6 chapa  $\leq 0,5$  in (12,7 mm) (L, T).  
 7075-T6 barra e extrusão (L).  
 2014-T6 forjamento manual  $\leq 144$  in<sup>2</sup> (92 903 mm<sup>2</sup>) (L).  
 2014-T6 e 7075-T6 forjamento em matriz (L).

**Curva 2.**

2014-T6 e 7075-T6 chapa  $> 0,5$  in,  $\leq 1,0$  in ( $> 12,7$  mm,  $\leq 25,4$  mm).  
 7075-T6 extrusão (T, N).  
 7075-T6 forjamento manual  $\leq 36$  in<sup>2</sup> (23226 mm<sup>2</sup>) (L).  
 2014-T6 forjamento manual  $> 144$  in<sup>2</sup> (92903 mm<sup>2</sup>) (L).  
 2014-T6 forjamento manual  $\leq 36$  in<sup>2</sup> (23226 mm<sup>2</sup>) (T).

17-4 PH  
 17-7 PH-THD.

**Curva 3.**

2024-T6 chapa (L, T).  
 2024-T4 e 2024-T42 extrusão (L, T, N).

**Curva 4.**

2024-T4 chapa (L, T).  
 2024-T3 chapa (L, T).  
 2014-T6 e 7075-T6 chapa  $> 1,0$  in (25,4 mm).  
 2024-T4 barra (L, T).  
 7075-T6 forjamento manual  $> 36$  in<sup>2</sup> (23226 mm<sup>2</sup>) (L).  
 7075-T6 forjamento manual  $\leq 16$  in<sup>2</sup> (10323 mm<sup>2</sup>) (T).

**Curva 5.**

Ligas de alumínio fundidas 195T6, 220T4, e 356T6.  
 7075-T6 forjamento manual  $> 16$  in<sup>2</sup> (10323 mm<sup>2</sup>) (T).  
 2014-T6 forjamento manual  $> 36$  in<sup>2</sup> (10323 mm<sup>2</sup>) (T).

**Curva 6.**

Ligas de alumínio placa, barra, forjamento manual e em matriz (N).

Nota: para forjados em matriz, direção N existe somente no plano de partição.

Note: for die forgings, N direction exists only at the parting plane.

7075-T6 bar (T).

**Curva 7.**

Aço inoxidável recozido 18-8

**Curva 8.**

Aço inoxidável 18-8, duro.

Nota: for 1/4, 1/2, e 3/4 interpolação entre curvas 7 e 8

Fonte: Adaptado de Richards (2013)

Bruhn (1973) sugere um fator de segurança,  $FS_{tu}$ , de 1,15, calculado por meio da Equação 2.8.

$$FS_{tu} = \frac{P'_{tu}}{P} \quad (2.8)$$

Para os modos de falha por esmagamento e rasgamento, a abordagem é feita considerando um único modo, visto a relação entre eles, e também porque a tratativa individual das tensões de cisalhamento se mostrou extremamente conservativa. A metodologia se inicia pelo cálculo da área de esmagamento projetada,  $A_{br}$ , por meio da Equação 2.9.

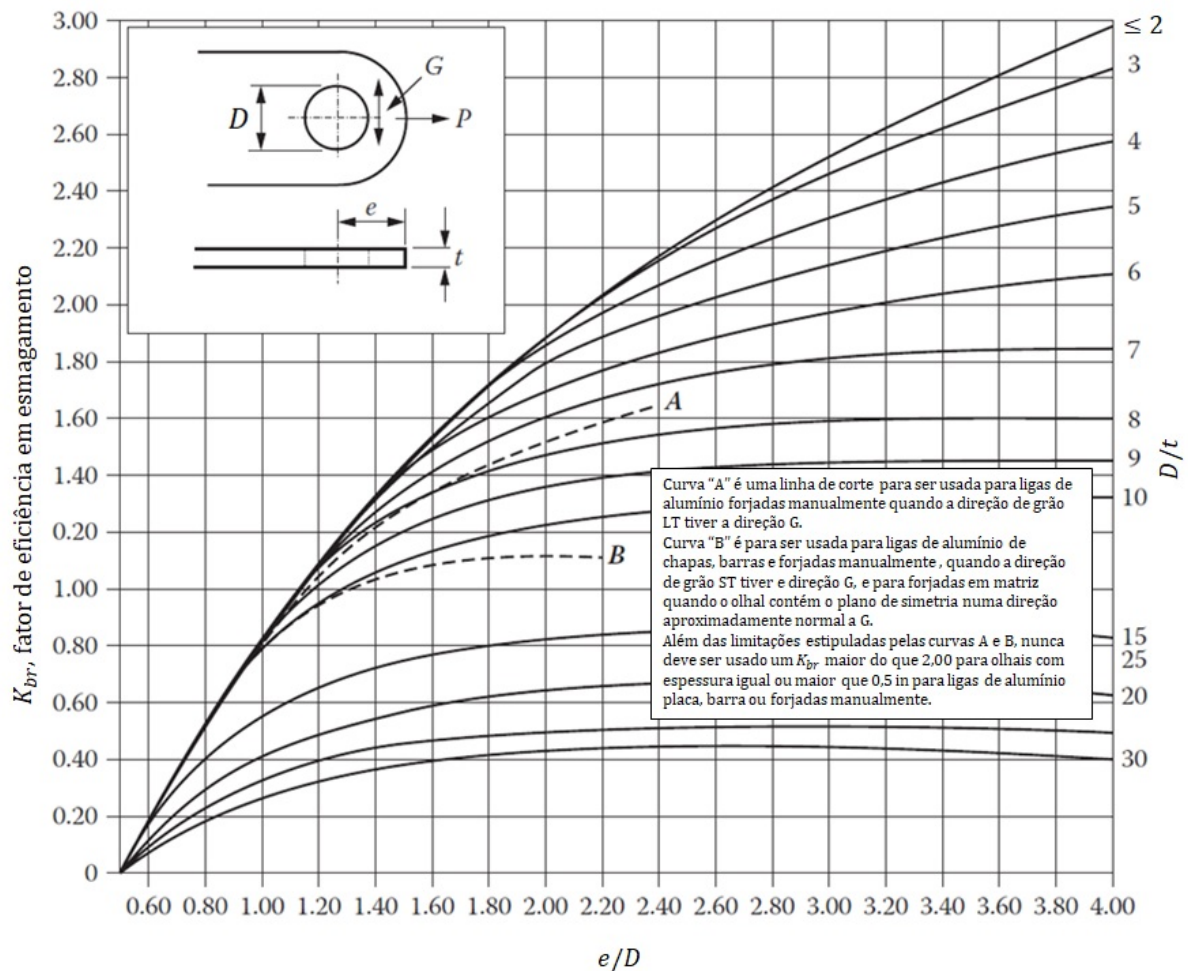
$$A_{br} = Dt \quad (2.9)$$

A carga admissível de esmagamento / rasgamento,  $P'_{bru}$ , é então calculada pela Equação 2.10.

$$P'_{bru} = K_{br} F_{tu} A_{br} \quad (2.10)$$

Na Equação 2.10,  $K_{br}$  é o fator de eficiência em esmagamento, que depende das razões  $D/t$  e  $e/D$ , sendo determinado por meio das curvas empíricas ilustradas na Figura 2.6, na qual se observa que a seleção da curva passa inicialmente pelo cálculo da razão  $D/t$ , e independentemente do gráfico adotado, os valores de  $K_{br}$  aumentam à medida que a razão  $e/D$  também aumenta.

Figura 2.6 – Fator de eficiência para esmagamento



Fonte: Adaptado de Richards (2013)

Calcula-se também o fator de segurança,  $FS_{bru}$ , por meio da Equação 2.11.

$$FS_{tu} = \frac{P'_{bru}}{P} \quad (2.11)$$

A carga admissível para o olho,  $P'_u$ , é dada a mínima entre as duas calculadas, conforme descrito na Equação 2.12.

$$P'_u = \min(P'_{tu}, P'_{bru}) \quad (2.12)$$

Conforme abordado no início desta seção, a metodologia descrita tornou-se referência clássica, e pode-se afirmar que "permanece como a principal fonte no assunto até os dias de hoje e serve de base para os manuais de cálculos dos principais fabricantes de aeronaves." (PINTO, 2003, p. 129)

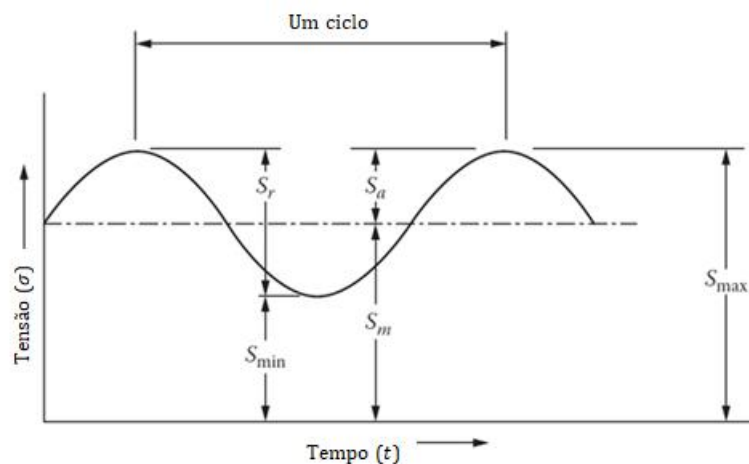
### 2.3 ANÁLISE DE FADIGA

Componentes estruturais são frequentemente submetidos a carregamentos cíclicos, cujas tensões resultantes, mesmo que inferiores às tensões limites do material, podem levar à danos microscópicos nos componentes. O acúmulo desses leva a danos de ordem maior (como trincas), e sua propagação causa a falha do componente. A esse processo de acúmulo de dano e consequente falha por carregamentos cíclicos dá-se o nome de fadiga (DOWNLING, 2013).

O número de ciclos necessários para a ocorrência de falha é um parâmetro que classifica os tipos de fadiga: alto ciclo e baixo ciclo. No primeiro tipo, o número de ciclos para ocasionar a falha é de ordem de milhões de ciclos (e as tensões atuantes são baixas). Já na fadiga de baixo ciclo, as tensões atuantes são altas, tendo um número de ciclos da ordem de dezenas, centenas ou até milhares.

Na Figura 2.7 encontra-se uma representação de um carregamento cíclico, por meio da tensão em função do tempo.

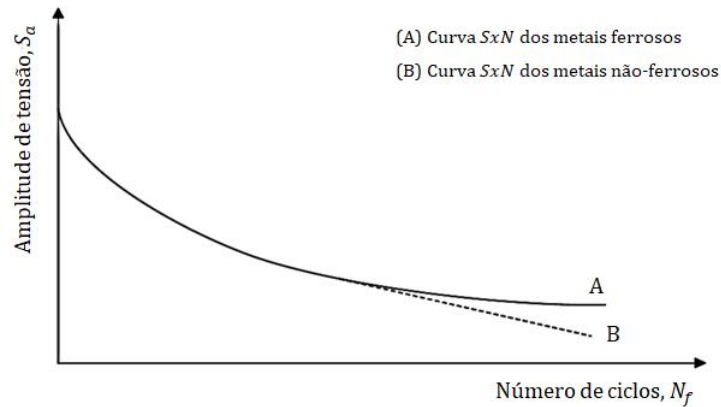
Figura 2.7 – Diagrama tensão *versus* tempo



Fonte: Adaptado de Richards (2013)

Alguns parâmetros importantes estão ilustrados na Figura 2.7. O máximo e o mínimo valores de tensão no ciclo são representados, nessa ordem, por  $S_{max}$  e  $S_{min}$ . A média entre eles é representada por  $S_m$ , e a diferença, por  $S_r$ . Metade dessa diferença é denominada amplitude de tensão, simbolizada por  $S_a$ .

Para o cálculo da vida em fadiga de componentes metálicos, utiliza-se a metodologia de Wöhler (RICHARDS, 2013). O método se baseia em experimentos que geram os diagramas  $S \times N$ , ou diagramas tensão *versus* vida, exemplificados na Figura 2.8.

Figura 2.8 – Diagramas  $S \times N$  típicos

Fonte: Adaptado de Pires (2012)

Conforme representado na Figura 2.8, os diagramas relacionam um nível de amplitude tensão ( $S_a$ ) a um valor de ciclos até a falha ( $N_f$ ). Os valores são plotados como  $S_a$  versus  $\log(N_f)$ , e podem resultar em dois tipos de gráfico. O primeiro (curva A na Figura 2.7) tende a apresentar um comportamento assintótico para altos valores de  $N_f$ . Essa assíntota define o limite de fadiga ( $S_e$ ) do material, abaixo do qual a fadiga não ocorre. Trata-se de um comportamento apresentado por metais ferrosos (DOWNLING, 2013).

Já os metais não-ferrosos e os materiais poliméricos apresentam comportamento semelhante à curva B da Figura 2.8. Nesse caso, não há um patamar horizontal definindo o limite de fadiga e, normalmente, adota-se como referência o valor de amplitude de tensão para  $10^6$  ou  $10^7$  ciclos (RICHARDS, 2013).

Matematicamente, as curvas  $S \times N$  são modeladas por meio da equação de Basquin (PIRES, 2012).

$$S_a = S'_f (2N_f)^b \quad (2.13)$$

Na Equação 2.13,  $S'_f$  é a tensão para meio ciclo, e  $b$  é o coeficiente de Basquin, sendo ambos associados ao material. Na ausência de experimentos para determinação desses parâmetros, Mohanraj, Balaji e Senthilkumar (2013) propõem a utilização de dois pares de valores de amplitude de tensão e número de ciclos: para  $N_f$  de 1000 ciclos, a tensão pode ser aproximada como  $S_a = 0,9F_{tu}$ ; e o limite de fadiga em  $10^6$  ciclos, com tensão  $S_a = 0,5F_{tu} = S_e$ . Por meio da substituição dos pares na Equação 2.13, resolve-se um sistema de duas equações, resultando nos valores encontrados na Equação 2.14.

$$S_a = 1,62F_{tu}(N_f)^{-0,085} \quad (2.14)$$

Um comentário a ser feito sobre esse metodologia é que o valor de  $S_e$  é obtido por meio de uma aproximação. Caso houvesse a realização de ensaios para obtenção da curva  $S \times N$  do

material, o valor de  $S_e$  seria corrigido a partir dos fatores modificadores de Marin, conforme mostra a Equação 2.15.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.15)$$

Na Equação 2.15, os coeficientes  $k$  são os fatores de modificação, sendo  $k_a$  o de condição superfície,  $k_b$  o de tamanho,  $k_c$  o de carga,  $k_d$  o de temperatura,  $k_e$  o de confiabilidade e  $k_f$  o de efeitos variados. O parâmetro  $S_e$  representa o limite de resistência do corpo de prova em ensaio rotativo. Reforça-se aqui que esta abordagem não será feita no decorrer deste projeto, sendo uma das propostas para trabalhos futuros.

Retomando a Equação 2.14, com ela é possível, além de determinar a curva  $S \times N$ , calcular também a vida em fadiga, definida como número de ciclos aos quais o componente resiste antes da falha. Pesci (2016) salienta que esse cálculo deve ser feito com a máxima tensão principal.

A determinação da vida em fadiga é o principal fator das filosofias de projeto à fadiga, que são um total de três: projeto *safe-life* (vida assegurada), projeto *fail-safe* (falha assegurada) e projeto tolerante ao dano.

Na primeira filosofia, os componentes devem permanecer isentos de trinca durante a vida da aeronave. Há duas abordagens: vida finita e vida infinita. Nesta, as tensões atuantes devem ser abaixo do limite de fadiga. Naquela, são adotados fatores de segurança que levam em consideração a existência de carregamentos sensivelmente imprevisíveis.

Já a segunda filosofia, falha assegurada, leva em conta a ocorrência de trincas, as quais devem ser reparadas antes do colapso da estrutura. Como refinamento a este critério, entra o projeto tolerante ao dano, no qual a estrutura é projetada para impedir a propagação de eventuais trincas.

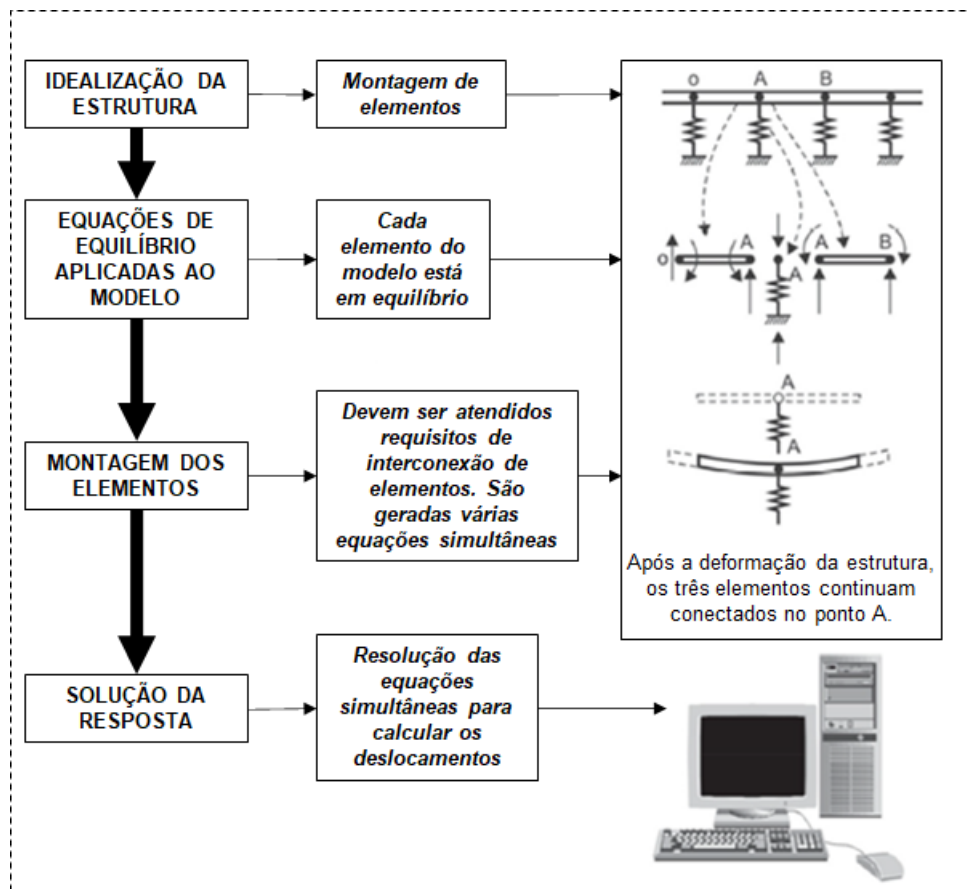
## 2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

### 2.4.1 Definições iniciais

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é um método aproximado para cálculo de sistemas contínuos, no qual a estrutura é subdividida em um número finito de partes (elementos), conectados entre si por pontos discretos, chamados de nós. A modelagem matemática dos elementos consiste em definir seu comportamento por meio de um número finito de parâmetros (no geral, os deslocamentos nodais), que são, geralmente, as incógnitas do problema (FILHO, 2013).

A estratégia de solução de um sistema em MEF, cuja teoria não será aprofundada neste trabalho, encontra-se ilustrada na Figura 2.9. A metodologia é a mesma utilizada para análise de sistemas discretos.

Figura 2.9 – Método geral para análise de sistemas discretos - Sistema Discreto Padrão

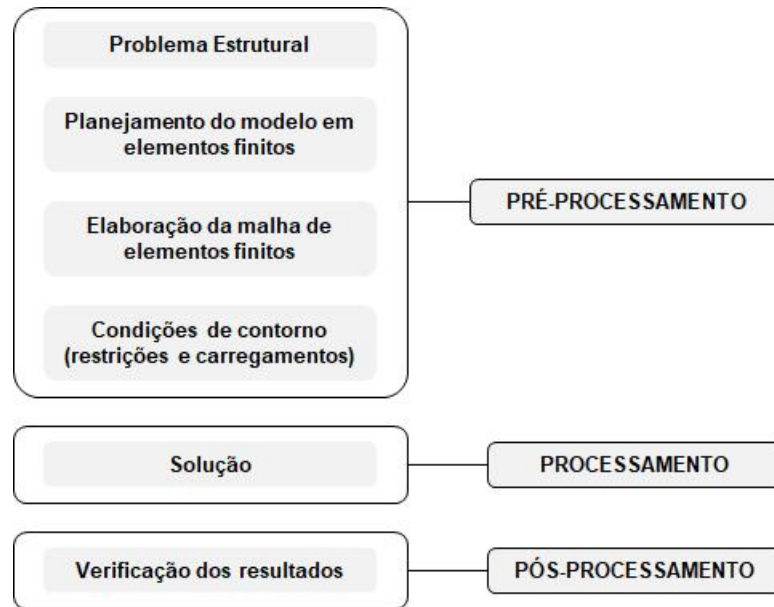


Fonte: Adaptado de Filho (2013)

Dentro das aplicações computacionais do MEF, não cabe ao analista a resolução das equações que compõem o modelo, devendo somente se preocupar com a correta modelagem física do problema. Para isso, o processo computacional é dividido em três etapas (ilustradas na Figura 2.10): pré-processamento, processamento, e pós-processamento (MOAVENI, 2015).



Figura 2.10 – Sequência básica para aplicação do MEF



Fonte: Adaptado de Filho (2013)

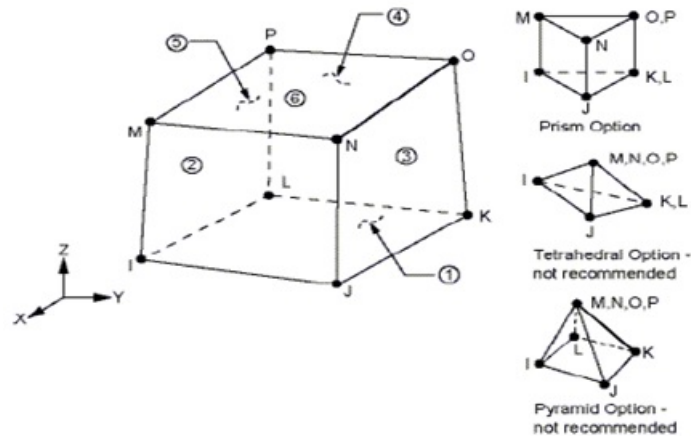
Na primeira etapa indicada na Figura 2.10, Pré-Processamento, é montado o modelo discretizado da estrutura, e são aplicadas as condições de contorno. Segue-se com o Processamento, etapa na qual são efetuados os cálculos matriciais para determinação de deslocamentos, reações de apoio e forças internas nos elementos. Por fim, no Pós-Processamento, são interpretados os resultados numéricos, e avaliada a coerência com o problema físico (FILHO, 2013).

#### 2.4.2 Aspectos importantes na etapa de Pré-Processamento

Neste Projeto, todo o procedimento computacional em MEF será feito utilizando o software de aplicações CAE ANSYS®. Diante disso, serão abordados alguns aspectos da etapa de pré-processamento (Figura 2.10), especificamente sobre o tipo de elemento a ser utilizado e a caracterização do material.

Na seleção do tipo de elemento, kishan e Basha (2017) propõem a utilização de elementos do tipo SOLID185, ilustrado na Figura 2.11.

Figura 2.11 – Elemento Estrutural Sólido Homogêneo SOLID185

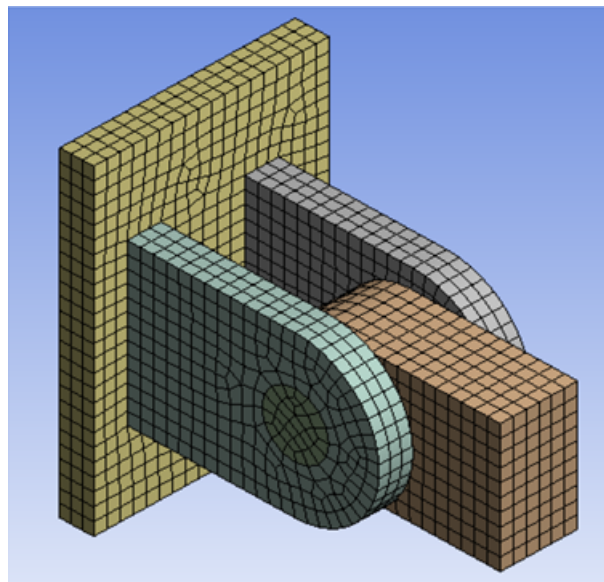


Fonte: kishan e Basha (2017)

Conforme observa-se na Figura 2.11, trata-se um elemento composto por oito nós, cada um deles com três graus de liberdade (translação nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ ). Possui boas características para modelar plasticidade, hiper-elasticidade, rigidez de tensão, fluência, grandes deformações e deflexões. É preferível também para modelagem de geometrias irregulares, quando comparado com os outros tipos de elementos ilustrados na Figura 2.11 (prisma, tetraedro e pirâmide).

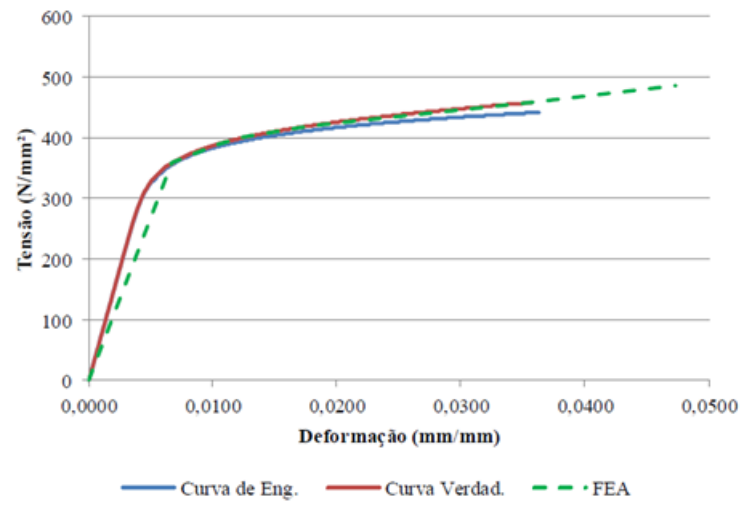
Utilizando a configuração de elemento proposta, a malha gerada fica conforme ilustrado na Figura 2.12.

Figura 2.12 – Malha com elementos SOLID185



Fonte: kishan e Basha (2017)

Para a caracterização do material, Pesci (2016) faz uso de uma análise do tipo material não-linear, que consiste em modelar utilizando pontos da curva real de tensão *versus* deformação, a exemplo do ilustrado na Figura 2.13.

Figura 2.13 – Gráfico tensão *versus* deformação utilizado em MEF

Fonte: Adaptado de Pesci (2016)

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

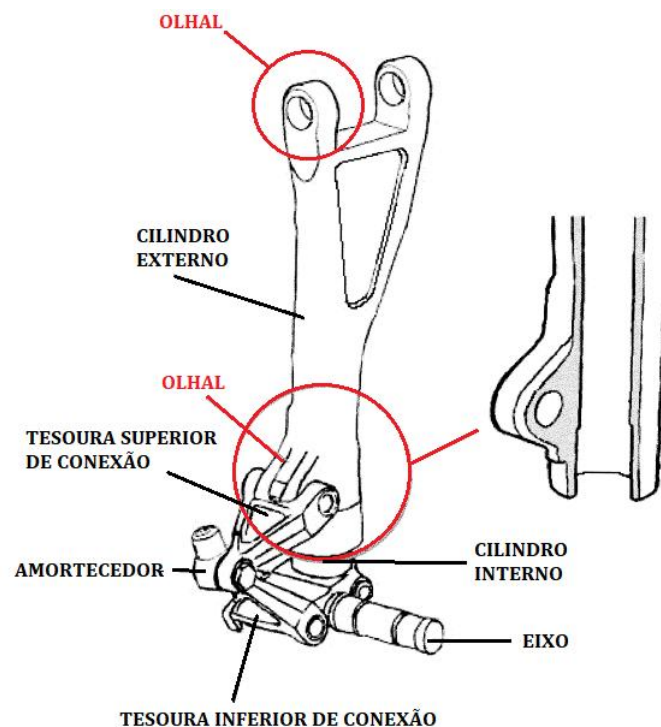
Neste capítulo será feita a descrição da metodologia adotada para o desenvolvimento do projeto. Inicia-se com a escolha do olhal a ser analisado, com uma breve descrição de como foi feito o dimensionamento.

Segue-se então com a descrição das etapas a serem feitas no procedimento analítico e também no procedimento computacional.

#### 3.1 SELEÇÃO DO OLHAL

De acordo com os objetivos deste projeto, o olhal analisado não será projetado, sendo escolhido um modelo apresentado na literatura. Adotou-se o olhal analisado por Florance e Balaji (2016), em seu artigo *Fatigue Analysis of Lug Joint in the Main Landing Gear*. Trata-se de um olhal do trem de pouso principal de uma aeronave de pequeno porte, e a análise aborda a conexão do trem de pouso com a fuselagem, conforme ilustrado na Figura 3.1.

Figura 3.1 – Localização do olhal no trem de pouso principal



Fonte: Adaptado de Florance e Balaji (2016)

Os autores começam calculando a carga vertical à qual a peça está sujeita (esta abordagem matemática não faz parte do escopo deste Projeto). É obtido um valor de 31300 N, a partir do qual é selecionado o material. Analisando aspectos de rigidez, durabilidade, resistência ao dano e à corrosão, escolheram o Alumínio 7075-T6, considerando as propriedades descritas na Tabela

Tabela 3.1 – Propriedades consideradas no dimensionamento do olhal

Propriedade	Valor	Unidade
$F_{ty}$	503	MPa
$F_{tu}$	572	MPa

Fonte: Florance e Balaji (2016)

Selecionado o material, fazem então o dimensionamento do olhal, projetando-o de modo a resistir não somente à carga imposta, mas também a valores acima. Assim sendo, adotam um fator de segurança último,  $FS_{ult}$ , de 1,5, fazendo com que a carga de referência para esta etapa seja de 47000 N.

Primeiramente, calculam o diâmetro do furo,  $D$ , por meio da Equação 3.1.

$$F_{ty} = \frac{P}{2\pi D^2/4} \quad (3.1)$$

É obtido valor  $D = 8 \text{ mm}$ . Calculam então o valor da espessura  $t$ , considerando a resistência ao esmagamento como metade da tensão de escoamento, conforme mostra a Equação 3.2.

$$\frac{F_{ty}}{2} = \frac{P}{Dt} \quad (3.2)$$

Obtém-se o valor  $t = 24 \text{ mm}$ . Adotam então  $W = t$ , e  $h = 2D$ , sendo  $h$  a distância da base do olhal até plano do centro do furo. Deste modo, as dimensões finais do olhal encontram-se na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Dimensões do olhal

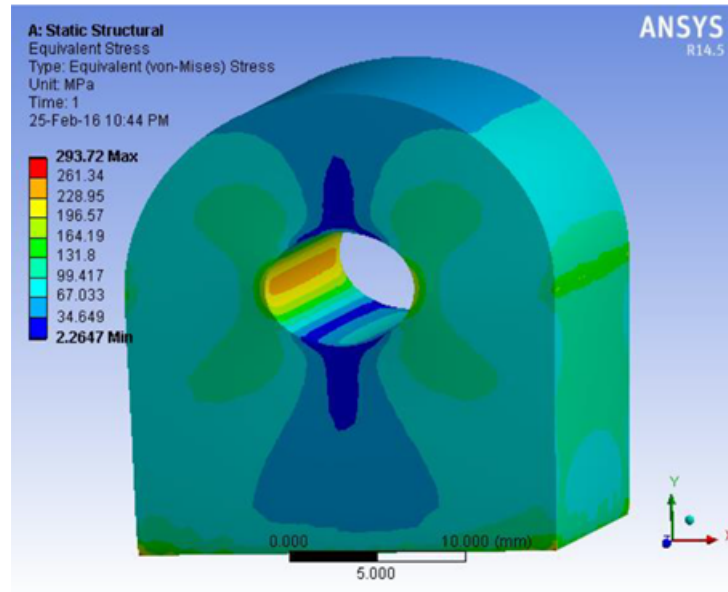
Parâmetro	Valor	Unidade
$D$	8,0	mm
$e$	12,0	mm
$W$	24,0	mm
$t$	24,0	mm
$h$	16,0	mm

Fonte: Florance e Balaji (2016)

### 3.1.1 Resultados do olhal selecionado

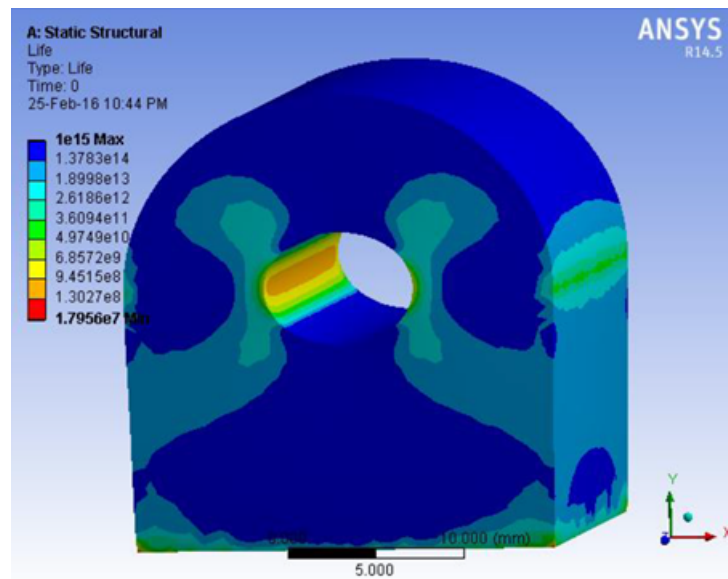
Os autores analisaram, a partir da aplicação da carga  $P$ , de 31 300 N, as tensões equivalentes (ou de von Mises) e também calcularam a vida em fadiga para o olhal projetado. Os resultados podem ser observados nas Figuras 3.2 e 3.3. A carga de 47 000 N, que é obtida a partir do fator de segurança de 1,5 não é aplicada no modelo. A tensão obtida a partir da aplicação dos 31 300 N é comparada com o limite de escoamento do material, e multiplicada por 1,5 para ser comparada com a tensão última.

Figura 3.2 – Distribuição de tensões no olhal



Fonte: Florance e Balaji (2016)

Figura 3.3 – Vida em fadiga do olhal



Fonte: Florance e Balaji (2016)

Conforme observado na Figura 3.2, a tensão equivalente obtida foi de  $293,72 \text{ MPa}$ , e este valor foi utilizado para os cálculos de vida em fadiga, avaliada na ordem de  $10^7$  ciclos (Figura 3.3).

Faz-se necessária aqui uma observação: para o cálculo da vida em fadiga, foi utilizada a tensão de von Mises. No entanto, conforme abordado no Capítulo 02, esse cálculo deve ser feito com a máxima tensão principal (PESCI, 2016).

### 3.2 CÁLCULO DAS CARGAS ADMISSÍVEIS

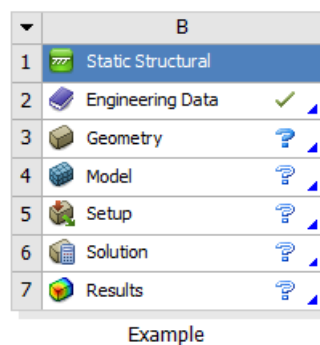
Conforme abordado no Capítulo 2, a metodologia analítica fornece como resultados quais são as cargas admissíveis para o olhal, calculadas de acordo com cada modo de falha. Então, para cada geometria analisada, será seguindo o seguinte procedimento:

1. Calcular os parâmetros  $e/D$ ,  $W/D$  e  $D/t$ .
2. Calcular área líquida ( $A_l$ , Equação 2.6) e área de esmagamento projetada ( $A_{br}$ , Equação 2.9).
3. Por meio do valor de  $W/D$ , obter  $K_t$  (curva 1 da Figura 2.5)
4. Calcular carga admissível em tração ( $P'_{tu}$ , Equação 2.7).
5. Por meio das coordenadas de  $e/D$  e  $D/t$ , obter  $K_{br}$  (Figura 2.6).
6. Calcular carga admissível em esmagamento, ( $P'_{bru}$ , Equação 2.10).
7. Calcular a carga admissível para o olhal ( $P'_u$ )
8. Calcular o fator de segurança,  $FS_u$ , a partir da carga admissível determinada.

### 3.3 APLICAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Todas as etapas do MEF serão desenvolvidas no software ANSYS®, utilizando o ambiente *Workbench*. Nesse espaço, é selecionado o tipo de análise a ser desenvolvido: *Static Structural*. Feita a seleção, surge na tela uma janela igual à apresentada na Figura 3.4.

Figura 3.4 – Menu da análise no ANSYS® *Workbench*



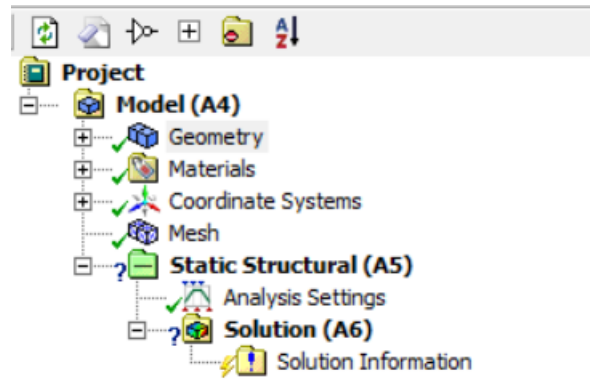
Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Conforme observa-se na Figura 3.4, a análise é dividida em sete etapas. A primeira, já feita, é definir o tipo de análise. Na segunda, *Engineering Data*, é feita a seleção dos materiais a serem utilizados, com opção de criar ou escolher a partir da biblioteca. Na etapa 3, *Geometry*,

é inserida a geometria ao modelo. Há duas opções: importar o arquivo ou criar no ambiente *SpaceClaim*.

As etapas seguintes são desenvolvidas no ambiente *Mechanical*, representado na Figura 3.5.

Figura 3.5 – Menu da análise no ANSYS® *Mechanical*



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Como pode ser observado na Figura 3.5, restam agora três etapas. Na primeira delas, *Model (A4)*, aplica-se o material e cria-se a malha. Segue-se com a aplicação das condições de contorno, na etapa *Static Structural (A5)*. Por fim, a análise é feita e os resultados desejados são visualizados em *Solution (A6)*.

### 3.3.1 Descrição das propriedades do material

Conforme mencionado, o material utilizado no olhal é o Alumínio 7075-T6, cujas propriedades mecânicas encontram-se descritas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Propriedades mecânicas do Alumínio 7075-T6

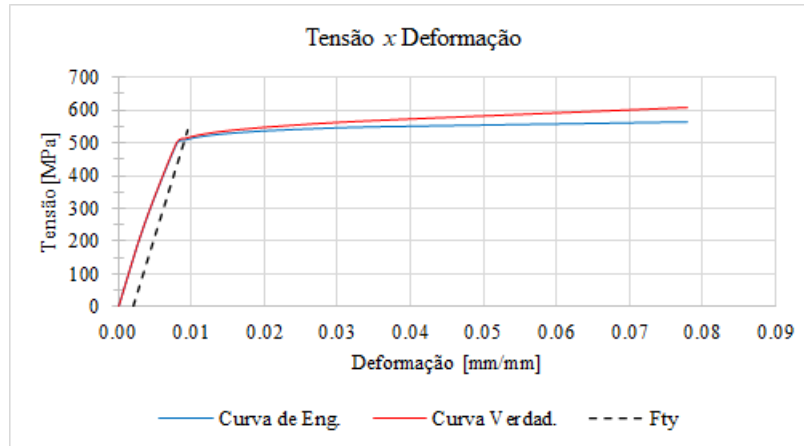
Propriedade	Valor	Unidade
$E$	72	GPa
$\nu$	0,33	-
$F_{tu}$	565	MPa
$F_{ty}$	510	MPa
$\epsilon_T$	0,07	mm/mm

Fonte: MMPDS-01 (FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, 2003, p. 3-385)

De posse das propriedades mecânicas, é possível construir o diagrama tensão *versus* deformação, utilizando a metodologia de Ramberg-Osgood (Equações 2.4 e 2.5). O gráfico obtido encontra-se ilustrado na Figura 3.6.



Figura 3.6 – Diagrama tensão *versus* deformação para o Alumínio 7075-T6 obtido pela metodologia de Ramberg-Osgood



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

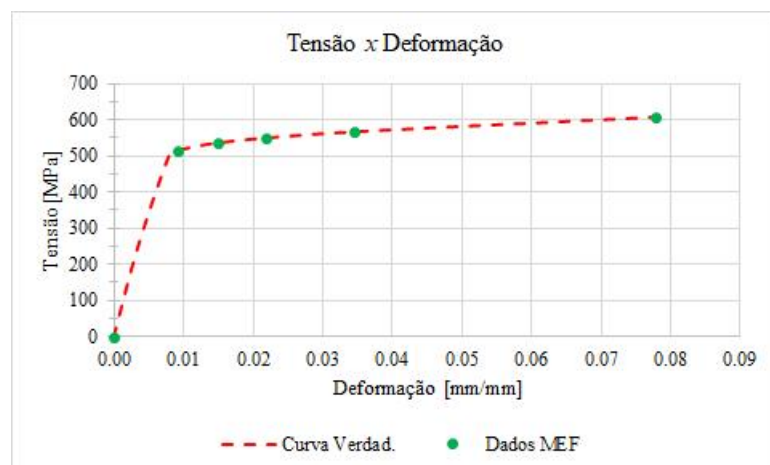
Por meio da Curva Verdadeira de tensão *versus* deformação (Figura 3.6), selecionam-se os dados a serem utilizados para descrição do diagrama multilinear, adotado no modelo em MEF. Os dados encontram-se descritos na Tabela 3.4, e o gráfico está ilustrado na Figura 3.7.

Tabela 3.4 – Dados tensão *versus* deformação utilizados em MEF

$\varepsilon$ [mm/mm]	$\tilde{\sigma}$ [MPa]
0,0000	0,0
0,0091	514,9
0,0149	537,9
0,0218	551,8
0,0346	569,0
0,0779	609,4

Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Figura 3.7 – Diagrama tensão *x* deformação utilizado em MEF



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

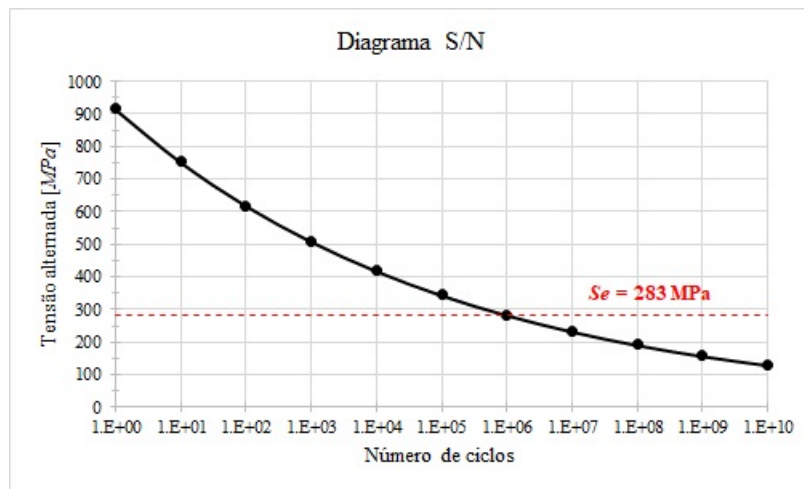
Também é possível construir o diagrama  $S \times N$  do material, por meio da Equação 2.14. Os dados utilizados estão descritos na Tabela 3.5, e o gráfico está ilustrado na Figura 3.8.

Tabela 3.5 – Dados da curva  $S \times N$

$N_f$	$S_a$ [MPa]
1	916
10	753
100	619
$10^3$	509
$10^4$	419
$10^5$	344
$10^6$	283
$10^7$	233
$10^8$	191
$10^9$	157
$10^{10}$	129

Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Figura 3.8 – Diagrama  $S \times N$  para o Alumínio 7075-T6

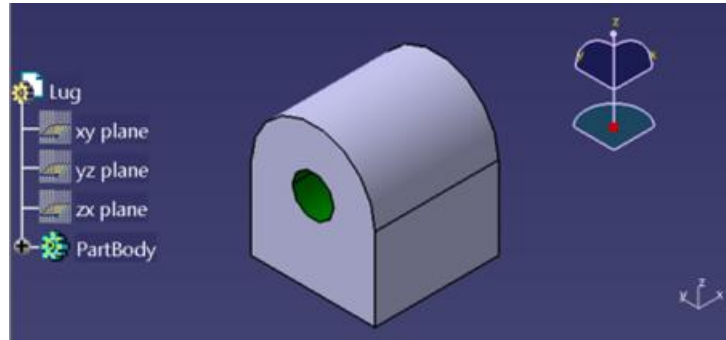


Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

### 3.3.2 Geometrias utilizadas

As geometrias foram geradas no software CATIA® V5, a exemplo do que está mostrado na Figura 3.9.

Figura 3.9 – Geometria primária em CATIA®



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

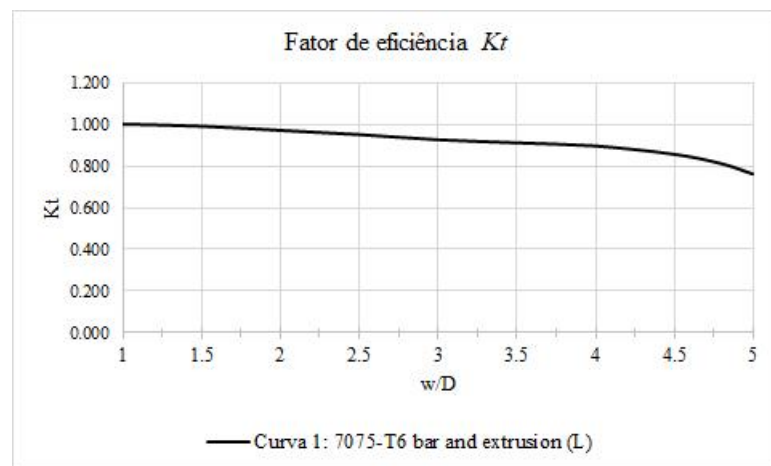
A geometria ilustrada na Figura 3.9 trata-se do olhal inicial. Para aplicação dos reparos, foram desenhadas novas peças, variando apenas o diâmetro do furo (região destacada em verde na Figura 3.9).

Para seleção dos tamanhos dos diâmetros, foi utilizada como referência a curva do fator de eficiência  $K_t$ . Os gráficos de todos os materiais estão ilustrados na Figura 2.5. No entanto, para melhor visualização da curva de interesse (Curva 1), essa foi gerada com dados descritos na Tabela 3.6, e está ilustrada na Figura 3.10.

Tabela 3.6 – Dados do fator de eficiência  $K_t$ 

$W/D$	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	4,8	5,0
$K_t$	1,000	0,990	0,970	0,950	0,925	0,910	0,895	0,855	0,810	0,760

Fonte: Abbott (2019)

Figura 3.10 – Fator de eficiência  $K_t$  para Alumínio 7075-T6

Fonte: Adaptado de Abbott (2019)

Conforme observa-se na Tabela 3.6, os valores fornecidos de  $W/D$  variam de 0,5 em 0,5. Para o olhal inicial, tem-se  $W/D = 24/8 = 3$ . Partindo desse valor, e de modo a não fazer

reparos que fujam da realidade, o olhal com maior diâmetro terá  $W/D = 2$ , ou seja,  $D = 12,0$  mm. Será feito ainda um olhal com valor intermediário de  $W/D = 2,5$ , ou seja,  $D = 9,6$  mm.

Observa-se aqui que não há necessidade de utilizar somente os valores fornecidos, visto que os mesmos podem ser utilizados para modelar toda a curva, permitindo obter o valor de  $K_t$  para qualquer valor de  $W/D$  dentro do intervalo fornecido. O método aqui utilizado foi adotado apenas para simplificar os cálculos.

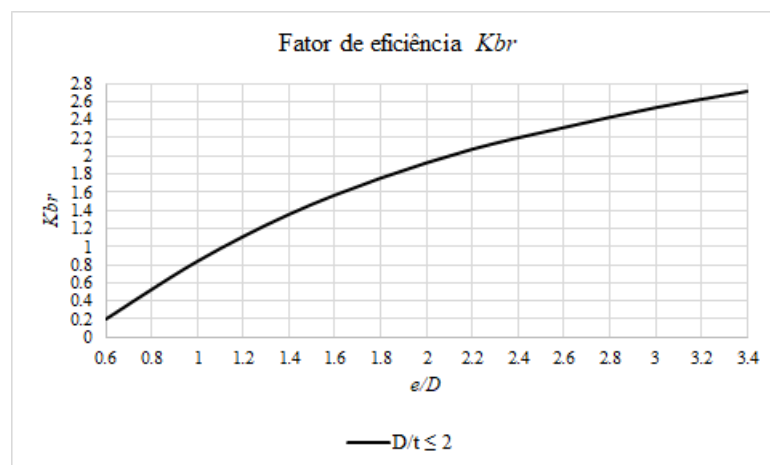
Com relação ao fator de eficiência em esmagamento,  $K_{br}$ , os valores também dependem da geometria, mas não serão parâmetro para escolha da mesma. As curvas para todos dos valores de  $D/t$  estão ilustradas na Figura 2.6, dentre as quais será utilizada sempre a curva para  $D/t \leq 2$ . No entanto, para melhor visualização da curva de interesse, essa foi gerada com dados descritos na Tabela 3.7, e está ilustrada na Figura 3.11.

Tabela 3.7 – Dados do fator de eficiência  $K_{br}$

$e/D$	0,6	1,0	1,4	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4
$K_{br}$	0,20	0,84	1,36	1,76	2,08	2,32	2,54	2,72

Fonte: Abbott (2019)

Figura 3.11 – Fator de eficiência  $K_{br}$  para  $D/t \leq 2$



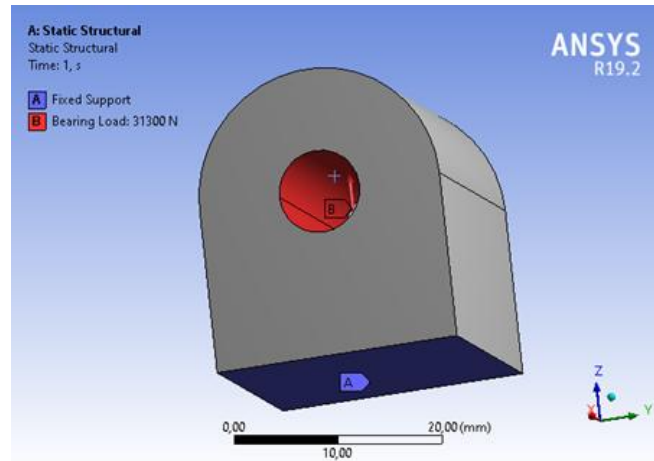
Fonte: Adaptado de Abbott (2019)

Os valores de  $K_{br}$ , caso não estejam disponíveis na Tabela 3.7, serão obtidos via interpolação entre duas colunas vizinhas. Deste modo, obtém-se todos os parâmetros geométricos necessários para os cálculos dos admissíveis.

### 3.3.3 Condições de contorno

Na atribuição das condições de contorno, são criados dois casos: no primeiro, será aplicada uma força de 31300 N, conforme calculado por Florance e Balaji (2016). No segundo caso, será aplicada a carga admissível  $P'_u$ . Em ambas as situações, a "base" do olhal será engastada, conforme observa-se na Figura 3.12

Figura 3.12 – Condições de contorno dos modelos



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

O engaste é atribuído por meio da restrição *Fixed Support*, e a força é aplicada nas faces do furo por meio de carga do tipo *Bearing Load*, ambos indicados na Figura 3.12.

### 3.3.4 Avaliação das tensões

Para o condição de aplicação da carga operacional ( $P$ ), serão avaliadas as tensões equivalentes (ou tensões de von Mises,  $\sigma_{vM}$ ), e a máxima tensão principal ( $\sigma_1$ ). Com essa, será calculada a vida em fadiga.

Já com tensão de von Mises, calcular-se-á os fatores de segurança:  $FS_{lim}$ , comparando com a tensão de escoamento; e  $FS_{ult}$ , multiplicando pelo fator de segurança de 1,5 e comparando-a com a tensão última. Utiliza-se as Equações 3.3 e 3.4.

$$FS_{lim} = \frac{F_{ty}}{\sigma_{vM}} \quad (3.3)$$

$$FS_{ult} = \frac{F_{tu}}{1,5 \times \sigma_{vM}} \quad (3.4)$$

Por fim, aplicar-se-á a carga admissível  $P'_u$ , com o objetivo de comparar as tensões geradas com a tensão última do material ( $F_{tu}$ ), visto que a metodologia analítica de cálculo dos admissíveis utiliza tal tensão como referência. Ou seja, ao aplicar tal carregamento, espera-se obter a tensão  $F_{tu}$ .

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, serão mostrados e analisados os resultados obtidos. Há uma seção destinada a cada geometria e uma destinada à sintetização de todos os resultados apresentados.

### 4.1 CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA INICIAL

A primeira configuração do olhal possui as dimensões indicadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Dados da configuração geométrica inicial

Dimensão	Valor
Diâmetro do furo ( $D$ )	8 mm
Espessura do olhal ( $t$ )	24 mm
Excentricidade do centro furo ( $e$ )	12 mm
Largura do olhal ( $W$ )	24 mm

Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

#### 4.1.1 Cálculo das cargas admissíveis

O cálculo das cargas admissíveis se inicia com os parâmetros geométricos:

$$e/D = 12 \text{ mm} / 8 \text{ mm} = 1,50$$

$$W/D = 24 \text{ mm} / 8 \text{ mm} = 3,00$$

$$D/t = 8 \text{ mm} / 24 \text{ mm} = 0,33$$

Calcula-se então a área líquida,  $A_t$ , e a área de esmagamento projetada,  $A_{br}$ :

$$A_t = (W - D) \times t = (24 - 8) \times 24 = 384 \text{ mm}^2$$

$$A_{br} = D \times t = 8 \times 24 = 192 \text{ mm}^2$$

Para o cálculo da carga admissível em tração, determina-se primeiro o fator  $K_t$ , entrando com o valor  $W/D = 3,0$  na Curva 1 da Figura 2.5. É obtido o valor de 0,97.

Calculando  $P'_{tu}$ :

$$P'_{tu} = K_t \times F_{tu} \times A_t = 0,97 \times 565 \times 384 = 210\,589 \text{ N}$$

Para o cálculo da carga admissível em esmagamento, determina-se primeiro o fator  $K_{br}$ , entrando com o valor de  $e/D = 1,5$  na curva correspondente a  $D/t \leq 2$  na Figura 2.6. É obtido o valor de 1,460.

Calculando  $P'_{bru}$ :

$$P'_{bru} = K_{br} \times F_{tu} \times A_{br} = 1,460 \times 565 \times 192 = 158\,485 \text{ N}$$

Comparando as duas cargas admissíveis, conclui-se que a carga admissível do olhal,  $P'_u$ , é a carga admissível em esmagamento. Assim sendo, calcula-se o fator de segurança, lembrando que a carga utilizada em projeto foi de 47 000 N:

$$FS_u = \frac{P'_u}{P} = \frac{P'_{bru}}{P} = \frac{158\,485}{47\,000} = 3,37$$

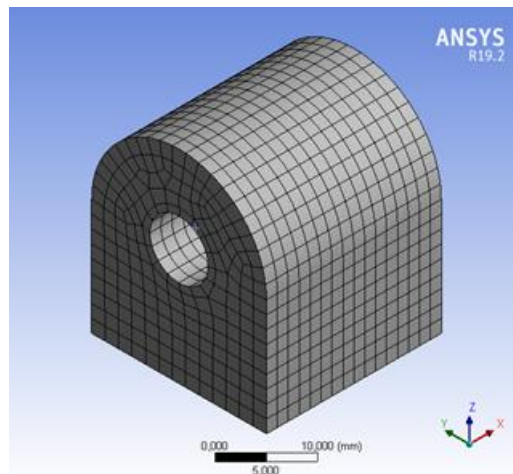
Os cálculos desta primeira parte permitem concluir que a estrutura é segura, resistindo a um carregamento até 3,37 vezes maior do que aquele para o qual foi projetada.

#### 4.1.2 Aplicação do MEF

Considerando que o material e a geometria já foram inseridos no modelo, a primeira etapa do MEF que será discutida é a geração da malha. O objetivo é trabalhar somente com elementos quadrangulares de segunda ordem. Para isso, utiliza-se um parâmetro de qualidade de malha chamado *skewness*, que avalia o quão próximo de um elemento equilátero os elementos são. O parâmetro varia de 0 (perfeição) a 1 (falha total, não há elementos do tipo desejado), e o máximo recomendado para uma boa malha é de 0,5.

O comando de gerar malhas automáticas no *software* permite o controle do tipo de elemento e do tamanho desejado. Quanto a esse, foi selecionado o valor de 1,8 mm. Na região do furo, fez-se ainda um refinamento, reduzindo o tamanho dos elementos para 1,5 mm. O máximo valor de *skewness* foi de 0,41203. A malha gerada está ilustrada na Figura 4.1.

Figura 4.1 – Malha utilizada na geometria inicial

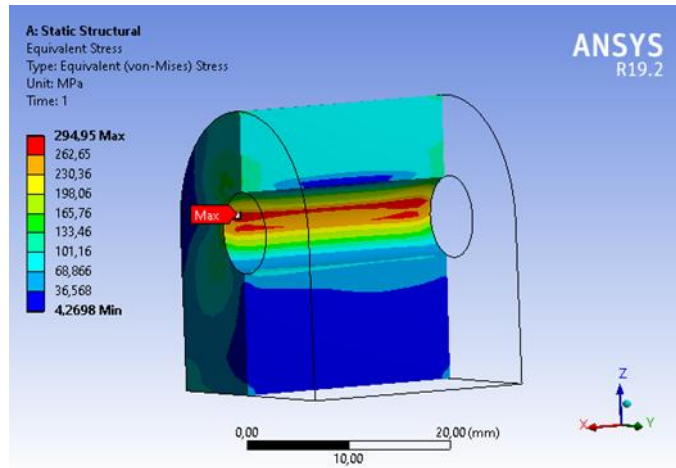


Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Definida a malha, aplicam-se as condições de contorno mencionadas no Capítulo 3: "base" do olhal engastada e carga aplicada na região do furo. Inicialmente, serão avaliadas as tensões aplicando-se a carga operacional  $P$ , de 31 300 N, conforme calculado por Florance e Balaji (2016).

O primeiro resultado a ser avaliado é a tensão equivalente (ou de von Mises), cujo *plot* gerado está na Figura 4.2.

Figura 4.2 – Tensões equivalentes para a geometria inicial, com carga operacional



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Observa-se na Figura 4.2 que o máximo valor de tensão foi de 294,95 MPa. De posse deste valor, calcula-se os fatores de segurança limite ( $FS_{lim}$ ) e último ( $FS_{ult}$ ). No entanto, aqui deve ser tomada uma precaução quanto aos valores adotados como referência. Ao gerar a curva verdadeira de tensão *versus* deformação (Equações 2.2, 2.3 e 2.4), o valor de tensão obtido deformação última (0,07 mm/mm) foi de 603,1 MPa, sendo este o valor adotado para o  $F_{tu}$ . Quanto ao  $F_{ty}$ , o valor obtido por meio do método de equivalência é de 514,9 MPa. Calculando-se os fatores de segurança:

$$FS_{lim} = \frac{F_{ty}}{\sigma_{vM}} = \frac{514,9}{294,95} = 1,75$$

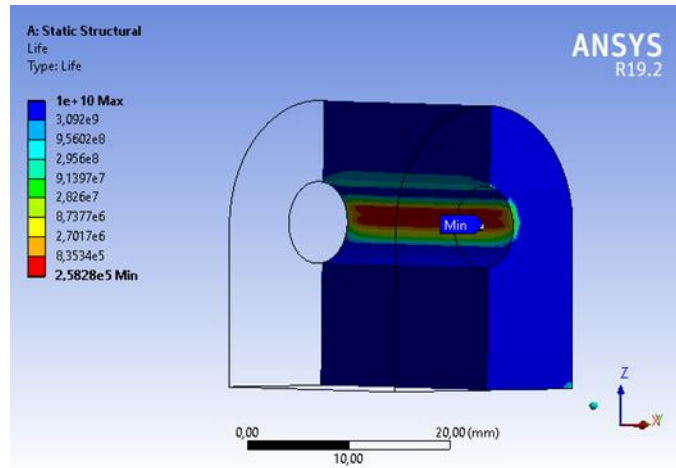
$$FS_{ult} = \frac{F_{tu}}{1,5 * \sigma_{vM}} = \frac{603,1}{1,5 * 294,95} = 1,36$$

Este valor mostra que a estrutura é segura, suportando as tensões resultantes de modo a não sofrer deformações plásticas.

Além da tensão equivalente, é calculada também a máxima tensão principal, cujo valor obtido é de 317,41 MPa. Este resultado serve de entrada para o cálculo da vida em fadiga (feito no próprio *software*), o qual gera o resultado ilustrado na Figura 4.3.



Figura 4.3 – Vida em fadiga para a geometria inicial, com carga operacional



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Observa-se na Figura 4.3 que a vida do componente é da ordem de 258 280 ciclos. O cálculo analítico seria feito simplesmente por meio da substituição de valores na Equação 2.14:

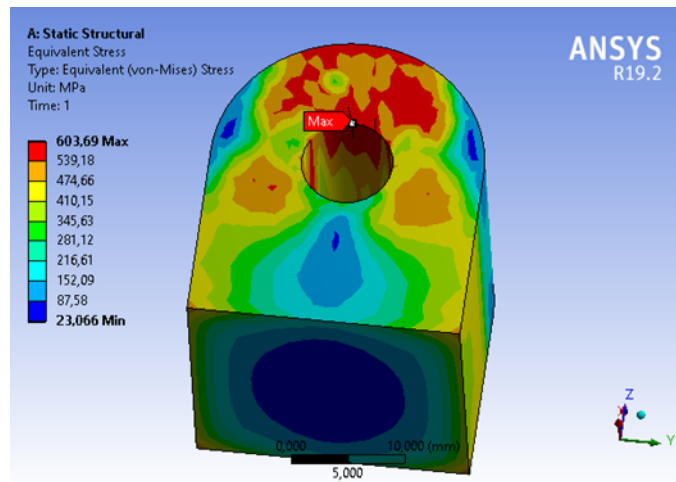
$$317,41 = 1,62 \times 565 \times (N_f)^{-0,085} \Leftrightarrow N_f = 259\,680 \text{ ciclos}$$

Observa-se que os resultados são muito próximos (diferença de 0,54 %), o que já era esperado, visto que a curva  $S \times N$  inserida no modelo é obtida a partir da Equação 2.14. A ordem dos resultados mostra que o componente está sujeito à fadiga de alto de ciclo.

Conclui-se então o que seria o método de análise a ser feito para esta primeira estrutura, considerando esta aprovada.

A outra parte do estudo é agora aplicar na estrutura o carregamento  $P'_u$ , no intuito de avaliar se a tensão obtida será a tensão última do material (lembrando aqui que o valor de referência é 603,1 MPa). Aplica-se então a carga de 158 485 N, obtendo as tensões ilustradas na Figura 4.4.

Figura 4.4 – Tensões equivalentes para a geometria inicial, com carga admissível



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Observa-se na Figura 4.4 que a tensão equivalente obtida foi de 603,96 MPa, o que equivale a uma diferença de 0,1% em relação ao valor esperado de 603,1 MPa, ou seja, números compatíveis.

Este último resultado mostra que as duas metodologias utilizadas (cálculo analítico e MEF) são totalmente compatíveis ao prever qual carga leva a estrutura à falha. Isso permite dizer que o modelo computacional é validado pela metodologia analítica.

Uma observação se faz necessária com relação às tensões geradas a partir da carga limite e da carga operacional. Nota-se que não existe uma linearidade, pois a razão entre as duas cargas não tem o mesmo valor da razão entre as tensões. Isso é justificado pelo análise já considerar o comportamento não-linear do material. As razões entre cargas e tensões somente serão iguais para tensões dentro do regime elástico (neste caso, abaixo da tensão de escoamento). E como a aplicação da carga admissível gera uma tensão dentro do regime plástico, a proporção com a carga operacional não é válida para as tensões. Esta observação aplica-se também aos resultados dos próximos modelos analisados.

## 4.2 CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA DO PRIMEIRO REPARO

A configuração do primeiro reparo no olhal possui as dimensões indicadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Dados da configuração geométrica do primeiro reparo

Dimensão	Valor
Diâmetro do furo ( $D$ )	9,6 mm
Espessura do olhal ( $t$ )	24,0 mm
Excentricidade do centro furo ( $e$ )	12,0 mm
Largura do olhal ( $W$ )	24,0 mm

Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

#### 4.2.1 Cálculo das cargas admissíveis

O cálculo das cargas admissíveis se inicia com os parâmetros geométricos:

$$e/D = 12 \text{ mm} / 9,6 \text{ mm} = 1,25$$

$$W/D = 24 \text{ mm} / 9,6 \text{ mm} = 2,50$$

$$D/t = 9,6 \text{ mm} / 24 \text{ mm} = 0,40$$

Calcula-se então a área líquida,  $A_t$ , e a área de esmagamento projetada,  $A_{br}$ :

$$A_t = (W - D) \times t = (24 - 9,6) \times 24 = 345,6 \text{ mm}^2$$

$$A_{br} = D \times t = 9,6 \times 24 = 230,4 \text{ mm}^2$$

Para o cálculo da carga admissível em tração, determina-se primeiro o fator  $K_t$ , entrando com o valor  $W/D = 2,5$  na Curva 1 da Figura 2.5. É obtido o valor de 0,950.

Calculando  $P'_{tu}$ :

$$P'_{tu} = K_t \times F_{tu} \times A_t = 0,950 \times 565 \times 345,6 = 185\,622 \text{ N}$$

Para o cálculo da carga admissível em esmagamento, determina-se primeiro o fator  $K_{br}$ , entrando com o valor de  $e/D = 1,25$  na curva correspondente a  $D/t \leq 2$  na Figura 2.6. É obtido o valor de 1,165.

Calculando  $P'_{bru}$ :

$$P'_{bru} = K_{br} \times F_{tu} \times A_{br} = 1,165 \times 565 \times 203,4 = 151\,754 \text{ N}$$

Comparando as duas cargas admissíveis, conclui-se que a carga admissível do olhal,  $P'_u$ , é a carga admissível em esmagamento. Assim sendo, calcula-se o fator de segurança:

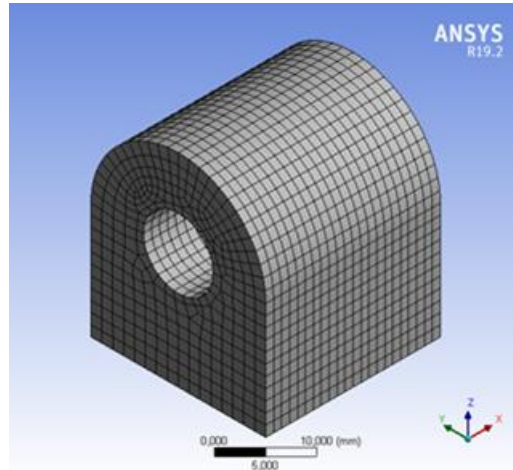
$$FS_u = \frac{P'_u}{P} = \frac{P'_{bru}}{P} = \frac{151\,754}{47\,000} = 3,23$$

Os cálculos desta primeira parte permitem concluir que o carregamento imposto não leva a estrutura à falha, mostrando que esta pode suportar um carregamento até 3,23 vezes maior do que aquele para o qual foi projetada. Analisando exclusivamente sob esta perspectiva, é uma condição de reparo aprovada.

#### 4.2.2 Aplicação do MEF

Novamente, a primeira etapa a ser discutida no MEF é a geração da malha. Recapitulando, o objetivo é trabalhar somente com elementos quadrangulares de segunda ordem, avaliando a qualidade da malha por meio do *skewness*. Foi então obtida uma malha com elementos de 1,8 mm, com refinamento na região do furo, reduzindo a dimensão para 1,4 mm. A malha gerada, e ilustrada na Figura 4.5, tem um máximo valor de *skewness* de 0,4541, estando de acordo com o limite recomendado (0,5).

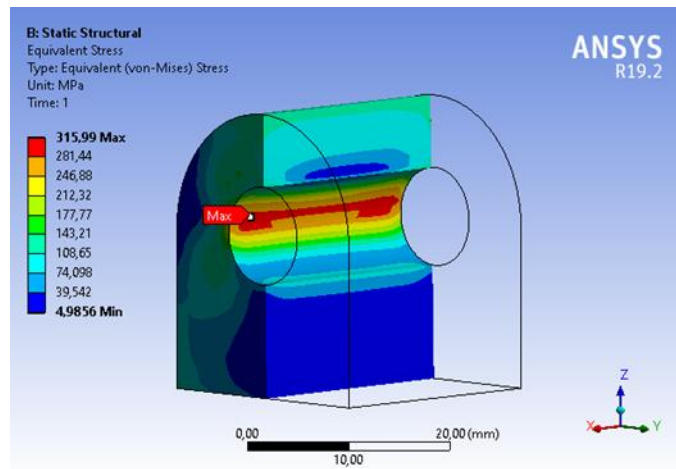
Figura 4.5 – Malha utilizada na geometria do primeiro reparo



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Definida a malha, aplicam-se as primeiras condições de contorno: base do olhal engastada e carga de 31 300  $N$  aplicada no furo. A primeira tensão a ser analisada é a tensão equivalente de von Mises, cujos valores obtidos estão ilustrados na Figura 4.6.

Figura 4.6 – Tensões equivalentes para a geometria do primeiro reparo, com carga operacional



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Observa-se na Figura 4.6 que a máxima tensão equivalente obtida é de 315,99  $MPa$ , utilizada para calcular os fatores de segurança:

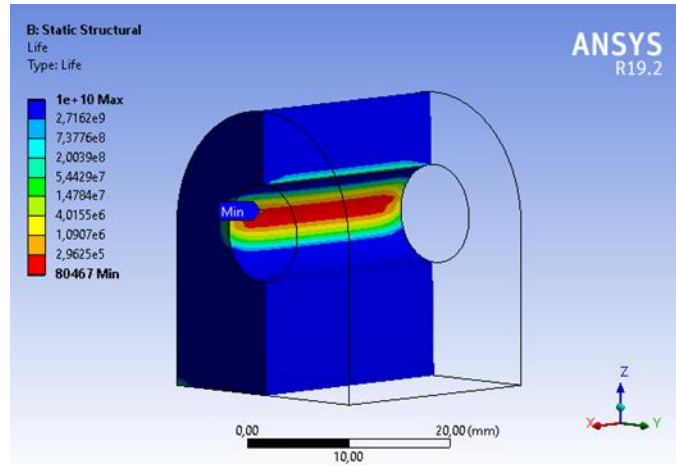
$$FS_{lim} = \frac{F_{ty}}{\sigma_{vM}} = \frac{514,9}{315,99} = 1,63$$

$$FS_{ult} = \frac{F_{tu}}{\sigma_{vM}} = \frac{603,1}{1,5 \times 315,99} = 1,27$$

Este valor mostra que a estrutura continua segura e sem sofrer deformações plásticas.

Além da tensão equivalente, calcula-se também a tensão principal, obtendo o valor de  $350,46 \text{ MPa}$ . Este valor é dado de entrada para o cálculo da vida em fadiga, cujos resultados estão ilustrados na Figura 4.7.

Figura 4.7 – Vida em fadiga para a geometria do primeiro reparo, com carga operacional



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Conforme observado na Figura 4.7, a vida do componente é de 80 467 ciclos. Fazendo o cálculo analítico:

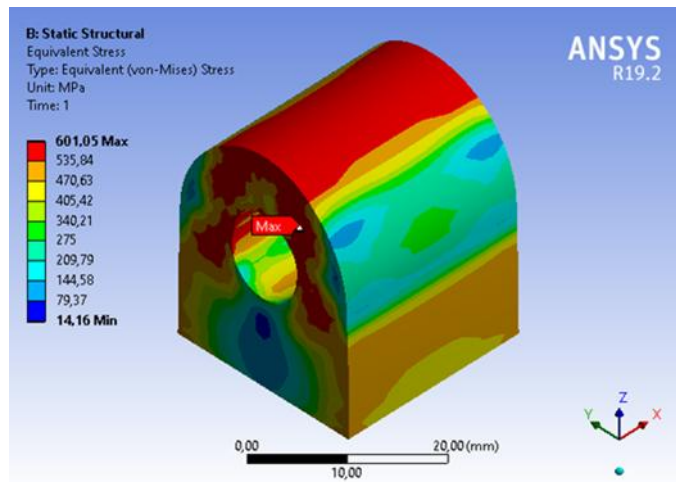
$$350,46 = 1,62 \times 565 \times (N_f)^{-0,085} \Leftrightarrow N_f = 80\,974 \text{ ciclos}$$

Novamente observa-se que os resultados são muito próximos (diferença de 0,63 %). A ordem dos valores obtidos mostra que a vida em fadiga diminuiu, mas continua sendo fadiga de alto ciclo.

Finaliza-se assim o que seria a análise estrutural da primeira condição de reparo, podendo concluir que a mesma estaria aprovada.

Parte-se agora para a segunda análise, que consiste em aplicar na estrutura o carregamento  $P'_u$ , no intuito de comparar a tensão obtida com a tensão última do material. Aplicando-se então a carga de  $151\,754 \text{ N}$ , obtém-se as tensões ilustradas na Figura 4.8.

Figura 4.8 – Tensões equivalentes para a geometria do primeiro reparo, com carga admissível



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Observa-se na Figura 4.8, que a tensão máxima obtida foi de 601,05 *MPa*, equivalente a uma diferença de 0,34% em relação ao valor esperado (603,1 *MPa*). Números, portanto, compatíveis.

Este último resultado mostra novamente que as duas metodologias (analítica e MEF) são totalmente compatíveis ao prever o carregamento que leva a estrutura à falha. Reforça-se aqui que a relação entre a carga admissível e a carga operacional não é válida para as tensões, pois uma equivale ao regime plástico e a outra ao regime elástico.

### 4.3 CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA DO SEGUNDO REPARO

A configuração geométrica do segundo reparo olhal possui as dimensões indicadas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Dados da configuração geométrica do segundo reparo

Dimensão	Valor
Diâmetro do furo ( $D$ )	12 <i>mm</i>
Espessura do olhal ( $t$ )	24 <i>mm</i>
Excentricidade do centro furo ( $e$ )	12 <i>mm</i>
Largura do olhal ( $W$ )	24 <i>mm</i>

Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

#### 4.3.1 Cálculo das cargas admissíveis

O cálculo das cargas admissíveis se inicia com os parâmetros geométricos:

$$e/D = 12 \text{ mm} / 12 \text{ mm} = 1,0$$

$$W/D = 24 \text{ mm} / 12 \text{ mm} = 2,0$$

$$D/t = 12 \text{ mm} / 24 \text{ mm} = 0,5$$

Calcula-se então a área líquida,  $A_t$ , e a área de esmagamento projetada,  $A_{br}$ :

$$A_t = (W - D) \times t = (24 - 12) \times 24 = 288 \text{ mm}^2$$

$$A_{br} = D \times t = 12 \times 24 = 288 \text{ mm}^2$$

Para o cálculo da carga admissível em tração, determina-se primeiro o fator  $K_t$ , entrando com o valor  $W/D = 2,0$  na Curva 1 da Figura 2.5. É obtido o valor de 0,925.

Calculando  $P'_{tu}$ :

$$P'_{tu} = K_t \times F_{tu} \times A_t = 0,925 \times 565 \times 288 = 150\ 615 \text{ N}$$

Para o cálculo da carga admissível em esmagamento, determina-se primeiro o fator  $K_{br}$ , entrando com o valor de  $e/D = 1,0$  na curva correspondente a  $D/t \leq 2$  na Figura 2.6. É obtido o valor de 0,840.

Calculando  $P'_{bru}$ :

$$P'_{bru} = K_{br} \times F_{tu} \times A_{br} = 0,840 \times 565 \times 288 = 136\ 774 \text{ N}$$

Comparando as duas cargas admissíveis, conclui-se que a carga admissível do olhal,  $P'_u$ , é a carga admissível em esmagamento. Assim sendo, calcula-se o fator de segurança:

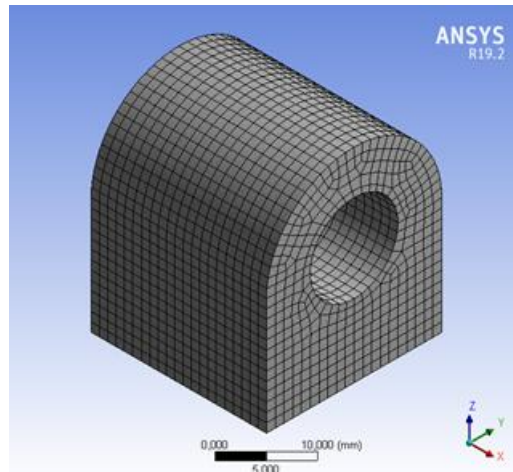
$$FS_{bru} = \frac{P'_u}{P} = \frac{P'_{bru}}{P} = \frac{136\ 774}{47\ 000} = 2,91$$

Os cálculos desta primeira parte permitem concluir que a estrutura continua segura, resistindo a um carregamento até 2,91 vezes maior do que aquele para o qual foi projetada. Uma análise feita exclusivamente sob esta perspectiva conclui que é uma condição de reparo também aprovada.

### 4.3.2 Aplicação do MEF

Novamente, a primeira etapa ser discutida no MEF é a geração da malha. Recapitulando, o objetivo é trabalhar somente com elementos quadrangulares de segunda ordem, avaliando a qualidade da malha por meio do *skewness*. Foi então obtida uma malha com elementos de 1,2 mm, com refinamento na região do furo, reduzindo a dimensão para 1,0 mm. A malha gerada, e ilustrada na Figura 4.9, tem um máximo valor de *skewness* de 0,4236, estando de acordo com o limite recomendado (0,5).

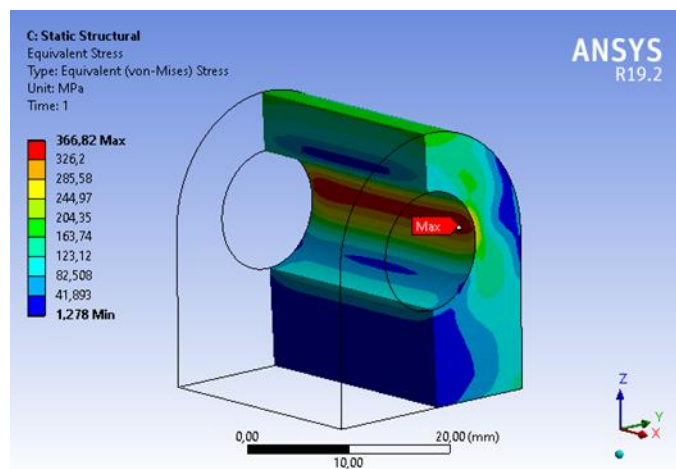
Figura 4.9 – Malha utilizada na geometria do segundo reparo



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Definida a malha, aplicam-se as primeiras condições de contorno: base do olhal engastada e carga de 31300  $N$  aplicada no furo. A primeira tensão a ser analisada é a tensão equivalente (de von Mises), cujos valores obtidos estão ilustrados na Figura 4.10.

Figura 4.10 – Tensões equivalentes para a geometria do segundo reparo, com carga operacional



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Observa-se na Figura 4.6 que a máxima tensão equivalente obtida é de 366,82  $MPa$ , utilizada para calcular os fatores de segurança:

$$FS_{lim} = \frac{F_{ty}}{\sigma_{vM}} = \frac{514,9}{366,82} = 1,40$$

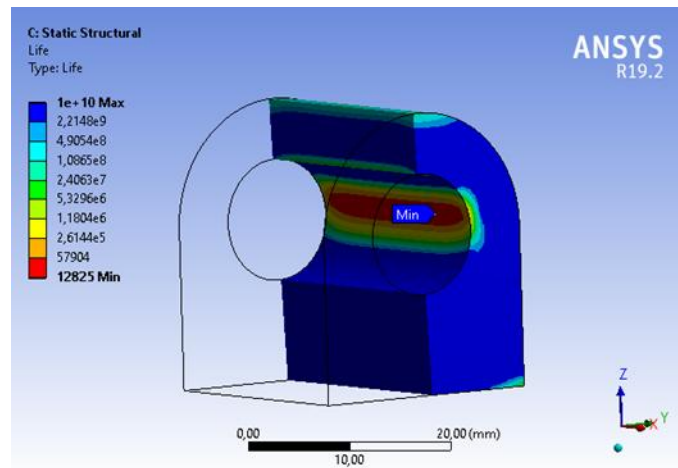
$$FS_{ult} = \frac{F_{tu}}{1,5 \times \sigma_{vM}} = \frac{603,1}{1,5 \times 366,82} = 1,10$$

Estes valores mostram que a estrutura resiste às tensões resultantes, continuando isenta de deformações plásticas.



Além da tensão equivalente, calcula-se também a tensão principal, obtendo o valor de  $410,17 \text{ MPa}$ . Este valor é dado de entrada para o cálculo da vida em fadiga, cujos resultados estão ilustrados na Figura 4.11.

Figura 4.11 – Vida em fadiga para a geometria do segundo reparo, com carga operacional



Conforme observado na Figura 4.7, a vida do componente caiu para ordem de 12 825 ciclos. Fazendo o cálculo analítico:

$$410,17 = 1,62 \times 565 \times (N_f)^{-0,085} \Leftrightarrow N_f = 12\,720 \text{ ciclos}$$

Novamente, observa-se que os resultados são próximos (diferença de 0,83 %).

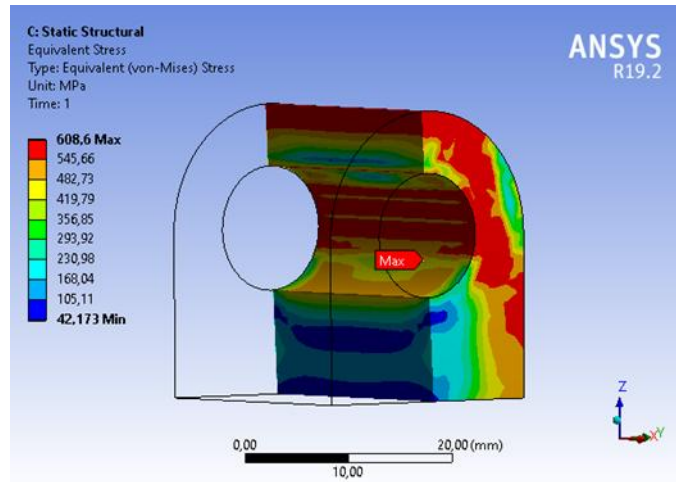
Para este reparo, a vida em fadiga apresenta valor muito inferior às condições anteriores (80 000 ciclos). Dependendo da condição de vida aeronave, ou seja, quantos ciclos ainda restam de sua vida operacional inicialmente calculada, esta condição de reparo não estaria aprovada.

Tal conclusão mostra a importância dos cálculos de fadiga. De um ponto de vista somente estático, comparando cargas e tensões com os seus valores admissíveis, a estrutura seria aprovada. Mas a vida em fadiga mostra que talvez não seja possível a aprovação do reparo.

Finaliza-se assim o que seria a análise estrutural da segunda condição de reparo, atentando-se para as ressalvas feitas.

Parte-se agora para a segunda análise, que consiste em aplicar na estrutura o carregamento  $P'_u$ , no intuito de comparar a tensão obtida com a tensão última do material. Aplicando-se então a carga de  $136\,774 \text{ N}$ , obtém-se as tensões ilustradas na Figura 4.12.

Figura 4.12 – Tensões equivalentes para a geometria do segundo reparo, com carga admissível



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Observa-se na Figura 4.8, que a tensão máxima obtida foi de 608,6 *MPa*, equivalente a uma diferença de 0,91% em relação ao valor esperado (603,1 *MPa*). Números, portanto, compatíveis. Salienta-se também que o valor um pouco acima do resultado esperado possa ser consequência do refino da malha.

Este último resultado mostra novamente que as duas metodologias (analítica e MEF) são totalmente compatíveis ao prever o carregamento que leva a estrutura à falha. Reforça-se novamente aqui que a relação entre as carga admissível e a carga operacional não é válida para as tensões, pois uma equivale ao regime plástico e a outra ao regime elástico.

#### 4.4 VISÃO GERAL DOS RESULTADOS

Foram analisadas três geometrias diferentes. A primeira referente às dimensões de projeto do olhal, e as demais representando eventuais reparos no diâmetro. Para cada uma, foram feitos cálculos analíticos, no intuito de determinar as cargas admissíveis, com resultados resumidos na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Resumo dos resultados analíticos

$D$ [mm]	$P'_u$ [N]	$FS_u$
8,0	158 485	3,37
9,6	151 754	3,23
12,0	136 774	2,91

Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Os três fatores de segurança indicados mostram que, em qualquer uma das condições, a estrutura resiste ao carregamento aplicado sem atingir a tensão última.

Foram também realizados cálculos computacionais em MEF, para avaliar tensões. Em cada geometria, aplicou-se a carga operacional, com o intuito de calcular tensões equivalentes e vida em fadiga. A Tabela 4.5 mostra uma visão geral dos resultados para estes modelos.

Tabela 4.5 – Resumo dos resultados em MEF para os modelos com carga operacional

$D$ [mm]	$\sigma_{vM}$ [MPa]	$FS_{lim}$	$FS_{ult}$	$N_f$ [ciclos]
8,0	294,95	1,75	1,36	258 280
9,6	315,99	1,63	1,27	80 467
12,0	366,82	1,40	1,10	12 825

Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Os fatores de segurança da Tabela 4.5, mostram que a estrutura resiste às tensões atuantes, em qualquer uma das condições geométricas, não atingindo sequer o limite de escoamento. Entretanto, a vida em fadiga mostra que não é possível aprovar o reparo somente pela avaliação de tensões, pois a vida em fadiga pode estar abaixo do esperado para a operação da aeronave.

Quanto às análises de fadiga, reforça-se aqui que os resultados analíticos são praticamente os mesmos obtidos por meio do MEF, visto que a equação utilizada é a mesma. Caso fosse feita a inserção dos fatores modificadores de Marin (Equação 2.15), esta similaridade entre os resultados seria mantida.

Para o caso do olhal e dos reparos, os principais fatores a serem levados em conta seriam o fator de modificação de condição de superfície ( $k_a$ ) e o de tamanho ( $k_b$ ). No *software* seria inserido um único fator de modificação, obtido por meio do produto de todos adotados. Ou seja, a similaridade entre resultados analíticos e computacionais seria mantida pois novamente são utilizados os mesmos valores.

Abordando agora as cargas admissíveis, estas também foram aplicadas nos modelos, no intuito de comparar as tensões equivalentes com a tensão última inserida no modelo (603,1 MPa). Um resumo dos resultados está na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Resumo dos resultados em MEF para os modelos com carga admissível

$D$ [mm]	$P'_u$ [N]	$\sigma_{vM}$ [MPa]	Diferença para o $F_{tu}$ [%]
8,0	158 485	603,7	0,10
9,6	151 754	601,0	-0,34
12,0	136 774	608,6	0,91

Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

As baixas diferenças indicadas na Tabela 4.6 mostram as metodologias conseguem prever igualmente qual seria a carga necessária para levar a estrutura à falha. Este tipo de comparação mostra que também é possível utilizar a metodologia analítica para validar o modelo computacional, sendo esta a maneira pela qual caminham em conjunto.

Reforça-se aqui que a proporção entre a carga admissível e a operacional não é válida para as respectivas tensões, visto que a carga admissível gera a tensão última e a carga operacional gera uma tensão dentro do regime elástico, e somente dentro deste são válidas as proporções.

Em síntese, as duas metodologias podem prever conjuntamente, do ponto de vista de uma análise estática, se um reparo é viável ou não. No entanto, esse tipo de análise deve ser complementado pela análise de fadiga, sendo esta realizada a partir do cálculo de tensões principais máximas, feito via MEF. Este, no entanto, deve representar da maneira mais coerente possível a física do problema estudado. Para avaliar então, a qualidade do modelo, a carga admissível pode ser um parâmetro, visto que ao aplicá-la, o resultado de tensões já é previsto (tensão última). E deve-se também sempre buscar a melhor caracterização possível do material, seja com propriedades obtidas através de experimentos ou de cálculos.

## 5 CONCLUSÕES

O objetivo geral deste Projeto de Conclusão de Curso era avaliar, por meio de ferramentas analíticas e computacionais, o comportamento da resistência mecânica de um olhal e das tensões atuantes, submetendo a estrutura a variações no diâmetro do furo. A justificativa por trás dessa análise reside no fato de ambas as metodologias apresentarem limitações em seu uso.

Diante disso, foi utilizada, no campo analítico, a metodologia clássica de projeto de olhais, que calcula a resistência mecânica dos mesmos por meio da análise dos modos de falha. No campo computacional, foi utilizado o Método dos Elementos Finitos, capaz de avaliar tensões e deformações na estrutura, e calcular também, por exemplo, vida em fadiga.

O MEF mostrou ser a ferramenta mais completa, no sentido de que pode prever as tensões e é fundamental nas análises de fadiga, que demonstraram ser de extrema importância na validação de uma estrutura. Mesmo sendo desenvolvido um modelo mais simples, este mostrou-se válido ao ser comparado com os resultados previstos pelos cálculos analíticos.

A metodologia analítica, por sua vez, é destinada a calcular as cargas admissíveis para cada modo de falha da estrutura, não sendo utilizada para prever tensões. No entanto, mostrou seu valor ao ser capaz de validar o modelo de elementos finitos, mostrando como as ferramentas podem caminhar de maneira conjunta. Além disso, o projeto do olhal é fundamentado por esta metodologia.

Como sugestão para trabalhos futuros, reforça-se a proposta que já foi feita de utilizar a abordagem dos fatores modificadores de Marin. Ainda no campo das análises de fadiga, sugere-se também a utilização de dados do fadigômetro para aplicar o histórico de carregamentos condizentes com a operação da aeronave em serviço. Partindo para o campo dos procedimentos computacionais, propõe-se desenvolver um pouco mais o modelo do olhal, inserindo o pino e modelando o contato na região. A última proposta é utilizar propriedades do material obtidas através de ensaios, não utilizando da modelagem matemática para obtê-las. Podem até ser comparados os resultados das duas abordagens.

## REFERÊNCIAS

- ABBOTT, Richard. **Analysis and Design of Composite and Metallic Flight Vehicles Structures**. 3. ed. Inglaterra: Abbott Aerospace SEZC Ltd, 2019. Citado 3 vezes nas páginas 18, 42 e 43.
- BRUHN, Elmer Franklin. **Analysis and Design of Flight Vehicles Structures**. 2. ed. USA: Tri-State Offset Company, 1973. Citado na página 26.
- CALLISTER, Jr William D.; RETHWISCH, David G. **Materials Science and Engineering: An introduction**. 10. ed. EUA: John Willey Sons, Inc, 2018. Citado na página 22.
- COZZONE, F.P.; MELCON, M.A.; HOBLIT, F.M. Analysis of lugs and shear pins made from aluminum or steel alloys. **Product Engineering**, v. 21, n. 5, p. 113–117, Maio 1950. Citado na página 25.
- DOWNLING, Norman E. **Mechanical Behavior of Materials: Engineering methods for deformation, fracture, and fatigue**. 4. ed. England: Pearson, 2013. Citado 3 vezes nas páginas 22, 28 e 29.
- FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION. **DOT/FAA/AR-MMPDS-01: Metallic Materials Properties Development and Standardization**. Washington DC, 2003. Citado na página 39.
- FILHO, Avelino ALves. **Elementos Finitos: A base da tecnologia cae**. 6. ed. São Paulo-SP, Brasil: Editora Érica, 2013. Citado 3 vezes nas páginas 30, 31 e 32.
- FLORANCE, J. C. Sophia; BALAJI, S. Fatigue analysis of lug joint in the main landing gear. **International Journal of Engineering Research Technology (IJERT)**, v. 5, n. 5, p. 219–224, Maio 2016. Citado 5 vezes nas páginas 35, 36, 37, 43 e 46.
- GERE, James M.; GOODNO, Barry J. **Mechanics of Materials**. Stamford: Cengage Learning, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 22.
- KISHAN, C. V. Rama; BASHA, A. Mahaboob. Design and analysis of lug joint in an airframe structure using finite element method. **International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)**, v. 4, n. 8, p. 2282–2287, 2017. Citado 2 vezes nas páginas 32 e 33.
- MELCON, M.A.; HOBLIT, F.M. Developments in the analysis of lugs and shear pins. **Product Engineering**, v. 24, n. 6, p. 160–170, Junho 1953. Citado na página 25.
- MOAVENI, Saeed. **Finite Element Analysis: Theory and application with Ansys**. 4. ed. Inglaterra: Pearson, 2015. Citado na página 31.
- MOHANRAJ, P.; BALAJI, S.; SENTHILKUMAR, S. Fatigue analysis in aircraft landing gear axle shaft to develop the life cycles. **International Journal of Engineering Research Technology (IJERT)**, v. 2, n. 6, p. 2265–2272, Maio 2013. Citado na página 29.
- PESCI, João Paulo Silva. **Metamodelo para análise estática e fadiga de olhais**. Dissertação (Mestrado) — Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2016. Citado 7 vezes nas páginas 22, 23, 24, 30, 33, 34 e 37.
- PINTO, Renato Ruas. **Metodologia de projeto de olhais em estruturas aeronáuticas**. Dissertação (Mestrado) — Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2003. Citado na página 28.

PIRES, Michel Sullivan Teixeira. **Estimativa de vida para fadiga sob condições de fretting usando o método das curvas de Wöhler modificadas associado com a teoria das distâncias críticas**. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília, 2012. Citado na página 29.

RICHARDS, Keith L. **Design Engineer's Handbook**. 1. ed. USA: Taylor Francis Group, 2013. Citado 6 vezes nas páginas 18, 24, 26, 27, 28 e 29.