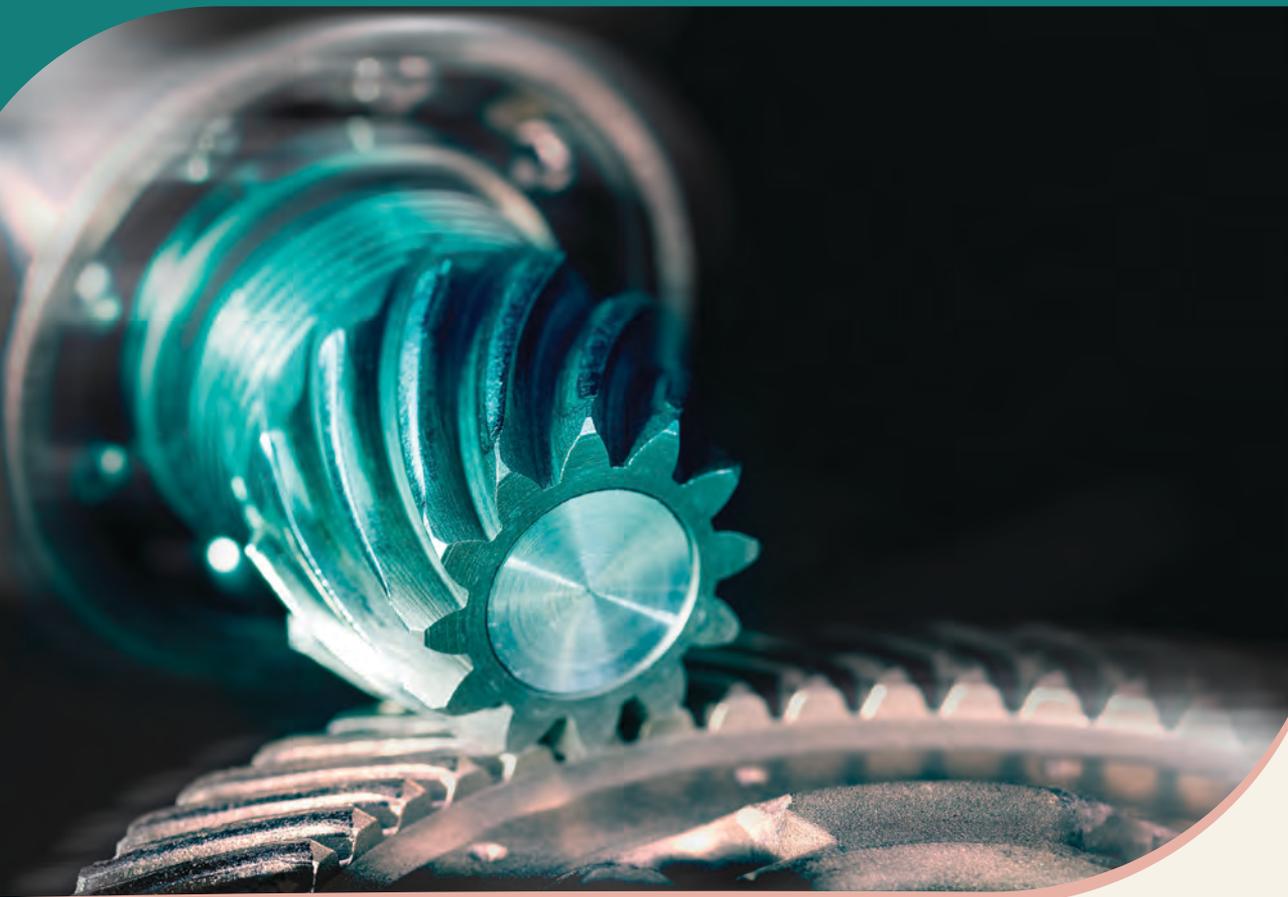


JULIO CÉZAR DE ALMEIDA
KEY FONSECA DE LIMA
RENATO BARBIERI

ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Projeto de sistemas mecânicos



Blucher

2ª edição

Julio César de Almeida

Key Fonseca de Lima

Renato Barbieri

ELEMENTOS DE MÁQUINAS

Projeto de sistemas mecânicos

2ª edição

Elementos de máquinas: projeto de sistemas mecânicos

© 2017 Julio César de Almeida, Key Fonseca de Lima, Renato Barbieri

© 2022 Editora Edgard Blücher Ltda.

1ª edição – 2017, GEN LTC

2ª edição – 2022, Editora Blucher

Publisher Edgard Blücher

Editor Eduardo Blücher

Coordenação editorial Jonas Eliakim

Produção editorial Luana Negraes

Diagramação Joyce Rosa

Capa Leandro Cunha

Imagem da capa iStockphoto

Blucher

Rua Pedroso Alvarenga, 1245, 4º andar

04531-934 – São Paulo – SP – Brasil

Tel.: 55 11 3078-5366

contato@blucher.com.br

www.blucher.com.br

Segundo o Novo Acordo Ortográfico, conforme 5. ed. do *Vocabulário Ortográfico da Língua Portuguesa*, Academia Brasileira de Letras, março de 2009.

É proibida a reprodução total ou parcial por quaisquer meios sem autorização escrita da editora.

Todos os direitos reservados pela Editora Edgard Blücher Ltda.

Dados Internacionais de Catalogação na publicação
(CIP) Angélica Ilacqua – CRB-8/7057

Almeida, Julio César de

Elementos de máquinas : projeto de sistemas mecânicos / Julio César de Almeida, Key Fonseca de Lima, Renato Barbieri. – 2. ed. - São Paulo : Blucher, 2022.

692 p. : il., color.

Bibliografia

ISBN 978-65-5506-497-1 (impresso)

ISBN 978-65-5506-493-3 (eletrônico)

1. Engenharia mecânica 2. Máquinas I. Título.
II. Lima, Key Fonseca de. III. Barbieri, Renato.

22-2041

CDD 621.8

Índice para catálogo sistemático

1. Engenharia mecânica

CONTEÚDO

1. INTRODUÇÃO	19
1.1. A FILOSOFIA DE PROJETAR	19
1.2. AS ETAPAS DO PROJETO	19
1.3. CÓDIGOS E NORMAS	21
1.4. UNIDADES – FATORES DE CONVERSÃO	22
1.5. TÓPICOS ABORDADOS NA OBRA	23
1.6. CONCEITUAÇÃO DOS CAPÍTULOS	24
2. RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS: REVISÃO E CONCEITOS	25
2.1. INTRODUÇÃO	25
2.2. TENSÕES	25
2.3. CÍRCULO DE MOHR	30
2.4. TEORIAS DE FALHAS ESTÁTICAS	31
2.5. FALHA POR FADIGA	36
2.6. TENSÕES FLUTUANTES	41
2.7. CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO	43
2.8. CRITÉRIOS DE FALHA POR FADIGA SOB TENSÕES FLUTUANTES	46
2.9. PROBLEMAS RESOLVIDOS	47

2.10. PROBLEMAS PROPOSTOS	54
NOMENCLATURA	61
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	63
3. UNIÕES PARAFUSADAS	65
3.1. INTRODUÇÃO	65
3.2. PARAFUSOS COM ROSCA MÉTRICA E ROSCA UNIFICADA	65
3.3. O COMPRIMENTO DO PARAFUSO E O COMPRIMENTO COM ROSCA	71
3.4. O MECANISMO DE DISTRIBUIÇÃO DE CARGA NAS UNIÕES PARAFUSADAS	73
3.5. AS ANÁLISES DE TENSÃO E OS CRITÉRIOS DE PROJETO	75
3.6. A CONSTANTE DE MOLA DO PARAFUSO	77
3.7. A CONSTANTE DE MOLA DOS MEMBROS EM COMPRESSÃO	78
3.8. UNIÕES COM GAXETAS	79
3.9. AS FALHAS CARACTERÍSTICAS EM PARAFUSOS	80
3.10. O LIMITE DE FADIGA DE PARAFUSOS	82
3.11. UNIÃO PARAFUSADA COM CARREGAMENTO EXCÊNTRICO	83
3.12. PROBLEMAS RESOLVIDOS	87
3.13. PROBLEMAS PROPOSTOS	95
NOMENCLATURA	103
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105
4. UNIÕES SOLDADAS	107
4.1. INTRODUÇÃO	107
4.2. UM MODELO SIMPLIFICADO PARA A ANÁLISE DE TENSÕES EM FILETES DE SOLDA E SUAS LIMITAÇÕES	107
4.3. INDICAÇÃO DA SOLDA	113
4.4. SOLDAS DE TÔPO	114
4.5. TENSÕES EQUIVALENTES EM FILETES DE SOLDA EM TORÇÃO	115
4.6. TENSÕES EQUIVALENTES EM FILETES DE SOLDA EM FLEXÃO	117
4.7. AVALIANDO I_u E J_u	118
4.8. AS PROPRIEDADES DE RESISTÊNCIA DOS ELETRODOS	122
4.9. CARREGAMENTOS DE FADIGA	124

4.10. PROBLEMAS RESOLVIDOS	124
4.11. PROBLEMAS PROPOSTOS	131
NOMENCLATURA	137
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	138
5. PARAFUSOS DE POTÊNCIA	141
5.1. INTRODUÇÃO	141
5.2. ROSCA QUADRADA E ROSCA TRAPEZOIDAL	141
5.3. A ANÁLISE DE TORQUE PARA ROSCA QUADRADA	143
5.4. EXPRESSÕES PARA A ROSCA ACME	145
5.5. OS PARAFUSOS DE POTÊNCIA COM COLAR	147
5.6. OS FUSOS COM ESFERAS RECIRCULANTES	149
5.7. O DIMENSIONAMENTO MECÂNICO DO PARAFUSO DE POTÊNCIA	149
5.8. PROBLEMAS RESOLVIDOS	150
5.9. PROBLEMAS PROPOSTOS	155
NOMENCLATURA	161
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	162
6. MOLAS HELICOIDAIS	163
6.1. INTRODUÇÃO	163
6.2. MOLAS HELICOIDAIS DE COMPRESSÃO	164
6.3. OS AÇOS MAIS COMUNS PARA MOLAS	171
6.4. AS TENSÕES ADMISSÍVEIS PARA CARREGAMENTOS ESTÁTICOS	173
6.5. A ANÁLISE E O PROJETO DE MOLAS DE COMPRESSÃO	176
6.6. MOLAS HELICOIDAIS DE TRAÇÃO	179
6.7. PROBLEMAS RESOLVIDOS	185
6.8. PROBLEMAS PROPOSTOS	193
NOMENCLATURA	200
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	202
7. CABOS DE AÇO	205
7.1. INTRODUÇÃO	205
7.2. COMPOSIÇÃO TÍPICA DE UM CABO DE AÇO	207

7.3. NOMENCLATURA BÁSICA DOS CABOS CONVENCIONAIS	211
7.4. PROPRIEDADES DOS CABOS DE AÇO	213
7.5. RESISTÊNCIA DOS CABOS DE AÇO	216
7.6. TORÇÃO E PRÉ-FORMAÇÃO DOS CABOS DE AÇO	217
7.7. SOLICITAÇÕES SOBRE UM CABO DE AÇO	219
7.8. COEFICIENTES DE SEGURANÇA	225
7.9. INDICATIVOS DE FALHA	226
7.10. ACESSÓRIOS DOS CABOS DE AÇO	227
7.11. PROBLEMAS RESOLVIDOS	228
7.12. PROBLEMAS PROPOSTOS	234
NOMENCLATURA	239
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	240
8. FREIOS E EMBREAGENS	243
8.1. INTRODUÇÃO	243
8.2. EMBREAGENS	244
8.3. EMBREAGENS DE DISCO	246
8.4. FREIO A DISCO	251
8.5. EMBREAGENS E FREIOS CÔNICOS	252
8.6. FREIO DE SAPATA CURTA EXTERNA	254
8.7. FREIO DE SAPATA LONGA INTERNA	255
8.8. FREIO DE SAPATA LONGA EXTERNA	258
8.9. FREIO DE SAPATA SIMÉTRICA PIVOTADA	259
8.10. FREIO DE CINTA	261
8.11. EFEITOS DA TEMPERATURA	263
8.12. PROBLEMAS RESOLVIDOS	265
8.13. PROBLEMAS PROPOSTOS	272
NOMENCLATURA	280
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	282
9. CORREIAS DE TRANSMISSÃO	283
9.1. INTRODUÇÃO	283
9.2. PARÂMETROS GERAIS DAS TRANSMISSÕES POR CORREIAS	285

9.3. FORÇAS ATUANTES SOBRE A CORREIA	291
9.4. FORÇAS ATUANTES SOBRE O EIXO DE TRANSMISSÃO	298
9.5. TENSÕES ATUANTES SOBRE UMA CORREIA	299
9.6. CORREIAS PLANAS	300
9.7. CORREIAS TRAPEZOIDAIS	303
9.8. CORREIAS SINCRONIZADORAS	330
9.9. PROBLEMAS RESOLVIDOS	347
9.10. PROBLEMAS PROPOSTOS	358
NOMENCLATURA	364
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	366
10. CORRENTES DE TRANSMISSÃO	369
10.1. INTRODUÇÃO	369
10.2. PARÂMETROS GERAIS DAS TRANSMISSÕES POR CORRENTES	371
10.3. ESFORÇOS ATUANTES SOBRE UMA CORRENTE DE ROLOS	379
10.4. FORÇAS ATUANTES SOBRE O EIXO DE TRANSMISSÃO	381
10.5. ETAPAS DO PROJETO E SELEÇÃO DE UMA TRANSMISSÃO POR CORRENTES DE ROLOS	382
10.6. LUBRIFICAÇÃO	387
10.7. EXPECTATIVA DE VIDA DA CORRENTE	390
10.8. PROBLEMAS RESOLVIDOS	392
10.9. PROBLEMAS PROPOSTOS	405
NOMENCLATURA	410
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	411
11. ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS	413
11.1. INTRODUÇÃO	413
11.2. PARTES COMPONENTES DE UMA ENGRENAGEM RETA	415
11.3. FABRICAÇÃO DE ENGRENAGENS	422
11.4. ESFORÇOS ATUANTES SOBRE UMA ENGRENAGEM CILINDRICA DE DENTES RETOS	423
11.5. DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS	425

11.6. PROBLEMAS RESOLVIDOS	443
11.7 – PROBLEMAS PROPOSTOS	453
NOMENCLATURA	459
ANEXO I	462
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	463
12. ENGRENAGENS HELICOIDAIS	465
12.1. INTRODUÇÃO	465
12.2. PARTES COMPONENTES DE UMA ENGRENAGEM HELICOIDAL	467
12.3. ESFORÇOS ATUANTES SOBRE UMA ENGRENAGEM HELICOIDAL	470
12.4. DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS HELICOIDAIS	475
12.5. PROBLEMAS RESOLVIDOS	479
12.6. PROBLEMAS PROPOSTOS	490
NOMENCLATURA	497
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	499
13. ENGRENAGENS CÔNICAS	501
13.1. INTRODUÇÃO	501
13.2. PARTES COMPONENTES DE UMA ENGRENAGEM CÔNICA	504
13.3. ESFORÇOS ATUANTES SOBRE UMA ENGRENAGEM CÔNICA	505
13.4. DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS CÔNICAS	508
13.5. PROBLEMAS RESOLVIDOS	518
13.6. PROBLEMAS PROPOSTOS	527
NOMENCLATURA	534
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	536
14. COROA PARAFUSO SEM FIM	537
14.1. INTRODUÇÃO	537
14.2. TERMINOLOGIA	538
14.3. FORÇAS ATUANTES SOBRE O PAR	540
14.4. POTÊNCIA DISPONIBILIZADA PELO PARAFUSO SEM-FIM	542
14.5. FORÇA DE ATRITO EM PARES COROA E PARAFUSO SEM-FIM	545
14.6. EFICIÊNCIA DO PAR	545

14.7. PROBLEMAS RESOLVIDOS	547
14.8. PROBLEMAS PROPOSTOS	554
NOMENCLATURA	558
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	560
15. EIXOS DE TRANSMISSÃO	561
15.1. INTRODUÇÃO	561
15.2. AVALIANDO O DIÂMETRO DO EIXO COM RELAÇÃO À FALHA POR FADIGA	562
15.3. CÁLCULO DOS DESLOCAMENTOS E ROTAÇÕES	579
15.4. O CONCEITO DE VELOCIDADE CRÍTICA E SUA AVALIAÇÃO	583
15.5. PROBLEMAS RESOLVIDOS	585
15.6. PROBLEMAS PROPOSTOS	597
NOMENCLATURA	611
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	613
16. MANCAIS DE ROLAMENTOS	615
16.1. INTRODUÇÃO	615
16.2. TIPOS DE ROLAMENTOS E APLICAÇÕES	618
16.3. ESPECIFICAÇÃO DE ROLAMENTOS	620
16.4. ROLAMENTOS DE UMA CARREIRA DE ESFERAS	628
16.5. ROLAMENTOS DE CONTATO ANGULAR DE ESFERAS ($\alpha = 40^\circ$)	628
16.6. ROLAMENTOS DE CONTATO ANGULAR COM DUAS CARREIRAS DE ESFERAS	633
16.7. ROLAMENTOS AUTOCOMPENSADORES DE ESFERAS	634
16.8. ROLAMENTOS DE ROLOS CILÍNDRICOS	635
16.9. ROLAMENTOS DE ROLOS CÔNICOS	637
16.10. ROLAMENTOS AXIAIS DE ESFERAS	639
16.11. LUBRIFICAÇÃO	641
16.12. PROBLEMAS RESOLVIDOS	641
16.13. PROBLEMAS PROPOSTOS	649
NOMENCLATURA	653
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	654

17. MANCAIS DE DESLIZAMENTO	657
17.1. INTRODUÇÃO	657
17.2. TIPOS DE LUBRIFICAÇÃO	657
17.3. VISCOSIDADE	658
17.4. ABORDAGEM DE PETROFF	659
17.5. LUBRIFICAÇÃO ESTÁVEL	661
17.6. LUBRIFICAÇÃO EM REGIME ESTÁVEL	663
17.7. TEORIA DA LUBRIFICAÇÃO HIDRODINÂMICA	664
17.8. PROJETO DE MANCAIS HIDRODINÂMICOS	665
17.9. EFEITO DA TEMPERATURA SOBRE O FILME DE ÓLEO	670
17.10. TIPOS DE MANCAL	671
17.11. MATERIAIS PARA MANCAIS	673
17.12. ESPESSURA MÍNIMA DE FILME DE ÓLEO E RAZÃO DE FOLGA	674
17.13. PROBLEMAS RESOLVIDOS	675
17.14. PROBLEMAS PROPOSTOS	682
NOMENCLATURA	687
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	688
18. APÊNDICE	689
I. MOMENTOS DE INÉRCIA DE FIGURAS PLANAS	689
II. RESISTÊNCIAS MÍNIMAS PARA ALGUNS AÇOS CARBONO - LAMINADOS A QUENTE (LQ) E LAMINADOS A FRIO (LF)	692
III. PROPRIEDADES DE ALGUNS MATERIAIS	692

CAPÍTULO 1

Introdução

1.1. A FILOSOFIA DE PROJETAR

Estratégias para o desenvolvimento ou para a criação de novos dispositivos ou equipamentos, ou ainda, o aprimoramento de equipamentos existentes, visando atender sempre uma demanda de mercado, exemplificam, em termos da linguagem de engenharia, a filosofia de projetar.

Segundo o Aurélio, o termo “projetar” apresenta diversos significados, sendo que o melhor que se encaixa no contexto aqui descrito seria: **traçar a representação de um corpo num plano segundo certas regras geométricas**. Evidente que tal definição além de muito subjetiva é totalmente incompleta na engenharia, dado que as tarefas de projeto são bastante abrangentes e podem ser abordadas das mais diversas maneiras.

Devido à grande quantidade de exigências a serem atendidas e cumpridas no desenvolvimento de um novo projeto, torna-se cada vez mais imprescindível desenvolver as atividades em equipes de trabalho diversificadas. O engenheiro mecânico será, assim, apenas um dos componentes dessa equipe multidisciplinar, tendo em vista que especialistas das áreas de marketing, vendas, assistência técnica, fabricação, compras, ergonomia, segurança saúde e meio ambiente, além de engenheiros de outras áreas, por exemplo, civil e elétrica, poderão fazer parte desse grupo.

1.2. AS ETAPAS DO PROJETO

Metodologias consagradas de projeto apresentam propostas interessantes no contexto das etapas ou fases a serem seguidas para se chegar à concepção final de um

certo dispositivo ou equipamento. Nessas circunstâncias, uma das primeiras etapas do trabalho, a partir de determinada demanda, corresponde ao **levantamento das necessidades** dos clientes envolvidos (entende-se aqui não apenas o cliente ou usuário final do produto em estudo, mas, sim, a totalidade de pessoas envolvidas desde a etapa de fabricação até a assistência técnica do item considerado). Questionários específicos podem assim ser elaborados visando contemplar a manifestação da quase totalidade dos clientes considerados. De posse da tabulação dessas respostas, poderá a equipe de projetos multidisciplinar, priorizar ou ranquear os “desejos” pontuados como os mais relevantes pelos entrevistados, eliminando-se ainda as propostas supostamente inviáveis. Isso permitirá um direcionamento mais específico no desenvolvimento ou aprimoramento do dispositivo em estudo. Evidente que a consulta a dispositivos ou equipamentos similares disponíveis no mercado também será uma boa alternativa de análise, dado que eventuais pontos fracos desses concorrentes poderão ser considerados, como também, propostas consagradas de soluções serem otimizadas.

A segunda fase das etapas de projeto corresponde à criação de soluções alternativas para os itens priorizados na fase anterior. Isso se traduz na passagem dos desejos, normalmente de natureza subjetiva, para a linguagem de engenharia. O desejo para que determinado item tenha menor peso, por exemplo, pode ser traduzido pela substituição do material utilizado, pela redução da seção transversal do componente ou até mesmo pela eventual eliminação da sua função junto ao dispositivo principal. Essa etapa do projeto normalmente é designada como **projeto conceitual**.

Observar que a etapa do projeto conceitual envolve apenas as concepções de solução propostas, não se considerando assim qualquer detalhamento mais específico em termos dimensionais, de tolerâncias ou até mesmo de fabricação. A etapa subsequente do projeto envolve o chamado **projeto preliminar**, fase na qual se assumem o dimensional preliminar, a escolha dos materiais a serem considerados, a verificação das condições de resistência e deformações envolvidas, as condições de fabricação, a eventual padronização de determinados itens e o levantamento dos custos envolvidos. Segundo os autores consagrados nessas metodologias, a etapa do projeto preliminar é ainda bastante flexível, dado que todo e qualquer ajuste ou alteração da proposta obtida torna-se totalmente factível. Tal condição é decorrente da não aquisição, preparação ou recebimento de qualquer item em termos de linhas de produção, adaptações, usinagem ou qualquer atividade desta natureza.

Feitos todos os ajustes que se façam necessários, a partir das etapas anteriores, parte-se para fase final do projeto ou, mais especificamente, o **projeto detalhado**. O projeto detalhado deverá contemplar, evidentemente, a memória de cálculo necessária, a definição das tolerâncias a serem consideradas, a definição e especificação dos materiais contemplados, os eventuais manuais de montagem, segurança e descarte, além de todos os demais aspectos necessários para definir por completo o projeto desenvolvido. Eventuais alterações detectadas nessa fase, apesar de possíveis, devem ser evitadas, uma vez que provavelmente viriam a ocasionar impactos bem mais significativos em todo o fluxo do processo de projeto.

A Figura 1.1 tem por objetivo mapear de forma simplificada essas etapas de projeto descritas.

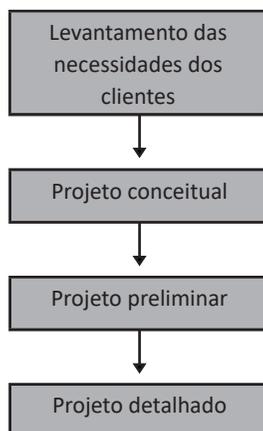


Figura 1.1 – Etapas de projeto sugeridas segundo metodologias de projeto consagradas.

Evidente que um estudo mais aprofundado dessas metodologias de projeto permitirá ao leitor vislumbrar etapas adicionais no processo de projeto em análise. Testes, elaboração de protótipos e simulações numéricas são exemplos de fases ou etapas adicionais que podem fazer parte de todo o processo de projeto desenvolvido.

1.3. CÓDIGOS E NORMAS

Apesar da criatividade ser uma característica de fundamental importância para toda a equipe de projetos, o conhecimento e aplicação dos diversos códigos e normas disponíveis para determinados assuntos são de extrema relevância para o desenvolvimento em análise. Tal condição torna-se obrigatória no contexto de assegurar que as exigências e os aspectos legais serão devidamente contempladas no transcórper do desenvolvimento do dispositivo ou componente a ser divulgado para o mercado. Nesse contexto, códigos como:

- NFPA – National Fire Protection Association
- ISO – International Organization for Standardization
- ANSI – American National Standards Institute
- ASME – American Society of Mechanical Engineers
- ASTM – American Society for Testing and Materials
- AGMA – American Gear Manufacturers Association
- AISI – American Iron and Steel Institute
- OSHA – Occupational Safety and Health Administration

- ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

Entre outros, são consagrados e devem ser avaliados criteriosamente para cada condição específica.

Determinadas situações contemplam, ainda, códigos específicos e locais, que devem também ser avaliados e contemplados no desenvolvimento do projeto em pauta.

Deve-se observar que o não atendimento a determinado requisito normativo legal poderá trazer consequências graves e problemas para o profissional responsável pelo projeto, principalmente no caso de eventuais acidentes ou sinistros que venham a envolver o dispositivo ou equipamento considerado.

1.4. UNIDADES – FATORES DE CONVERSÃO

Neste livro se prioriza o uso do Sistema Internacional de Unidades – SI – apesar de situações específicas contemplarem grandezas associadas principalmente ao sistema Americano de Unidades. O Sistema Internacional de Unidades contempla a massa, o comprimento e o tempo como dimensões primárias, ficando a força como dimensão secundária. As unidades básicas são assim: o quilograma (kg), o metro (m) e o segundo (s).

Já o sistema Americano contempla a força, a massa, o comprimento e o tempo como dimensões primárias, tendo como unidades básicas a libra-força (lbf), a libra-massa (lb), o pé (ft) e o segundo (s).

Por opção não se faz qualquer detalhamento específico e adicional sobre os sistemas de unidades aqui descritos, visto considerar que o leitor está familiarizado com essa situação. Dessa forma, faz-se apenas a compilação de alguns dos principais fatores de conversão mais aplicáveis em relação aos assuntos contemplados nesta obra (Tabela 1.1).

Tabela 1.1 – Principais fatores de conversão

Unidades de força	1 lbf = 4,448 N 1 kgf = 9,81 N
Unidades de pressão	1 psi = 6895 Pa 1 bar = 105 Pa 1 kgf/cm ² = 98066,5 Pa
Unidades de potência	1 hp = 745,7 W 1 CV = 735,5 W
Unidades de viscosidade	1 cP = 0,001 Pa.s 1 reyn = 6890 Pa.s

Unidades de comprimento	1 in = 0,0254 m 1 ft = 0,3048 m
Unidades de massa	1 slug = 14,59 kg 1 lb = 0,454 kg

1.5. TÓPICOS ABORDADOS NA OBRA

Neste livro apresentam-se os principais e mais tradicionais componentes ou elementos de máquinas presentes na quase totalidade ou maioria dos casos de dispositivos, mecanismos, equipamentos ou máquinas disponíveis nos lares, comércios, lojas e indústrias em geral. Torna-se pouco provável haver algum tipo de equipamento ou dispositivo que não tenha um parafuso, um rolamento, uma ponta de eixo, uma pequena mola ou qualquer outro elemento discutido ao longo dos capítulos que fazem parte desta obra.

Evidentemente que nessas circunstâncias parte-se da premissa que o leitor (ainda como aluno ou já como profissional) detenha conhecimentos anteriores que lhe permitam acompanhar e entender, sem grandes dificuldades, os tópicos apresentados ao longo dos capítulos correspondentes. Torna-se fundamental nesse instante, o domínio razoável sobre condições de equilíbrio, forças, momentos, sistemas de unidades, propriedades dos materiais e até mesmo Resistência dos Materiais (ou Mecânica dos Sólidos), para melhor compreensão dos conceitos e equacionamentos matemáticos apresentados.

O Capítulo 2 tem por objetivo apresentar uma revisão sucinta e geral dos principais conceitos de Resistência dos Materiais, contemplando os principais tipos de esforços existentes, as características dos materiais e, até mesmo, as propriedades geométricas correspondentes das secções transversais envolvidas.

Nos Capítulos 3 e 4 faz-se um detalhamento dos principais tipos de uniões presentes na maioria dos casos de fixação entre componentes mecânicos. Parafusos e soldas são ainda, com certeza, os principais tipos de uniões consideradas para fixação e junção de peças e componentes mecânicos em geral. Como consequência e contemplando o aspecto das roscas, tem-se no Capítulo 5 os parâmetros correspondentes aos parafusos de potência ou mais especificamente os parafusos transmissores de força e de movimento, como o “macaco” dos automóveis, por exemplo.

Molas e cabos de aço são apresentados nos Capítulos 6 e 7, respectivamente. Dentre os diversos tipos de molas disponíveis no mercado, faz-se um detalhamento voltado para as molas helicoidais de compressão e tração, enquanto para os cabos de aço se discutem, entre outros aspectos, a composição típica dos principais cabos de aço utilizados comercialmente.

O Capítulo 8 discute freios e embreagens. Você sabe a principal diferença entre esses dois dispositivos? Ambos estão presentes costumeiramente em equipamentos

dotados de movimento de rotação que necessitam ter um controle ou variação dessa velocidade ao longo do tempo.

Nos Capítulos 9 a 15 discute-se, de uma forma geral, os dispositivos normalmente associados aos sistemas de transmissão de potência. Primeiramente trata-se dos elementos flexíveis (correias e correntes de rolos) nos Capítulos 9 e 10, para na sequência trabalhar-se com as engrenagens em geral (Capítulos 11 a 14), e enfim enfocar os eixos de transmissão no Capítulo 15. A ferramenta dos elementos finitos é, ainda, apresentada como solução alternativa e complementar juntamente ao capítulo de eixos de transmissão.

Para fechar os capítulos desta obra, discutem-se nos Capítulos 16 e 17, os mancais de rolamento e deslizamento, respectivamente. Tais elementos tornam-se fundamentais na sustentação de eixos e dispositivos em geral presentes nos sistemas de transmissão de potência.

1.6. CONCEITUAÇÃO DOS CAPÍTULOS

Procurou-se apresentar por meio desta obra, os principais componentes e elementos mecânicos presentes na quase totalidade dos dispositivos e equipamentos de maior porte e capacidade. Dessa forma, a experiência dos autores para com os assuntos tratados foi fator fundamental quando da decisão em se propor o referido trabalho. Evidente que determinados conceitos e equacionamentos matemáticos são consagrados e foram, assim, reproduzidos de forma clara e objetiva ao longo dos capítulos correspondentes. Tentou-se ainda, e dentro das possibilidades, mesclar, a parte conceitual com as informações técnicas disponíveis no mercado, efetivando-se contato com os principais fabricantes e representantes de diversos dos componentes apresentados ao longo dos capítulos deste livro. Nessas circunstâncias, além das autorizações necessárias, obteve-se também informações e dados complementares que vieram a contribuir de forma decisiva para a finalização desta proposta.

No site da Editora dispõem-se também de códigos computacionais complementares, desenvolvidos em ambiente Matlab, que permitem auxiliar no desenvolvimento de cálculos, análises e comparações para uma grande parte dos capítulos que contemplam a referida obra.

Espera-se, dessa forma, que o leitor obtenha, após determinado estudo ou avaliação, informações necessárias e suficientes para sua tomada de decisão final, seja no fechamento dos seus cálculos ou até mesmo na concepção final do projeto considerado.

CAPÍTULO 2

Resistência dos Materiais: Revisão e Conceitos

2.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentado uma breve revisão das definições e equações básicas para resolução de problemas de Resistência dos Materiais. Equações estas que são a base para o dimensionamento de quaisquer elementos de máquinas e fundamentais na resolução de problemas de engenharia. O leitor pode, se considerar necessário, aprofundar-se nos temas abordados neste capítulo consultando os livros clássicos de Resistência dos Materiais e de Mecânica dos Sólidos.

No projeto de qualquer máquina ou estrutura é fundamental conhecer os esforços atuantes e, em consequência disto, assegurar que sua resistência seja maior que as tensões provenientes dos carregamentos ao qual está submetido. Para resumir, de acordo com Shigley (1989) “o problema fundamental do engenheiro é utilizar os testes de tração e relacioná-los com a resistência da peça, qualquer que seja o estado de tensão ou a situação de carregamento”.

Neste capítulo também são revisados os critérios de falha para peças submetidas a carregamentos estáticos e apresentados os conceitos e equações para se prevenir as falhas decorrentes de carregamentos cíclicos.

2.2. TENSÕES

Existem dois tipos de tensões que devem ser avaliadas pelo engenheiro no estudo da resistência de qualquer peça, a tensão normal “ σ ” e a tensão tangencial ou de cisa-

lhamento “ τ ”. Esses dois tipos de tensões podem estar presentes em um elemento infinitesimal agindo de forma isolada ou de forma combinada, de maneira que forneçam um conjunto de tensões principais e de tensões de cisalhamento máximas. Além disso, o mais importante, tais tensões precisam ser calculadas corretamente, independentemente da fonte do carregamento, para determinar a segurança e confiabilidade do projeto em análise.

Em uma peça os carregamentos provocam o surgimento de tensões normais provenientes de forças normais, momentos fletores e forças compressivas de esmagamento. Os momentos fletores geram, ainda, tensões de tração e compressão em eixos e vigas; as forças normais causam as tensões de tração ou compressão; e as forças compressivas de esmagamento geram tensões de compressão superficial em rebites, pinos e buchas. Além disso, se o carregamento for de compressão direta pode ocorrer o fenômeno da flambagem (flexão lateral oriunda de um carregamento de compressão) para o caso específico de colunas.

As tensões de cisalhamento são provenientes de esforços cortantes puros, carregamentos transversais e momentos torcedores. Os esforços cortantes tendem a “cortar” elementos de fixação como rebites, pinos e chavetas, os quais permitem a transmissão de potência entre um eixo e um cubo como, por exemplo, numa engrenagem acoplada a um eixo de transmissão. Os carregamentos transversais causam o surgimento de esforços cortantes aplicados sobre vigas e eixos e os momentos torcedores, atuantes normalmente em eixos de transmissão, também causam o surgimento de tensões de cisalhamento.

As Figuras 2.1 a 2.5 mostram exemplos de carregamentos que geram tensões de tração, compressão e cisalhamento, enquanto que a Tabela 2.1 apresenta as equações fundamentais para avaliação das tensões citadas nos dois últimos parágrafos.

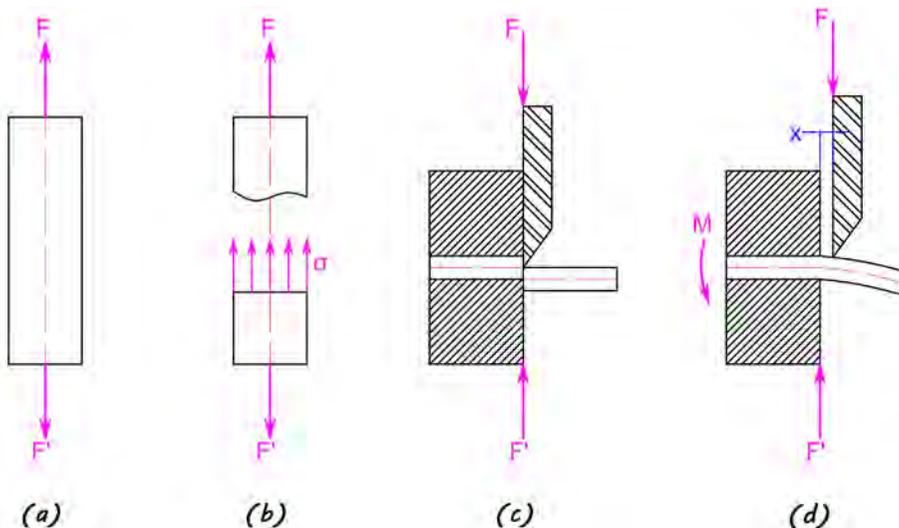


Figura 2.1 – Carregamentos normal e transversal. (a) Barra em carregamento de tração, (b) tensão normal de tração na barra, (c) pino sob carregamento de cisalhamento puro, (d) pino sob carregamento transversal de cisalhamento com flexão. Adaptado a partir de Norton, 2013.

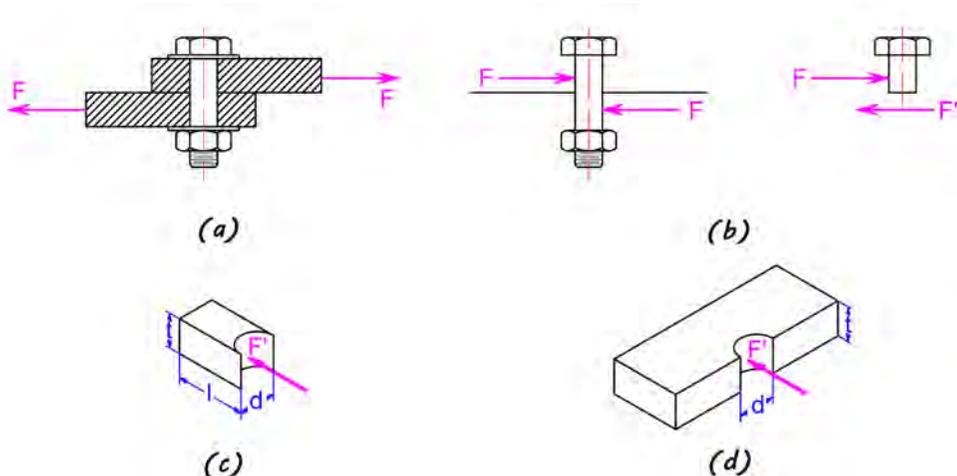


Figura 2.2 – Parafuso sob ação de uma carga transversal. (a) Parafuso sob cisalhamento simples, (b) carga de cisalhamento atuante no parafuso, (c) cisalhamento lateral da chapa, (d) esmagamento resultante na chapa. Adaptado a partir de Beer & Johnston, 2013.

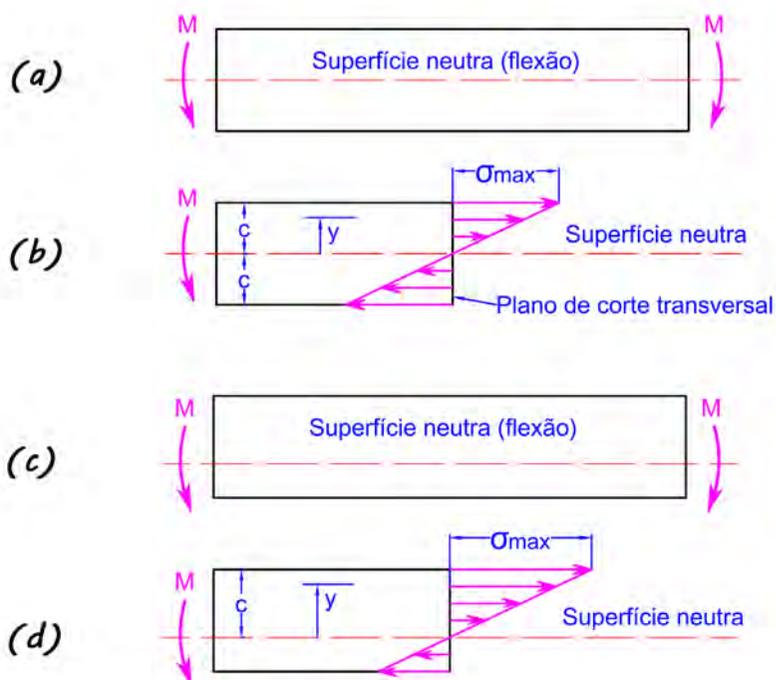


Figura 2.3 – Viga sob flexão pura. (a) Viga simétrica sob flexão pura, (b) distribuição de tensões normais na viga simétrica, (c) viga assimétrica sob flexão pura, (d) distribuição de tensões normais na viga assimétrica. Adaptado a partir de Juvinall, 2016.

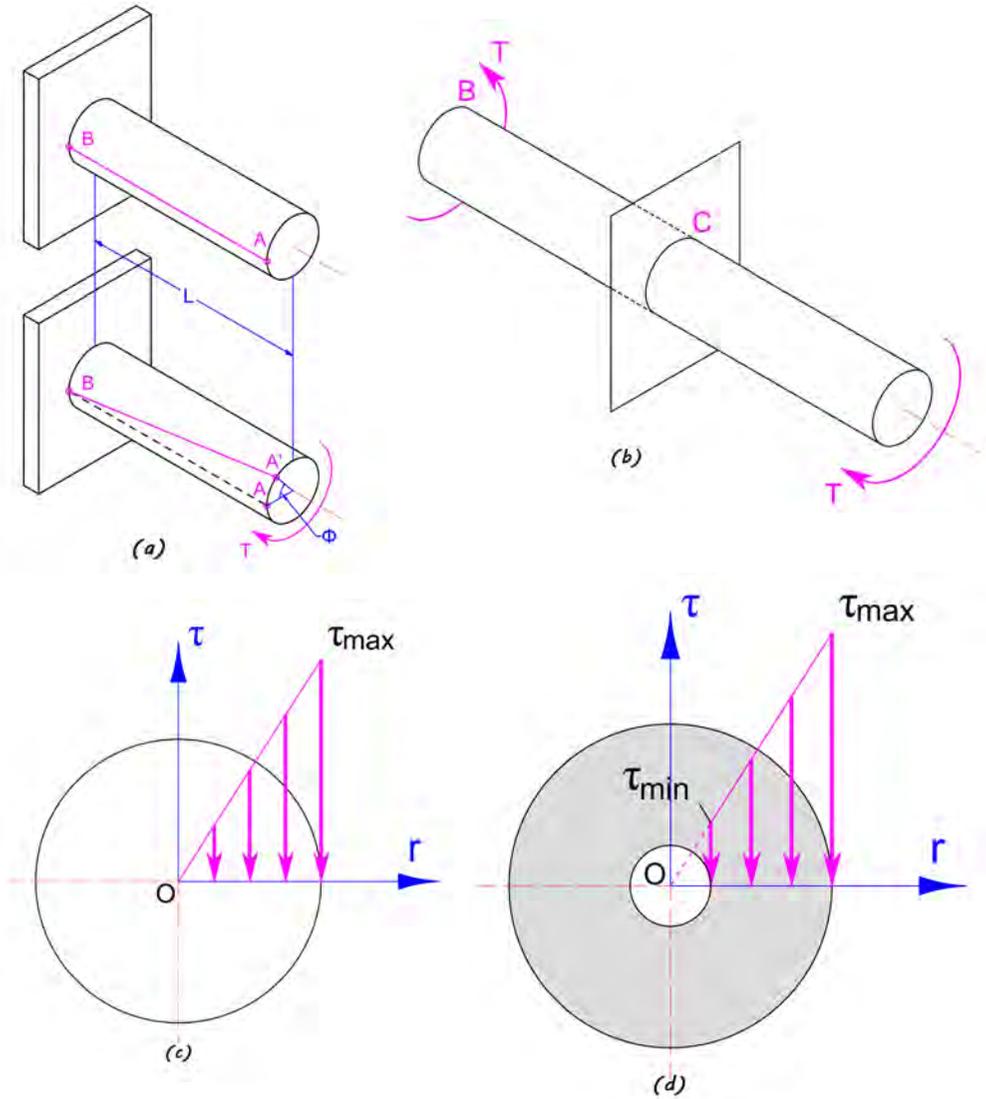


Figura 2.4 – Eixo sob torção. (a) Eixo circular sob torção, (b) plano representativo de corte, (c) tensões de cisalhamento numa secção circular maciça, (d) tensões de cisalhamento numa secção circular vazada. Adaptado a partir de Beer & Johnston, 2013.

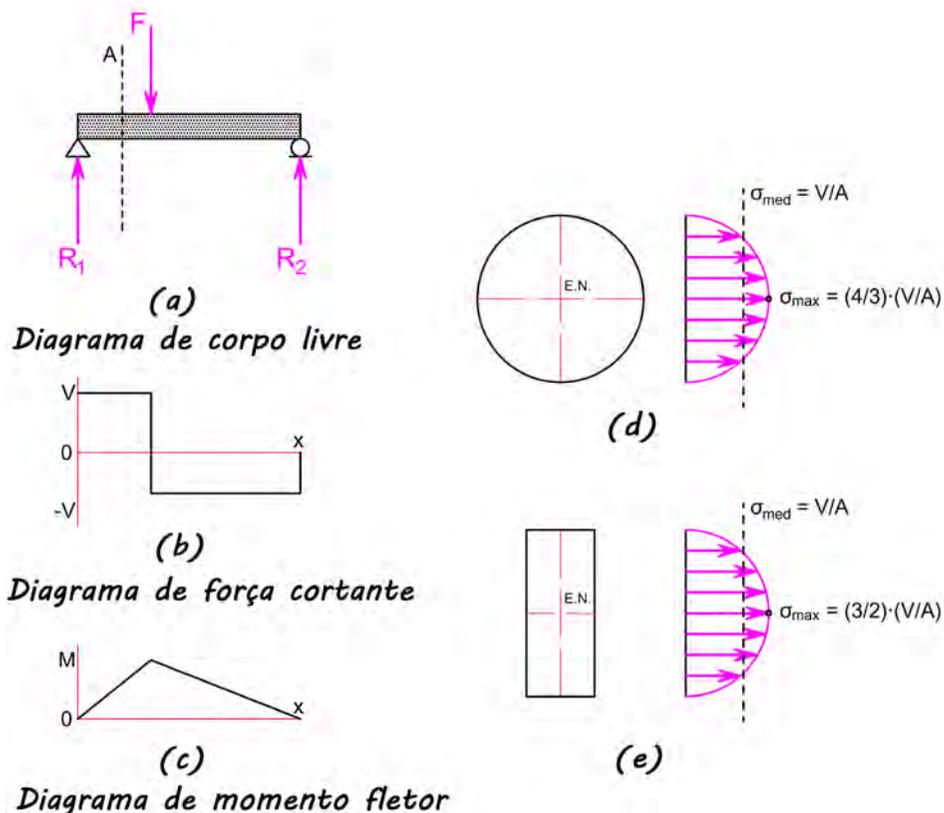


Figura 2.5 – Viga sob ação de uma carga transversal. (a) Diagrama de corpo livre, (b) diagrama de força cortante, (c) diagrama de momento fletor, (d) distribuição das tensões de cisalhamento numa viga de secção circular, (e) distribuição das tensões de cisalhamento numa viga de secção retangular. Adaptado a partir de Norton, 2013.

Tabela 2.1 – Tensões e deformações - equações fundamentais (Adaptado a partir de Norton, 2013).

Tensões e Deformações	Equação	(nº)
Tensões normais	$\sigma = \frac{F}{A}$	2.1
Deformações longitudinais	$\delta = \frac{FL}{AE}$	2.2
Tensões de esmagamento (compressão superficial)	$\sigma = \frac{F}{A_{esmag}}$	2.3

Cisalhamento puro	$\tau = \frac{F}{A_{\text{cis}}}$	2.4
Tensões de flexão	$\sigma = \frac{Mc}{I}$	2.5
Tensão máxima de cisalhamento (secção retangular)	$\tau = \frac{3V}{2A}$	2.6
Tensão máxima de cisalhamento (secção circular)	$\tau = \frac{4V}{3A}$	2.7
Tensão máxima de cisalhamento (vigas padronizadas)	$\tau = \frac{V}{A_{\text{alma}}}$	2.8
Tensão de cisalhamento devido ao momento torcedor (secções circulares)	$\tau = \frac{Tr}{J}$	2.9
Ângulo de torção devido ao momento torcedor (secções circulares)	$\theta = \frac{TL}{JG}$	2.10

2.3. CÍRCULO DE MOHR

No dimensionamento de uma peça ou componente, o grande desafio está em se relacionar as diversas tensões atuantes decorrentes dos carregamentos a que ela está sendo submetida com um único valor de resistência. O diagrama do Círculo de Mohr é um método gráfico utilizado para determinar as diversas relações entre as tensões no estado plano de tensões (estado biaxial de tensões). Com base nas relações geométricas do Círculo de Mohr podem-se obter as tensões principais e a tensão de cisalhamento máxima para um determinado estado plano de tensões. A Figura 2.6 traduz essas informações, ou seja:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.11)$$

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.12)$$

$$\tan 2\phi_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (2.13)$$

Onde o primeiro termo e o segundo termo da Equação (2.11) correspondem ao centro e ao raio do Círculo de Mohr, respectivamente.

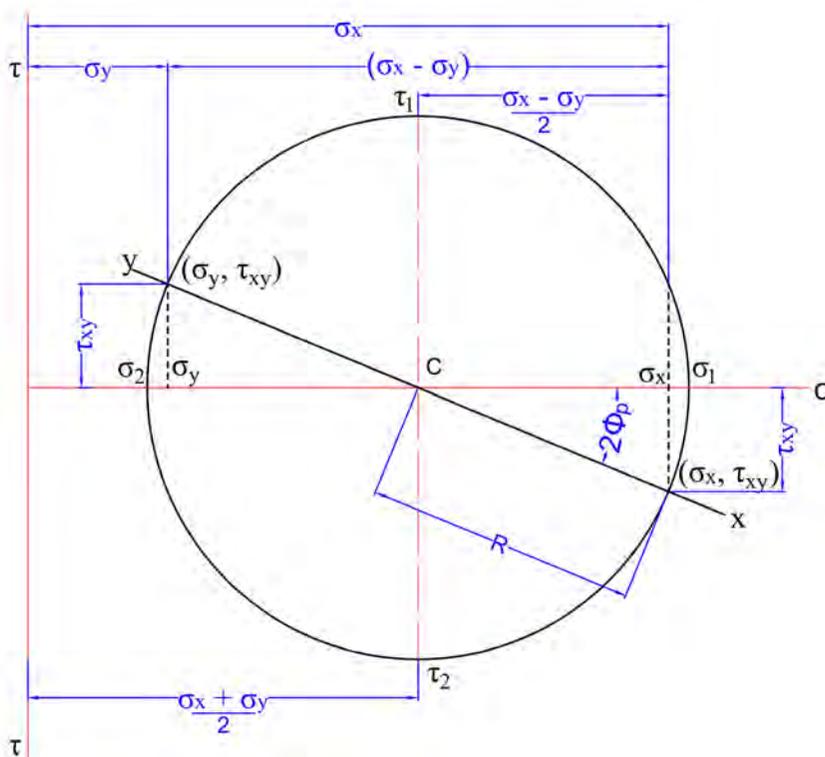


Figura 2.6 – Representação gráfica do Círculo de Mohr. Adaptado a partir de Budynas, 2011.

2.4. TEORIAS DE FALHAS ESTÁTICAS

Como pontuado na introdução do presente capítulo, no dimensionamento de uma peça, cabe ao engenheiro conhecer todos os esforços aos quais a peça estará submetida e correlacionar as tensões provenientes destes esforços com sua resistência, de maneira que sejam garantidas sua segurança e integridade. Em geral, materiais dúcteis e isotrópicos quando submetidos a carregamentos estáticos, possuem integridades ava-

liadas pelas tensões de cisalhamento, enquanto os materiais frágeis são avaliados pelas tensões normais.

Para garantir que as peças não falhem, existem diversas teorias que relacionam as tensões com a integridade da peça. Para materiais dúcteis e isotrópicos podem-se utilizar os seguintes critérios de falha estática: Teoria da Tensão Normal Máxima, Teoria da Tensão Cisalhante Máxima e a Teoria da Energia de Distorção. Enquanto que para materiais frágeis, pode-se utilizar a Teoria de Coulomb-Mohr e a Teoria de Coulomb-Mohr Modificada.

2.4.1. TEORIA DE TENSÃO NORMAL MÁXIMA

Esta teoria estabelece que a falha ocorra sempre que a maior tensão principal se iguale ao limite de escoamento do material (S_{esc}) para materiais dúcteis ou ao limite de resistência à ruptura do material (S_{utt}) para materiais frágeis. Esta somente é recomendada para fins de comparação ou como indicativo inicial no dimensionamento, uma vez que suas previsões podem levar a resultados imprecisos.

Para o estado triaxial de tensões, sempre que o valor absoluto da tensão principal “ σ_1 ” for a maior das três tensões principais, a teoria de tensão normal máxima pode ser representada pelas Equações (2.14) e (2.15), respectivamente:

$$\sigma_1 = S_{esct} \quad \text{ou} \quad \sigma_1 = -S_{esc} \quad (2.14)$$

$$\sigma_1 = S_{utt} \quad \text{ou} \quad \sigma_1 = -S_{utc} \quad (2.15)$$

onde os subíndices finais “t” e “c” representam os esforços de tração e compressão, respectivamente.

No nível de projeto, define-se a falha de projeto como uma “subestimação” dos limites de resistência com a adição de uma margem de segurança visando à integridade da peça ou do componente na fase de projeto. Essa margem é incorporada às teorias de falha através da implementação do coeficiente de segurança “n” nas formulações correspondentes. Desta forma, as equações (2.14) e (2.15) podem ser reescritas como:

$$\sigma_1 = \frac{S_{esct}}{n} \quad \text{ou} \quad \sigma_1 = -\frac{S_{esc}}{n} \quad (2.16)$$

$$\sigma_1 = \frac{S_{utt}}{n} \quad \text{ou} \quad \sigma_1 = -\frac{S_{utc}}{n} \quad (2.17)$$

2.4.2. TEORIA DA TENSÃO CISALHANTE MÁXIMA

A teoria da Tensão Cisalhante Máxima estabelece que o escoamento começa sempre que a tensão cisalhante máxima se torna igual à tensão cisalhante máxima de um corpo de prova de mesmo material submetido a um ensaio de tração uniaxial, quando este inicia o escoamento. Essa teoria é considerada mais conservadora porque está sempre na região segura dos resultados. Para o estado tri ou biaxial de tensões, a mesma é representada pelas equações (notar que: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$):

$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{S_{esc}}{2} \quad (2.18)$$

ou

$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{S_{esc}}{2} \quad (2.19)$$

Para torção pura: $\sigma_2 = -\sigma_1$ e $\tau = -\sigma_1$, motivo pelo qual a Equação (2.12) pode ser simplificada para:

$$S_{S_{esc}} = 0,5S_{esc} \quad (2.20)$$

onde “ $S_{S_{esc}}$ ” é o limite de resistência ao escoamento por cisalhamento do material.

2.4.3. TEORIA DA ENERGIA DE DISTORÇÃO

Esta teoria também é conhecida como teoria de Von Mises-Henky. Ela prevê que o escoamento ocorre quando a energia de deformação por distorção exceda a energia de deformação correspondente ao escoamento sob tração ou compressão do mesmo material. As Equações 2.21 a 2.24 apresentam a teoria da energia de distorção em função do tensor tridimensional de tensões para os estados tri e biaxial de tensões. Nesta teoria, o escoamento ocorre quando $\sigma' = S_{esc}$ ou considerando a falha de projeto por: $\sigma' = S_{esc}/n$.

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]^{1/2} \quad (2.21)$$

ou

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} \quad (2.22)$$

e, para o estado plano de tensões:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (2.23)$$

ou

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2)^{1/2} \quad (2.24)$$

onde σ' é conhecida como a tensão equivalente de Von Mises e σ_A e σ_B são as tensões principais não nulas.

Na Figura 2.7 resumem-se os resultados dessas três teorias para materiais dúcteis, em função das suas tensões principais, considerando um estado biaxial de tensões. As linhas representam o limite de segurança para as três teorias. Para materiais frágeis pode-se ainda aplicar a teoria da tensão máxima normal trocando-se as tensões de escoamento pelas tensões de ruptura, como mostram as Equações (2.15) e (2.17).

Pode-se ainda observar a partir da mesma Figura 2.7 que a teoria da tensão cisalhante máxima é considerada mais conservadora, porque está sempre na região segura dos resultados quando comparada com as demais teorias. Além disso, a teoria da energia de distorção prediz o escoamento com mais precisão nos quatro quadrantes considerados.

Nessa teoria, a torção pura seria representada no 4º quadrante com: $\sigma_2 = -\sigma_1$ e $\tau = -\sigma_1$, e a Equação (2.20) pode ser reescrita como:

$$S_{\text{Sesc}} = 0,5S_{\text{esc}} \quad (2.25)$$

2.4.4. TEORIA DE COULOMB-MOHR

A teoria de Coulomb-Mohr para materiais frágeis é uma adaptação de teoria da Tensão Normal Máxima. Esta teoria é a mais recomendada para prever a falha de materiais frágeis e considera que nem todos os materiais apresentam os limites de resistência a compressão e tração iguais entre si. A Figura 2.8 mostra duas representações gráficas da teoria de Coulomb-Mohr. Para o estado triaxial de tensões com tensões principais: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, a falha do material ocorrerá se:

$$\frac{\sigma_1}{S_{\text{utt}}} + \frac{\sigma_3}{S_{\text{utc}}} = 1 \quad (2.26)$$

e a falha de projeto por:

$$\frac{\sigma_1}{S_{utt}} + \frac{\sigma_3}{S_{utc}} = \frac{1}{n} \tag{2.27}$$

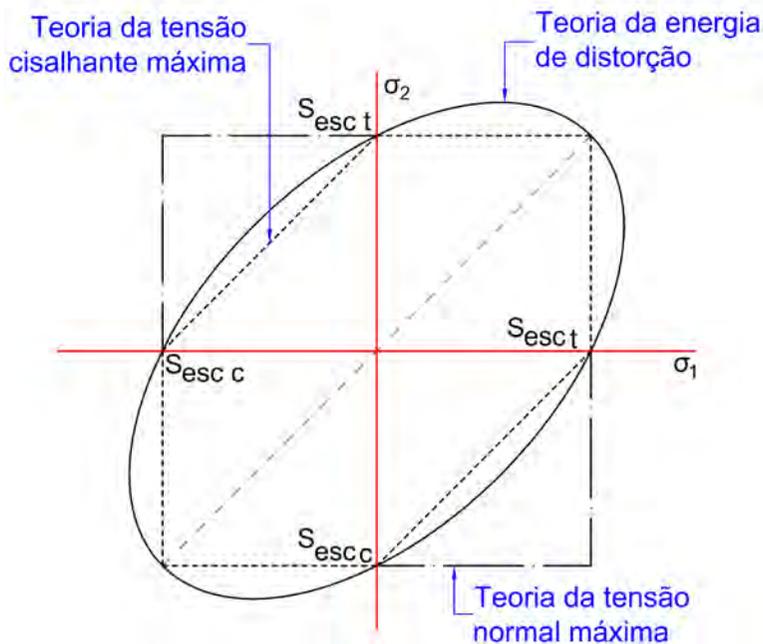


Figura 2.7 – Comparação das três teorias de falha para materiais dúcteis. Adaptado a partir de Shigley, 1984.

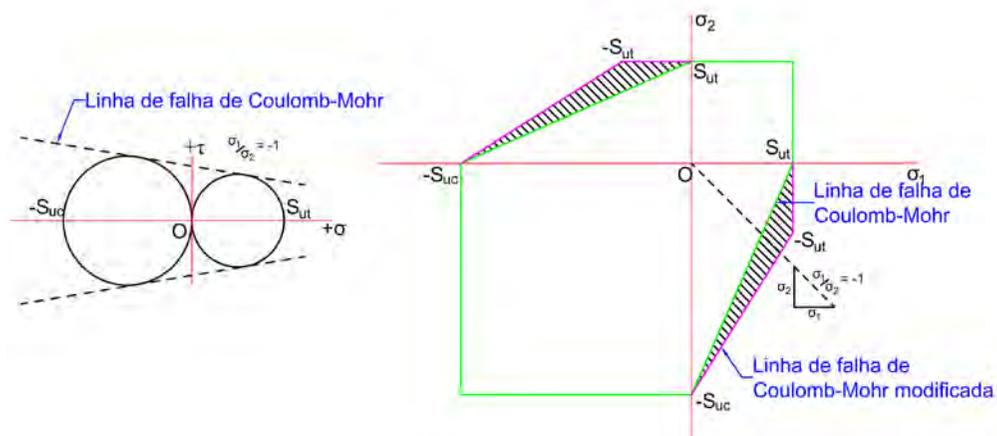


Figura 2.8 – Teorias de Coulomb-Mohr e Coulomb-Mohr Modificada para materiais frágeis. Adaptado a partir de Budynas, 2011 e Juvinall, 2016.

2.4.5. TEORIA DE COULOMB-MOHR MODIFICADA

A teoria de Coulomb-Mohr Modificada apresenta uma alteração no segundo e quarto quadrantes, representada pela área hachurada, Figura 2.8(b). Essa alteração foi implementada à teoria de Coulomb-Mohr por Grassi e Cornet em 1949 no estudo de fraturas de tubos de ferro fundido cinzento sob tensões biaxiais.

Uma peça submetida a um carregamento de torção pura com $\sigma_1 = -\sigma_2$, pode ser representado por uma linha traço ponto no gráfico da Figura 2.8(b) de inclinação igual à $\sigma_2/\sigma_1 = -1$. Nesse caso a teoria Coulomb-Mohr é mais conservadora assumindo que já ocorreu a falha. Entretanto, a teoria de Coulomb-Mohr Modificada prevê com melhor precisão quando realmente ocorrerá essa falha.

2.5. FALHA POR FADIGA

Considere um eixo suportado por dois mancais em suas extremidades e com uma polia acoplada no seu centro. Tal condição faz com que o eixo suporte um carregamento constante de torção decorrente dos esforços atuantes sobre a polia. O eixo, por sua vez, é um elemento rotativo e a cada rotação, devido ao carregamento de flexão imposta pela polia, fica submetido alternadamente a esforços de tração e compressão. A falha por fadiga pode ocorrer quando as tensões se alternam, variam ou flutuam entre determinados valores, os quais podem estar inclusive bem abaixo do limite de escoamento do material.

A falha por fadiga inicia-se normalmente por uma pequena trinca superficial e imperceptível a olho nu. Ela progride durante o funcionamento da peça, porque o efeito da concentração de tensões aumenta com a propagação da trinca e como consequência, a área sob tensão diminui de tamanho. A partir dessa condição as tensões aumentam exageradamente até que a peça falhe abruptamente. Associado a essa condição, a falha por fadiga não apresenta deformação perceptível antes da sua ruptura, o que torna esse fenômeno muito perigoso.

2.5.1. LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA

De acordo com Mishke (1987), o limite de resistência à fadiga (S_e') está relacionado com as tensões de tração do material. S_e' é proveniente de ensaios realizados em corpos de prova sob flexão rotativa, sendo que para o caso de aços carbono, essa relação é fornecida por:

$$S_e' = 0,504 S_{ut} \rightarrow S_{ut} \leq 1460 \text{ MPa} \quad (2.28)$$

$$S_e' = 740 \text{ MPa} \rightarrow S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \quad (2.29)$$

O limite de resistência à fadiga para várias classes de ferros fundidos pode ser obtido a partir de tabelas específicas, assim como para diversas ligas de alumínio (apesar destas não possuírem um limite de resistência à fadiga definido), pode-se obter esse limite na condição de tensão alternada, normalmente em $5 \cdot 10^8$ ciclos.

2.5.2. RESISTÊNCIA À FADIGA PARA VIDA FINITA (S_f)

O limite de resistência à fadiga para peças submetidas a fadiga de baixo ciclo (até 10^3 ciclos) é ligeiramente menor que o limite de resistência a tração. A fadiga de alto ciclo para aços carbono, estende-se de 10^3 a 10^6 ciclos. A Figura 2.9 mostra um diagrama S-N típico para o caso de aços carbono.

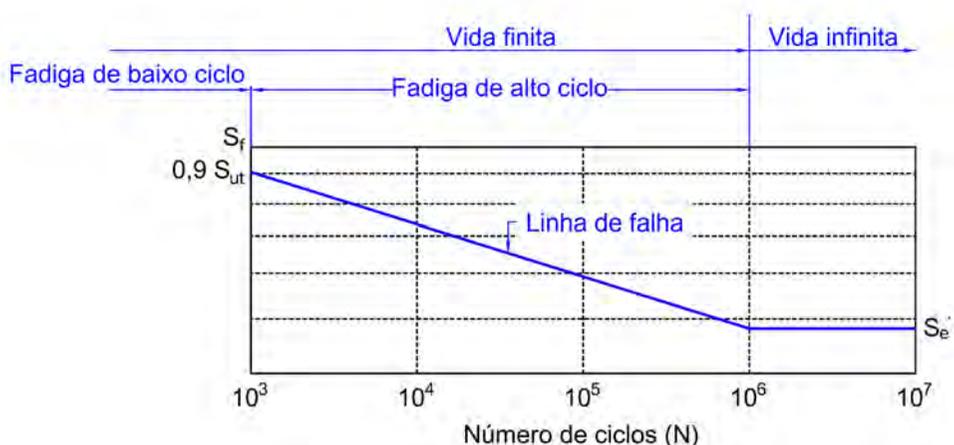


Figura 2.9 – Diagrama S-N para aços. Adaptado a partir de Shigley, 1984.

Empiricamente, conforme Budynas (2011), o limite de resistência a fadiga para vida finita com “N” ciclos pode ser escrito como:

$$S_f = aN^b \quad (2.30)$$

onde

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (2.31)$$

e

$$b = -\frac{1}{3} \log \left[\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right] \quad (2.32)$$

O parâmetro “f” é conhecido como fração da resistência à fadiga à 10^3 ciclos caso $S_e' = 0,504 S_{ut}$, podendo ser obtido a partir da Figura 2.10. Quando $S_{ut} < 490$ MPa, considerar $f = 0,9$.

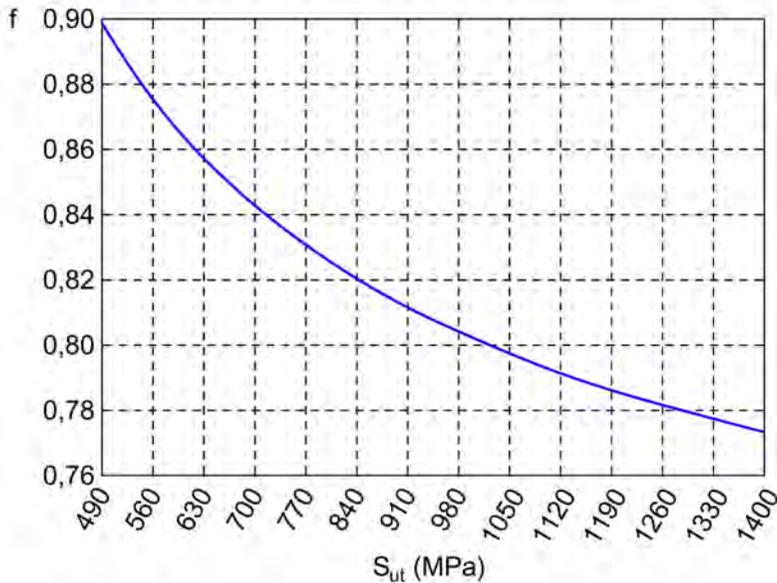


Figura 2.10 – Fração da resistência a fadiga “f”. Adaptado a partir de Budynas, 2001.

2.5.3. FATORES MODIFICADORES DO LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA

O limite de resistência a fadiga verdadeiro (S_e) é consideravelmente menor que o limite de resistência a fadiga para vida infinita (S_e') obtida em laboratório. Marin, em 1962, quantificou fatores que influenciavam nos valores de “ S_e ” de acordo com a equação:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (2.33)$$

onde

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 confiabilidade.

2.5.3.1. Fator de superfície k_a

Este fator depende da qualidade do acabamento da superfície da peça e da resistência a tração do material, podendo ser determinado através da relação empírica:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (2.34)$$

onde a constante “a” e o expoente “b” são fornecidas pela Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Parâmetros para o fator de superfície (Adaptado de Budynas, 2011)

Acabamento Superficial	a (S_{ut} em MPa)	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,5	-0,718
Forjado	272,0	-0,995

2.5.3.2. Fator de tamanho k_b

O fator de tamanho para carregamentos de flexão e torção pode ser obtido de acordo com Mischke (1987), por:

$$k_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} \Rightarrow 2,79 \leq d < 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} \Rightarrow 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (2.35)$$

Para carregamentos axiais não há efeito de tamanho, ou seja, $k_b = 1$. Para sólidos não rotativos deve-se, ainda, substituir o diâmetro “d” pelo diâmetro efetivo “ d_e ” na equação anterior. Esse diâmetro efetivo corresponde a:

$$\text{- seções circulares} \rightarrow d_e = 0,370d \quad (2.36)$$

$$\text{- seções retangulares} \rightarrow d_e = 0,808(hb)^{1/2} \quad (2.37)$$

2.5.3.3. Fator de carga k_c

O limite de resistência à fadiga também depende da natureza do carregamento. O fator k_c pode ser obtido através Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Fator de carga (Adaptado de Budynas, 2011)

Tipo de Carregamento	k_c
Flexão	1
Axial	0,85
Torção	0,59
Torção combinada	1

2.5.3.4. Fator de temperatura k_d

Este fator leva em consideração o efeito da temperatura sobre o limite de resistência à tração de um material. O fator “ k_d ” é fornecido pela Tabela 2.4, em função da temperatura de trabalho na qual a peça esteja submetida.

Tabela 2.4 – Fator de temperatura (Adaptado de Brandes, 1983)

Temperatura de trabalho (°C)	k_d
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

Observar ainda que, para peças trabalhando em temperaturas abaixo da temperatura ambiente, surge a possibilidade da falha ser provocada por uma fratura frágil.

2.5.3.5. Fator de confiabilidade k_e

O fator de confiabilidade é fornecido de acordo com a Tabela 2.5. Esse fator foi determinado por Haugen e Wirching, no ano de 1975.

Tabela 2.5 – Fator de confiabilidade (Adaptado a partir de Haugen e Wirching, 1975).

Confiabilidade (%)	k_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

2.6. TENSÕES FLUTUANTES

Os componentes mecânicos com muita frequência estão submetidos às tensões alternadas que obedecem, quase sempre, um padrão senoidal de variação. A Figura 2.11 mostra três tipos de relações tensão-tempo que podem ocorrer em consequência de um carregamento cíclico.

As seguintes relações são evidentes a partir da Figura 2.11:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \rightarrow \quad \text{componente média de tensão} \quad (2.38)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \quad \rightarrow \quad \text{componente alternada de tensão} \quad (2.39)$$

$$\sigma_r = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad \rightarrow \quad \text{faixa de variação da tensão} \quad (2.40)$$

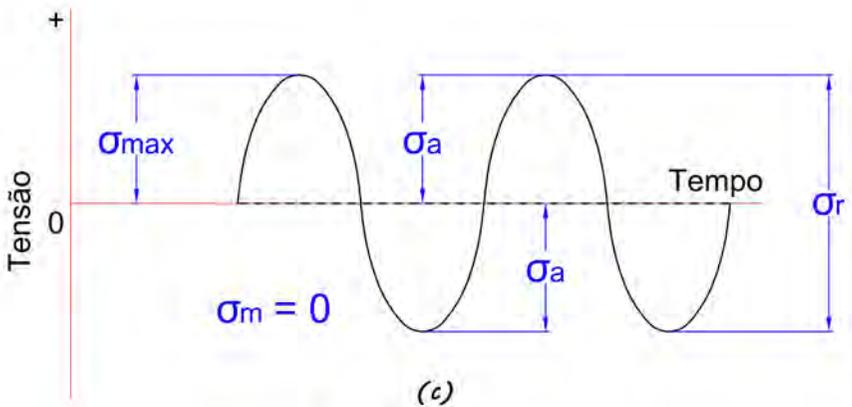
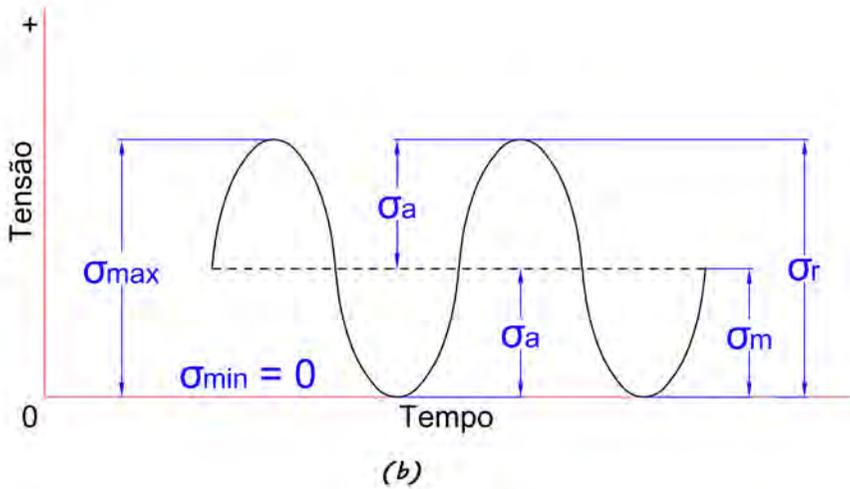
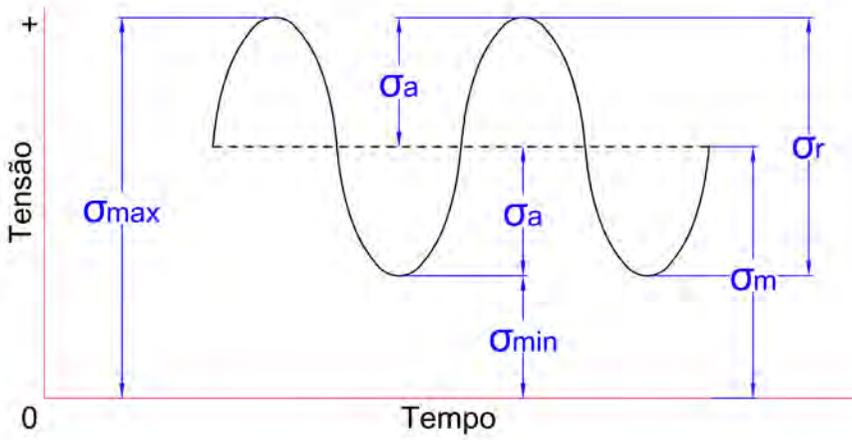


Figura 2.11 – Tipos de tensão de fadiga. (a) Tensão flutuante, (b) tensão repetida, (c) tensão totalmente alternada. Adaptado a partir de Budynas, 2011.

As relações fornecidas pelas equações (2.38) a (2.40) e a determinação do tipo de comportamento da variação dessas tensões em relação ao tempo, são de grande importância no dimensionamento de peças no que se refere à fadiga. Isto ajudará ao projetista a definir as hipóteses e formulações a serem utilizadas no estudo desse fenômeno. No capítulo correspondente aos eixos de transmissão você pode encontrar melhor detalhamento desses conceitos.

2.7. CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO

As equações básicas para avaliar as tensões de tração, compressão e cisalhamento decorrentes de forças normais, esforços cortantes, momentos fletores e torcedores, apresentadas nas seções anteriores, consideram que o peça ou componente mecânico sob avaliação não possui irregularidades e nem descontinuidades geométricas, sendo assim totalmente homogêneo. Entretanto, não é isto que ocorre na grande maioria dos casos, dado que as peças apresentam descontinuidades diversas, tais como: mudanças de seção transversal, furos, reentrâncias ou entalhes, entre outros. Essas descontinuidades aumentam consideravelmente as tensões teóricas em suas adjacências. Esse aumento pode ser incorporado às tensões nominais “ σ_o ” e “ τ_o ” atuantes no componente em análise através do chamado fator de concentração de tensão “ K_t ” ou fator de concentração de tensão em fadiga “ K_f ”. O fator “ K_t ” é utilizado no caso de carregamentos estáticos, ao passo que o fator “ K_f ” para a condição de fadiga (carregamentos cíclicos). Dessa forma, é possível calcular as tensões máximas atuantes por:

$$\sigma_{\max} = K_t \sigma_o \quad \text{ou} \quad \tau_{\max} = K_{ts} \tau_o \quad (2.41)$$

$$\sigma_{\max} = K_f \sigma_o \quad \text{ou} \quad \tau_{\max} = K_{fs} \tau_o \quad (2.42)$$

onde o subíndice “s” representa que o fator de concentração de tensões é aplicado para a condição de tensões de cisalhamento.

O fator “ K_t ” é determinado em função da geometria da peça, tipo de descontinuidade e do tipo de carregamento. A Figura 2.12 mostra um exemplo de gráfico para obtenção do fator referido. As curvas para determinação desse fator podem ser encontradas nos livros clássicos de Resistência dos Materiais e de Elementos de Máquinas. No capítulo de eixos de transmissão são também reproduzidas algumas curvas de “ K_t ” para o dimensionamento desses dispositivos.

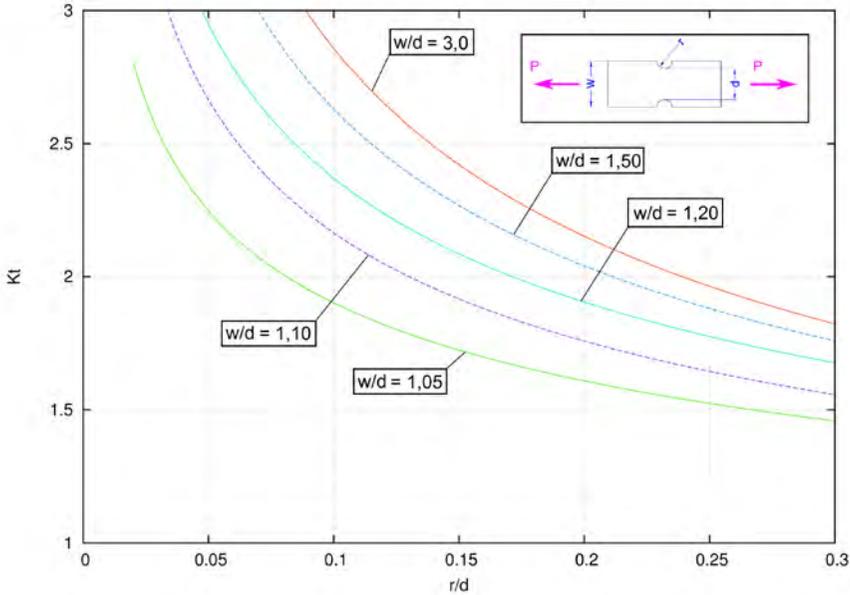


Figura 2.12 – Fator “ K_t ” para uma barra entalhada sob tração ou compressão simples.

O fator “ K_f ” pode ser obtido em função de “ K_t ” e da sensibilidade ao entalhe “ q ” pelas seguintes equações:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.43)$$

e

$$K_{fs} = 1 + q_s (K_{ts} - 1) \quad (2.44)$$

O fator de sensibilidade ao entalhe para aços carbono e alumínio pode ser obtido através dos gráficos das Figuras 2.13 e 2.14, sendo quantificado entre 0 e 1. Avaliando as equações (2.43) e (2.44) pode-se ainda concluir que:

- se $q = 0$ então $K_f = 1 \rightarrow$ o material não apresenta sensibilidade à entalhes;
- se $q = 1$ então $K_f = K_t \rightarrow$ o material tem completa sensibilidade ao entalhe.

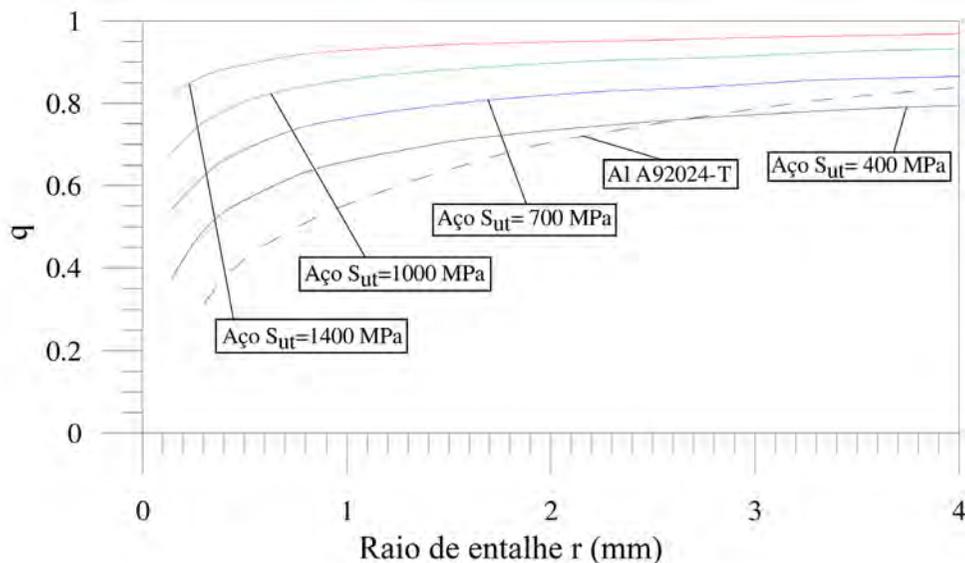


Figura 2.13 – Curvas de sensibilidade ao entalhe para aços carbono e ligas de alumínio submetidas a flexão alternada ou a cargas axiais reversas. Adaptado a partir de Sines e Waisman, 1969.

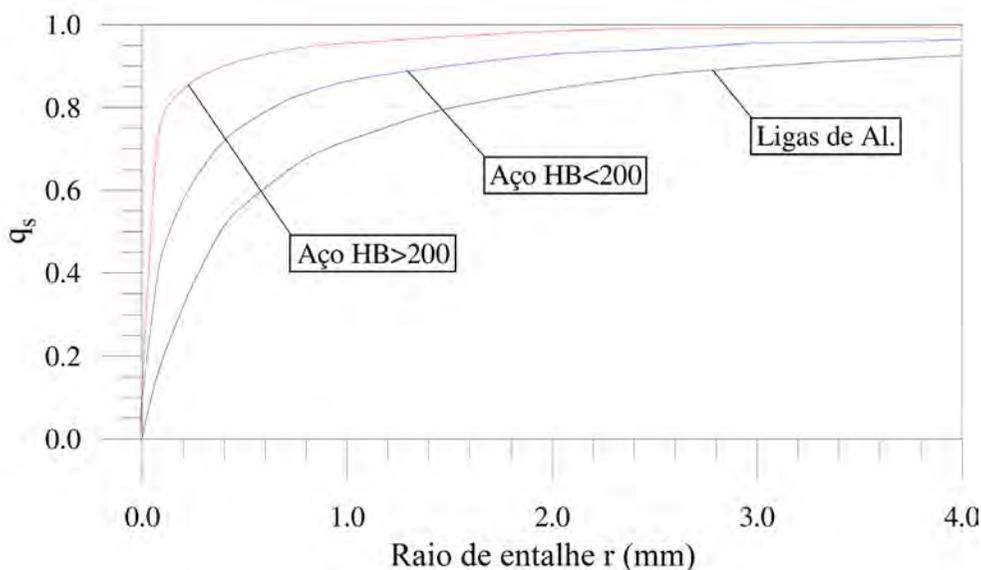


Figura 2.14 – Curvas de sensibilidade ao entalhe para materiais sob torção alternada. Adaptado a partir de Sines e Waisman, 1969.

Nas Figuras 2.13 e 2.14, para raios maiores que 4 mm utilizar o valor de “ q ” correspondente a $r = 4$ mm. Shigley, Mischke e Budynas (2005) recomendam que quando houver dúvida sobre o valor do fator sensibilidade ao entalhe deve-se utilizar $K_f = K_t$,

enquanto que para todos os graus de ferros fundidos, utilizar $q = 0,2$ uma vez que suas sensibilidades ao entalhe são muito pequenas.

2.8. CRITÉRIOS DE FALHA POR FADIGA SOB TENSÕES FLUTUANTES

Existem muitos métodos para prever a falha sob tensões flutuantes. Na Figura 2.15 estão ilustradas algumas curvas características que preveem falha por fadiga (Soderberg, Goodman Modificado, Gerber e ASME-Elíptico), como também a curva de Langer que prevê a falha do componente por escoamento no primeiro ciclo de carga. A região destacada (hachurada) na figura mostra que alguns critérios de falha por fadiga não atendem o critério de escoamento no primeiro ciclo de carga. A Tabela 2.6 apresenta as equações que definem os critérios de falha por fadiga e a falha de projeto acrescentando o coeficiente de segurança “n”.

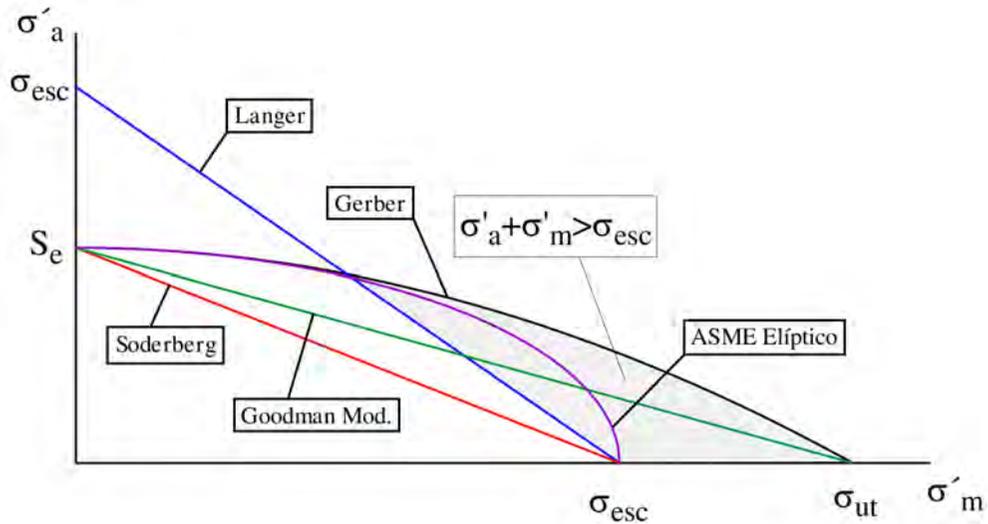


Figura 2.15 – Curvas de falha por fadiga.

Tabela 2.6 – Curva de falha e regiões de projeto (Adaptado a partir de Shigley, Mische e Budynas, 2005)

Critério	Curva de Falha	Região de Projeto	(nº)
Soderberg	$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{esc}} = 1$	$\frac{\sigma'_a}{S_e/n} + \frac{\sigma'_m}{S_{esc}/n} \leq 1$	2.45
Goodman Modificado	$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = 1$	$\frac{\sigma'_a}{S_e/n} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}/n} \leq 1$	2.46
Gerber	$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma'_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$	$\frac{\sigma'_a}{S_e/n} + \left(\frac{\sigma'_m}{S_{ut}/n}\right)^2 \leq 1$	2.47
ASME Elíptico	$\left(\frac{\sigma'_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{S_{esc}}\right)^2 = 1$	$\left(\frac{\sigma'_a}{S_e/n}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{S_{esc}/n}\right)^2 \leq 1$	2.48

2.9. PROBLEMAS RESOLVIDOS

9.1 – A barra mostrada abaixo possui diâmetro 20 mm e é feita de aço 1020 ($S_{ut} = 380$ MPa e $S_{esc} = 210$ MPa). Determine os coeficientes de segurança aplicados à barra segundo os seguintes critérios de falha: a) Tensão Máxima de Cisalhamento e b) Teoria da Energia de Distorção.

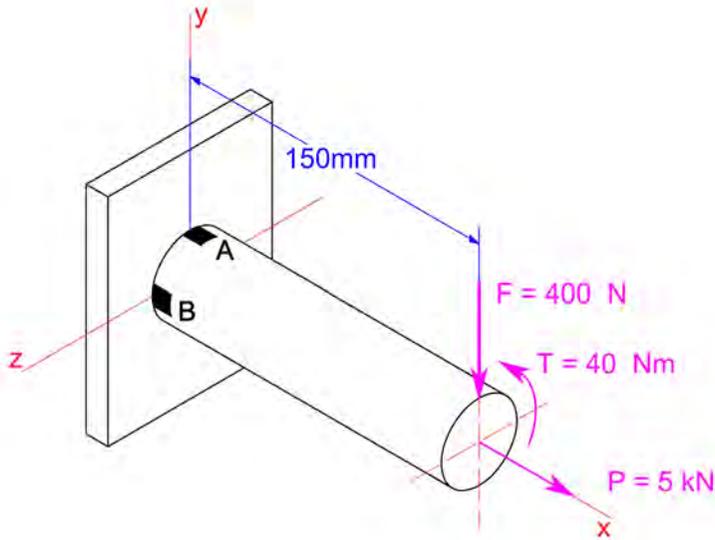


Figura 2.16 – Problema Resolvido 9.1. Adaptado a partir de Shigley, 1984.

Solução

a) Dados fornecido pelo problema:

$$S_{esc} = 210 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 380 \text{ MPa}$$

$$d = 20 \text{ mm}$$

b) Resolução

1) Determinação das tensões atuantes no ponto “A”:

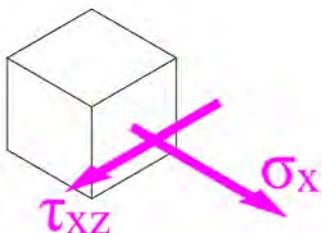
$$A = \frac{\pi}{4} 0,02^2 = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{Momento de inércia} \rightarrow I = \frac{\pi}{64} d^4 = \frac{\pi}{64} 0,02^4 = 7,85 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2$$

$$\text{Momento polar de inércia} \rightarrow J = \frac{\pi}{32} d^4 = \frac{\pi}{32} 0,02^4 = 1,57 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$$

Cálculo do momento fletor em relação ao eixo “z” causado pela força F \rightarrow

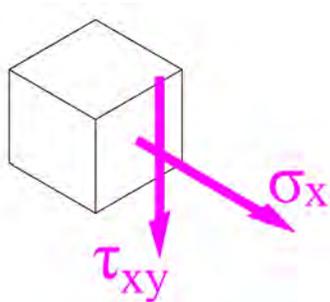
$$M_z = -F \cdot 0,15 = 400 \cdot 0,15 = -60 \text{ N.m}$$



$$\sigma_x = \frac{M_z c}{I} + \frac{P}{A} = \frac{60 \cdot 0,01}{7,85 \cdot 10^{-9}} + \frac{5000}{3,14 \cdot 10^{-4}} = 92,4 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xz} = \frac{Tr}{J} = \frac{40 \cdot 0,01}{1,57 \cdot 10^{-8}} = 25,5 \text{ MPa}$$

2) Determinação das tensões atuantes no ponto “B”:



$$\sigma_x = \frac{P}{A} = \frac{5000}{3,14 \cdot 10^{-4}} = 15,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{40 \cdot 0,01}{1,57 \cdot 10^{-8}} = 25,5 \text{ MPa}$$

3) Determinação das tensões principais no ponto “A” – notar que esse ponto corresponde à condição de maior sollicitação:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{xz}^2} = \frac{92,4 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{92,4 - 0}{2}\right)^2 + 25,5^2} \quad \text{Equação 2.13}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = 46,2 \pm \sqrt{2784,69} = \begin{cases} \sigma_1 = 99 \text{ MPa} \\ \sigma_2 = -6,6 \text{ MPa} \end{cases} \quad \text{Equação 2.14}$$

4) Aplicando o critério de falha da Tensão Cisalhante Máxima:

$$\tau = \frac{S_{esc}}{2} \Rightarrow 52,7 = \frac{210}{2n} \Rightarrow n_{TCM} = 1,99 \quad \text{Equação 2.21}$$

5) Aplicando o critério de falha da Energia de Distorção

$$\sigma' = (\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_3^2)^{1/2} = (99^2 - 99(-6,6) + 6,6^2)^{1/2} = 102,6 \text{ MPa}$$

Equação 2.26

$$\sigma' = S_{esc} / n \rightarrow 102,5 = 210 / n \rightarrow n_{ED} = 2,05$$

9.2 – Um aço 1045 LQ tem uma resistência à tração de 570 MPa e uma resistência ao escoamento de 310 MPa. Determine: a) o limite de resistência à fadiga de um corpo de prova de viga rotativa para 10^6 ciclos; b) estime o limite de resistência à fadiga para uma viga rotativa polida que atinge a $8,5 \cdot 10^4$ ciclos na falha e c) estime a vida esperada se for aplicada uma tensão alternada de 400 MPa ao corpo de prova.

Solução

a) Dados fornecido pelo problema:

$$S_{esc} = 310 \text{ MPa} \quad S_{ut} = 570 \text{ MPa}$$

b) Resolução

$$1) S_e' \text{ para } 10^6 \text{ ciclos} \rightarrow S_e' = 0,504 S_{ut} \rightarrow S_{ut} \leq 1460 \text{ MPa}$$

Equação 2.30

$$S_e' = 0,504 \cdot 570 = 287,3 \text{ MPa}$$

$$2) S_f \text{ para } 8,5 \cdot 10^4 \text{ ciclos} \rightarrow S_f = aN^b$$

Equação 2.32

$$f = 0,875 \rightarrow$$

Figura 2.10

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e'^2} = \frac{(0,875 \cdot 570)^2}{287,3^2} = 865,82$$

Equação 2.33

$$b = -\frac{1}{3} \log \left[\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e'} \right] = -\frac{1}{3} \log \left[\frac{0,875 \cdot 570}{287,3} \right] = -0,07985$$

Equação 2.34

$$S_f = aN^b = 865,82 \cdot (8,5 \cdot 10^4)^{-0,07985} = 349,8 \text{ MPa}$$

$$3) S_f = aN^b \rightarrow 400 = 865,82 \cdot (N)^{-0,07985} \rightarrow N = 15848 \text{ ciclos}$$

9.3 – Determine o limite de resistência à fadiga com confiabilidade de 99,9% para uma barra redonda torneada de 30,0 mm de diâmetro de aço AISI 1040. Sabe-se que essa barra foi temperada e revenida para uma dureza aproximada de 240 HB. Além disso, a barra irá trabalhar sob flexão alternada à temperatura ambiente e que seus limites de resistência a ruptura e ao escoamento são de 758 MPa e 552 MPa, respectivamente.

Solução

a) Dados fornecido pelo problema:

$$S_{esc} = 552 \text{ MPa} \quad S_{ut} = 758 \text{ MPa} \quad d = 30 \text{ mm}$$

Confiabilidade = 99,9%

b) Resolução

1) Limite de resistência à fadiga de um corpo de prova sob flexão rotativa

$$S_e' = 0,504 S_{ut} \rightarrow S_{ut} \leq 1460 \text{ MPa} \quad \text{Equação 2.30}$$

$$S_e' = 0,504 \cdot 758 = 382 \text{ MPa}$$

2) Fator de superfície - usinada

$$a = 4,51 \text{ e } b = -0,265 \quad \text{Tabela 2.2}$$

$$k_a = a S_{ut}^b = 4,51 \cdot 758^{-0,265} = 0,778 \quad \text{Equação 2.36}$$

3) Fator de tamanho - $d = 30 \text{ mm}$

$$k_b = 1,24 d^{-0,107} \rightarrow 2,79 \leq d < 51 \text{ mm} \quad \text{Equação 2.37}$$

$$k_b = 1,24 \cdot 30^{-0,107} = 0,862$$

4) Fator de carga - flexão alternada - $k_c = 1$ Tabela 2.3

5) Fator de temperatura - temperatura ambiente - $k_d = 1$ Tabela 2.4

6) Fator de confiabilidade - 99,9% - $k_e = 0,753$ Tabela 2.5

7) Cálculo do limite de resistência à fadiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' = 0,778 \cdot 0,862 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,753 \cdot 382 \quad \text{Equação 2.35}$$

$$S_e = 192,9 \text{ MPa}$$

9.4 – Uma barra de aço AISI 1020 ($S_{ut} = 470 \text{ MPa}$ e $S_{esc} = 390 \text{ MPa}$) laminada à frio, de secção retangular e com dimensões de $300 \times 25 \times 3 \text{ (mm)}$ está submetida a um carregamento axial reverso de compressão e tração. Determine para a barra: a) o fator de concentração de tensões para fadiga, b) a máxima tensão média atuante e c) a máxima tensão alternada a qual a barra está submetida.

Solução

a) Dados fornecidos pelo problema:

$$w = 25 \text{ mm}$$

$$t = 3 \text{ mm}$$

$$F = 4,5 \text{ N}$$

$$S_{ut} = 470 \text{ MPa}$$

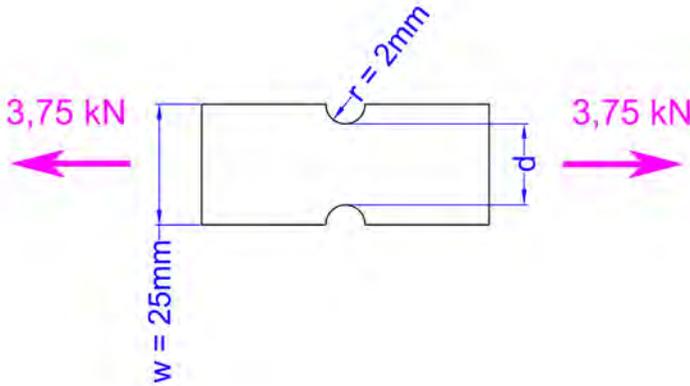


Figura 2.17– Problema Resolvido 9.4.

b) Resolução

1) Fator de concentração de tensões

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{2}{21} = 0,095 \quad \frac{r}{d} = \frac{2}{21} = 0,095 \\ \frac{w}{d} = \frac{25}{21} = 1,19 \quad \frac{w}{d} = \frac{25}{21} = 1,19 \end{array} \right\} K_t = 2,35$$

2) Sensibilidade ao entalhe

$$\left. \begin{array}{l} r = 2,0 \text{ mm} \\ S_{ut} = 470 \text{ MPa} \end{array} \right\} q = 0,77$$

Figura 2.13

3) Cálculo de K_f

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,77(2,35 - 1) = 2,04$$

Equação 2.45

4) Cálculo da máxima tensão média e alternada.

O carregamento axial reverso possui o comportamento tensão-tempo da Figura 2.11(c). Logo, $\sigma_m = 0$

$$e \quad \sigma_{\max} = K_t \sigma_o = 2,04 \frac{3750}{21(3)} = 121,4 \text{ MPa} \quad \text{Equação 2.41}$$

9.5 - Uma barra de aço estirada a frio de 38 mm de diâmetro tem as seguintes propriedades: $S_{\text{ut}} = 500$ MPa, $S_{\text{esc}} = 410$ MPa e $S_e = 260$ MPa. Esta peça deve aguentar uma tração flutuante variando entre 0 e 70 kN. Devido a sua geometria, a barra possui um fator de concentração de tensões para fida infinita de 1,8. Determine o coeficiente de segurança aplicado à barra com relação aos seguintes critérios de falha por fadiga: a) Soderberg, b) Goodman modificado, c) Gerber, d) ASME-Elíptico

Solução

a) Dados fornecido pelo problema:

$$S_{\text{esc}} = 410 \text{ MPa}$$

$$S_{\text{ut}} = 500 \text{ MPa}$$

$$S_e = 260 \text{ MPa}$$

$$d = 38 \text{ mm}$$

Tração flutuante variando entre 0 e 70 kN

b) Resolução

1) Determinação do comportamento da variação tensão-tempo para uma tração flutuante entre 0 e 70 kN.

Da Figura 2.11(b) conclui-se que $F_a = 35$ kN e $F_m = 35$ kN.

2) Determinação das tensões nominais alternada e média

$$\sigma_{a0} = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{35 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{4} 0,038^2} = 30,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m0} = \frac{F_m}{A} = \sigma_{a0} = 30,7 \text{ MPa}$$

3) Cálculo das tensões máximas atuantes

$$\sigma_{\text{amax}} = K_t \sigma_{a0} = 1,8(30,7) = 55,5 \text{ MPa}$$

Equação 2.44 (adaptada)

$$\sigma_{\text{mmax}} = K_t \sigma_{m0} = 55,5 \text{ MPa}$$

Equação 2.44 (adaptada)

4) Aplicação dos critérios de falha por fadiga - Tabela 2.6

a) Soderberg

$$\frac{\sigma'_{amax}}{S_e / n_s} + \frac{\sigma'_{mmax}}{S_{esc} / n_s} = 1 \Rightarrow \frac{55,5}{260 / n_s} + \frac{55,5}{410 / n_s} \Rightarrow n_s = 2,9 \quad \text{Equação 2.47}$$

b) Goodman modificado

$$\frac{\sigma'_{amax}}{S_e / n_{GM}} + \frac{\sigma'_{mmax}}{S_{ut} / n_{GM}} = 1 \Rightarrow \frac{55,5}{260 / n_{GM}} + \frac{55,5}{500 / n_{GM}} = 1 \Rightarrow n_{GM} = 3,08 \quad \text{Equação 2.48}$$

c) Gerber

$$\frac{\sigma'_{amax}}{S_e / n_G} + \left(\frac{\sigma'_{mmax}}{S_{ut} / n_G} \right)^2 = 1 \Rightarrow \frac{55,5}{260 / n_G} + \left(\frac{55,5}{500 / n_G} \right)^2 = 1 \Rightarrow n_G = 3,85 \quad \text{Equação 2.49}$$

d) ASME elíptico

$$\left(\frac{\sigma'_{amax}}{S_e / n_A} \right)^2 + \left(\frac{\sigma'_{mmax}}{S_{esc} / n_A} \right)^2 = 1 \Rightarrow \left(\frac{55,5}{260 / n_A} \right)^2 + \left(\frac{55,5}{500 / n_A} \right)^2 = 1 \Rightarrow n_A = 4,16$$

Equação 2.50

Como esperado o critério de Soderberg é o mais conservador.

2.10. PROBLEMAS PROPOSTOS

10.1 - Uma peça de aço AISI 1045 possui o limite resistência a tração de 630 MPa e o limite de resistência ao escoamento de 530 MPa. As tensões atuantes na região de maior sollicitação são: $\sigma_x = 150$ MPa, $\sigma_y = -65$ MPa e $\tau_{xy} = 88$ MPa. Para esse estado de tensões, determine o fator de segurança para as três teorias de falha estática.

Resp.

a) $n_{TNM} = 2,92$

b) $n_{TCM} = 1,91$

c) $n_{TED} = 2,17$

10.2 – Uma barra de ferro fundido ASTM n°20 possui limite de resistência a tração de 151,6 MPa e a compressão de 571,9 MPa. Essa barra possui uma seção transversal retangular de 50 x 6 mm e está submetida a um carregamento compressivo de 20 kN, combinado com uma carga cisalhante transversal de 7,5 kN atuante de forma perpendicular à dimensão de 50 mm. Nessas condições, calcular o fator de segurança para as três teorias de falha estática para materiais frágeis.

Resp.

- a) $n_{\text{TNM}} = 7,6$
- b) $n_{\text{TCM}} = 5,37$
- c) $n_{\text{TCMM}} = 5,29$

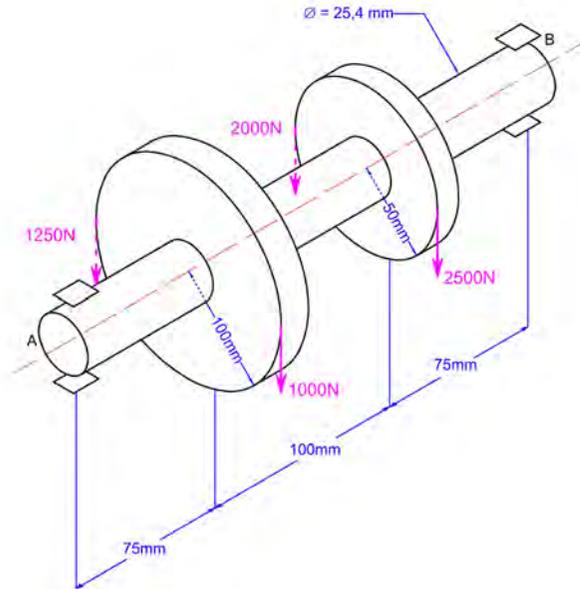
10.3 – Uma peça de aço AISI 1020 possui o limite de resistência ao escoamento de 380 MPa. Determine o fator de segurança para as três teorias de falha estática para materiais dúcteis, considerando os seguintes estados de tensão:

- a) $\sigma_x = 100$ MPa e $\tau_{xy} = 62$ MPa;
- b) $\sigma_x = 100$ MPa e $\sigma_y = -52$ MPa;
- c) $\sigma_x = 100$ MPa, $\sigma_y = -52$ MPa e $\tau_{xy} = 62$ MPa.

Resp.

- a) $n_{\text{TNM}} = 2,93$, $n_{\text{TCM}} = 2,39$ e $n_{\text{TED}} = 2,59$
- b) $n_{\text{TNM}} = 3,8$, $n_{\text{TCM}} = 2,50$ e $n_{\text{TED}} = 2,84$
- c) $n_{\text{TNM}} = 3,11$, $n_{\text{TCM}} = 1,94$ e $n_{\text{TED}} = 2,21$

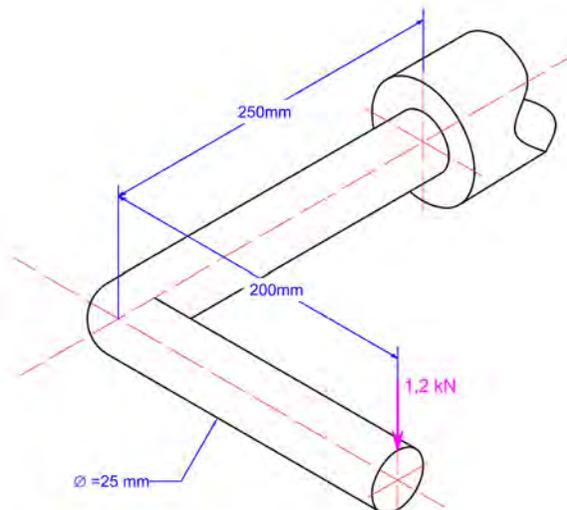
10.4 – No eixo da figura estão acopladas duas polias com os carregamentos indicados. Além disso, sabe-se que o eixo foi fabricado de aço AISI 1020 com limite de resistência ao escoamento de 380 MPa. Para a seção de maior solicitação do eixo, determine o fator de segurança aplicado contra falhas estáticas para os critérios da tensão cisalhante máxima e para o critério da máxima energia de distorção.



Resp. $n_{\text{TCM}} = 1,61$ e $n_{\text{TED}} = 1,70$

10.5 – A barra da figura é fabricada de aço com limite de resistência ao escoamento de 340 MPa. Para a região de maior solicitação, determine o fator de segurança aplicado contra falhas estáticas para os critérios da tensão cisalhante máxima e para o critério da máxima energia de distorção.

Resp. $n_{\text{TCM}} = 1,35$ e $n_{\text{TED}} = 1,42$



10.6 – Determine os fatores de segurança contra falha estática para um pino de aço 1045 trefilado à quente de 6,35 mm de diâmetro, quando o mesmo estiver submetido a um carregamento axial de tração de 4,0 kN e uma torção de 8 N.m. Para os carregamentos aplicados, calcule o fator de segurança para as três teorias de falha estática para materiais dúcteis. As propriedades do pino são: $S_{ut} = 570$ MPa e $S_{esc} = 310$ MPa.

Resp. $n_{TNM} = 2,32$, $n_{TCM} = 0,9$ e $n_{TED} = 1,02$

10.7 – Um eixo de aço 1045 temperado e revenido possui $S_{ut} = 725$ MPa e dureza de 225 HB. Pede-se: a) estime o limite de resistência à fadiga para um corpo de prova de uma viga rotativa polida para 10^6 ciclos; b) estime o limite de resistência à fadiga para uma viga rotativa polida que atinge, ao romper-se, 10^5 ciclos; c) estime a vida esperada se for aplicada uma tensão alternada de 530 MPa ao corpo de prova.

Resp.

a) $S_e' = 365$ MPa;

b) $S_f = 431,6$ MPa;

c) $N = 13680$ ciclos.

10.8 – Determine o limite de resistência a fadiga para vida infinita considerando uma confiabilidade de 99% para uma peça de aço 4340 retificada de 32 mm de diâmetro sob torção pura. As propriedades do aço são: dureza de 243 HB e limite de resistência a tração de 825 MPa.

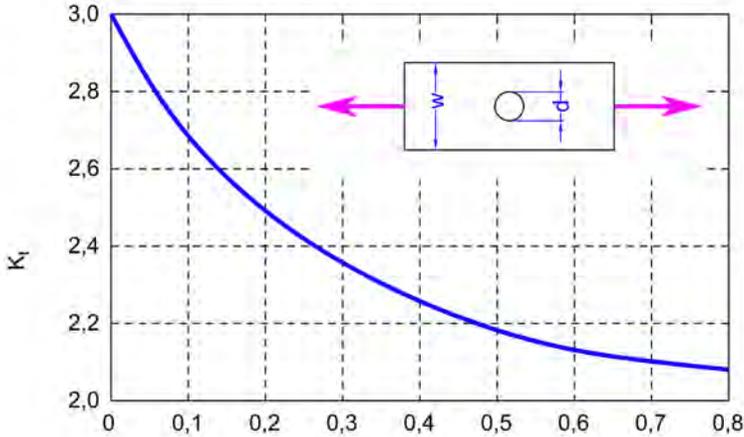
Resp. $S_e = 152,6$ MPa

10.9 – Estime a vida de um eixo torneado de 1 polegada de diâmetro sob uma flexão alternada de 250 MPa considerando uma confiabilidade de 90%. O eixo é fabricado com aço carbono 1045 temperado e revenido com limite de resistência a tração igual a 700 MPa e possui um entalhe, o qual fornece um fator de concentração de tensões de 0,8.

Resp. $S_e = 176,5$ MPa e $N = 1,43 \cdot 10^5$ ciclos

10.10 – Determine o limite de resistência à fadiga, desejando uma confiabilidade de 95%, de uma barra retangular de aço 1020 laminada à frio sob carregamento axial

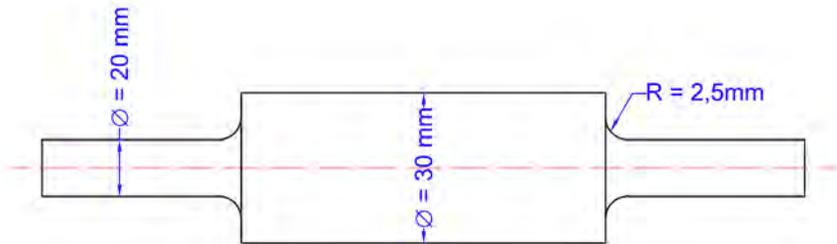
totalmente reverso. A barra possui secção transversal de 25,4 x 4,2 mm, $S_{ut} = 380$ MPa e $S_{esc} = 210$ MPa. Sabe-se que a barra possui um furo de diâmetro 4,0 mm na sua metade e que sua temperatura é de 50°C durante a aplicação do carregamento reverso.

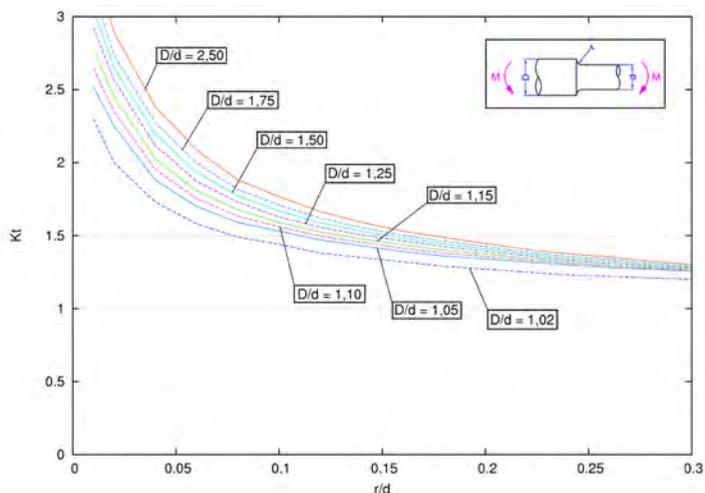


Resp. $S_e = 63$ MPa

10.11 – O eixo da figura está sob flexão alternada de 50 MPa. Determine a tensão máxima atuante sob o mesmo sabendo que seu $S_{ut} = 550$ MPa.

Resp. $\sigma_{max} = 74$ MPa





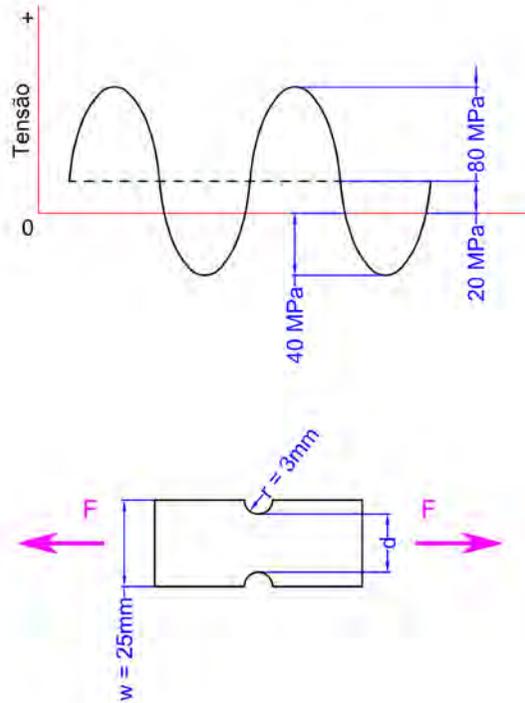
10.12 – Uma barra retangular de ferro fundido cinzento ASTM n°20 ($S_{ut} = 152$ MPa e $S_{uc} = 572$ MPa) está submetida a um carregamento axial totalmente alternado de 50 MPa. Determine a máxima tensão atuante na barra sabendo tem dimensões de 100 x 25 mm e que no meio da mesma existe um furo de 25 mm de diâmetro.

Resp. $\sigma_{\max} = 64,2$ MPa

10.13 – Uma barra de aço de 25 mm de diâmetro possui as seguintes propriedades: $S_{ut} = 360$ MPa e $S_{esc} = 162$ MPa. Essa barra deve suportar um carregamento flutuante que varia entre -10 e 50 kN. Determine o fator de segurança utilizando o critério de falha de Soderberg aplicado no dimensionamento da barra, sabendo que sobre a mesma existe um entalhe que produz um fator de concentração de tensões de 1,75.

Resp. $n_s = 1,16$

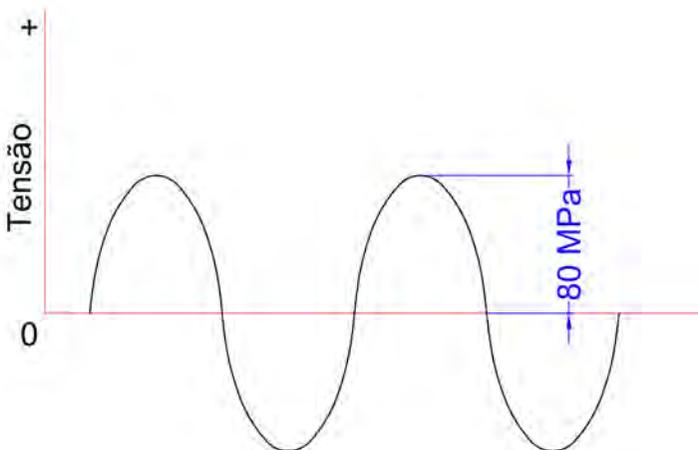
10.14 – Uma barra retangular é fabricada de aço com $S_{ut} = 400$ MPa e $S_{esc} = 320$ MPa e possui as seguintes dimensões: largura de 25 mm e espessura de 4 mm. A barra é laminada a frio e suporta as tensões indicadas em figura. Para uma confiabilidade de 90%, determine o fator de segurança aplicado a barra de acordo com o critério de falha de Soderberg.



Resp. $n_s = 1,1$

10.15 – Um eixo de aço carbono está sob torção totalmente reverso de acordo com o gráfico da sequência. Para esse eixo deve ser aplicado um fator de concentração de tensões corrigido para vida infinita de 1,6. Determine o diâmetro necessário para que o mesmo suporte o carregamento mostrado aplicando um fator de segurança de 1,75. As propriedades do aço são: $S_{ut} = 780\text{ MPa}$, $S_{esc} = 690\text{ MPa}$ e $S_e = 200\text{ MPa}$.

Resp. $d = 17,5\text{ mm}$.



10.16 – Uma barra de secção circular com diâmetro de 38,1 mm está sendo solicitada por um carregamento de flexão flutuante que varia entre 40 e 130 kN.m. A barra é feita de aço laminado à frio com $S_{ut} = 470$ MPa e $S_{esc} = 390$ MPa. Determine os fatores de segurança contra falha por fadiga para uma confiabilidade de 99% através dos seguintes critérios: Soderberg, Goodman Modificado, Gerber e ASME Elíptico.

Resp. $n_s = 2,27$, $n_{GM} = 2,45$, $n_G = 3,07$ e $n_A = 3,19$.

NOMENCLATURA

δ	deformação longitudinal
ϕ_p	direção principal
σ	tensão normal
σ'	tensão equivalente de Mises
$\sigma_{1,2,3}$	tensão principal 1, 2 ou 3
σ_a	tensão normal alternada
σ_m	tensão normal média
σ_{max}	tensão normal máxima
σ_{min}	tensão normal mínima
σ_o	tensão normal nominal
σ_r	faixa de variação de tensão
$\sigma_{x,y,z}$	tensão normal na direção x, y ou z
τ	tensão tangencial ou de cisalhamento
$\tau_{1,2}$	tensão tangencial máxima e mínima
τ_o	tensão tangencial nominal
τ_{max}	tensão tangencial máxima
τ_{min}	tensão tangencial mínima
$\tau_{xy,yz,xz}$	tensão tangencial nos planos xy, yz ou xz
a	coeficiente do limite de resistência à fadiga para vida finita ou coeficiente do fator de superfície
A	área de secção transversal
A_{alma}	área da alma (perfis padronizados)

A_{cis}	área de cisalhamento
A_{esmag}	área de esmagamento
b	expoente do limite de resistência à fadiga para vida finita ou expoente do fator de superfície
c	dimensão medida a partir da linha neutra (peças em flexão)
d	diâmetro do pino, do eixo ou da barra em análise
E	módulo de elasticidade longitudinal
f	fração de resistência à fadiga
F	força ou carregamento
G	módulo de elasticidade transversal
h	altura de secção transversal
I	momento de inércia da secção transversal
J	momento polar de inércia da secção transversal
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 confiabilidade
K_f	fator de concentração de tensões em fadiga
K_t	fator teórico de concentração de tensões
K_{fs}	fator de concentração de tensões em fadiga para cisalhamento
K_{ts}	fator teórico de concentração de tensões para cisalhamento
L	comprimento da barra ou do elemento em análise
M	momento fletor
n	coeficiente de segurança
N	número de ciclos
q	sensibilidade ao entalhe
r	raio da secção transversal
S_e	resistência à fadiga do componente
S_e'	resistência à fadiga do corpo de prova
S_f	resistência à fadiga para vida finita
S_{esc}	limite de resistência ao escoamento

S_{esc}	limite de resistência ao escoamento em compressão
S_{esct}	limite de resistência ao escoamento em tração
S_{Sesc}	limite de resistência ao escoamento por cisalhamento
S_{ut}	limite de resistência à ruptura
S_{utc}	limite de resistência à ruptura em compressão
S_{utt}	limite de resistência à ruptura em tração
T	momento torcedor (torque)
V	força cortante
y	distância vertical

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Beer, F. P., Johnston Jr., E. R., De Wolf, J. T., Mazarek, D. F., Estática e Mecânica dos Materiais, Porto Alegre, 1ª ed., Ed. AMGH Editora Ltda., 2013.
- Brandes, E. A., Smithells Metal Reference Book, 6ª ed., Butterworth, London, 1983.
- Budynas, R.G., Nisbett, J.K. Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica, Bookman Companhia Editora, 8ª ed., São Paulo, 2011.
- Deutschman, A. D., Michels, W. J., Wilson, C. E., Machine Design Theory and Practice, Ed Macmillan, 1st ed., New York, 1975.
- Hamrock, B. J., Schmid, S. R., Jacobson, B. O. Fundamental of Machine Elements, Ed. Mc Graw Hill, 2nd ed., New York, 2005.
- Haugen, E. B., Wirsching, P. H., Probabilistic Design, vol. 47 (12), 1975.
- Juinall, R. C., Marshek, K. M., Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas, LTC, 5ª ed., Rio de Janeiro, 2016.
- Marin, J., Mechanical Behavior of Engineering Materials, 4th ed., Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1962.
- Mott, R. L., Machine Elements in Mechanical Design, 3rd ed., New Jersey, 1999.
- Norton, R. L., Projeto de Máquinas – Uma abordagem Integrada, 4ª ed., Ed. Bookman, Porto Alegre, 2013.
- Peterson, R. E., Design Factors for Stress Concentration, Machine Design, 1951.
- Shigley, J. E. Elemento de Máquinas Vol. 1, 3ª ed., Editora LTC, Rio de Janeiro, 1984.
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., McGrall-Hill, 5th ed., New York, 1989.
- Shigley, J. E, Mischke, C. R., Budynas, R. G., Projeto de Engenharia Mecânica, Ed. Bookman, 7ª ed., Porto Alegre, 2005.

Sines, D. G., Waismann, J. L., Metal Fatigue, McGraw-Hill, New York, 1969.

Spotts, M. F., Shoup, T. E., Hornberger, L. E., Machine Elements, 8th ed., Ed. Pearson Prentice Hall, New Jersey, 2003.

Esta obra reúne parte significativa do que se dispõe de melhor em projeto e dimensionamento de componentes mecânicos em geral. Ao longo de 17 capítulos, os autores definiram as conceituações preliminares e as características e premissas de cálculo para cada tipo de componente ou elemento de máquina em específico.

Cada capítulo está estruturado dentro de uma mesma lógica de apresentação; as informações técnicas de fabricantes, os parâmetros de cálculo, as recomendações práticas e a experiência dos autores permitiram que cada capítulo fosse descrito de forma prática e didática, facilitando ao máximo o entendimento de cada tópico por parte do leitor final.

Ao final de cada capítulo são disponibilizados exercícios resolvidos com o objetivo principal de favorecer o entendimento dos conceitos apresentados para cada tipo de componente de máquina correspondente.

A obra é recomendada a alunos e profissionais dos cursos de graduação em Engenharia Mecânica, Engenharia de Produção e Engenharia Mecatrônica, entre outros.



www.blucher.com.br

Blucher



Clique aqui e:

[VEJA NA LOJA](#)

Elementos de Máquinas

Projeto de sistemas mecânicos

Julio César de Almeida, Key Fonseca de Lima e Renato Barbieri

ISBN: 9786555064971

Páginas: 696

Formato: 17 x 24 cm

Ano de Publicação: 2022
