

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ANÁLISE DE FADIGA DE PINOS DE
CISALHAMENTO DO ANEL DE REGULAÇÃO
DE UNIDADES HIDROGERADORAS**

Por,
**Túlio Humberto Pinheiro Cutrim
Rhaicon Ramos Lourenço**

Brasília, 19 de Agosto de 2010

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

ANÁLISE DE FADIGA DE PINOS DE CISALHAMENTO DO ANEL DE REGULAÇÃO DE UNIDADES HIDROGERADORAS

POR,

Túlio Humberto Pinheiro Cutrim
Rhaicon Ramos Lourenço

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Jorge L. A. Ferreira (Orientador)

Prof. Dianne M. Viana, UnB/ ENM

Prof. Fábio de Castro Comes, UnB/ ENM

Brasília, 19 de Agosto de 2010

Dedicatória(s)

*Dedico este trabalho aos meus pais,
Veridiano dos Anjos Cutrim e Maria
Elizete Pinheiro e ao meu irmão Marco
Antônio Pinheiro Cutim.*

Túlio Humbero Pinheiro Cutim

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a minha família que sempre me apoiou e me deu as condições necessárias para alcançar meus objetivos.

Agradeço também, aos meus amigos, pois sem eles não estaria finalizando este trabalho. Agradeço em particular aos meus grandes colegas de curso, Thiago Vidal, Paulo Arthur e Tales Brito, grandes amigos que espero não perder, todos os momentos complicados do curso se tornaram mais simples com ajuda dele e agradeço aqueles que se tornaram meus amigos recentemente: Marcos, Alexandre, Danilo, Rodolfo e meu companheiro de projeto Rhaicon.

Por fim agradeço ao meu orientador Jorge, que tem fundamental importância na minha formação, além de me ajudar e muito neste projeto de graduação, me ajudou também na minha formação como profissional, através de sua dedicação, paciência e do compartilhamento de seus conhecimentos. Muito obrigado Jorge.

Túlio Humberto Pinheiro Cutrim

RESUMO

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo numérico, utilizando a técnica de elementos finitos (*software ANSYS*), para o diagnóstico e quantificação dos esforços dinâmicos atuantes no pino de cisalhamento versão 9 da Usina Hidrelétrica Coaracy Nunes, estimando a vida desse componente a partir dos critérios de tensão equivalente de von Mises, cisalhamento, fadiga e teoria de dano.

Palavras-Chave: Fadiga, Fadiga Uniaxial, Fadiga, Pino de Cisalhamento, Elementos Finitos, Regra de Miner.

ABSTRACT

The objective of this project of basic scientific research is the development of a numerical model, using the technique of finite element (*ANSYS software*) for the diagnosis and quantification of dynamic efforts acting in the bolt of shear pin version 9 of the hydroelectric plant Coaracy Nunes, estimating the life of that component from the criteria of tension equivalent of von Mises, shear, fatigue and damage theory.

Keys Words: Fatigue, Fatigue, Uniaxial Fatigue, Bolt of shear, Finite Element, Miner's Law.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	ESTUDO DE CASO E SUA IMPORTÂNCIA	1
1.2	OBJETIVO DO TRABALHO REALIZADO	3
1.3	METODOLOGIA	3
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	4
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	5
2.1	HISTÓRIA E CONCEITO SOBRE FADIGA	5
2.1.1	ALGUNS ACIDENTES DEVIDO AO PROCESSO DE FALHA POR FADIGA	6
2.2	CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO DE FALHA POR FADIGA	7
2.3	DEFINIÇÕES FUNDAMENTAIS	8
2.4	MÉTODOS S-N OU CURVA DE WÖHLER	9
2.4.1	FATORES QUE INFLUENCIAM NA CURVA DE S-N	10
2.4.2	EFEITO DA TENSÃO MÉDIA	11
2.5	MÉTODOS PARA CALCULAR VIDA USANDO CURVAS S-N	12
2.5.1	TEORIA DE ACÚMULO DE DANOS	12
3	MODELAGEM DO PINO DE CISALHAMENTO	15
3.1	ESTUDO ESTÁTICO PARA A PÁ NÚMERO 1	Erro! Indicador não definido.
3.1.1	CÁLCULO DOS ESFORÇOS EM TODAS AS BIELAS E MANIVELAS	Erro! Indicador não definido.
3.2	MODELOS DE ELEMENTOS FINITOS E ANSYS WORKBENCH	16
3.3	MODELO COMPUTACIONAL	17
3.3.1	DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DO MODELO CAD	17
3.3.2	GERAÇÃO DA MALHA	19
3.3.3	CONDIÇÕES DE CONTORNO	20
3.3.4	ANÁLISE ESTÁTICA E DINÂMICA DO PINO DE CISALHAMENTO	20
4	RESULTADOS E ANÁLISES	22
4.1	RESULTADOS E ANÁLISES	22
4.1.1	CASO 1	22
4.1.2	CASO 2	22
4.1.3	CASO 3	23
4.1.4	CASO 4	23
4.2	RESULTADOS E ANÁLISES DO CASO 1	23
4.3	RESULTADOS E ANÁLISES DO CASO 2	24
4.4	RESULTADOS E ANÁLISES DO CASO 3	25
4.5	RESULTADOS E ANÁLISES DO CASO 4	27
5	CONCLUSÕES FINAIS	29
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	30
	ANEXOS	31

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Vista aérea da usinda de Coaracy Nunes, com as comportas abertas.....	1
Figura 2: Ilustração dos componentes do anel de distribuição.....	2
Figura 3: Turbina Kaplan.....	2
Figura 4: Acidente de trem em Versailles.....	6
Figura 5: Ilustração do Avião Comet.....	7
Figura 6: Divisão esquemática do processo de falha por fadiga.....	7
Figura 7: Tipos de carregamentos cíclicos em fadiga: (a) Tensão Alternada; (b) Tensão Flutuante; (c) Tensão Irregular Aleatória (Garcia <i>et al</i> , 2000 - modificado).....	8
Figura 8: Parâmetros associados a uma história de tensão senoidal.....	8
Figura 9: Ilustração de uma curva S-N, para o aço A517.....	10
Figura 10: Descrição da qualidade do acabamento superficial K_a , (Juvinal e Marshek, 2000 - modificado).....	11
Figura 11: Curva S-N para diferentes níveis de tensão média.....	11
Figura 12: Sequência irregular de picos e vales.....	13
Figura 13: Gráfico representando a separação em ciclos de tensões de mesma amplitude.	14
Figura 14: Sistema biela, manivela e pá parametrizadas.....	Erro! Indicador não definido.
Figura 15: Etapas do modelo numérico.....	17
Figura 16: (a) Desenho 2D e (b) Desenho final do pino de cisalhamento.....	18
Figura 17: Curva S-N do aço AISI 410F.....	19
Figura 18: Convergência da malha.....	20
Figura 19: Condições de contorno aplicadas no pino de cisalhamento.....	20
Figura 20-a: Gráfico de uma história de carregamento obtido a partir da equação 8.....	23
Figura 20-b: Decomposição do gráfico da história de carregamento do pino de cisalhamento.....	23
Figura 21: Ilustração do carregamento devido à força F.....	22
Figura 22: Carregamento remoto de 5% da força F.....	23
Figura 23: Carregamento remoto de 10% da força F.....	23
Figura 24: Carregamento remoto de 15% da força F.....	23
Figura 25: (a) Tensão de <i>von Mises</i> e (b) Tensão Cisalhantes Máxima.....	24
Figura 26: Número de ciclos de vida do pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a zero.....	24
Figura 27: (a) Tensão de <i>von Mises</i> e (b) Tensão Cisalhantes Máxima – Carregamento remoto igual a 5% de força F.....	25
Figura 28: Número de ciclos de vida do pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 5% de F.....	25
Figura 29: Dano gerado no pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 5% de F. ..	25
Figura 30: (a) Tensão de <i>von Mises</i> e (b) Tensão Cisalhantes Máxima – Carregamento remoto igual a 10% de força F.....	26
Figura 31: Número de ciclos de vida do pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 10% de F.....	26
Figura 32: Dano gerado no pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 10% de F.	26
Figura 33: (a) Tensão de <i>von Mises</i> e (b) Tensão Cisalhantes Máxima – Carregamento remoto igual a 15% de força F.....	27

Figura 34: Número de ciclos de vida do pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 15% de F.....	27
Figura 35: Dano gerado no pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 15% de F.	28

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Características mecânicas especificadas em projeto.....	20
Tabela 2: Características mecânicas do material após o tratamento térmico.....	20
Tabela 3: Resumo das propriedades mecânicas do AISI 410F.....	21
Tabela I: Cronologia dos acontecimentos históricos relacionados à falha por fadiga.....	34
Tabela II: Resultados da análise dinâmica do anel de regulação.....	36

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

S_n	Limite de fadiga corrigido	[Pa]
S_{rt}	Limite de resistência à tração do material	[Pa]
S_y	Limite de tensão de escoamento	[Pa]
t_{rt}	Tensão limite de resistência ao cisalhamento	[Pa]
K_a	Fator de acabamento	
K_b	Fator de tamanho	
K_c	Fator de carga	
K_d	Fator temperatura	
K_e	Fator de confiabilidade	
d	Diâmetro do pino	[m]
K_t	Fator de concentração de tensão para tensões normais	
K_{t_s}	Fator de concentração de tensão para tensões cisalhantes	

Símbolos Gregos

σ	Tensão normal	[Pa]
Δ	Variação entre duas grandezas similares	

Subscritos

a	Alternada
e	Escoamento
t	Total
in	Número de Ciclos
$méd$	Médio
$máx$	Máximo
$mín$	Mínimo

Siglas

ASTM	American Society for Testing and Material
GDS	Grupo de Dinâmica de Sistemas.

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta informações sobre o estudo proposto e sua importância, além dos objetivos e da metodologia a ser aplicada.

1.1 ESTUDO DE CASO E SUA IMPORTÂNCIA

De toda a energia elétrica produzida no Brasil, 82,8% da eletricidade consumida no país, provém de usinas hidroelétricas. Com um potencial elétrico em torno de 255 milhões de kilowatts, o país apresenta uma generosa abundância da fonte energética mais importante no mundo e o tornando assim, terceiro lugar no ranking mundial de produtores de energia elétrica por meio de usinas hidroelétricas (*The Economist*, 2009), e ainda, com possibilidades concretas de expansão da capacidade já instalada, as usinas hidroelétrica brasileira operação com cerca de 74 milhões de kilowatts, apenas 33% da capacidade total do país. Em consequência disso, o Brasil apresenta inúmeras centrais hidrogeradoras, na qual, a central de Itaipu localizada no rio Paraná (região sul), é uma das maiores centrais no mundo, ficando atrás apenas da hidrelétrica de Três Gargantas na China. A hidroelétrica de Itaipu fornece 25% da energia consumida no Brasil e 90% da energia consumida no Paraguai.

Outra importante usina hidroelétrica, construída na região Amazônica e localizada no rio Araguari, no estado do Amapá, é a Usina Hidroelétrica de Coaracy Nunes, Figura (1), que opera desde 1976 e apresenta, atualmente, uma capacidade nominal de 78 MW. Ela começou a operar comercialmente com apenas duas unidades, cada um com uma potência de 20 milhões de kilowatts, mas no ano de 2002, devido ao aumento de demanda por energia da região, uma terceira unidade entrou em operação com cerca de 30 milhões de kilowatts de potência. Em 2003, as unidades 01 e 02 passaram por um processo de repotenciação e agregando 4 milhões de kilowatts a cada uma das unidades, chegando assim, na sua capacidade atual (Fonte: Centrais Elétricas do Norte do Brasil S.A).



Figura 1: Vista aérea da usina de Coaracy Nunes com as comportas abertas (Fonte: Centrais Elétricas do Norte do Brasil S.A).

As unidades da usina hidroelétrica de Coaracy Nunes são dotadas de turbinas Kaplan, figura (3), recomendadas para quedas entre 40 e 80 metros. São do tipo de reação e são compostas pelas seguintes partes: caixa espiral, pré-distribuidor, distribuidor, rotor e eixo, tubo de sucção e caixa espiral, figura (2). E devido à mobilidade das pás do rotor, pode-se alterar o ângulo de ataque das pás, conferindo a esse tipo de turbina uma melhor capacidade de regulação (MATAIX,C).

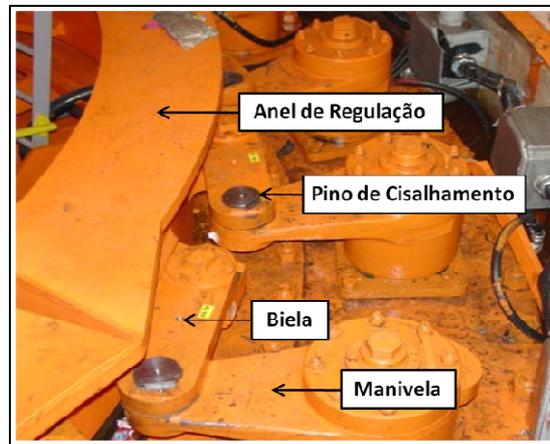


Figura 2: Ilustração dos componentes da turbina (Fonte: Centrais Elétricas do Norte do Brasil S.A).

Para que o ângulo de inclinação das pás do rotor seja alterado é preciso que o conjunto distribuidor e rotor trabalhem de maneira conjugada. Dentro do cubo do rotor há um conjunto de mecanismos responsáveis pelo ângulo de inclinação das pás, o acionamento das pás é acoplado ao das palhetas do distribuidor, de modo que para uma determinada abertura do distribuidor, corresponde um determinado valor de inclinação das pás do rotor. O acionamento do distribuidor é feito por dois pistões hidráulicos que transmitem movimento ao anel de regulação que por sua vez está acoplado a um sistema de alavancas que controlam a posição das palhetas diretrizes. A conexão entre os elementos que compõem o sistema de alavancas é constituída por um pino, conhecido como pino de cisalhamento, que além de funcionar como um elemento de transmissão de esforços funciona, também, como um fusível mecânico.

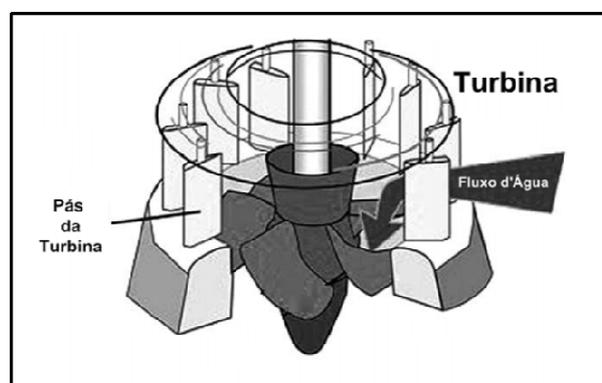


Figura 3: Turbina Kaplan.

E como, a energia hidroelétrica é obtida através da conversão da energia hidráulica provida de um fluxo d'água em energia, o mesmo, entra em contato com a turbina e gera sobre cargas e vibrações inesperadas, causando um acúmulo de dano e fadiga mecânica no sistema, podendo assim o danificar. Desta forma o pino de cisalhamento irá proteger o sistema quando submetidas a essas sobrecargas e quando a carga máxima for atingida, o fusível mecânico se rompe evitando danos ao sistema e prejuízos diversos.

Após um processo de repotenciação realizado nas unidades 01 e 02 vários eventos de falha nos pinos de cisalhamento começaram a ocorrer. Esses eventos são caracterizados pela ruptura precoce do pino de cisalhamento do anel de regulação das unidades (Morais, J.A., 2007).

Segundo documentação apresentada pela Eletronorte a ruptura precoce do primeiro pino foi registrado em 28 de outubro de 2004 e o evento tornou-se freqüente mesmo quando a máquina não estava sujeita a uma carga máxima. Desde então, diversas análises das causas foram realizadas (Moraes, J.A., 2007).

Algumas dessas novas pesquisas foram feitas em relação a uma análise estática e de contato de e uma nova versão do pino do cisalhamento, versão 14, elucidada no trabalho “Análise de tensões no pino de cisalhamento do anel de regulação da unidade 1 da usina de Coaracy Nunes”, por Moraes, A.J. Outro trabalho de grande importância foi desenvolvido pelo GDS (Grupo de Sistemas Dinâmicos) e o grupo de mecânica dos fluidos, os quais analisaram, os possíveis problemas existentes pela vibração causada pela interação fluido estrutura (pás das turbinas).

1.2 OBJETIVO DO TRABALHO REALIZADO

O presente trabalho tem como objetivo principal realizar análises de dinâmicas no pino de cisalhamento versão 9, como análise de fadiga, cálculo do dano acumulado e rainflow, por meio de uma programa comercial, *ANSYS® Workbench*, no intuito de descobrir e/ou elucidar os prováveis problemas que levaram a sua ruptura precoce.

1.3 METODOLOGIA

Para a execução do projeto e a concretização dos objetivos descritos, algumas etapas serão realizadas. Tendo em vista a simulação computacional do pino de cisalhamento mais solicitado do sistema e para que a implementação possa ser feita, é necessária a modelagem matemática do sistema como um todo (anel de regulação ou distribuição).

Posteriormente, as condições de operação foram definidas juntamente com os casos de estudo (casos do problema). Com a determinação dos casos a serem estudados juntamente com

um programa computacional o resultados serão emitidos com os valores das variáveis as quais se deseja analisar.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

Tendo em vista a elaboração de um estudo completo e conciso, faz-se necessário um demonstrativo da organização da estrutura do trabalho em questão.

No Capítulo 1, é mostrada a importância das usinas hidroelétricas além de mencionar trabalhos já publicados em relação ao assunto abordado e definir uma metodologia a se seguir com o intuito de se obter resultados satisfatórios.

No Capítulo 2, são mostrados os conceitos teóricos envolvidos na análise de fadiga do pino de cisalhamento versão 9.

No Capítulo 3, será focada a modelagem matemática do sistema do anel distribuidor, com o objetivo de se encontrar uma equação que calcule os esforços resultantes nos 20 pinos de cisalhamento, além de descreve todo o processo feito para a simulação do componente mecânico estudado, desde o desenho do modelo até a sua simulação final.

No Capítulo 4, são representados e analisados os resultados obtidos, e todos estes resultados obtidos em relação ao pino mais solicitado, o pino número 9.

No Capítulo 5, as conclusões finais relativas aos resultados obtidos serão discutidas e comentadas, além de propostas para novos trabalhos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

No presente capítulo, é abordada tudo a teoria de fadiga relacionada como um breve histórico de acidentes relacionados à falha por fadiga.

2.1 HISTÓRIA E CONCEITO SOBRE FADIGA

O termo “fadiga” foi utilizado pela primeira vez por Poncelet em 1839, onde o processo de falha ainda não era compreendida e a aparência de uma fratura frágil de um material dúctil gerava especulações sobre o comportamento atípico do material. Pela definição da ASTM (*American Society for Testing and Materials*) em sua norma ATSM STP E1823 (1996), “Fadiga é um processo de alteração estrutural permanente, progressivo e localizado, que ocorre em um material sujeito a condições que produzem tensões ou deformações dinâmicas em um ponto ou em vários pontos, e que pode resultar em trincas ou em uma fratura completa após um determinado número de variações de carga”.

O fenômeno de fadiga foi observado pela primeira vez por volta de 1800, quando eixos de um vagão ferroviário começaram a falhar após um curto período de funcionamento. Apesar do material utilizado nos vagões serem feitos de um aço dúctil, os mesmos exibiam características de fraturas frágeis e repentinas. Em 1843, Rankine publicou um artigo, em que dizia que o material utilizado nestes eixos do vagão havia “cristalizado” e se tornado frágil devido às tensões flutuantes. Os eixos haviam sido projetados com toda a perícia a engenharia disponível na época, as quais se baseavam em experiências decorrentes de estudos com estruturas carregadas estaticamente. Cargas dinâmicas eram, portanto, um fenômeno novo, resultantes da introdução das máquinas movidas a vapor. Esses eixos estavam fixos às rodas e giravam em conjunto com as mesmas (Abrahão, R., 2008).

Na década de 1850, o engenheiro August Wöhler realizou os primeiros estudos formais do comportamento de materiais metálicos submetidos a esforços cíclicos através de ensaios correlacionando dados de tensão versus número de ciclos até a falha de corpos de prova padronizados, cuja representação gráfica ficou conhecida como “Curva de Wöhler”.

Desde então, este procedimento é largamente usado para a determinação dos limites de fadiga de materiais de componentes mecânicos, na parte de anexos (tabela I) mostra a cronologia dos eventos mais significativos na evolução das pesquisas de falha por fadiga (Norton, 2004).

2.1.1 ALGUNS ACIDENTES DEVIDO AO PROCESSO DE FALHA POR FADIGA

2.1.1.1 ACIDENTE DE TREM EM VERSAILLES

Em 1842, durante uma celebração no Palácio de Versailles, um trem retornando de Paris sofreu um acidente após a quebra do eixo da locomotiva. Os vagões ficaram “empilhados” sobre o motor e pegaram fogo, pelo menos 55 passageiros morreram. Este acidente ficou conhecido na França como “A catástrofe ferroviária de Meudon”, figura (4). A investigação dos eixos quebrados, por Rankine, destacou a importância da concentração de tensões e o mecanismo de crescimento de trinca, atrás da aplicação de carregamento repetitivo. O engenheiro britânico, juntamente com seus artigos, foi ignorado, e as falhas por fadiga ocorrem de forma ascendente no sistema ferroviário.

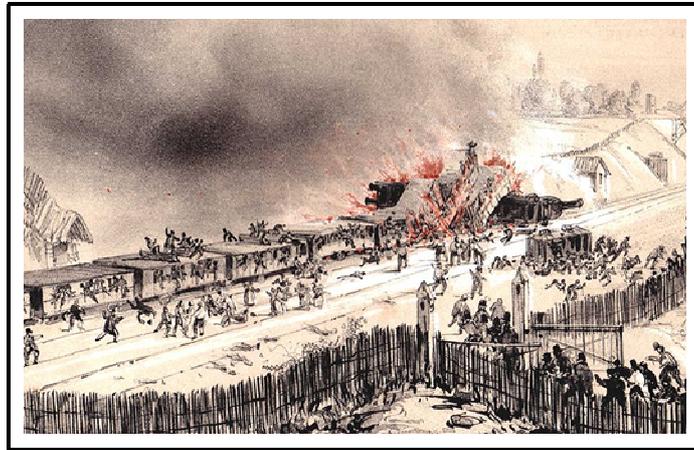


Figura 4: Acidente de trem em Versailles (Fonte: [http://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_\(material\)\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_(material)))).

2.1.1.2 ACIDENTE DO HAVILLAND COMET

No ano de 1954, ocorreram duas quedas de aeronaves comerciais do tipo *Halilland Comet*, e a através de resultados sistemáticos gerados por meio de um teste feito em uma fuselagem submersa e pressurizada em um tanque d’água, concluiu-se que queda do avião ocorreu devido ao desgaste da fuselagem que trincou (de tamanho da trinca igual a 1,75 milímetros) a ponta de uma das janelas, causando uma elevação nos concentradores de tensão (a partir desde acidente as janelas dos aviões passaram a ter o formato circular) desencadeando o acidente. Posteriormente, verificou-se também que houve uma falha por parte da inspeção na identificação e “manutenção” da trinca.



Figura 5: Ilustração do Avião Comet (Fonte: pt.wikipedia.org/wiki/De_Havilland_Comet).

2.2 CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO DE FALHA POR FADIGA

O processo de falhas por fadiga normalmente, são associadas a tensões cisalhantes e a deformações plásticas, e sua progressão é fortemente influenciada pela aplicação de cargas trativas (que resultam em uma tensão média positiva) (Fabel, A., 2010). Este processo resultante de cargas dinâmicas é caracterizado com o aparecimento de deformações plásticas ou nucleações um ponto material. A continuidade deste processo caracterizada pela deterioração progressiva do material até o aparecimento de uma trinca com dimensões visíveis a olho nu e provavelmente, por fim, a uma ruptura. A figura (6) ilustra as etapas do processo de fadiga.

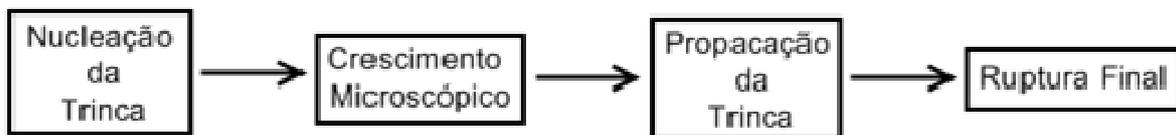


Figura 6: Divisão esquemática do processo de falha por fadiga.

Além do mais pode se estimar de forma simplificada a vida total de um componente mecânico que é submetido a um carregamento periódico no tempo, na qual é normalmente definida como sendo o número de ciclos necessários para que ocorra a sua total ruptura.

Deve-se lembrar que falhas por fadiga são perigosas e súbitas e que podem ocorrer devido solicitações inferiores à tensão de escoamento do material, portanto, sem deformações plásticas a níveis macroscópicos. Reforçando assim a importância de se analisar de forma metódica o componente mecânico em questão.

2.3 DEFINIÇÕES FUNDAMENTAIS

Normalmente a fadiga ocorre devido à presença de cargas variáveis no tempo, fazendo com que o entendimento deste fenômeno cíclico dependa do conhecimento dos ciclos de carregamento, podendo ser traduzidos como a variação da tensão aplicada ao componente mecânico no tempo.

Segundo (Branco *et al*, 1986), a classificação dos tipos de ciclos de tensão de fadiga podem ser agrupados em dois diferentes grupos: *i*) ciclos com amplitudes de tensão constante (alternado, repetido e pulsante) (Figura 7a e 7b), e *ii*) ciclos com amplitudes de tensão variável, e irregular ou aleatório (Figura 7c).

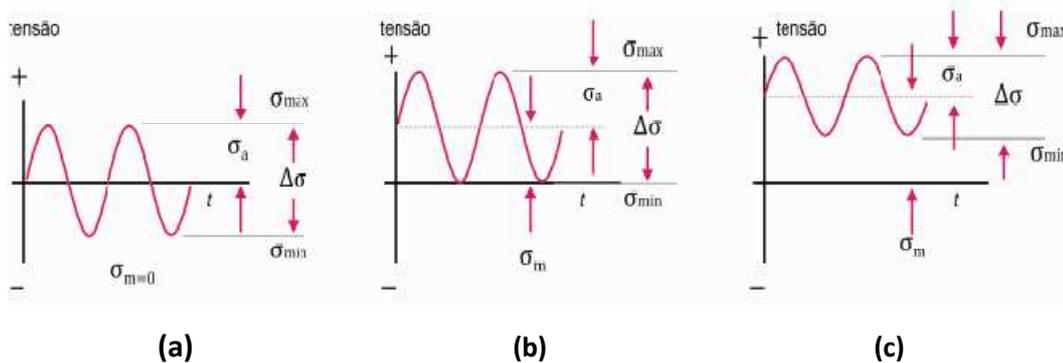


Figura 7: Tipos de carregamentos cíclicos em fadiga: (a) Tensão Alternada; (b) Tensão Flutuante; (c) Tensão Irregular Aleatória (Garcia *et al*, 2000 - modificado).

Diversas equações matemáticas que descrevem o comportamento dos materiais à fadiga foram obtidas empiricamente. A figura (8) ilustra alguns parâmetros imprescindíveis na análise de carregamentos cíclicos de amplitude.

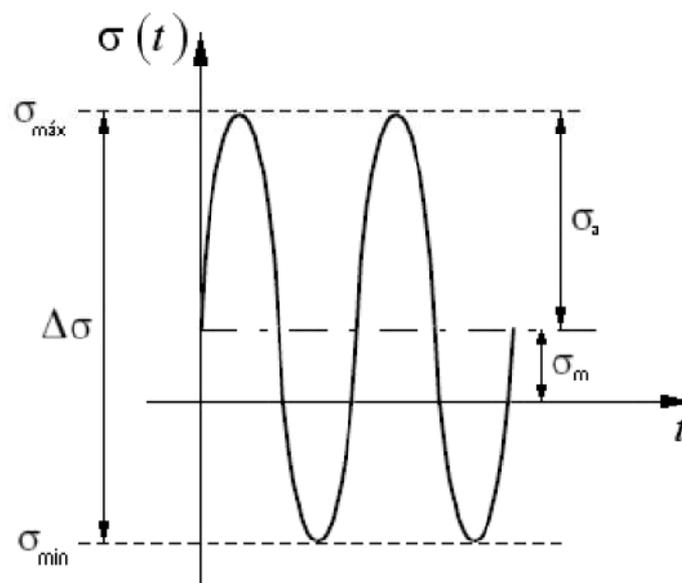


Figura 8: Parâmetros associados a uma história de tensão senoidal.

A amplitude de tensão σ_a de um ciclo é a medida da diferença entre a tensão máxima e mínima, enquanto a tensão média σ_m é a soma entre os valores citados (equações 1 e 2). A variação de tensão $\Delta\sigma$ é a diferença entre o nível máximo e mínimo de tensão (equação 3) e a figura 4 exemplifica tais afirmações.

$$\sigma_a = \sigma_{M\acute{a}x} - \sigma_m = (\sigma_{M\acute{a}x} - \sigma_{M\acute{i}n})/2 \quad [1]$$

$$\sigma_m = (\sigma_{M\acute{a}x} + \sigma_{M\acute{i}n})/2 \quad [2]$$

$$\Delta\sigma = \sigma_{M\acute{a}x} - \sigma_{M\acute{i}n} \quad [3]$$

Nos ciclos de tensões alternadas (Figura 7a), a tensão média (σ_m) é nula e a tensão máxima ($\sigma_{M\acute{a}x}$) é igual, em módulo, à tensão mínima negativa ($-\sigma_{M\acute{i}n}$). Já no ciclo repetido (Figura 7b), a tensão média (σ_m) é diferente de zero, podendo ser positiva (tração) ou negativa (compressão). No caso específico onde a tensão mínima ($\sigma_{M\acute{i}n}$) é nula, o ciclo é chamado pulsante. Outro aspecto relevante é que a tensão média (σ_m) é normalmente quantificada pela razão de tensão, R, a qual é definida pela equação:

$$R = \sigma_{M\acute{i}n} / \sigma_{M\acute{a}x} \quad [4]$$

Assim, no caso de um ciclo alternado de tensões, onde os valores absolutos da tensão máxima e mínima são iguais, tem-se que $R = -1$, e no repetido ou flutuante, $R = 0$, lembrando o valor de R pode ser maior do que 0 quando o ciclo de tensões alternadas difere dos modelos já mencionados.

2.4 MÉTODOS S-N OU CURVA DE WÖHLER

Se o corpo de prova de um material ou um componente de engenharia está sujeito a ciclos de tensões suficientemente severas, uma trinca de fadiga ou outro dano se desenvolverá, acarretando a falha do material. Se o teste é repetido em um nível de tensão maior, o número de ciclos antes da falha será menor. Os resultados de testes para diferentes níveis de tensão podem ser plotados para se obter a curva tensão-vida, também chamada curva S-N ou curva de Wöhler, devido ao trabalho do engenheiro August Wöhler na década de 1850, analisando a fadiga de eixos de trens sujeitos a flexão rotativa. A amplitude da tensão nominal é comumente plotada versus o número de ciclos em que ocorreu a falha por fadiga (N_f).

O grupo destes testes de fadiga que resulta na curva S-N, figura (9) pode ser realizado com tensão média nula, ou a uma tensão média específica não nula. O número de ciclos em que a falha por fadiga ocorre varia rapidamente com o nível de tensão e pode mudar significativamente a ordem de magnitude.

Em alguns materiais, como por exemplo, em aços carbono e de baixa liga, abaixo de um determinado nível de tensão não se observa falha por fadiga em condições normais de carregamento. A curva S-N apresenta um patamar respectivo a uma amplitude de tensão chamada de limite de fadiga ou limite de resistência à fadiga (S_e).

Muitos aços de alta resistência como ligas de alumínio, de cobre e outros materiais não apresentam um limite de fadiga. Para estes materiais, continuam a decrescer com o aumento do número de ciclos. Um limite de resistência para estes casos é definido como a amplitude de tensão que o corpo de prova suporta até pelo menos 10^7 ciclos.

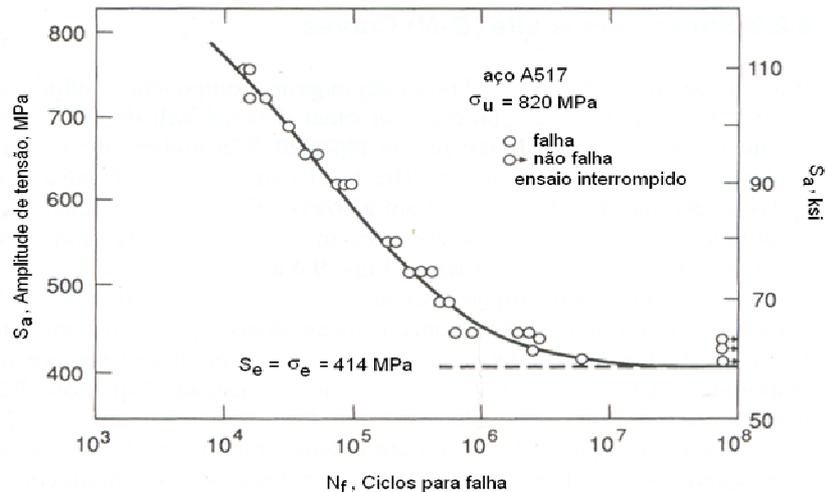


Figura 9: Ilustração de uma curva S-N, para o aço A517 (Araújo *et al*, 2007).

2.4.1 FATORES QUE INFLUENCIAM NA CURVA DE S-N

Como a curva S-N foi obtida a partir de resultados de ensaios de fadiga utilizando corpos de prova padrão e em ambiente laboratorial, os limites de resistência à fadiga nestes ensaios devem ser modificados para considerar, em seus valores finais, as diferenças entre o corpo de prova e a peça real que está sendo projetada. Utilizando assim a metodologia baseada nos fatores de correção de Marin, de acordo com a equação 5:

$$s_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f \sigma_{rt} \quad [5]$$

onde, K_a é fator de acabamento superficial (valores apresentados no gráfico da Figura 10), K_b é o fator de tamanho, K_c é o fator de carregamento, K_d é o fator de temperatura, K_e é o fator de sensibilidade ao entalhe, K_f é um fator associado ao tipo de material, S_{rt} é o limite de resistência à tração do material e S_e é o limite de resistência à fadiga completamente corrigido.

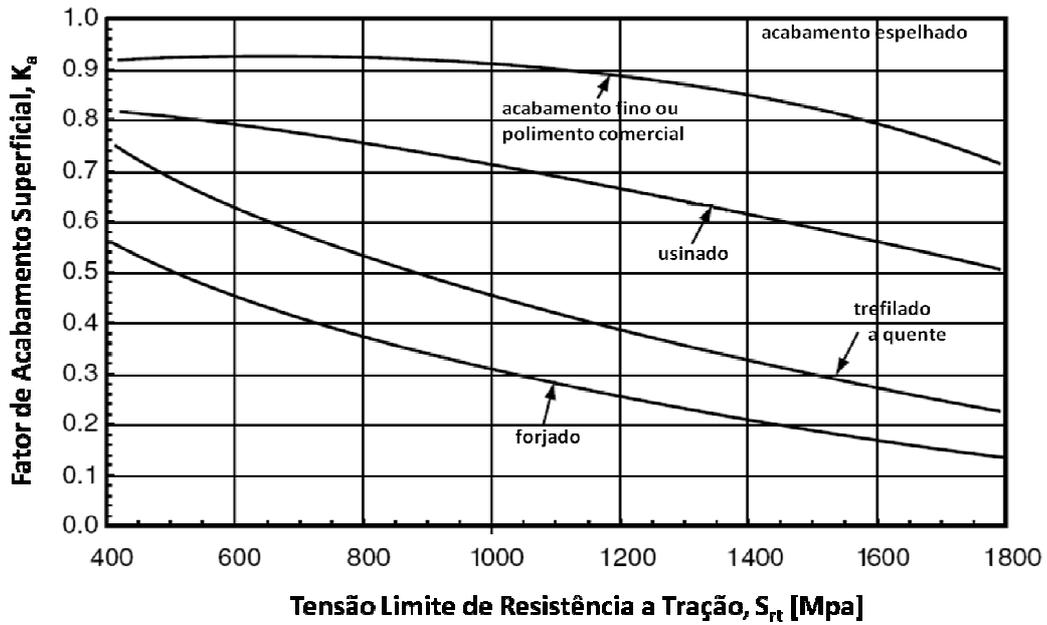


Figura 10: Descrição da qualidade do acabamento superficial K_a , (Juvinal *et al*, 2000 - modificado).

2.4.2 EFEITO DA TENSÃO MÉDIA

As descrições mencionadas de vida à fadiga são relativas a carregamentos cíclicos alternados onde a tensão média é zero. Contudo, carregamentos cíclicos com tensão média nula não são representativos de muitas aplicações. O valor médio da carga de fadiga imposta influencia de maneira importante o comportamento de materiais quanto à fadiga.

Quando a amplitude de tensão de um teste de fadiga uniaxial é plotado como função do número de ciclos até a falha, a curva S-N resultante é, em geral, fortemente uma função do nível de tensão média aplicada. A figura (11) mostra um gráfico S-N em função de tensões média de tração. Observa-se uma diminuição da vida a fadiga com o aumento do valor da tensão média.

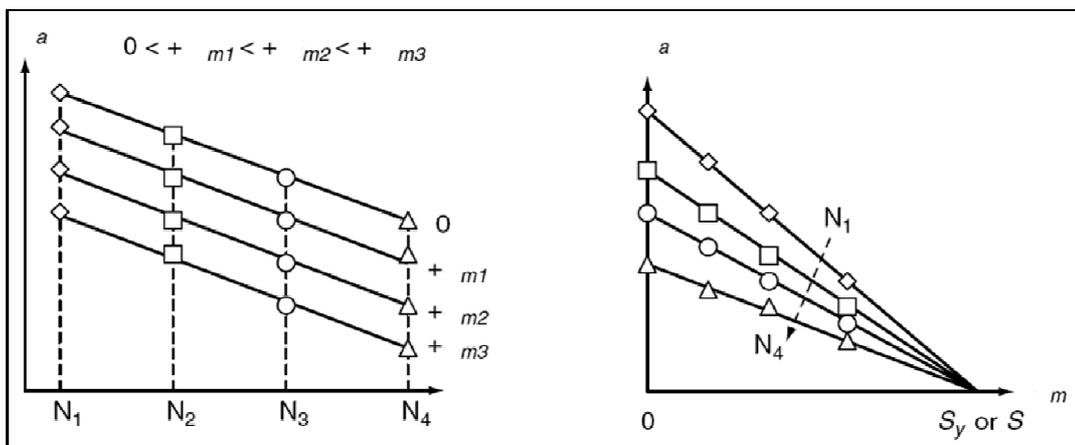


Figura 11: Curva S-N para diferentes níveis de tensão média.

Em geral, as tensões médias de compressão são benéficas, e as de tração, maléficas para a vida à fadiga em uma mesma amplitude de tensão. Tal observação pode ser explicada pelo fato de que as tensões médias de tração favorecem a abertura e conseqüentemente a propagação de trincas, enquanto que as de compressão têm o efeito contrário.

O efeito da tensão média em fadiga pode também ser representado através de diagramas de vida constante. Nestes gráficos, são plotadas diferentes combinações de amplitudes de tensão e tensão média conduzindo a vida à fadiga constante.

2.5 MÉTODOS PARA CALCULAR VIDA USANDO CURVAS S-N

Vários métodos têm sido desenvolvidos para lidar com a variação da amplitude de carregamento, utilizando-se de dados gerados por diversos tipos de testes com amplitude constante. Estes métodos de acumulação de dano podem ser usados em conjunto com outros métodos de análise a fadiga como, por exemplo, métodos de tensão e deformação, para calcular a vida em fadiga do componente analisado.

Tais metodologias apesar de serem genéricas, caracterizam de fato o comportamento real dos componentes mecânicos submetidos a carregamentos de amplitude variável, o que permite a sua divisão em “blocos” de carga. E com os dados destes blocos é possível utilizar duas técnicas: a Regra de Miner, cujo resultado, o “Fator de Dano”, é expresso como uma fração de falha, e a segunda teoria é a “Contagem de Rainflow”, que juntamente com a Regra de Miner será descrita na sequência deste texto. (FADEL, A., 2010).

2.5.1. TEORIA DE ACÚMULO DE DANO

A Teoria de dano linear foi primeiramente proposta por Palmgren em 1924 e desenvolvida por Miner em 1945, conhecida atualmente como *lei de Miner*. E esta lei é baseada no conceito de dano a fadiga. Uma fração de dano, D , é definida como a fração de vida utilizada por um evento ou uma série de eventos e a falha é prevista para ocorrer quando:

$$\sum_{i=1}^I D_i = X \quad [6]$$

onde :

i : Índice de cada conjunto de ciclos de carga aplicada no nível de uma tensão constante S_i .

D_i : fração de dano acumulado durante o ciclo de carregamento no intervalo i a uma tensão constante de nível S .

X : critério de dano (uma constante).

A lei de Dano Linear afirma que a fração de dano em uma dada tensão constante de nível S_i é igual a um número n de ciclos aplicados a esta mesma tensão, dividida pela vida a fadiga (N), conforme a equação 8:

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad [7]$$

onde,

D_i : Fração de dano acumulado durante o ciclo de carregamento de intervalo i a um nível de carregamento S_i .

n_i : Número de ciclos de carga aplicada em um nível de tensão S_i stress constante.

N_i : Vida a fadiga a um nível constante de tensão S_i , obtida a parti de uma curva S-N.

2.5.2. MÉTODO DE CONTAGEM RAINFLOW

O método de contagem *rainflow*, trabalha com ciclos de amplitude constantes de uma história de tempo não uniforme. Este método consiste em decompor uma seqüência irregular de picos e vales, Figura (12), no intuito de transformá-la em blocos de mesma amplitude como mostrado na Figura (13).

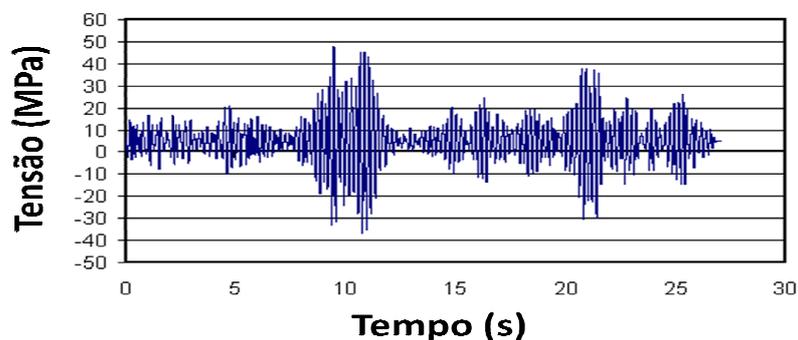


Figura 12: Sequência irregular de picos e vales.

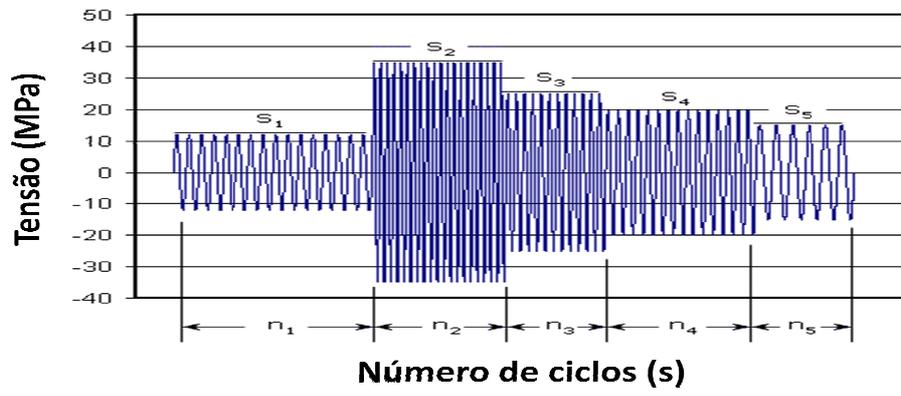


Figura 13: Gráfico representando a separação em ciclos de tensões de mesma amplitude.

3 MODELAGEM DO PINO DE CISLHAMENTO

Neste capítulo é mostrada a modelagem matemática e a estrutura da simulação no pino de cisalhamento, realizada por meio do software comercial ANSYS Workbench®.

3.2 CÁLCULO DOS ESFORÇOS EM TODAS AS BIELAS E MANIVELAS

Para a modelagem matemática utilizou-se o sistema parametrizado mostrado na figura (14) e as equações encontradas pelo GDS no seguinte trabalho, “*Estudo dos esforços mecânicos no anel distribuidor de turbinas hidráulicas do tipo Kaplan*” (Gladys, L., 2008), com o intuito de encontrar a força resultante nos pinos (Equação 8).

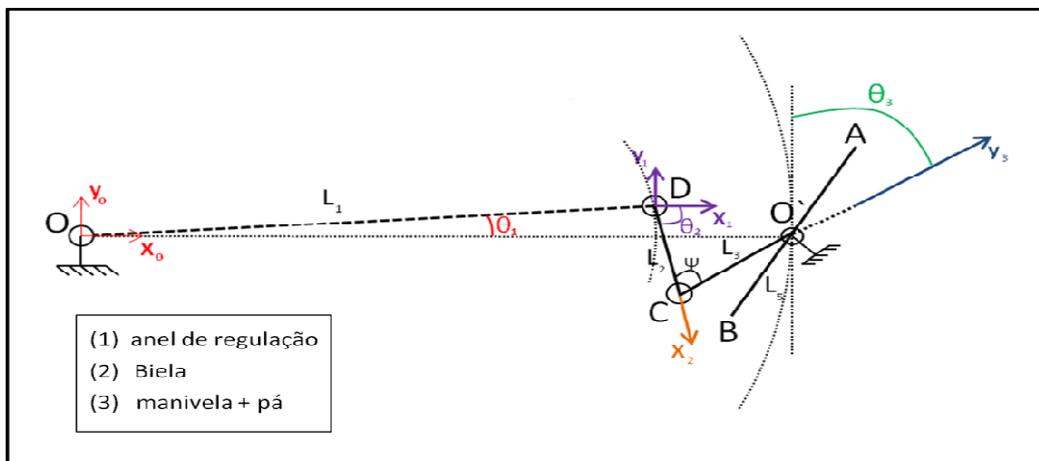


Figura 14: Sistema biela, manivela e pá parametrizadas.

Sabendo que as bielas e as manivelas são idênticas e que o sistema biela-manivela se repetem, todos, a um ângulo de 18 graus. Os ângulos θ_1 e θ_3 mudam em função da pá da turbina, e que serão denotadas por $\theta_{1,i}$ e $\theta_{3,i}$, onde i é o número de pás, já o ângulo θ_2 permanece constante pois não depende do ângulo de abertura da pá, equação 8, e que será usado para calcular a história de carregamento no pino mais solicitado, figura 20.

$$R_i = \frac{-M_i}{l_3 \left(\cos(\theta_{3,i}) \cos(\theta_{1,i} - \theta_2) - \sin(\theta_{3,i}) \sin(\theta_{1,i} - \theta_2) \right)} \quad [8]$$

3.2 MODELOS DE ELEMENTOS FINITOS E ANSYS WORKBENCH

O método de elementos finitos (MEF) é um procedimento numérico que pode ser usado para diversas soluções em vários problemas de engenharia envolvendo análises de tensões, transferência de calor, eletromagnetismo e escoamento de fluidos. Este método consiste em discretizar um meio contínuo em pequenas partes mantendo as mesmas propriedades do meio original. O processo de discretização cria várias sub-regiões no meio, essas regiões são denominadas elementos, esses elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos (não descritos neste trabalho). Os elementos podem possuir diversas geometrias como, tetraedro, hexaedro, octaedro entre outras. Nas extremidades e em pontos definidos de cada elemento se encontram os nós, que dependendo do tipo de elemento possuem certa quantidade de graus de liberdade, e é por esses nós que se conectam os outros elementos, criando assim uma malha bi ou tridimensional que caracteriza o meio inicial.

Em geral, problemas de engenharia se enquadram em problemas físicos definidos por equações diferenciais com um conjunto de limites correspondentes ou condições iniciais. As equações diferenciais são decorrentes de aplicações de leis e princípios da natureza de um sistema ou de um volume de controle. Essa lei em geral rege equações que representam balanço de massa, energia ou força. E quando é possível obter uma solução exata dessas equações, esta detalha o comportamento de um sistema sob um determinado conjunto de soluções.

Desta forma, para a resolução do estudo de caso (pino de cisalhamento da UHE de Coaracy Nunes, versão 9), será utilizado um programa comercial proposto para resolver qualquer problema em elementos finitos, chamado *ANSYS® Workbench*.

Este software de elementos finitos dividi-se, de forma bem simplificada, em três partes:

- Modelagem do sólido – responsável pela criação de um modelo CAD (*computer-aided design*) do problema a ser analisado, e foi onde o desenho do pino de cisalhamento (Figura 1) foi feito;
- Simulação – responsável pela aplicação de cargas, engastes e escolha do material (definição das condições de contorno), além de se especificar o tipo de análise a ser feita. Será nesta etapa que serão feitas as simulações necessárias para a análise do pino de cisalhamento.
- Otimização – responsável em determinar uma melhor otimização para os parâmetros de controle.

3.3 MODELO COMPUTACIONAL

Para a análise que fadiga do pino de cisalhamento foram realizadas as seguintes etapas: i) criação de um modelo CAD; ii) caracterização do material utilizado; iii) geração da malha; iv) aplicação das condições de contorno; v) análise estática; vi) análise de fadiga, como mostrado na figura (15).

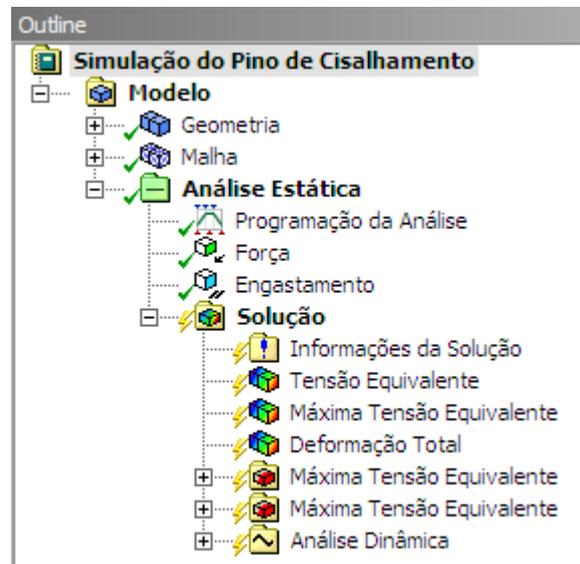


Figura 15: Etapas do modelo numérico.

3.3.1 DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DO MODELO CAD

3.3.1.1 MODELO CAD

Nesta etapa, preferiu-se criar o modelo CAD, usando a o próprio ANSYS® Workbench, por não apenas apresentar uma interface gráfica bastante parecida com outros softwares de projeto facilitando o seu desenvolvimento, como também evitar prováveis problemas relacionados à importação de geometria criado em outros programas como SolidWorks® e CATIA.

Para a criação da geometria, foi feito um *sketch* simplificado, figura (16a) do pino de cisalhamento e em seguida rotacionou-se o mesmo para a geração do sólido, figura (16b).

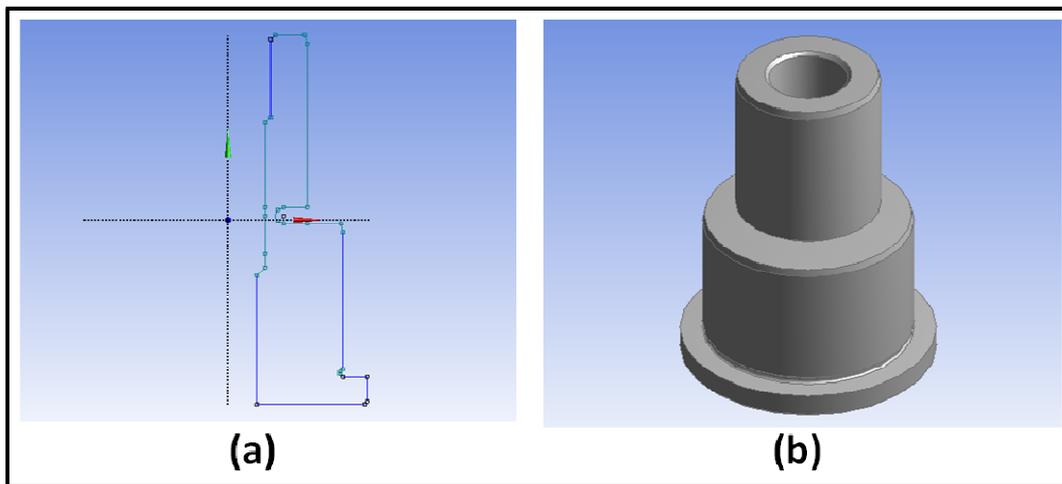


Figura 16: (a) Desenho 2D e (b) Desenho final do pino de cisalhamento.

3.3.1.2 MATERIAL UTILIZADO

O material utilizado no pino de cisalhamento foi o aço inoxidável forjado AISI 410F, e que segundo as especificações técnicas contidas no desenho da versão 9 apresenta as seguintes características mecânicas fornecidas na tabela 1.

Tabela 1: Características mecânicas especificadas em projeto.

Limite de escoamento - S_y (MPa)	440
Limite de resistência à tração - S_{rt} (MPa)	630 à 830
Dureza (HB)	200 à 280

Na tabela 2 são apresentadas as características mecânicas do material após o tratamento térmico.

Tabela 2: Características mecânicas do material após o tratamento térmico

S_y (MPa)	S_{rt} (MPa)
638,9	826,5

Para a estimativa de resistência à fadiga do pino adotou-se a metodologia baseada nos fatores de correção de Marin, na qual, para o pino só foram considerados os fatores de acabamento superficial, de tamanho. Considerando-se que o pino possui uma rugosidade média igual a $1,6\mu\text{m}$ e que a tensão limite de resistência à tração do aço AISI 410 F é igual a 826 MPa, pode se estimar o fator de acabamento superficial da de ordem de 0,75. Com relação ao fator de tamanho, será adotado um valor de 0,87, que é resultado da combinação da

aplicação de esforços cisalhantes em uma seção circular de diâmetro nominal igual a 33 mm. Foi adotado um valor de 0,504 para o fator associado ao tipo de material (Araújo *et al*, 2007).

Obteve-se, assim, um limite de resistência à fadiga igual a 269,82 MPa. A tabela 3 resume as propriedades mecânicas do material do pino de cisalhamento versão 9, que serão usadas neste projeto e a figura (17) mostra a curva S-N do aço AISI 410F utilizado no pino de cisalhamento.

Tabela 3: Resumo das propriedades mecânicas do AISI 410F.

<i>Propriedades mecânicas</i>	<i>Valor (Mpa)</i>
Limite de resistência à tração	826
Tensão de escoamento	638
Limite de resistência à fadiga	269,8

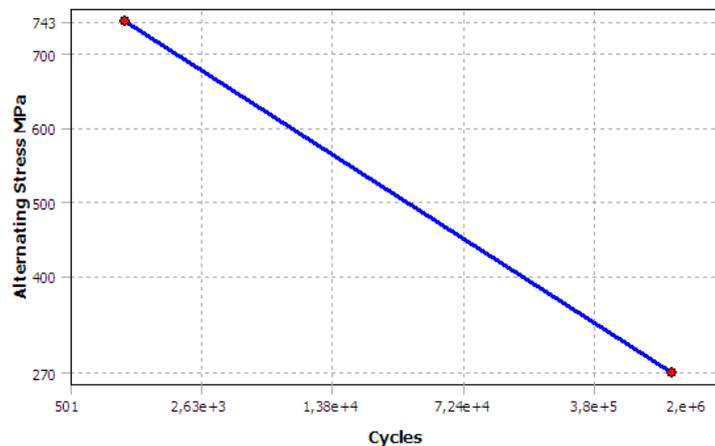
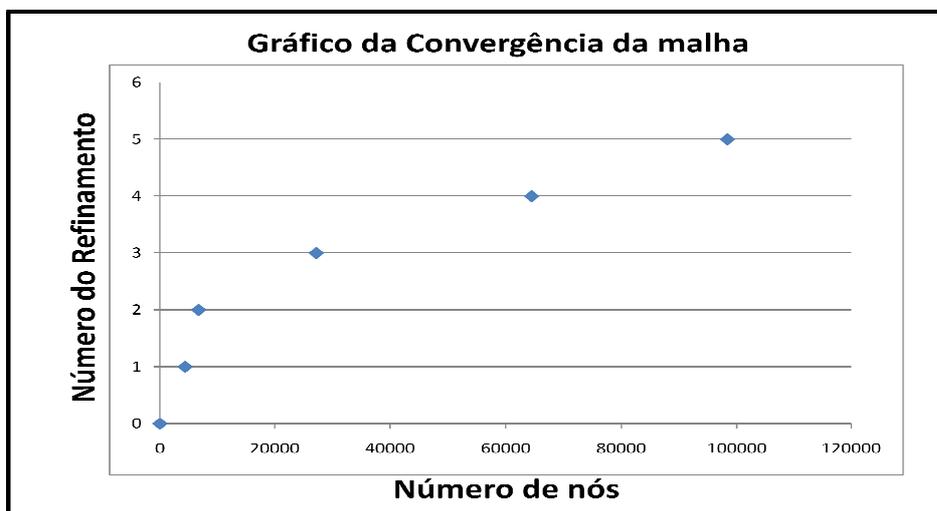


Figura 17: Curva S-N do aço AISI 410F.

3.3.2 GERAÇÃO DA MALHA

Parte importante da modelagem computacional, a geração da malha, está relacionada com a precisão nos resultados obtidos na simulação. Desta forma, foi utilizada uma malha, na qual havia uma quantidade “ótima” de nós e conseqüentemente de elementos, a fim de se obter resultados precisos, sem comprometer o desempenho e velocidade da análise. Encontrando assim, um número igual a 98394 nós. A figura (18) mostra o gráfico da convergência da malha.



Figuras 18: Convergência da malha.

3.3.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para a análise foi selecionado o pino de cisalhamento submetido à maior história de carregamento, de acordo com o equacionamento do item 3.2. Desta maneira, o pino número 9, foi submetido a uma força resultante de 9401,5N em sua parte superior. Além da aplicação da força F, foram aplicadas as restrições de deslocamento em relação a X, Y e Z na parte inferior do pino, como foi mostrado na figura 19.

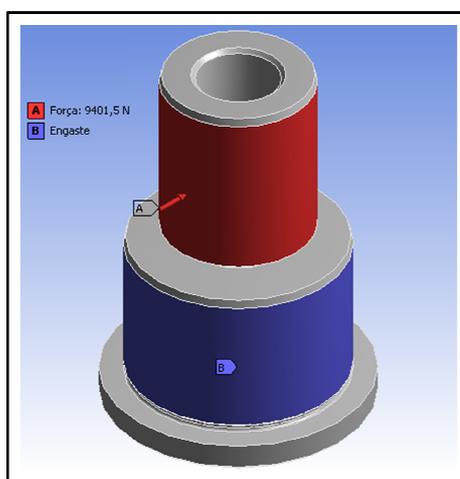


Figura 19: Condições de contorno aplicadas no pino de cisalhamento.

3.3.4 ANÁLISE ESTÁTICA E DINÂMICA DO PINO DE CISALHAMENTO

Na simulação do pino versão 9, foi realizada uma análise estática, simplesmente para a verificação da geometria e obtenção das tensões necessárias para a análise de fadiga.

Em relação à análise dinâmica, pegou-se a história de carregamento (figura 20-a) gerado pela equação 8, e com a verificação de que o carregamento após o ligamento do sistema é cíclico de

amplitude quase constante, ou seja, a amplitude varia muito pouco até o término do de seu funcionamento. Considerou-se a maior amplitude presente no ciclo de seu funcionamento e assim fazendo uma decomposição da historia de carregamento (figura 20-b), pois o que causa o maior dano acumulado no componente não é o longo ciclo mas o fato do sistema entrar ou não em funcionamento.

Utilizou-se o critério de falha por fadiga de Goodman (apenas uma escolha de análise). E assim, simulando o pino de cisalhamento, como o intuito de encontrar o número de ciclos de “vida” e as tensões alternadas equivalentes em uma primeira etapa da simulação, posteriormente com os valores do número de ciclos (finito ou infinito), foram calculados o dano acumulado nos casos estudados: sem presença de carregamento remoto e para os carregamentos remotos de 5, 10 e 15% da força F.

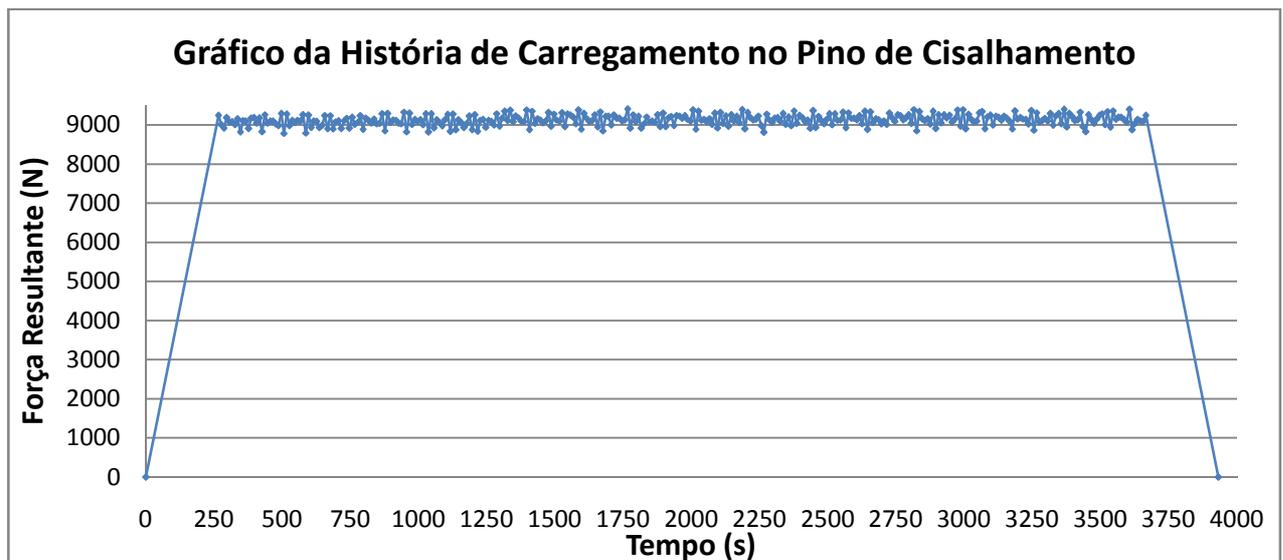


Figura 20-a: Gráfico de uma história de carregamento obtido a partir da equação 8.

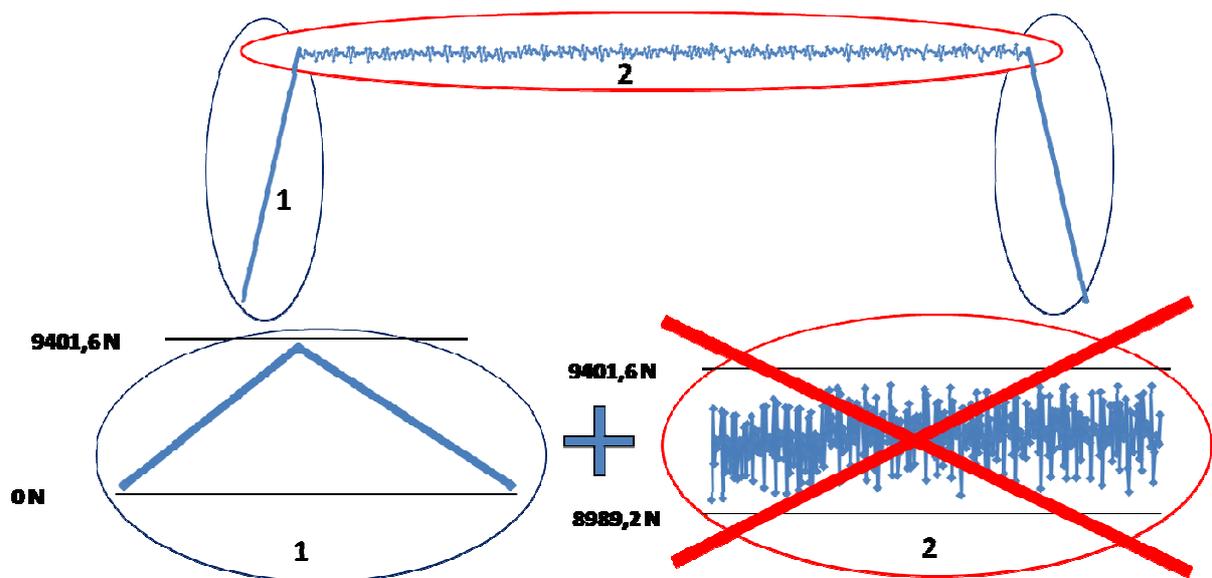


Figura 20-b: Decomposição do gráfico da história de carregamento do pino de cisalhamento.

4 RESULTADOS E ANÁLISES

Este capítulo está voltado para a apresentação dos casos em estudo, juntamente com seus resultados e análises. Os casos estudados são apresentados. Logo em seguida, os resultados obtidos, juntamente com as análises pertinentes.

4.1 RESULTADOS E ANÁLISES

Para a análise de fadiga do pino de cisalhamento versão 9 (nove), baseando-se nas modelagens matemática e computacional mostrados nos capítulos 3 (três) e 4 (quatro), respectivamente, foram definidos 4 (quatro) casos, que são mostrados a seguir. É importante comentar que o a história de carregamento foi “resumida” em apenas um pico de força variando de 0 (zero) a até o valor da força F , conforma mostrado na figura (21), que represente o processo de funcionamento e não funcionamento da turbina hidráulica. Já carregamento aleatório gerado durante o tempo de funcionamento da turbina possui uma amplitude desprezível em relação a esse “liga/desliga” da turbina, fazendo com que tal história não contribua para o acúmulo de dano no pino de cisalhamento.

4.1.1 CASO 1

No caso 1 proposto, considerou-se que o componente de estudo está sendo submetido pura e simplesmente pela força F de módulo igual a 9401,5 N, desconsiderando qualquer carregamento remoto.

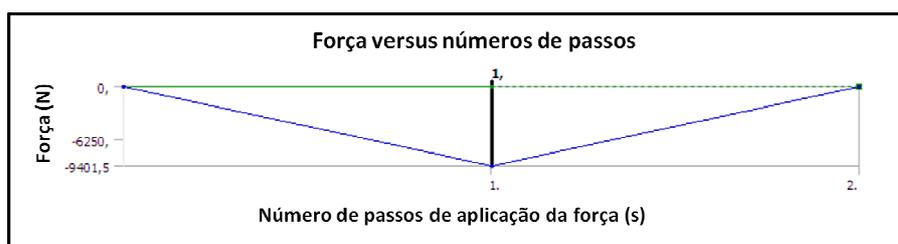


Figura 21: Ilustração do carregamento devido à força F .

4.1.2 CASO 2

No caso 2, foi adicionada a força F um carregamento remoto igual a 470,07 N (5% da força F - figura 22), induzindo um momento igual a 175,80 N.m.

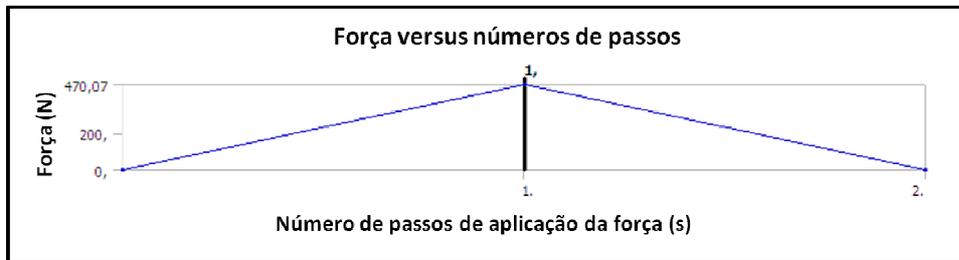


Figura 22: Carregamento remoto de 5% da força F.

4.1.3 CASO 3

No caso 3, foi adicionada a força F um carregamento remoto igual a 940,15 N (10% da força F - figura 23), induzindo um momento igual a 351,6 N.m.

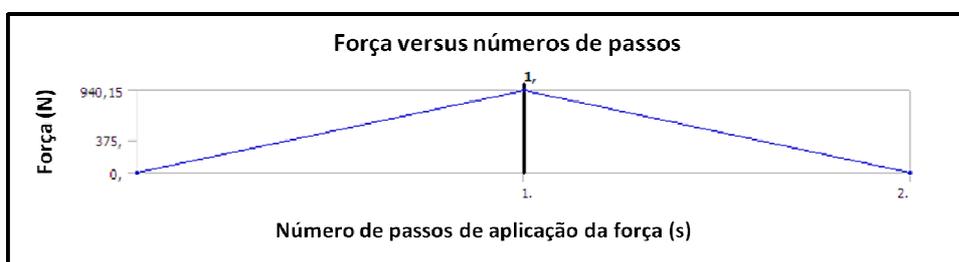


Figura 23: Carregamento remoto de 10% da força F.

4.1.4 CASO 4

No caso 4, foi adicionada a força F um carregamento remoto igual a 1410,2 N (15% da força F - figura 24), induzindo um momento igual a 527,42 N.m.

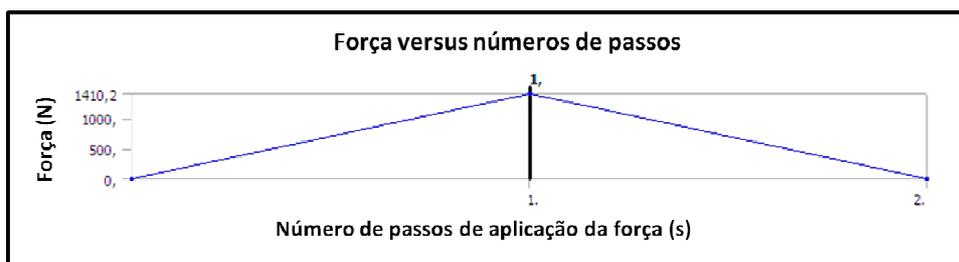


Figura 24: Carregamento remoto de 15% da força F.

4.2 RESULTADOS E ANÁLISES DO CASO 1

Sendo o pino de cisalhamento um importante componente do anel distribuidor da turbina hidráulica, considerado um fusível mecânico de tal forma que evita sobre cargas no sistema, este foi

submetido à força F, conforme o item 5.1.1 simulando a condição de operação adequada (como por exemplo, alinhamento do sistema).

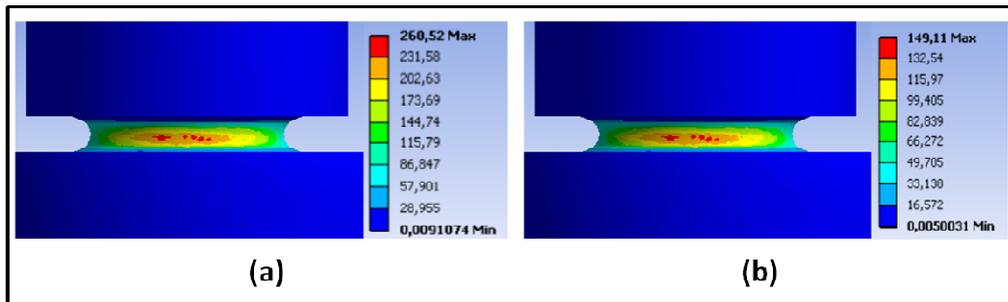


Figura 25: (a) Tensão de *von Mises* e (b) Tensão Cisalhantes Máxima.

A figura (25) mostra os valores encontrados para as tensões de *von Mises* e cisalhante máxima devido a força F. Analisando a figura em questão, percebe-se que o valor da tensão equivalente de *von Mises* assume um valor menor do que o limite de resistência à fadiga e igual a 260,52 MPa, caracterizando uma vida infinita ($>10^6$ – figura 6) para o pino de cisalhamento.

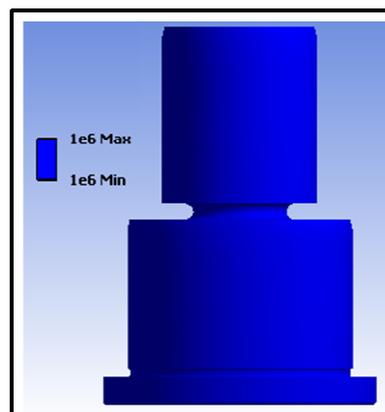


Figura 26: Número de ciclos de vida do pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a zero.

4.3 RESULTADOS E ANÁLISES DO CASO 2

Como no caso anterior, a figura (27) mostra os valores encontrados para as tensões de *von Mises* e cisalhante máxima devido a força F, encontrando respectivamente, os valores de 457,79 e 261,41 MPa, percebendo um aumento significativo no valor da tensão equivalente de *von Mises*, assumindo um valor maior do que o limite de resistência a fadiga, fazendo com que o pino passe a ter uma vida finita e igual a 505140 ciclos, figura (28).

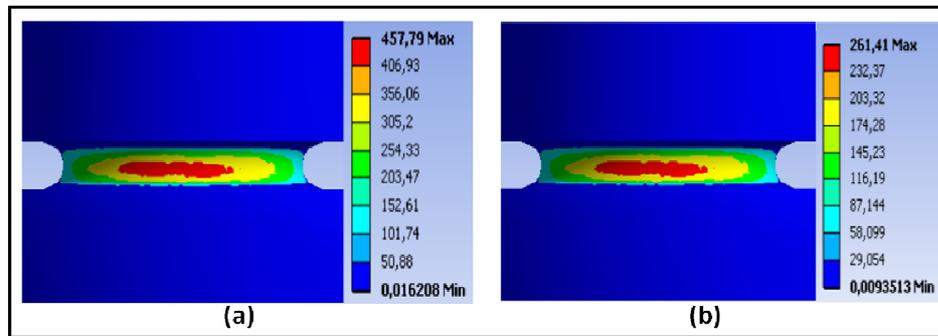


Figura 27: (a) Tensão de *von Mises* e (b) Tensão Cisalhantes Máxima – Carregamento remoto igual a 5% de força F.

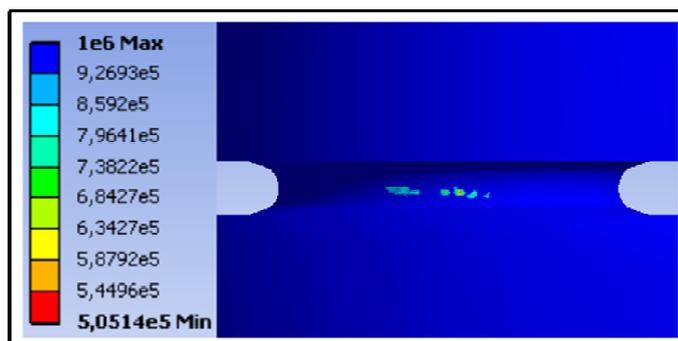


Figura 28: Número de ciclos de vida do pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 5% de F.

Utilizando o valor da vida finita encontrado para o cálculo do dano, encontram-se os seguintes valores, figura (29).

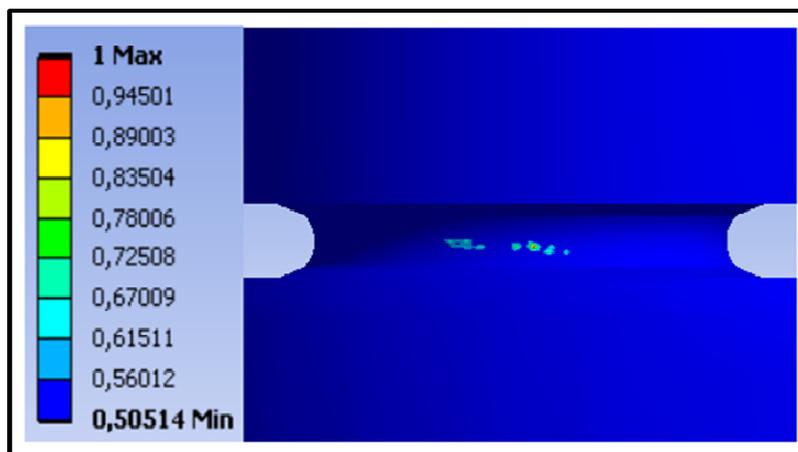


Figura 29: Dano gerado no pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 5% de F.

4.4 RESULTADOS E ANÁLISES DO CASO 3

De forma análoga, a figura (30) mostra os valores encontrados para as tensões de *von Mises* e cisalhante máxima devido a força F, encontrando respectivamente, os valores de 615,2 e 353,96 MPa,

percebendo uma aumento significativo no valor da tensão de equivalente de *von Mises*, assumindo uma valor maior do que o limite de resistência a fadiga, fazendo com que o pino passe a ter uma vida finita e igual a 40225 ciclos, figura (31).

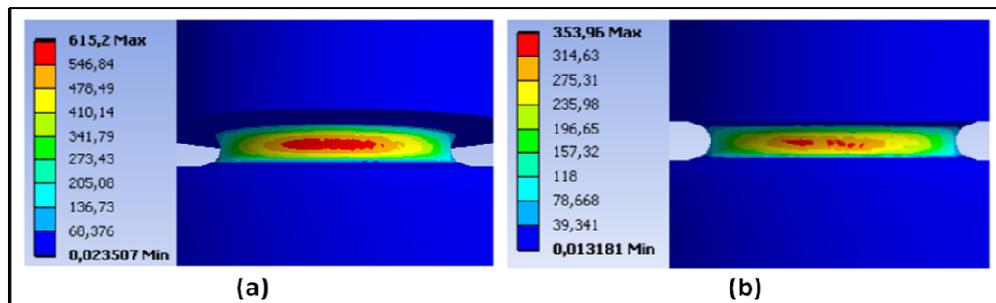


Figura 30: (a) Tensão de *von Mises* e (b) Tensão Cisalhantes Máxima – Carregamento remoto igual a 10% de força F.

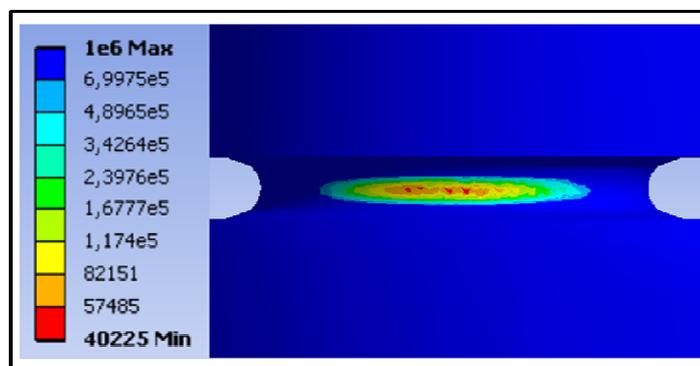


Figura 31: Número de ciclos de vida do pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 10% de F.

Utilizando o valor da vida finita encontrado para o cálculo do dano, encontrando os seguintes valores, figura (32).

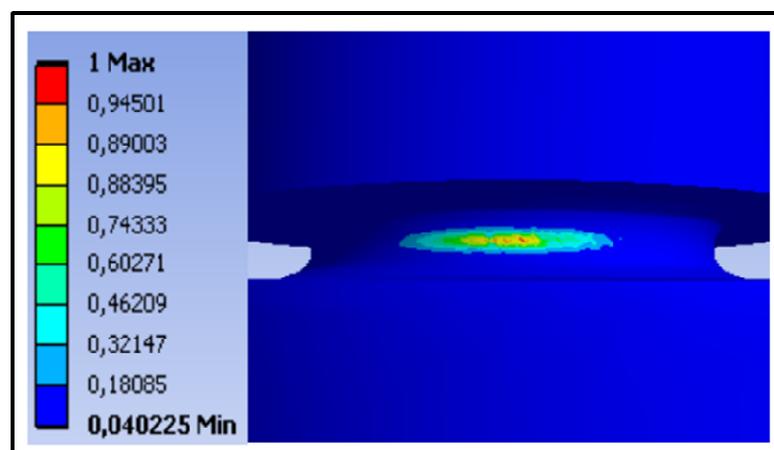


Figura 32: Dano gerado no pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 10% de F.

4.5 RESULTADOS E ANÁLISES DO CASO 4

E por fim, para do caso 4, a figura (33) mostra os valores encontrados para as tensões de *von Mises* e cisalhante máxima devido a força F, encontrando respectivamente, os valores de 773,52 e 446,52 MPa, percebendo uma aumento significativo no valor da tensão de equivalente de *von Mises*, assumindo uma valor maior do que o limite de resistência a fadiga, fazendo com que o pino passe a ter uma vida finita e igual a 1264,6 ciclos, figura (14).

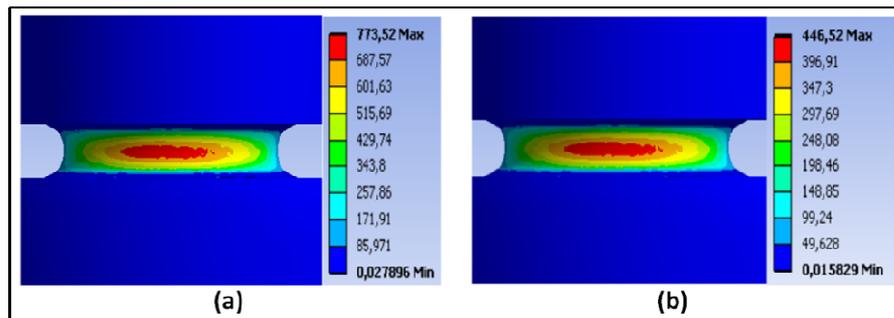


Figura 33: (a) Tensão de *von Mises* e (b) Tensão Cisalhantes Máxima – Carregamento remoto igual a 15% de força F.

Utilizando o valor da vida finita encontrado para o cálculo do dano, encontrando os seguintes valores, figura (34).

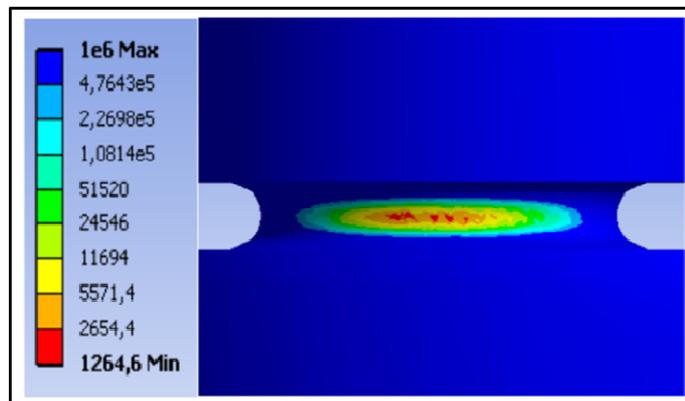


Figura 34: Número de ciclos de vida do pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 15% de F.

Utilizando o valor da vida finita encontrado para o cálculo do dano, encontrando os seguintes valores, figura (35).

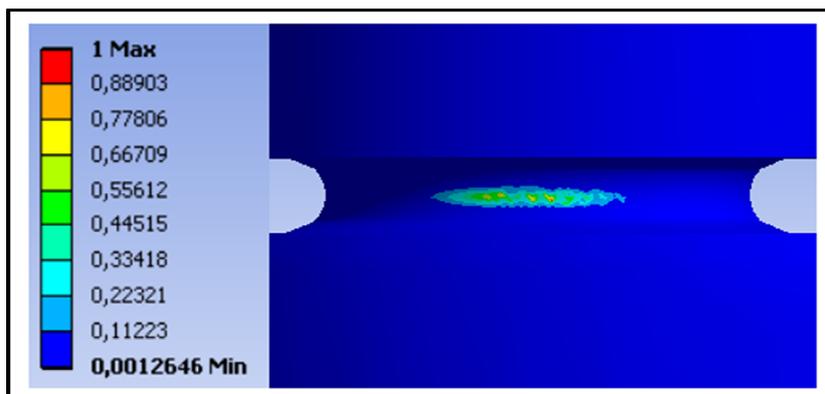


Figura 35: Dano gerado no pino de cisalhamento - Carregamento remoto igual a 15% de F.

5 CONCLUSÕES FINAIS

A proposta deste projeto consiste nas causas da ruptura precoce do pino de cisalhamento versão 9 da turbina da usina Coaracy Nunes, elaborando uma metodologia de análise para o componente de estudo através da análise de fadiga, acúmulo de dano e rainflow.

Percebeu-se que quando submetido somente a força F de 9401,5 N, o pino de cisalhamento não falha, possuindo assim, uma vida infinita ($>10^6$ ciclos).

No entanto, quando o mesmo era submetido a condições não ideais de funcionamento (carregamentos remotos), sua tensão de *von Mises* se elevava de maneira considerável, variando de 457,79 até 773,52 N (com carregamentos remotos de 5% e 15%), diminuindo e muita a durabilidade do pino de cisalhamento, podendo chegar a uma vida mínima de 1264,6 ciclos.

Desta maneira, tornou-se um pouco mais evidente que a projeto mecânico do pino versão 9 está de acordo com as especificações técnicas, valendo ressaltar pelos valores obtidos que mesmo não está bem dimensionado para possíveis problemas de desalinhamento, vibrações inapropriadas (Gladys, L., 2008).

Quanto à análise de rainflow, como pode se perceber não foi feito, pois apesar do programa comercial ANSYS® *Workbench*, mencionar tal análise, está não é possível de ser feita. Inicialmente, tentou-se utilizar e fazer da forma que o programa sugeria, no entanto o ANSYS® apresenta apenas carregamentos pré-definidos e estes não podiam ser utilizado para o caso específico e não se conseguiu criar uma história de carregamento para este caso particular.

Após muitos esforços e tentativas, decidiu-se finalmente contactar a assistência técnica do ANSYS® *Workbench*, mas também sem resultado, inicialmente eles falaram que iriam ajudar na solução do problema, mas depois de duas semanas sem resposta, tentei contactá-los uma segunda vez e ao invés da solução do problema em questão, eles falaram que o grupo de mecânica dos sólidos do Departamento de Mecânica, da Universidade de Brasília estavam com a licença expirada. O que me pareceu bastante estranho, pois em trabalhos paralelos havia um estudante de mestrado Giovanni Morais Teixeira e funcionário da ANSYS® *BRASIL* auxiliando tais projetos.

Logo, para trabalhos futuros, pretende-se verificar situações que geram condições de funcionamento não ideais e propor possíveis soluções de projeto do pino de cisalhamento para tais condições de desalinhamento e também um maior aprofundamento na abordagem da análise de fadiga.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

ASTM. *E 1150-87: Standard Definitions of Terms Relating to fatigue*. West Canshohocken (Pennsylvania), Estados Unidos da America, 1998.

BERMANN, C. *Impasses and controversies of hydroelectricity. Estudos Avançados*. Instituto de Estudos Avançados da Universidade de São Paulo, vol. 21, no. 59. São Paulo, 2009.

FADEL, A. A. *Avaliação do efeito de tracionamento em elevados níveis de EDS sobre a resistência em fadiga do condutor IBIS (CAA 387,5 MCM)*. Brasília, 2010.

FERREIRA, J. L., & Henriques, A. M. *Análise de falha de pino de cisalhamento em aço inoxidável martensítico ASTM 410F*. Brasília, 2007.

HIBELER, R. C. *Resistência dos Materiais*; tradução Joaquim Pinheiro Nunes; revisão técnica Wilson Carlos da Silva. São Paulo: Prentice Hall, 2004.

LACEMON, G. *Études des efforts méquiniques dans les anneaux distributeurs de turbines hydrauliques de type kaplan*. Brasília: Universidade de Brasília, 2008.

MATSUDA, R. J. *Análise de fadiga de materiais dúcteis através de uma formulação localmente acoplada da mecânica do dano contínuo*. 2008.

MORAES, J. d. *Análise de tensões no pino de cisalhamento do anel de regulação da unidade 1 da usina Coaracy Nunes*. Brasília: Universidade de Brasília, 2007.

NORTON, R. (2º Ed.). *Projeto de Máquinas*. Editora Bookman.

PAPADOPOULOS, I. V. *Comparative Study of Multiaxial High-Cycle Fatigue Criteria for Metals*. *International Journal of Fatigue*: Vol. 19 N° 3, pág. 219-235.

VALENTE, T. V. *Identificação das condições de Falha por fadiga em materiais usados na fabricação de pás de turbinas hidráulicas*. Brasília: Universidade de Brasília, 2009.

SITES

<http://www.eln.gov.br/opencms/opencms/>, acessado em 2/8/2011 às 13h00

http://pt.wikipedia.org/wiki/De_Havilland_Comet, acessado em 2/8/2011 às 13h06.

[http://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_\(material\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_(material)), acessado em 2/8/2011 às 13h13.

ANEXOS

	Pág.	
Anexo I	Cronologia dos acontecimentos históricos relacionados à falha por fadiga	34
Anexo II	Resultados da análise dinâmica do anel de regulação	36

ANEXO I: Cronologia dos acontecimentos históricos relacionados à falha por fadiga.

Ano	Pesquisador	Evento ou Realização
1829	Albert	Primeiro a documentar uma falha devido a cargas repetidas.
1837	Rankine	Discutiu a teoria da cristalização da fadiga.
1839	Poncelet	Primeiro a utilizar o termo fadiga.
1849	Stephenson	Discutiu a responsabilidade do produto associada às falhas por fadiga em eixos ferroviários.
1850	Braithwaite	Primeiro a utilizar o termo fadiga em publicação de língua inglesa e também discutiu a teoria da cristalização da fadiga.
1864	Fairbairn	Relatou os primeiros experimentos com cargas repetidas.
1871	Wöhler	Publicou os resultados de 20 anos de pesquisas sobre falhas em eixos, desenvolveu os ensaios de flexão rotativa e o diagrama S-N e definiu o limite de fadiga.
1871	Baschinger	Desenvolveu um extensômetro com espelho com uma sensibilidade igual a 10^{-6} e estudou a tensão-deformação inelástica.
1886	Baschinger	Propôs um “limite elástico natural” cíclico abaixo onde nunca ocorreria fadiga.
1903	Ewing / Humfrey	Descobriram linhas de deslizamento, trincas de fadiga e o crescimento da trinca até falha, mostrando os erros da teoria da cristalização na fadiga.
1910	Bairstow	Verificou a teoria do limite elástico natural de Bauschinger e o limite de fadiga de Wöhler.
1910	Basquim	Desenvolveu a lei exponencial para testes de fadiga.
1915	Smith / Wedgewood	Separaram a componente cíclica de deformação plástica da deformação plástica total.
1921	Griffith	Desenvolveu um critério de falha e relaciona a fadiga ao crescimento da trinca.
1927	Moore / Kommers	Quantificaram os dados de fadiga de alto-ciclo para diversos materiais em “A Fadiga dos Metais”.
1930	Goodman / Soderberg	Determinaram de forma independente a influência das tensões médias na fadiga.
1937	Neuber	Publicou a equação de Neuber sobre concentração de tensão em entalhes (tradução inglesa em 1946).
1953	Peterson	Publicou “Fatores da Concentração de Tensão para Projeto”, considerando a presença dos entalhes.
1955	Coffin / Manson	Publicaram, de forma independente, a lei de fadiga de baixo-ciclo baseada na deformação específica (lei de Coffin-Manson).
1961	Paris	Publicou a lei da mecânica da fratura de Paris com o crescimento de trincas na fadiga.
1973	Hashin e Rotem / Sims e Brogdon (1977)	Preveram a fadiga de um compósito submetido a uma condição uniaxial de carregamento em diferentes direções.

1990	Ellyin e El Kadi	Demonstraram que a origem da densidade energética pode ser utilizada como um critério de fadiga.
1994	Ellyin e Fawaz	Modelo capaz de prever a vida de fadiga dos materiais estabelecendo-se diferentes direções.
1999	Philippidis e Vassilopoulos	Mostrou que o modelo de Ellyin e Fawaz é muito sensível à linha de referência e os previsíveis resultados deste modelo não são adequados para cilindros.
2001	Plumtree e Gheng	Desenvolveram um novo modelo de fadiga para compósitos que seja independente do nível de tensão.
2001	Plumtree e Petermann	Apresentaram um outro critério para a vida em fadiga para simulação de compósitos. *Ambos os modelos de Plumtree não foram capazes de prever a vida em fadiga dos carregamentos de compósitos unidirecionais na direção da fibra.
2004	Kawai	Modelo de previsão da vida em fadiga sob uma camada ortotrópica em níveis positivos e negativos de stress e de direções arbitrárias.
2006	M.M. Shokrieh e F. Taheri-Behrooz	Este critério da falha em fadiga proporciona a capacidade de previsão de vida em fadiga para uma camada ortotrópica sob tensão-tensão e compressão-compressão de carregamento de fadiga com ângulos arbitrários das fibras.

<i>Pá i</i>	<i>Theta 1 (rad)</i> $\theta_{1,i}$	<i>Theta2 (rad)</i> θ_2	<i>Theta3 (rad)</i> $\theta_{3,i}$	<i>Momento</i> M_i (N.m)	R_i (N)
1	0,064842624	1,4039584	1,0421228	1799,68	-4182,395188
2	0,379002624	1,4039584	0,7279628	2756,81	-6406,732796
3	0,693162624	1,4039584	0,4138028	2832,91	-6583,586611
4	1,007322624	1,4039584	0,0996428	3713,61	-8630,303495
5	1,321482624	1,4039584	-0,2145172	2135,73	-4963,363973
6	1,635642624	1,4039584	-0,5286772	-3261,28	7579,10394
7	1,949802624	1,4039584	-0,8428372	2076,52	-4825,761944
8	2,263962624	1,4039584	-1,1569972	3904,04	-9072,856347
9	2,578122624	1,4039584	-1,4711572	4045,44	-9401,465143
10	2,892282624	1,4039584	-1,7853172	3842,87	-8930,699344
11	3,206442624	1,4039584	-2,0994772	3152,9	-7327,232502
12	3,520602624	1,4039584	-2,4136372	3577,22	-8313,337768
13	3,834762624	1,4039584	-2,7277972	2519,36	-5854,907062
14	4,148922624	1,4039584	-3,0419572	3274,97	-7610,919035
15	4,463082624	1,4039584	-3,3561172	1939,01	-4506,193375
16	4,777242624	1,4039584	-3,6702772	3108,46	-7223,955451
17	5,091402624	1,4039584	-3,9844372	1164,8	-2706,955634
18	5,405562624	1,4039584	-4,2985972	2914,59	-6773,408156
19	5,719722624	1,4039584	-4,6127572	569,32	-1323,080341
20	6,033882624	1,4039584	-4,9269172	2386,5	-5546,144935