



EFEITO DA CARGA DE PROVA NA CURVA DE FADIGA DO GANCHO DE  
ANCORAGEM PARA CONEXÃO REMOTA EM AMARRAS DE FUNDO

Renato d'Andréa Vale

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Metalúrgica e de Materiais, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Metalúrgica e de Materiais.

Orientadores: Fernando Luiz Bastian

Enrique Mariano Castrodeza

Rio de Janeiro  
Dezembro de 2011

EFEITO DA CARGA DE PROVA NA CURVA DE FADIGA DO GANCHO DE  
ANCORAGEM PARA CONEXÃO REMOTA EM AMARRAS DE FUNDO

Renato d'Andréa Vale

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO  
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA  
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE  
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE  
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA METALÚRGICA E DE MATERIAIS.

Examinada por:

---

Prof. Fernando Luiz Bastian, Ph.D.

---

Prof. Enrique Mariano Castrodeza, D. Sc.

---

Dr. José Carlos Lima de Almeida, D. Sc.

---

Prof. Gilberto Bruno Ellwanger, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL  
DEZEMBRO DE 2011

Vale, Renato d'Andréa

Efeito da Carga de Prova na Curva de Fadiga do Gancho de Ancoragem para Conexão Remota em Amarras de Fundo / Renato d'Andréa Vale – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2011.

IX, 108 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Fernando Luiz Bastian

Enrique Mariano Castrodeza

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, 2011.

Referências Bibliográficas: p. 105-108.

1. Fadiga de Metais. 2. Efeito da Carga de Prova na Fadiga. 3. Curva de Fadiga. I. Bastian, Fernando Luiz. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Metalúrgica e de Materiais. III. Título.

*À minha família  
pelo amor, educação e carinho.*

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais Arnaldo e Estela pela educação, amor e paciência que sempre demonstraram.

Aos meus orientadores Fernando Luiz Bastian e Enrique Mariano Castrodeza, pela oportunidade que me foi dada, amizade, ensinamentos e orientação.

Aos colegas José Carlos Lima de Almeida, Ronaldo Rosa Rossi e Ricardo Célio Freire Gonçalves pelas orientações e incentivo.

Aos amigos do Laboratório de Ensaios Mecânicos do Centro de Pesquisas da Petrobras, Almir, Chiapim, Accácio, Daniel, Benedito e Edílson pela ajuda na realização dos ensaios mecânicos e pela amizade.

À Petrobras por propiciar a oportunidade de realização deste trabalho.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

EFEITO DA CARGA DE PROVA NA CURVA DE FADIGA DO GANCHO DE  
ANCORAGEM PARA CONEXÃO REMOTA EM AMARRAS DE FUNDO

Renato d'Ándrea Vale

Dezembro/2011

Orientadores: Fernando Luiz Bastian

Enrique Mariano Castrodeza

Programa: Engenharia Metalúrgica e de Materiais

Este estudo tem por objetivo mostrar e explicar o efeito do *proof load* na vida à fadiga do gancho KS, levantando para isso a curva de fadiga deste dispositivo entre os níveis de amplitude de carregamento de 12 a 27,5% do MBL (*Minimum Break Load*), com uma carga média de 20% do MBL. Estes níveis de carregamento foram escolhidos pois são os níveis usualmente praticados nas condições normais de trabalho do gancho analisado. Para o alcance deste objetivo, foram utilizados três ganchos para cada um dos quatro níveis de carga do ensaio. Para a realização do ensaio de fadiga não foi aplicado o *proof load* em apenas um gancho, que foi testado em sua condição original de fabricação, e serviu para comparação e verificação do efeito do *proof load* aplicado. A utilização da curva específica do gancho KS pode promover um aumento no intervalo de tempo de inspeção das linhas de ancoragem, minimizando o manuseio das mesmas que, além de ser um procedimento caro, existe uma grande probabilidade de introdução de descontinuidades nos elementos das linhas durante a execução da inspeção. Alguns ganchos foram instrumentados com extensômetros, e os resultados dos testes experimentais foram comparados com o estudo teórico de elementos finitos realizados previamente.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

THE PROOF LOAD EFFECT ON FATIGUE CURVE OF A HOOK FOR REMOTE  
CONNECTION OF BOTTOM CHAIN MOORING

Renato d'Andréa Vale

December/2011

Advisors: Fernando Luiz Bastian

Enrique Mariano Castrodeza

Department: Materials and Metalurgical Engineering

This dissertation aimed to show and explain the proof load effect on KS hook fatigue life, collecting data to obtain the fatigue curve of this device between loading levels from 12 to 27.5% of MBL (Minimum Break Load), with an average load of 20% of MBL. These levels were chosen because KS hooks are usually loaded at these levels in the normal work. To achieve this goal, three hooks were used for each of the four levels of test load. To perform the fatigue tests the proof load was not applied in only one hook, which was tested in its original manufacturing condition, and served for comparison and verification of the proof load effect applied. The use of the specific curve of the KS Hook can promote an increase in the time interval for inspection of mooring lines, minimizing their handling which, besides being an expensive procedure, puts a high probability of introducing discontinuities in the elements of the lines during the implementation of the inspection. Some hooks were instrumented with strain gauges, and test results were compared with the theoretical study of finite elements modeling previously done.

# SUMÁRIO

<b>Capítulo I - Introdução</b> .....	1
1.1 Motivação .....	4
1.2 Breve Histórico .....	5
1.2.1 Classificação Geral para os Vários Sistemas Flutuantes .....	8
1.2.1.1 Quanto às restrições impostas à unidade .....	8
1.2.1.2 Quanto à geometria dos elementos de restauração .....	11
1.2.1.3 Quanto à operação do sistema .....	15
1.2.1.4 Quanto à permanência do sistema .....	15
1.2.2 Gancho KS .....	16
1.3 Objetivos .....	24
<b>Capítulo II - Revisão da Literatura</b> .....	25
2.1 Fadiga .....	25
2.1.1 Introdução .....	25
2.1.2 Definição .....	26
2.1.3 Tipos de Tensões Cíclicas .....	29
2.1.4 Vida à Fadiga .....	31
2.1.5 Natureza Estatística da Fadiga .....	34
2.1.6 Efeito da Tensão Média na Fadiga .....	34
2.1.7 Efeito de Concentradores de Tensões na Fadiga .....	36
2.1.8 Efeito do Tamanho .....	39
2.1.9 Flutuação de Tensões e Dano Acumulado .....	41
2.1.10 Iniciação da Trinca de Fadiga .....	43
2.1.11 Propagação da Trinca de Fadiga .....	50
2.1.12 Efeito da Superfície na Fadiga .....	53
2.1.13 Efeito do <i>Proof Load</i> .....	58
2.1.14 Relaxamento de Tensões Residuais por Carregamento Cíclico .....	66
<b>Capítulo III - Desenvolvimento Experimental</b> .....	69
3.1 Descrição .....	77
3.2 Dados do Modelo de Gancho KS Reduzido .....	78
3.3 Análise por Elementos Finitos do Gancho KS12 .....	79
3.4 Procedimento de Ensaio de Fadiga do Gancho KS12 .....	82
3.5 Resultados .....	85

3.5.1 Número de Ciclos Obtidos e Características da Fratura .....	85
3.5.2 Ensaios Complementares .....	93
3.5.3 Curva de Fadiga .....	102
<b>Capítulo IV - Conclusões</b> .....	<b>104</b>
<b>Referências Bibliográficas</b> .....	<b>105</b>

# Capítulo I

## Introdução

Define-se como um sistema de ancoragem, um conjunto de elementos capazes de manter uma unidade flutuante em uma posição de equilíbrio sem auxílio de posicionamento dinâmico. Normalmente, um sistema de ancoragem é composto por um conjunto de linhas, sendo cada linha composta de um ponto fixo no solo marinho (âncora ou estaca) e elementos que conectam este ponto à unidade. Estes elementos de ligação são compostos de uma combinação de amarras, cabos de aço e/ou cabos de poliéster [1].

Segundo COSTA e GONÇALVES [2], apesar dos sistemas de ancoragem serem projetados com fatores de segurança e redundância, geralmente, para suportar toda a vida de projeto da unidade marítima na locação, é necessário inspecionar periodicamente suas linhas, para garantir a integridade dos elementos que as compõem. A inspeção das linhas é também uma exigência das Sociedades Classificadoras, para manutenção do Certificado de Classe da unidade, considerado imprescindível para a licença de operação fornecida pelas autoridades ambientais.

Os critérios de inspeção adotados pelas Sociedades Classificadoras, que determinam a inspeção de todas as linhas do sistema a cada 5 (cinco) anos, são adequados para unidades marítimas móveis, usadas na perfuração e completação de poços. Estas permanecem ancoradas na mesma posição por períodos da ordem de meses. Neste caso, é, portanto, fácil ter acesso aos elementos do sistema a bordo das embarcações de manuseio, cumprindo-se assim os requisitos das Sociedades Classificadoras.

Quando se passa a considerar unidades marítimas de produção, capazes de suportar uma planta de processo para 180 mil barris de petróleo por dia, permanecendo no mesmo local por 20 anos, em média, com as linhas de ancoragem projetadas para resistir à corrosão e fadiga e trabalharem todo este tempo, os requisitos são muito mais específicos e rigorosos.

Para tanto, planos de inspeção são desenvolvidos individualmente para cada unidade marítima e apresentados para aprovação da Sociedade Classificadora. Quando há ocorrência de anormalidades, o plano deve ser analisado para verificar a necessidade de inclusão de novas tarefas ou alteração da periodicidade.

Os planos de inspeção procuram sempre minimizar o manuseio das linhas para inspeção pois, além de ser um procedimento caro, experiências mostram que é alta a probabilidade de introdução de discontinuidades nos elementos das linhas de ancoragem durante a execução da inspeção.

As formas de evitar a retirada de linhas para inspeção são:

- Uso de inspeções por ROV (*Remotely Operated Vehicle*);
- Introdução de corpos de prova na linha;
- Super dimensionamento de alguns elementos.

A grande vantagem do uso de ROV é a possibilidade de inspecionar todas as linhas do sistema rapidamente e a um custo menor do que a remoção de uma única linha. Por outro lado, por ser uma inspeção visual, fica-se limitado à detecção de discontinuidades externas e de grandes dimensões.

Os corpos de prova são componentes provisórios do sistema, com as mesmas características de um determinado elemento permanente. Eles são removidos periodicamente para uma avaliação indireta dos danos acumulados nos elementos que permanecem instalados. Esta avaliação dos danos acumulados permite fazer uma previsão da vida da linha. Por outro lado, a utilização de corpos de prova (Figura 1.1) diminui a confiabilidade do sistema de ancoragem, uma vez que a sua instalação aumenta o número de acessórios e o comprimento menor do corpo de prova é mais susceptível a falha, já que o mesmo apresenta um alto grau de concentração de tensão sem o devido balanceamento devido à sua pequena dimensão.

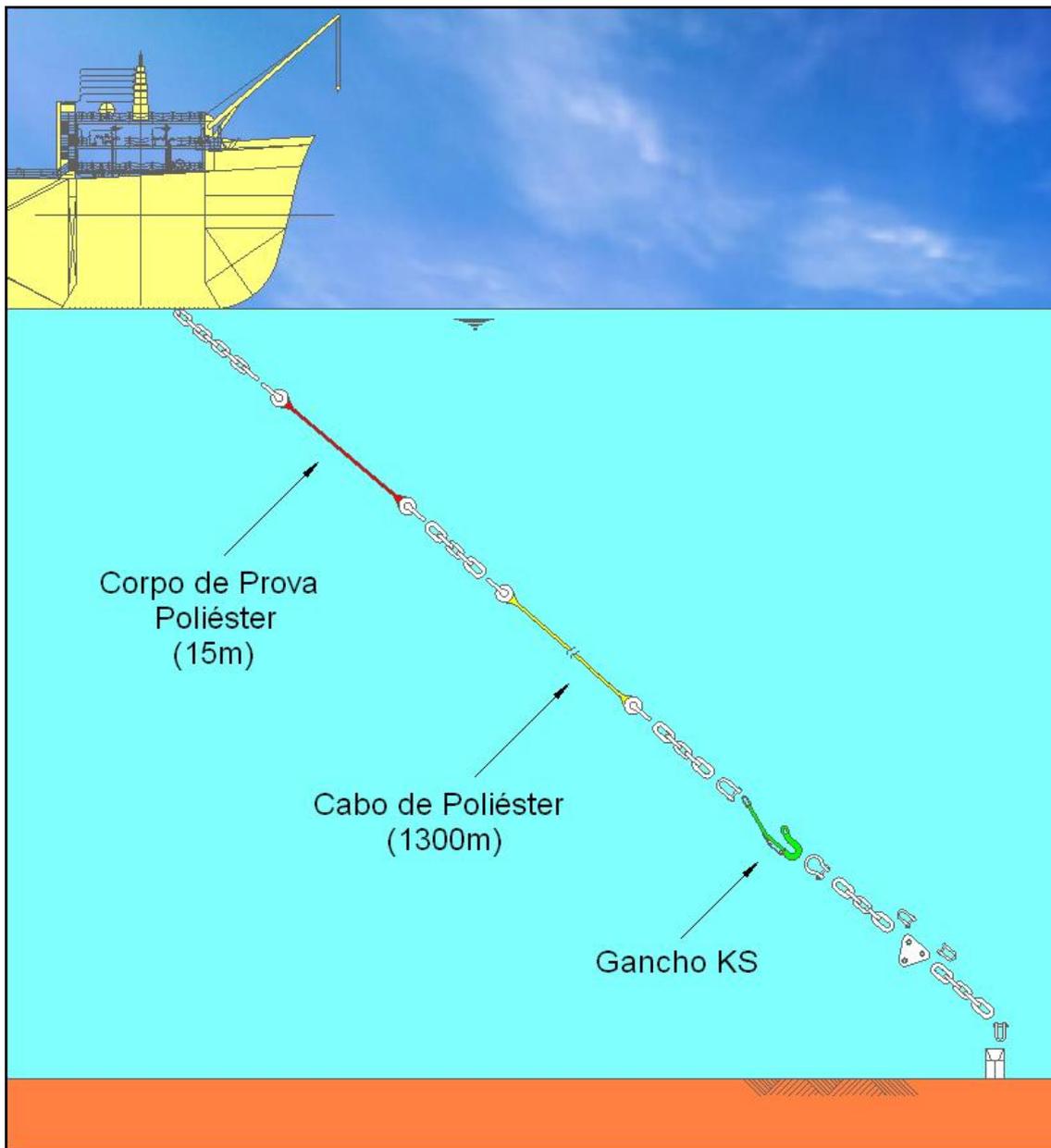


Figura 1.1 – Corpo de prova de poliéster.

O super dimensionamento, por razões técnicas (excesso de peso) e econômicas, só pode ser adotado em pequenos trechos dos elementos. Normalmente, escolhe-se o trecho enterrado para adoção desta técnica, instalando um dispositivo de conexão e desconexão submarino (gancho KS, por exemplo) em um ponto logo acima do afloramento da linha de ancoragem no solo marinho.

As amarras, assim como os cabos de aço, devem ser inspecionadas por amostragem, em intervalos de tempo pré-definidos. As inspeções e os critérios de aceitação adotados são os estabelecidos em normas e padrões reconhecidos.

## 1.1 Motivação

De acordo com COSTA e GONÇALVES [2], há cerca de 19 anos a PETROBRAS decidiu empregar unidades flutuantes para produção em campos de petróleo em caráter permanente. Em alguns casos, a tecnologia de ancoragem existente não fornecia as condições mais convenientes para o desenvolvimento dos campos encontrados, tendo a PETROBRAS decidido pela implantação de alguns novos conceitos, como ancoragem *taut-leg* (linhas de ancoragem esticadas), o uso de cabos de poliéster e âncoras de carga vertical (VLA - *Vertical Loaded Anchor*).

O uso de materiais não convencionais em sistemas de ancoragem de plataformas traz, ao mesmo tempo, enormes vantagens competitivas e desafios. Por outro lado, a utilização destes materiais não convencionais implica em não se ter qualquer referência para previsão de desempenho a longo prazo, uma vez que a PETROBRAS possui as instalações mais antigas do mundo usando esta tecnologia. Sob este aspecto, a inspeção destes elementos se torna de grande importância, pois hoje em dia existem unidades ancoradas na Bacia de Campos usando estes novos conceitos e todas as unidades em estudo para implantação também dependem destes mesmos materiais para ancoragem.

Segundo ALMEIDA *et al.* [3], o novo cenário de exploração de óleo em águas ultra profundas avança para 3000 m, e tem colocado as companhias que aceitam esse significativo desafio tecnológico na fronteira do conhecimento técnico-científico. Então, neste caso de águas ultra profundas, onde as forças sobre as linhas de ancoragem são maiores e com o uso de novos materiais nas Unidades Flutuantes de Produção da Petrobras, são necessários uma boa análise numérica e testes experimentais para as linhas de ancoragem.

Assim, surge a necessidade de procurar uma solução para os problemas de troca do cabo de poliéster da plataforma de produção sem a troca da amarra de fundo e sua fundação (ponto fixo). De acordo com este desafio, foi necessário desenvolver um dispositivo de conexão e desconexão remota. Este dispositivo é o Gancho KS e a sua otimização tem sido feita usando os conceitos de mecânica da fratura e ferramentas computacionais (FEM – Modelamento por Elementos Finitos e *software* de ancoragem).

Existem duas condições para desenvolver este dispositivo: uma condição é funcional e a outra é estrutural. Para a condição funcional, é necessária a criação de facilidades para o manuseio e instalação. Para a condição estrutural, é necessário o uso de material de aço forjado especial, tratamentos para a característica do aço e geometria correta.

A análise por Elementos Finitos utilizou o *software* Ansys V10, e considerou o perfil de dureza do material para *Minimum Break Load* (MBL) – carga mínima de ruptura. O tempo de vida de projeto é aproximadamente 25 anos para este caso e a análise de fadiga considerou a tensão residual e plasticidade (carga de prova - *proof load*) para o dispositivo estrutural. A simulação prévia é especialmente importante na previsão do comportamento e no desenvolvimento de novos produtos antes dos testes.

Não existe uma curva de fadiga T-N (referência: curvas de fadiga API) para a geometria do dispositivo Gancho KS, e neste caso torna-se necessário o uso de testes em modelo reduzido para obter esta curva com a extrapolação dos resultados.

Desta forma, os desafios encontrados no levantamento desta curva de fadiga para o Gancho KS40, indicando o efeito do *proof load*, motivaram a realização desta dissertação.

## **1.2 Breve Histórico**

A procura por petróleo no mar começou no fim do século XIX, tendo sido utilizado como primeiro dispositivo um píer de madeira como suporte de equipamento de perfuração. Com o passar dos anos, a procura por petróleo no mar foi se intensificando e o caminho natural foi estender-se para águas mais profundas. O píer de madeira foi transformado em plataformas de madeira sem ligação com a costa, até que em 1934, surgiu a primeira plataforma fixa [4].

No fim da década de 70, surgiram as primeiras unidades semi-submersíveis e os primeiros navios ancorados a colunas articuladas utilizados para a produção de petróleo

em águas profundas, fazendo com que os sistemas de ancoragem passassem a desempenhar importante papel na atividade *offshore* (mar aberto).

Os sistemas de ancoragem foram surgindo à medida que existia necessidade de fixar uma embarcação no mar. Sendo assim, sistemas provisórios foram, e continuam sendo usados nos navios e consistem em uma ou mais linhas conectadas à proa ou popa do navio. Geralmente, os navios permaneciam ancorados por um curto período de tempo (dias) [5].

Quando a exploração e a produção *offshore* de petróleo e gás começaram, a necessidade de sistemas de amarração permanentes tornou-se aparente.

Na referência [4], é destacado que a descoberta de reservatórios de petróleo, a partir da década de 50, localizados no subsolo da plataforma continental dos países produtores, motivou as grandes companhias petrolíferas no sentido de tornarem viável a exploração destes campos. Dentro deste contexto, uma das principais limitações que se apresentou na época dizia respeito à estrutura de superfície, responsável direta pela exploração nestas locações no mar. Para pequenas profundidades, ou lâminas d'água, duas soluções foram adotadas com relativo sucesso: plataforma rigidamente fixa ao fundo marinho e plataforma flutuante com caráter itinerante ou temporário. Esta última opção, também conhecida como plataforma submersível, referia-se a uma estrutura composta basicamente de 3 módulos distintos: um convés de utilidades emerso, sapatas submersas para apoio no fundo marinho e elementos de ligação (colunas).[1]

Desta forma, através de operações de lastro e deslastro, estas plataformas tanto podiam se apoiar no fundo do mar para a realização de algum tipo de operação, como mudar de locação com o auxílio de reboque. Com o passar dos anos e o advento de novas descobertas em lâminas d'água mais profundas, evidenciou-se uma divisão nítida entre as estruturas marinhas responsáveis pela exploração dos campos de petróleo naquela época: plataformas fixas (jaquetas) ou auto-elevatórias (*jack-up*) para profundidades inferiores a 150m e plataformas flutuantes semi-submersíveis ou F(P)SOs para profundidades maiores [1].

A plataforma semi-submersível, uma derivação da plataforma submersível, se diferencia desta última pela filosofia empregada no que diz respeito à manutenção de sua posição na locação. Enquanto a plataforma submersível utilizava seu próprio peso como elemento de fixação, a plataforma semi-submersível dispunha de outros meios que viabilizavam o seu posicionamento. Quanto ao arranjo estrutural, a plataforma semi-submersível, similarmente à plataforma submersível, pode ser caracterizada por: estrutura de convés emersa, flutuadores gêmeos submersos (*pontoons*) e colunas de ligação.[1]

A plataforma semi-submersível, também conhecida como plataforma estabilizada pelas colunas já que as mesmas são praticamente as responsáveis por gerar o empuxo necessário para sua sustentação, são estruturas consagradas mundialmente, utilizadas nas duas atividades principais da exploração *offshore*. As estruturas semi-submersíveis dedicadas à atividade de perfuração (MODU – *Mobile Offshore Drilling Unit*) possuem um caráter itinerante com constantes mudanças de locação, enquanto aquelas dedicadas à produção podem permanecer numa mesma locação por períodos de aproximadamente 20 anos. Mas, devido ao fato de existirem dispositivos unindo a plataforma aos equipamentos de subsuperfície, é fácil concluir que o aspecto manutenção da posição é extremamente relevante. Neste sentido, com o intuito de contrabalancear os esforços ambientais atuantes devido ao vento, onda e corrente, duas filosofias foram empregadas, dependendo da atividade principal da unidade semi-submersível:

1ª - Utilização de sistema de posicionamento dinâmico (*thrusters* azimutais localizados nos flutuadores).

2ª - Utilização de linhas descrevendo catenárias unindo a plataforma ao fundo do mar.

A 1ª filosofia citada adequou-se bem às atividades de caráter itinerante das plataformas de perfuração, e realizadas em grandes profundidades, devido a sua grande flexibilidade operacional, enquanto a 2ª filosofia aplicou-se principalmente a sistemas permanentes de produção onde não se justificava o alto consumo de óleo diesel dos sistemas de posicionamento dinâmico. No que diz respeito à 2ª filosofia descrita, deu-se

o nome de sistemas de "amarração" ou de "ancoragem" aos vínculos físicos existentes entre a plataforma e o leito marinho e que permitem à mesma manter o seu posicionamento em condições ambientais adversas [1].

Apesar das plataformas semi-submersíveis representarem as estruturas mais usuais em termos mundiais, existem outros tipos de unidades flutuantes que se utilizam de filosofias distintas no que diz respeito às restrições impostas aos movimentos no plano ou ainda ao tipo de fixação com o leito do mar.

## **1.2.1 Classificação Geral para os Vários Sistemas Flutuantes**

### **1.2.1.1 Quanto às restrições impostas à unidade**

#### **Amarração por pontos múltiplos (*Spread Mooring* - SMS)**

Além de restringir os movimentos lineares no plano, restringe também o movimento angular (variação do aproamento da unidade).

Os *Spread Mooring Systems* (SMSs) são compostos por um sistema de amarração com múltiplas linhas, em catenária simples ou utilizando flutuadores (*spring buoys*) ou pesos (*clump weights*) intermediários, ancoradas ao fundo do mar através de âncoras de arraste, âncoras de carga vertical (VLAs), estacas de sucção ou estacas torpedos. Essas linhas são conectadas ao navio em pontos localizados no casco, mantendo dessa forma seu aproamento praticamente fixo [1]. Um exemplo de SMS está apresentado na Figura 1.2.

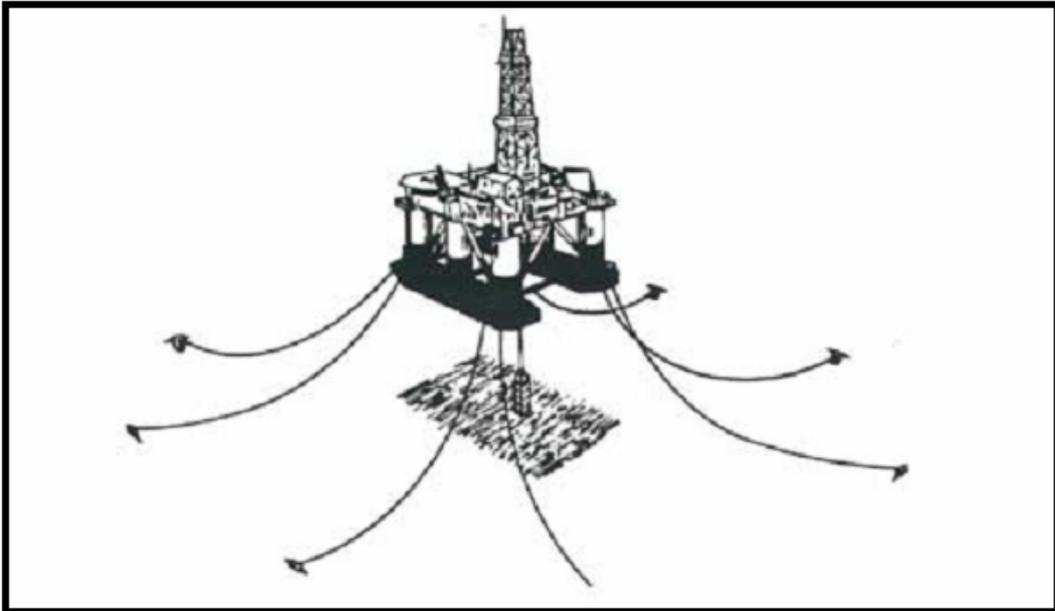


Figura 1.2 - Exemplo de sistema *Spread Mooring* [1]

### **Amarração por ponto único (*Single Point Mooring - SPM*)**

Desenvolvida especialmente para navios, restringe apenas os deslocamentos lineares no plano horizontal, permitindo que a embarcação gire livremente em torno do eixo vertical (*weathervane*), minimizando os esforços sobre o sistema de amarração.

Em função da forma do casco e do tipo de sistema de amarração, os *Single Point Mooring Systems* (SPMs) tendem a ficar aproados com a ação ambiental resultante minimizando assim o efeito deste carregamento. Isto lhes confere uma grande sensibilidade à mudança da incidência das cargas ambientais. Em outras palavras, o SPM permite que o aproamento da embarcação varie conforme a direção da resultante dos agentes ambientais. O SPM possui um ponto de pivotamento em torno do qual o navio pode girar no plano horizontal [1]. Exemplos de SPM estão apresentados na Figura 1.3.

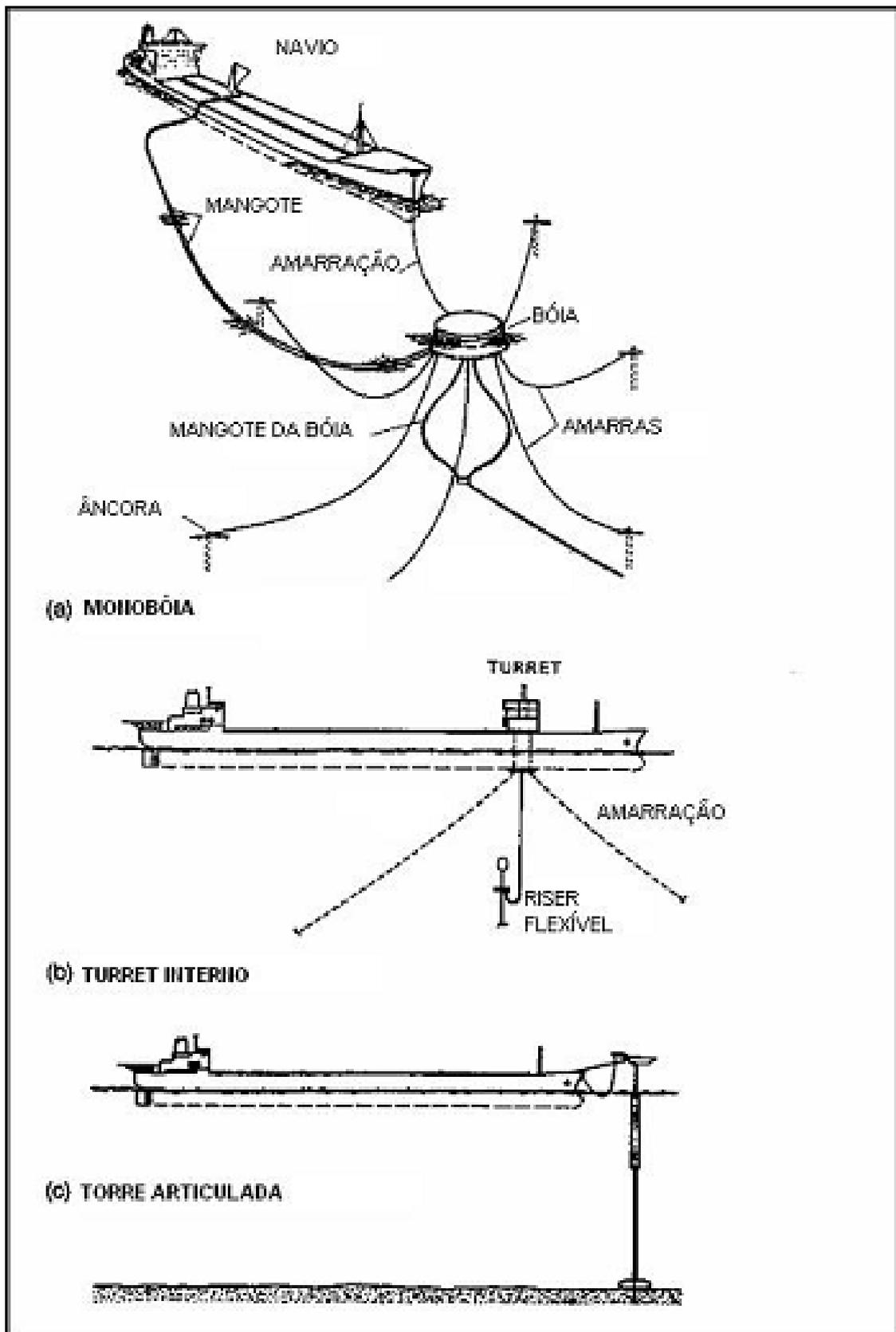


Figura 1.3 - Exemplos de sistemas *Single Point Mooring*  
 (a) Monobóia, (b) *Turret* interno, (c) Torre articulada [1]

### **Amarração por pernas verticais tracionadas (*Tension Leg*)**

As linhas de ancoragem de uma TLP (Figura 1.4) são tubos de aço verticais e são comumente referenciadas como tendões. Neste tipo de sistema, a flutuação é maior do que o peso da plataforma, com isto, o equilíbrio vertical da plataforma é obtido ligando-a a sua fundação no fundo do mar através dos tendões. Os tendões fornecem ao sistema alta rigidez no plano vertical e são pré-tracionados pelo excesso de flutuação do casco [1].



Figura 1.4 - Ilustração de uma plataforma TLP [1]

#### **1.2.1.2 Quanto à geometria dos elementos de restauração**

##### **Com pernas verticais tracionadas**

Aplica-se a certas configurações do tipo ALT (*Articulated Loading Tower*) e SALM (*Single Anchor Leg Mooring*). A Figura 1.5 apresenta um exemplo de sistema SPM do tipo SALM.



Figura 1.5 - Sistema SPM do tipo SALM

### Com pernas em catenária

Foram os primeiros sistemas concebidos para embarcações convencionais e são, até hoje, os mais usados por unidades flutuantes. A Figura 1.6 ilustra um sistema em catenária.

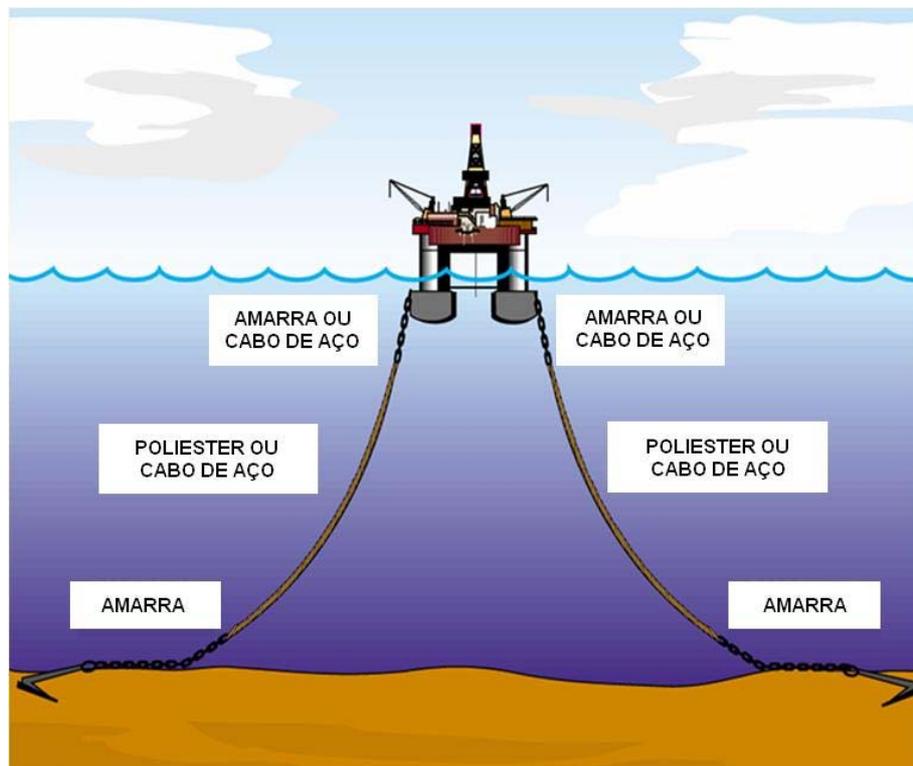


Figura 1.6 - Sistema em Catenária

## Sistema *Taut Leg*

É constituída por linhas retesadas com um ângulo de topo de aproximadamente 45° com a vertical, tendo uma menor projeção horizontal com mesma ordem de grandeza da lâmina d'água. Proporciona maior rigidez ao sistema, sendo o passeio da embarcação limitado a passeios horizontais (*offsets*) menores (Figuras 1.7 e 1.8). As âncoras utilizadas precisam resistir a altas cargas verticais, e são elas: estacas de sucção, estacas torpedo e VLA (*Vertically Loaded Anchors*). A grande vantagem do poliéster é o fato de ser mais leve e mais resistente à tração. O raio de ancoragem no sistema *taut leg* é duas a três vezes menor que o raio de ancoragem do sistema catenária e o passeio (*offset*) é da ordem de 3% da lâmina d'água, sendo cerca de três vezes menor que no sistema em catenária. Foi originalmente criado para o campo de Marlim e é um tipo de ancoragem mais barata, onde o custo de instalação é reduzido em quase 20% [1].

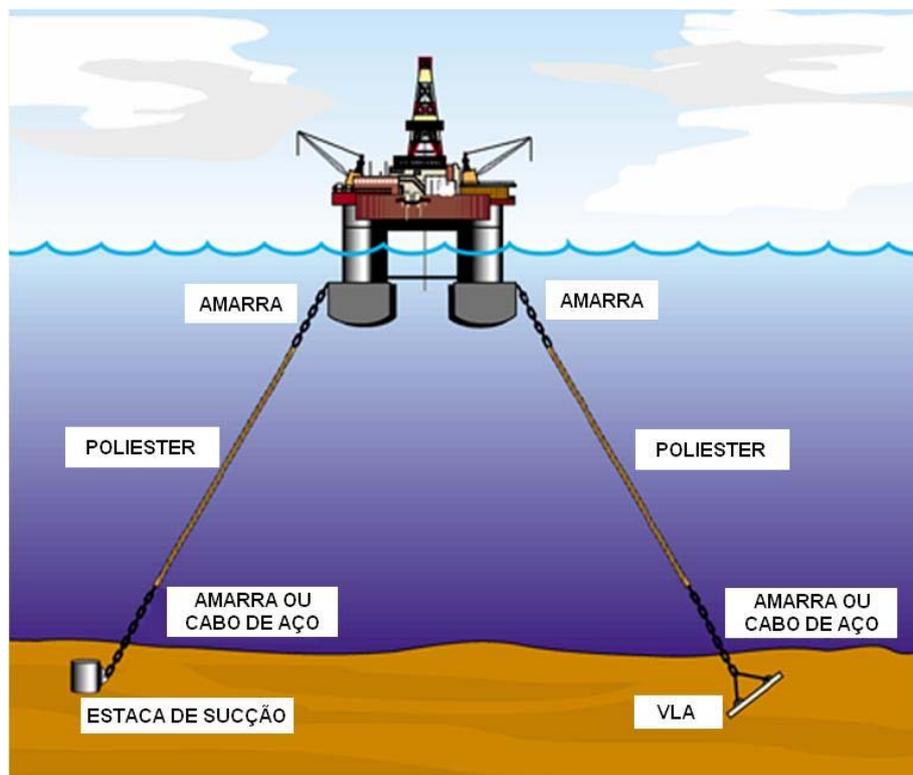


Figura 1.7 – Sistema *Taut Leg*

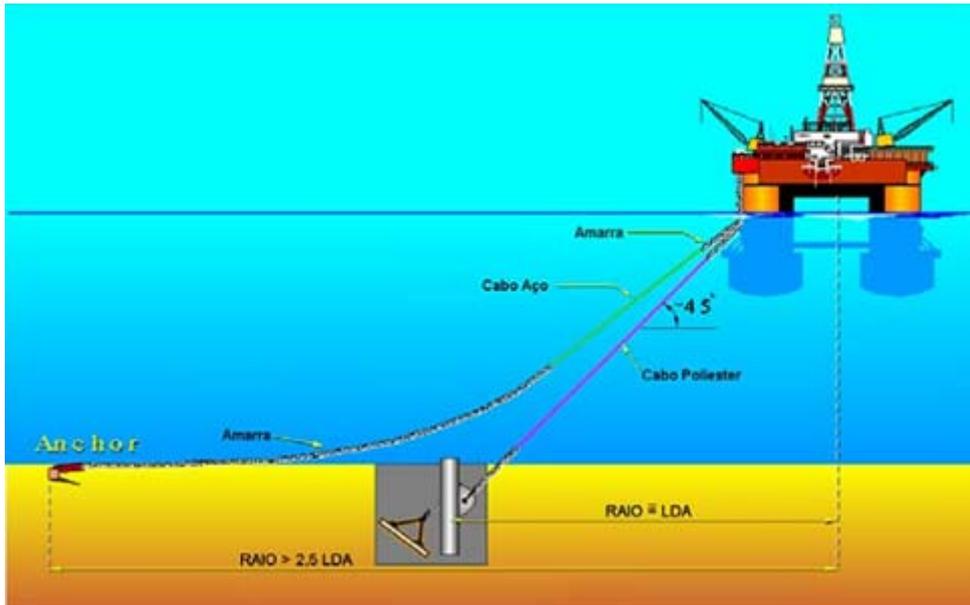


Figura 1.8 - Comparação entre o arranjo em catenária e *taut leg*

### Sistemas híbridos

Utilizam-se simultaneamente trechos verticais tracionados e linhas em catenária (Figura 1.9).

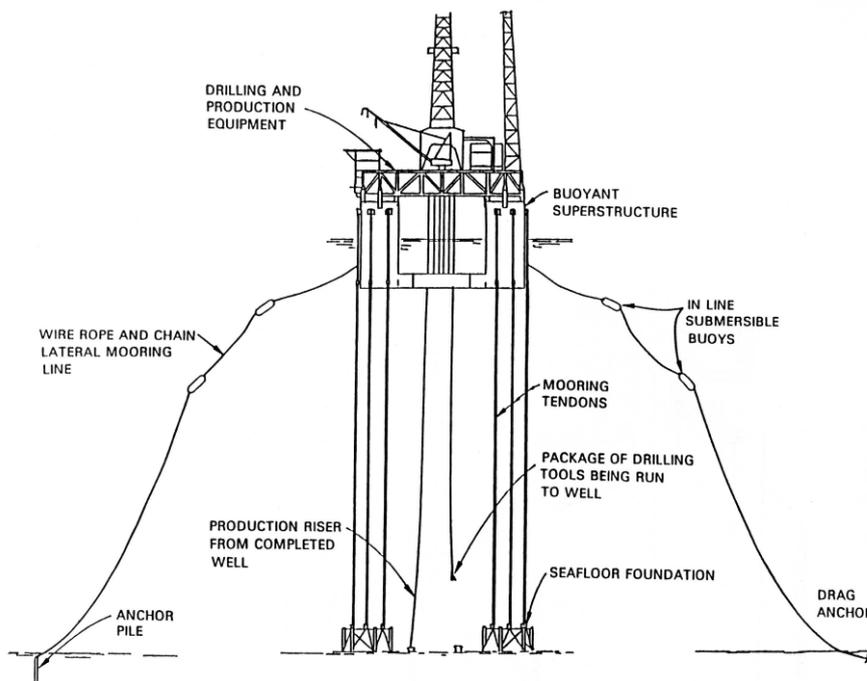


Figura 1.9 – Sistema híbrido.

### **1.2.1.3 Quanto à operação do sistema**

#### **Sistema passivo**

Uma vez instalados não necessitam de quaisquer ajustes subseqüentes para suportar condições ambientais adversas.

#### **Sistemas ativos**

São necessários ajustes nas pré-trações das linhas de amarração (através de ajustes no seu comprimento, tracionando ou não as linhas) em função da severidade das condições ambientais.

### **1.2.1.4 Quanto à permanência do sistema**

#### **Permanentes**

São normalmente aplicados a instalações definitivas de produção onde a embarcação é destinada a permanecer na locação por períodos prolongados (normalmente acima de 10 anos).

#### **Temporários**

Destinados a manter a unidade flutuante em posição por períodos curtos de tempo, normalmente inferiores a um ano. Estes sistemas não são necessariamente dimensionados para suportar condições ambientais extremas, sendo necessário, nesses casos, que a unidade abandone a locação.

Conforme observado anteriormente, o dimensionamento do sistema de amarração das unidades flutuantes é de crucial importância no desenvolvimento de um dado campo produtor de petróleo. Esta importância é ainda mais amplificada quando consideramos as possíveis interferências que existem entre as linhas de ancoragem da plataforma e o *layout* submarino do campo em questão [1].

### 1.2.2 Gancho KS

O Gancho KS foi desenvolvido por dois engenheiros da Petrobras, Komura e Sinquini, e seu nome faz referência às iniciais de seus nomes.

Com a utilização do sistema *taut leg* para ancoragem de plataformas semi-submersíveis fixado com estacas de sucção, surgiu a necessidade potencial de se substituir cabos de poliéster antes do término da vida útil das plataformas. A partir desse fato, foi desenvolvido um gancho para que se pudesse acoplar outra linha ao trecho de amarra de fundo que está acoplada ao ponto fixo (âncora, estaca, etc.), e restaurar o sistema de ancoragem [6].

O projeto do Gancho KS começou aproximadamente em 1997, com o gancho KSDIN32 com rosca no olhal. Nesta época, não se conseguiu classificar o gancho KS ainda na fase de *design approval*. Isto ocorreu devido a uma estimativa de vida à fadiga de somente um ano para o projeto do campo de Marlim para as unidades flutuantes P19 e P26.

Em 2000, verificou-se um dano no poliéster em duas linhas da P26 durante a instalação, e a sociedade classificadora DNV (*Det Norske Veritas*) solicitou uma ação da Petrobras para o reparo destas linhas. Com a necessidade de troca do cabo de poliéster sem a troca da estaca de sucção (dificuldade operacional e custo elevado) negociou-se com o DNV uma troca temporária (1 ano) dos cabos de poliéster usando o gancho KS32. Portanto, em 2000 as linhas 15 e 16 da P26 foram substituídas usando dois ganchos KS32 (ver Figura 1.10) sem a troca da fundação e da amarra de fundo. Neste mesmo ano, iniciou-se novamente o processo de *design approval* junto ao DNV.

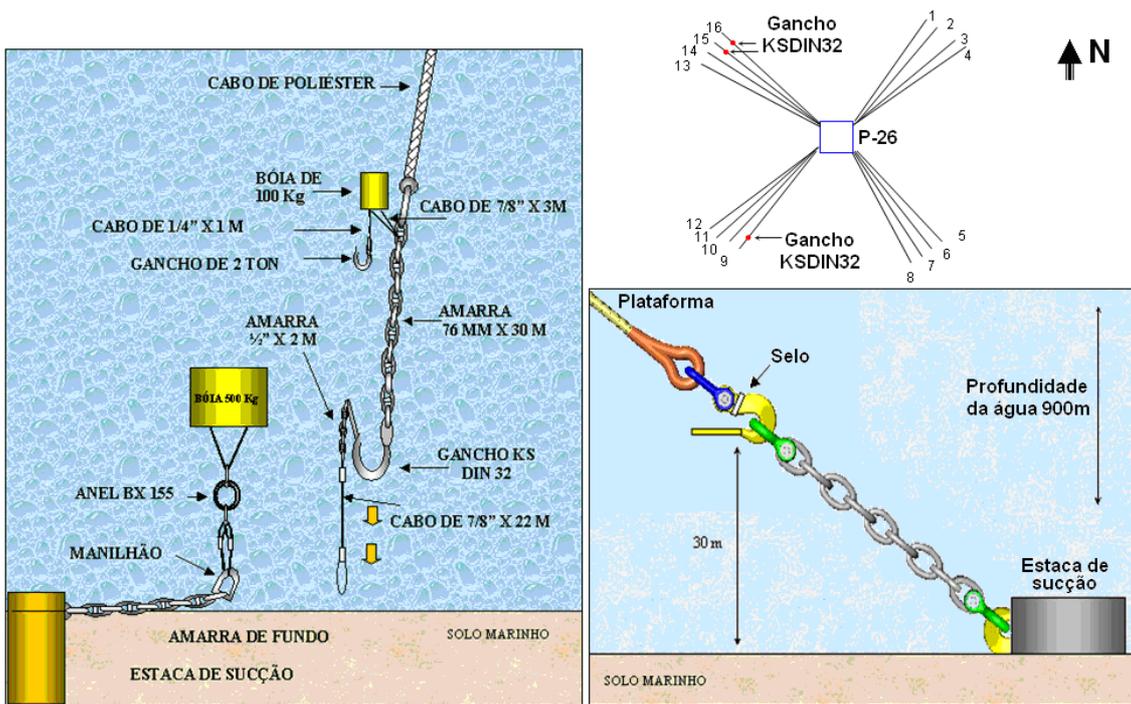


Figura 1.10 – Esquema de instalação dos Ganchos KSDIN32 em algumas linhas de P-26.

Os estudos iniciaram em conjunto com a UFRGS, Forjasul e Petrobras junto ao DNV, onde foi obtida a aprovação e estes ganchos estão instalados até os dias atuais (Figura 1.11). Neste estudo, foi realizada uma análise por elementos finitos considerando o efeito da deformação plástica localizada na área de maior concentração de tensões do gancho, causada pelo *proof load* (Figuras 1.12 a 1.14).



Figura 1.11 – Gancho KSDIN32 instalado em 2000 na P-26.

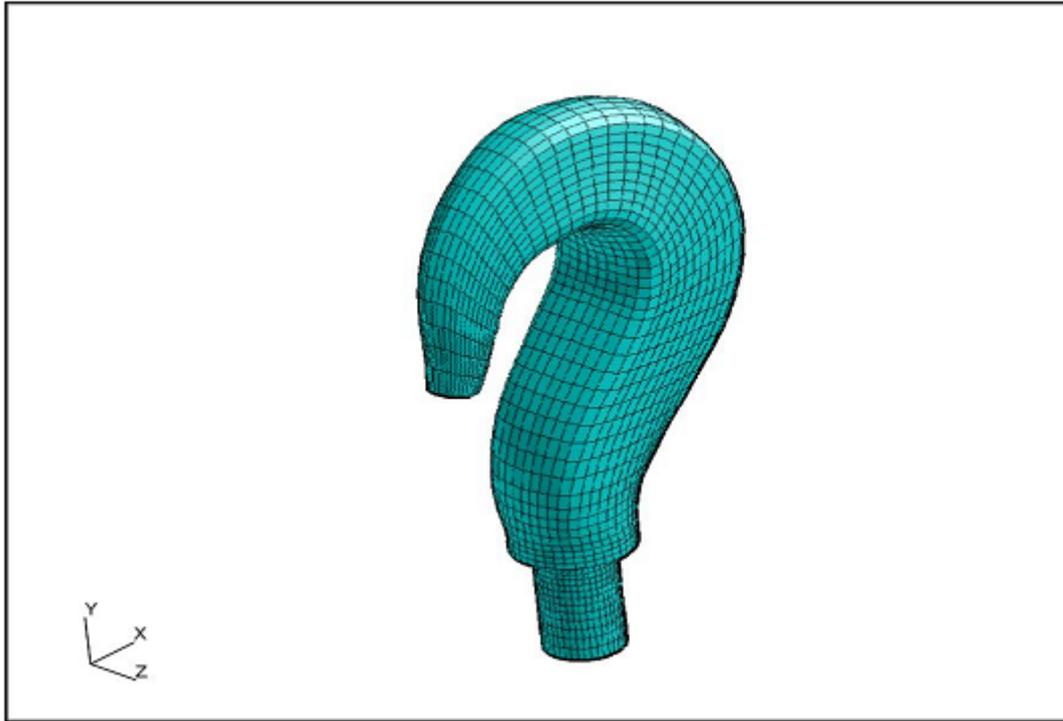


Figura 1.12 – Modelo do Gancho KSDIN32 para análise de elementos finitos [7,8,9].

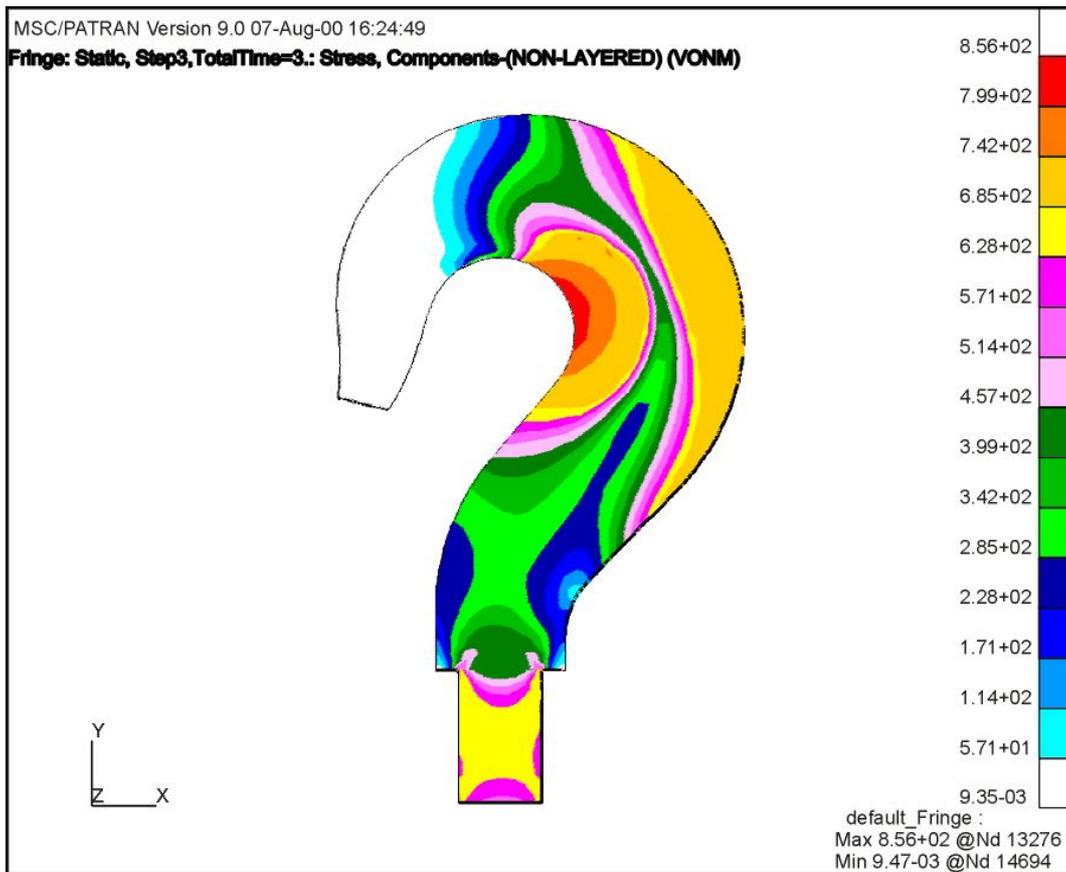


Figura 1.13 – Ponto de máxima tensão equivalente durante a aplicação do *proof load* de 482 tf [7,8,9].

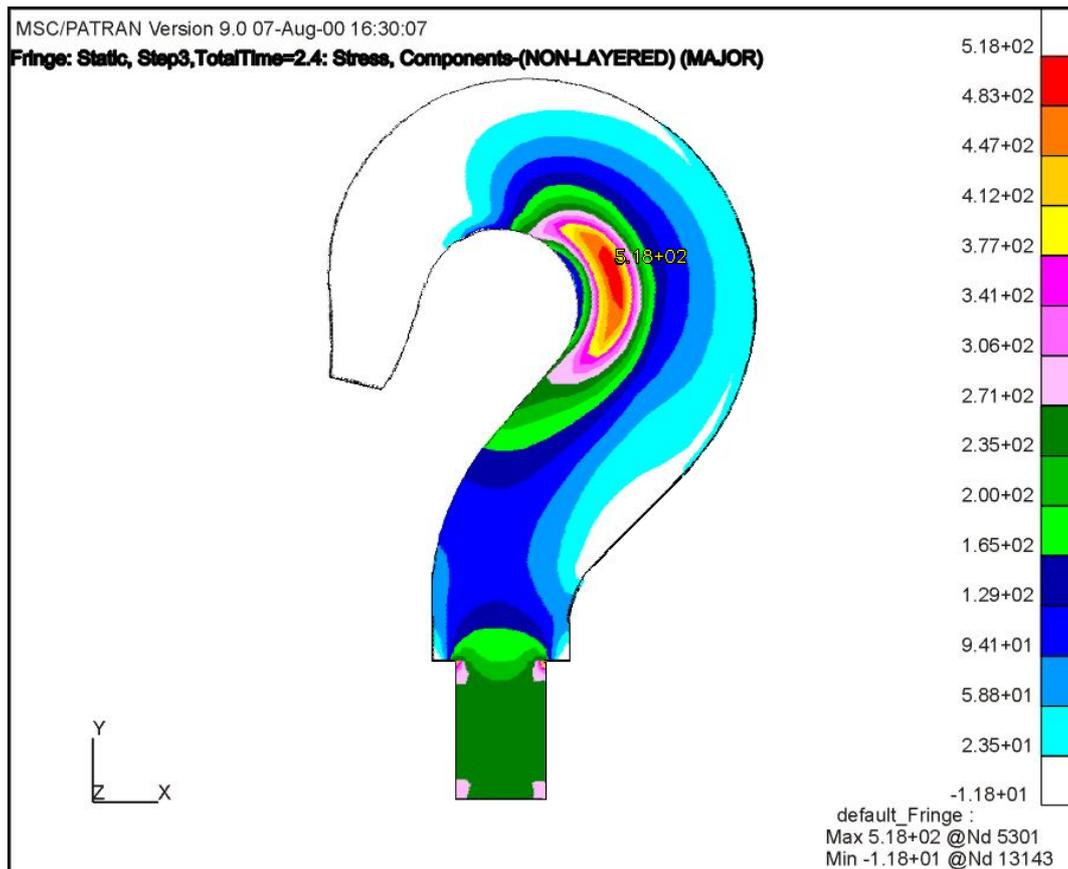


Figura 1.14 – Ponto de máxima tensão principal dentro do corpo do gancho durante uma situação de operação normal (carga média de 200 tf).

Na Figura 1.14, vemos a simulação de uma situação de carregamento real, após a aplicação do *proof load*, onde a distribuição de tensões é ideal para melhorar a vida-fadiga, pois a máxima tensão principal está localizada no interior do gancho, e na superfície as tensões são bastante reduzidas [7,8,9].

Em seguida, foi feita a avaliação de propriedades mecânicas do material e um teste de carga em um gancho KS32 para comparação com o modelo (Tabelas 1.1 e 1.2, e Figuras 1.15 a 1.17) [7,8,9].

Tabela 1.1: Resumo dos resultados de ensaio de impacto Charpy [7,8,9].

CP	Posição	Energia absorvida média ( J )
1, 2 e 3	Curvatura interna	29,87
4, 5 e 6	Curvatura externa	32,48
7, 8 e 9	Haste	36,23

Tabela 1.2: Resumo dos resultados de ensaio de tração [7,8,9].

CP	Posição	Limite de Escoamento médio (MPa)	Limite de Resistência médio (MPa)
1 e 2	Curvatura interna	819,5	977
3 e 4	Curvatura externa	813	966,5
5 e 6	Haste	813	970,5

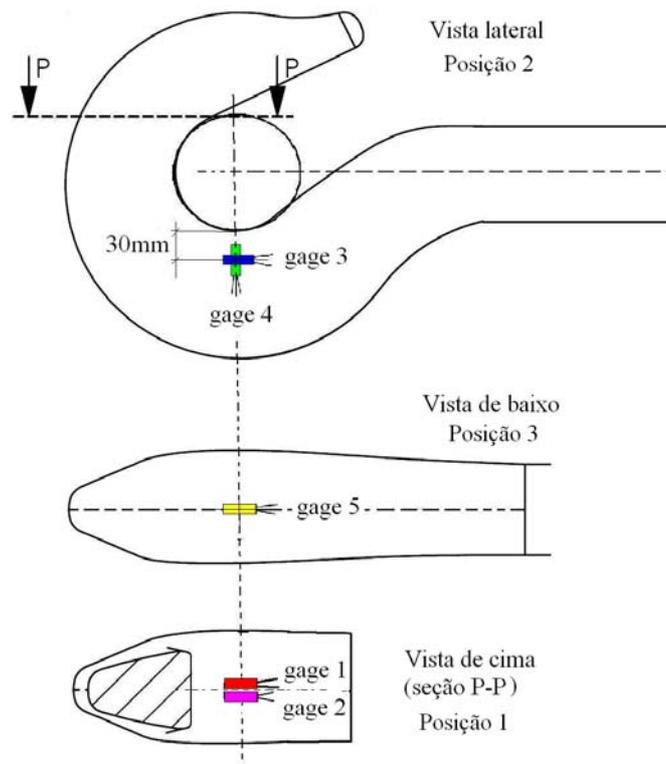


Figura 1.15 – Desenho esquemático do gancho KSDIN32 com indicação das posições de colagem dos extensômetros. Posição 1: máxima deformação e máxima tensão residual. Posição 2: região de transição entre tensões residuais compressivas e trativas. Posição 3: máxima tensão residual de tração.

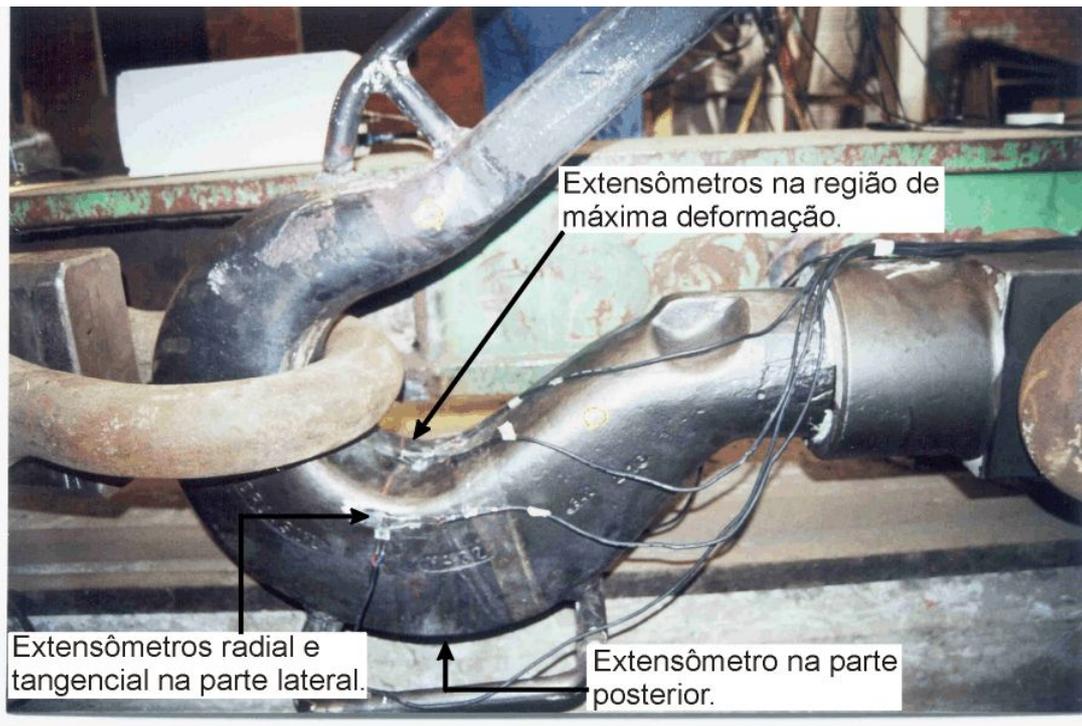


Figura 1.16 – Detalhe do gancho posicionado na máquina de teste, com as indicações dos extensômetros colados no gancho [7,8,9].

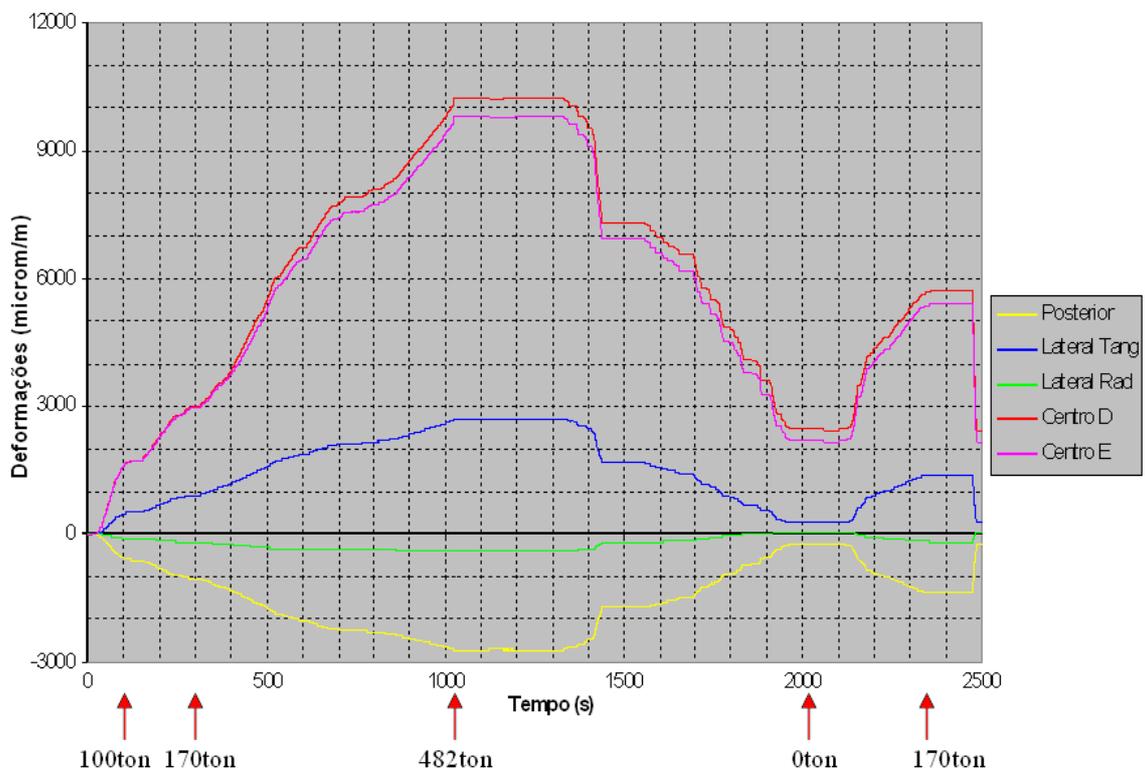


Figura 1.17 – Gráfico geral de resultados das medidas de deformação durante o ensaio [7,8,9].

Após a obtenção destes resultados, foi feito um ensaio de fadiga no CENPES com o gancho KS32 indicando, apesar da falha na rosca do olhal, uma vida à fadiga superior a da amarra. Na Tabela 1.3, temos os dados das cargas utilizadas no teste de fadiga, e nas Figuras 1.18 e 1.19, vemos o gancho testado e o resultado final do número de ciclos em comparação com as curvas API das amarras, respectivamente.

Tabela 1.3: Cargas utilizadas no teste de fadiga [7,8,9].

Carga Dinâmica	Carga Mínima	Carga Máxima	Carga Média
153 t 32,5 % da Carga de Ruptura da Amarra de 76mm ORQ (4620 kN)	43,5 t	196,5 t	120 t 26 % da Carga de Ruptura da Amarra de 76mm ORQ (4620 kN)



Figura 1.18 – Gancho KSDIN32 em escala real testado no Cenpes.

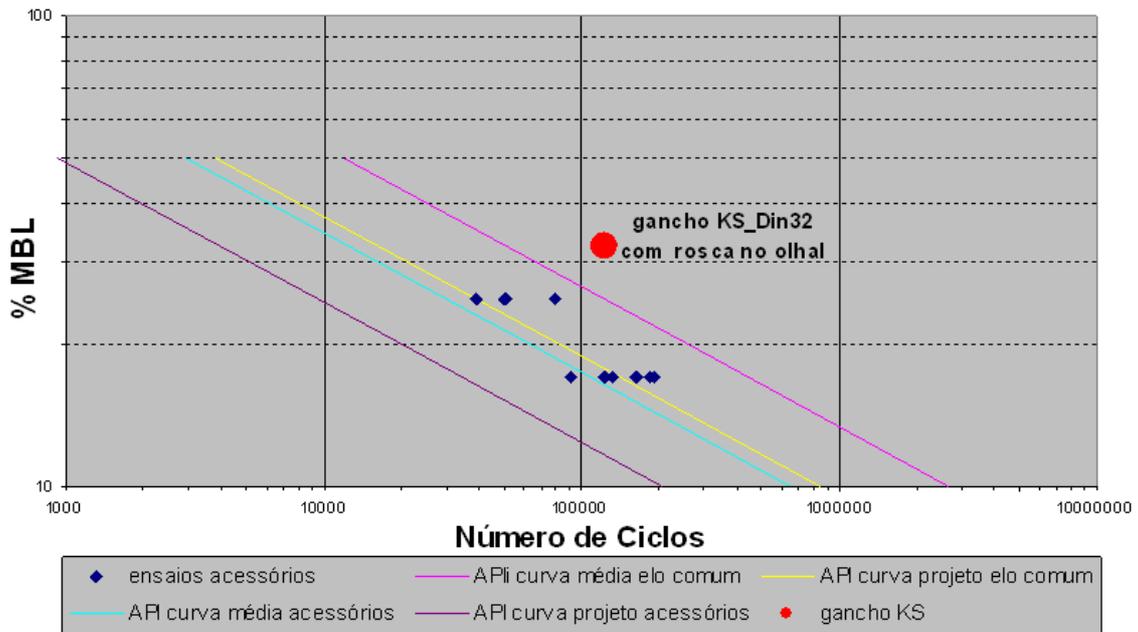


Figura 1.19 – Resultado final do número de ciclos em comparação com as curvas API das amarras [7,8,9].

Para a eliminação desta rosca, que era o ponto fraco do dispositivo, optou-se por um novo desenho de gancho (KS40) para ser usado com amarras de no máximo 95mm grau 4, usadas em plataformas semi-submersíveis de produção, e o gancho KS50 para uso com amarras de no máximo 120mm grau 4, utilizadas em navios do tipo FPSO. A Figura 1.20 indica a geometria dos ganchos KS DIN32 e dos ganchos KS DIN40 e 50, respectivamente.

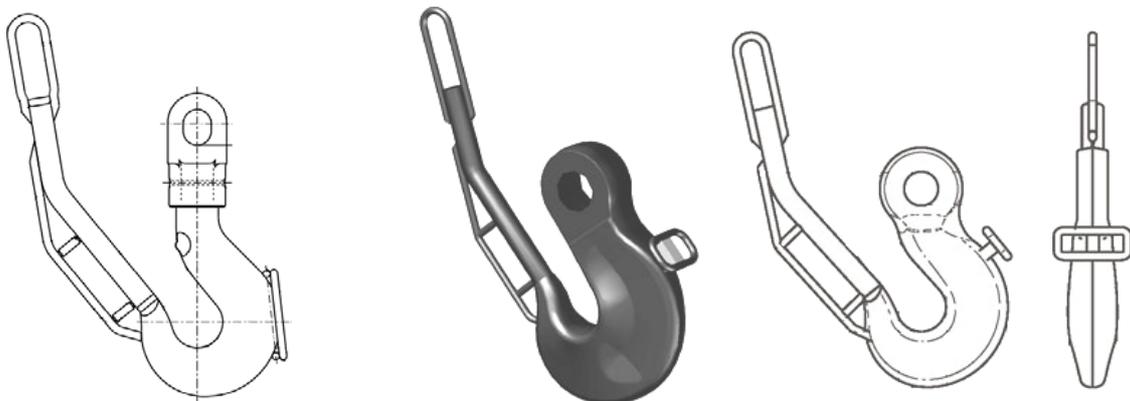


Figura 1.20 – Gancho KS DIN32 com rosca no olhal e Gancho KS DIN40/50 com olhal integrado [7,8,9].

### 1.3 Objetivos

O principal objetivo desta dissertação é mostrar e explicar o efeito do *proof load* na vida à fadiga do gancho KS, levantando para isso a curva de fadiga deste dispositivo entre os níveis de amplitude de carregamento de 12 a 27,5% do MBL (*Minimum Break Load*), com uma carga média de 20% do MBL.

Como os planos de inspeção são desenvolvidos individualmente para cada unidade marítima e apresentados para aprovação da Sociedade Classificadora, a curva de fadiga obtida para o dispositivo poderá servir de subsídio para a confecção destes planos, visto que uma das alternativas utilizadas atualmente para este fim são as curvas S-N no ar (curva B1) do DNV, por exemplo.

A utilização da curva específica do gancho KS pode promover um aumento no intervalo de tempo de inspeção das linhas, minimizando o manuseio das mesmas que, além de ser um procedimento caro, existe uma grande probabilidade de introdução de descontinuidades nos elementos das linhas de ancoragem durante a execução da inspeção.

Alguns ganchos foram instrumentados com *strain gages* (extensômetros), e os resultados dos testes experimentais foram comparados com o estudo teórico de elementos finitos realizados previamente.

## **Capítulo II**

### **Revisão da Literatura**

#### **2.1 Fadiga**

##### **2.1.1 Introdução**

De acordo com DIETER [10], é um fato reconhecido desde 1830 que um metal sujeito a uma tensão repetitiva ou flutuante irá falhar com uma tensão menor que aquela requerida para causar a fratura com uma simples aplicação de carga. As falhas que ocorrem sob condições de carregamento dinâmico são chamadas falhas por fadiga, isto porque geralmente se observa que estes tipos de falhas ocorrem apenas após um considerável período de serviço. A fadiga tem se tornado progressivamente mais freqüente de acordo com o desenvolvimento de uma grande quantidade de equipamentos sujeitos a carregamentos cíclicos e vibração, como bombas, turbinas, automóveis, aviões, etc., chegando ao ponto de pelo menos 90 por cento de todas as falhas em serviço ocorrerem devido a essas causas [11].

A falha por fadiga é particularmente perigosa porque em alguns casos pode ocorrer sem nenhuma indicação prévia muito evidente. Em uma escala macroscópica, a superfície da fratura é comumente normal à direção da tensão principal de tração. A falha por fadiga pode ser reconhecida normalmente a partir da aparência da superfície de fratura, que mostra uma região lisa (parte superior da Figura 2.1), e uma região grosseira, onde a peça falhou de maneira dúctil quando a seção restante não foi capaz de suportar o carregamento. Freqüentemente, o progresso da fratura é indicado por uma série de anéis, ou “marcas de praia”, avançando para o interior do material a partir do ponto de iniciação da falha. A Figura 2.1 também ilustra outra característica da fadiga, isto é, que a falha ocorre normalmente em um ponto de concentração de tensões tal como um canto vivo ou entalhe, ou um concentrador de tensões metalúrgico como uma inclusão [12].

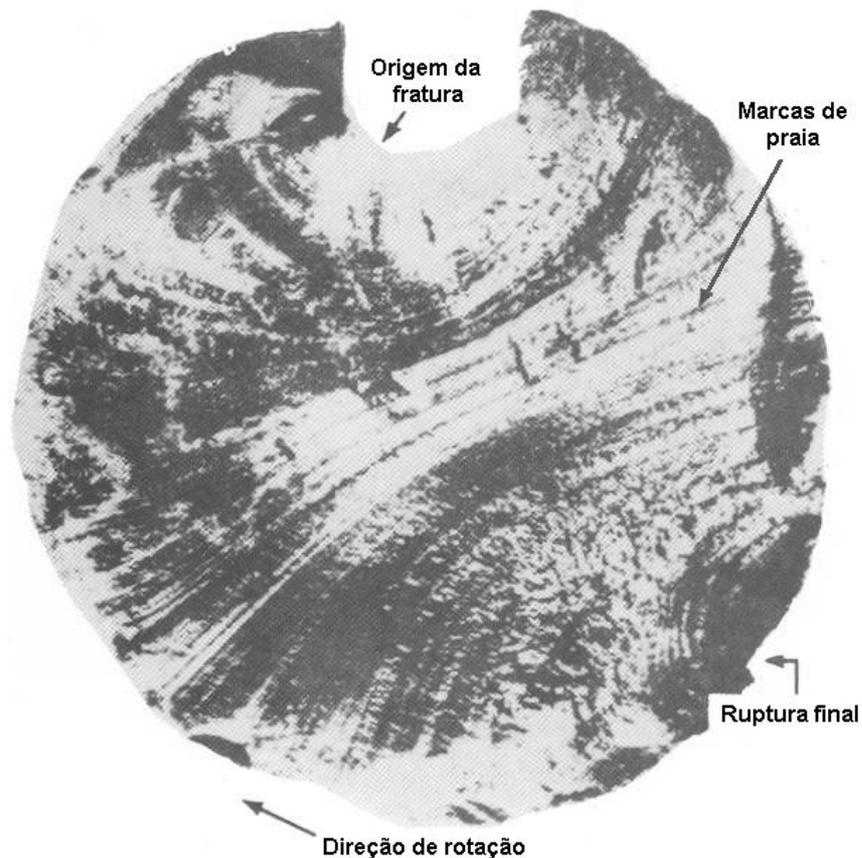


Figura 2.1 – Aspecto da superfície da fratura por fadiga de um eixo submetido a flexão-rotação.[12]

Três fatores básicos são necessários para causar a falha por fadiga. São eles (1) uma tensão de tração, (2) uma variação ou flutuação ampla o bastante na tensão aplicada, e (3) um número de ciclos suficiente com tensão aplicada. Além destas, existem muitas outras variáveis, tais como concentração de tensões, corrosão, temperatura, sobrecarga, estrutura metalúrgica, tensão residual, e tensões combinadas, as quais tendem a alterar as condições para fadiga. Serão discutidos alguns destes fatores a partir de um ponto de vista essencialmente empírico. Devido a grande massa de dados sobre estes assuntos, serão descritos apenas os pontos mais importantes entre estes fatores e a fadiga.

### 2.1.2 Definição

Fadiga é uma falha que pode ocorrer sob solicitações bastante inferiores ao limite de resistência do metal ou outros materiais, isto é, na região elástica. É

conseqüência de esforços alternados, que produzem trincas, em geral na superfície, devido à concentração de tensões. A grande maioria das falhas em serviço de componentes estruturais e mecânicos ocorrem devido a problemas de fadiga. Com isso, uma boa parte dos recursos destinados a nível mundial, para pesquisas na área metal-mecânica se destina à avaliação do comportamento de materiais e estruturas sob o efeito de regimes cíclicos de carregamento [13].

Fadiga é o um tipo de falha mecânica que é caracterizada pela geração e pela propagação paulatina de uma trinca, causada primariamente pela aplicação repetida de cargas variáveis no tempo. Uma trinca é gerada pela gama de deformações  $\Delta\epsilon$  ou das tensões  $\Delta\sigma$  atuantes no ponto crítico da peça, portanto a fadiga pode ser controlada por tensão ou deformação [14].

Entende-se por fadiga, um processo de acúmulo de dano permanente de forma progressiva e localizada. A fadiga ocorre, em componentes ou materiais sujeitos a condições dinâmicas de carregamento que resultam na nucleação e propagação de trincas, que culminam numa fratura completa após um número suficiente de ciclos de carregamento. Como conseqüência, resultam falhas em serviço de componentes estruturais e mecânicos [15].

Quando se faz menção a metodologias adotadas em projeto de componentes sujeitos à fadiga durante serviço, se destaca a curva S-N, proposta por Wöhler no século XIX (Figura 2.2), e que em conjunto com os diagramas de Goodman (Figura 2.3) é considerada como uma ferramenta simples e eficiente na previsão da vida-fadiga de materiais estruturais sob carregamento uniaxial [10,11].

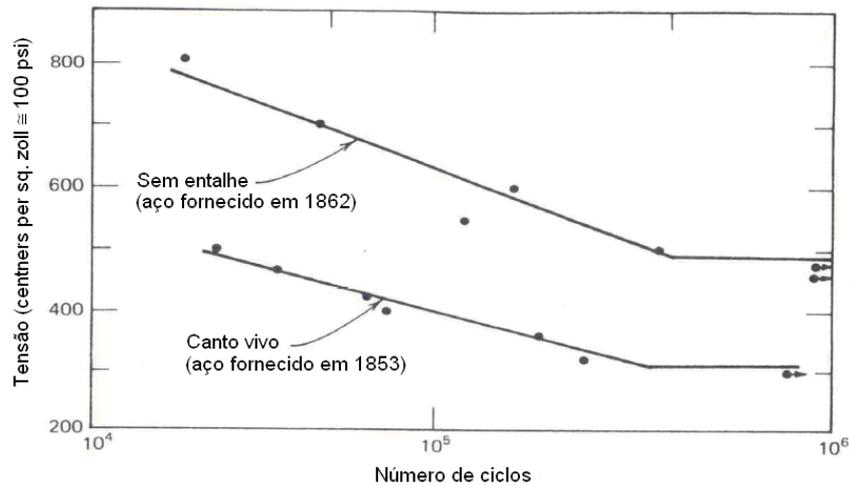


Figura 2.2 – Curvas S-N do estudo de Wöhler [10].

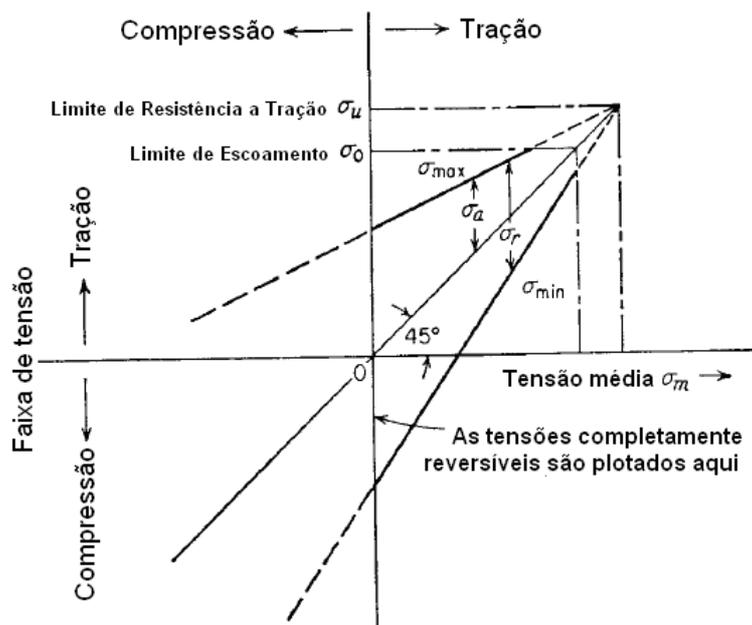


Figura 2.3 – Diagrama de Goodman [10].

Devido aos avanços ligados à Mecânica do Dano e da Integridade Estrutural no século XX, deu-se início à filosofia de continuidade de operação em estruturas trincadas ou em falha controlada, pois passou a se observar que a presença de trincas, não significava uma estrutura perdida. Na década de 60 do século XX, apresentou-se a metodologia de Paris, que propôs pela primeira vez uma relação empírica entre a taxa de crescimento de trincas ( $da/dN$ ) e variações no fator intensidade de tensão na ponta da trinca ( $\Delta K$ ) na curva  $da/dN$  versus  $\Delta K$  [10].

### 2.1.3 Tipos de Tensões Cíclicas

Um carregamento cíclico pode ser definido como uma função harmônica, sendo esta dotada de uma tensão máxima, uma tensão mínima e uma tensão média. Este tipo de carregamento leva os materiais metálicos à falha mecânica pelo mecanismo denominado fadiga. Para a determinação da vida em fadiga e de todos os parâmetros envolvidos no processo, utilizam-se os ensaios de fadiga [16].

Segundo FONTES [13], existem diferenças significativas entre as estruturas resultantes dos materiais solicitados ciclicamente e dos materiais solicitados monotonicamente, como nos ensaios de tração, por exemplo. As principais diferenças são:

- devido ao intervalo de tempo de deformação bastante superior na solicitação de fadiga, as estruturas de discordâncias geradas são muito mais próximas das condições de baixa energia do que a estrutura gerada no regime monotônico de deformação;
- a movimentação cíclica da solicitação de fadiga minimiza o unidirecionamento das deformações, o qual prevalece nos ensaios monotônicos;
- a densidade de discordâncias encontrada após a solicitação por fadiga é muito maior que após a solicitação monotônica.

A falha de materiais pela aplicação de esforços cíclicos foi reportada pela primeira vez por Albert [16], em 1838, porém a definição de fadiga como falha do material por esforços alternados surge no trabalho de Poncelet [16] de 1839; o estudo desta causa de falha por ensaios onde as tensões foram geradas em experimentos de flexão rotativa se deu pela primeira vez no trabalho de Wöhler, em 1860 [10,11].

É importante caracterizar os possíveis tipos de tensões cíclicas que provocam o fenômeno de fadiga, sendo que as tensões aplicadas podem ser axiais (tração-compressão), de flexão (dobramento) ou de torção (carga rotativa), permitindo, de modo geral, a existência de três diferentes formas de tensões variáveis com o tempo.

Os ciclos típicos de fadiga estão apresentados na Figura 2.4:

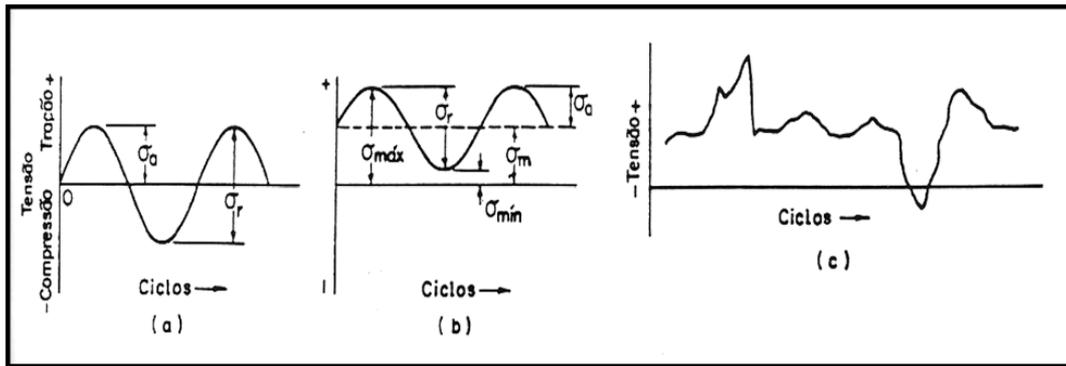


Figura 2.4 – Exemplos típicos de carregamentos de fadiga [10].

Na Figura 2.4, a curva (a) apresenta um ciclo de tensões alternadas de forma senoidal, onde as tensões máximas e mínimas são iguais em módulo. A curva (b) apresenta um ciclo de tensões alternadas de forma também senoidal, onde as tensões máxima e mínima possuem valores diferentes. A curva (c) apresenta um espectro cujo componente está sujeito a cargas aleatórias.

A Figura 2.5 indica os parâmetros importantes para o estudo da fadiga:

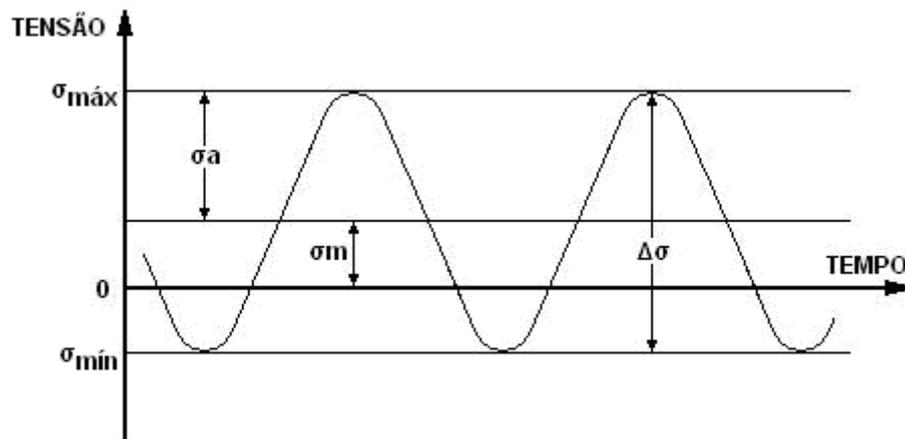


Figura 2.5 – Carregamento onde a tensão varia senoidalmente [12].

Os parâmetros indicados na Figura são:

- Dupla amplitude de tensão:  $\Delta\sigma = \sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}$
- Tensão alternada:  $\sigma_a = (\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}) / 2 = \Delta\sigma / 2$
- Tensão média:  $\sigma_m = (\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}) / 2$
- Razão entre tensões:  $R = \sigma_{\text{mín}} / \sigma_{\text{máx}}$

### 2.1.4 Vida à Fadiga

De acordo com FONTES [13], normalmente a vida ou resistência à fadiga de um material pode ser visualizada na forma de uma curva S-N, e refere-se à capacidade do material de resistir a condições de solitação cíclica. A curva S-N pode ser considerada como uma ferramenta simples de apresentação de dados experimentais de fadiga dos materiais metálicos, onde o número de ciclos necessários para a falha (geralmente a fratura) do corpo de prova (N) é plotada como função da tensão de ensaio (S). Normalmente, emprega-se uma escala logarítmica para os valores de N, enquanto que os valores de S são os próprios valores nominais das tensões de ensaio, isto é, não há correção das tensões atuantes nos corpos de prova em função de concentradores de tensão. As curvas S-N são adotadas, principalmente, para a estimativa de vida útil em fadiga que esteja relacionada com elevado número de ciclos para a falha. Nestas condições, a tensão nominal é inferior ao limite de escoamento do material, isto é, predominantemente de ordem elástica, com o corpo de prova apresentando deformações plásticas localizadas e caracterizando uma fadiga de alto ciclo. Para tensões maiores do que o limite de escoamento do material, os ciclos de fadiga são controlados por deformações plásticas generalizadas no corpo de prova, o que caracteriza uma fadiga de baixo ciclo. Entretanto, de uma maneira generalizada, a fronteira entre fadiga de baixo ciclo e de alto ciclo se situa em torno de  $10^4$  ciclos [10,11].

Para alguns importantes materiais de engenharia, tais como aço e titânio, a curva S-N se torna horizontal em uma certa tensão limite. Abaixo dessa tensão limite, que é chamada limite de fadiga, ou limite de resistência, o material pode presumivelmente resistir a um infinito número de ciclos sem falhar. A maioria dos metais não-ferrosos, como alumínio, magnésio e ligas de cobre, possuem uma curva S-N que inclina-se gradualmente para baixo com o aumento do número de ciclos (Figura 2.6). Esses materiais não possuem um limite de fadiga real porque a curva S-N nunca se torna horizontal. Nestes casos, é uma prática comum para caracterizar as propriedades de fadiga do material estipular a resistência à fadiga em um número de ciclos arbitrário, por exemplo,  $10^8$  ciclos [10].

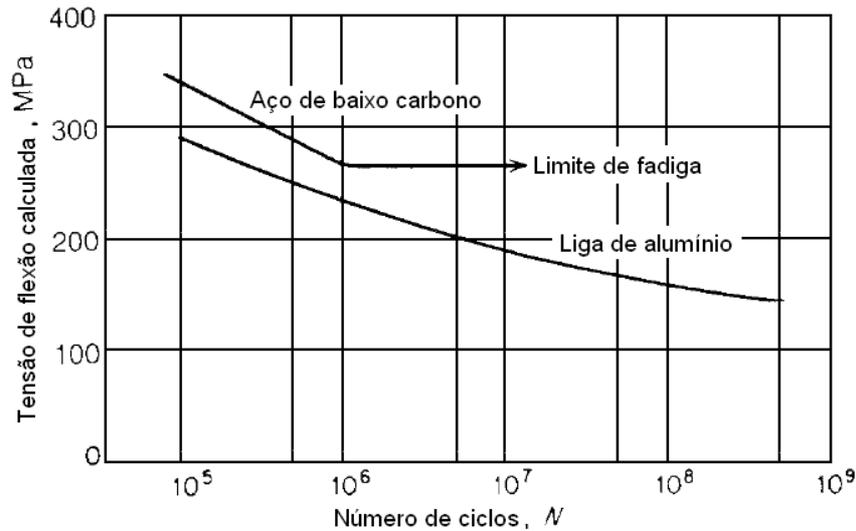


Figura 2.6 – Curvas típicas de fadiga para metais ferrosos e não-ferrosos [10].

É sempre importante levar em conta separadamente as componentes elásticas e plásticas presentes na sollicitação cíclica do material. A componente elástica em um carregamento onde  $R = -1$  pode ser representada pela relação:

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma_a}{E} = \left( \frac{\sigma'_f}{E} \right) \times (2N_f)^b \quad (1)$$

onde  $\Delta \varepsilon_e/2$  representa a amplitude de deformação elástica,  $\sigma_a$  é a amplitude real de tensões,  $\sigma'_f$  é o coeficiente de resistência à fadiga,  $N_f$  é o número de ciclos até a falha e “b” é o expoente de resistência à fadiga. Esta equação nada mais é que uma representação matemática da curva S-N. Já a componente plástica pode ser representada pela relação de Coffin-Manson:

$$\varepsilon_a^p = \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f \times (2N_f)^c \quad (2)$$

onde  $\Delta \varepsilon_p/2$  representa a amplitude de deformação plástica,  $\varepsilon'_f$  é o coeficiente de ductilidade à fadiga,  $2N_f$  é o número de reversões até a falha e “c” é o expoente de ductilidade à fadiga. Quanto menor o valor de “c”, maior será a vida do material quando submetido à fadiga. A relação de Coffin-Manson assume especial importância no caso de fadiga de baixo ciclo, onde existem altos níveis de deformação.

Porém, na maioria dos componentes que sofrem fadiga, ocorre a superposição dos fenômenos elásticos e plásticos de deformação, e para os quais pode-se utilizar a relação [10,11]:

$$\frac{\Delta \varepsilon_f}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \left( \frac{\sigma'_f}{E} \right) x (2N_f)^b + \varepsilon'_f x (2N_f)^c \quad (3)$$

A curva referente à amplitude total de deformação gerada por esta relação tende à curva plástica para grandes amplitudes de deformação total e tende para a curva elástica para baixas amplitudes de deformação total, como se pode visualizar pela Figura 2.7:

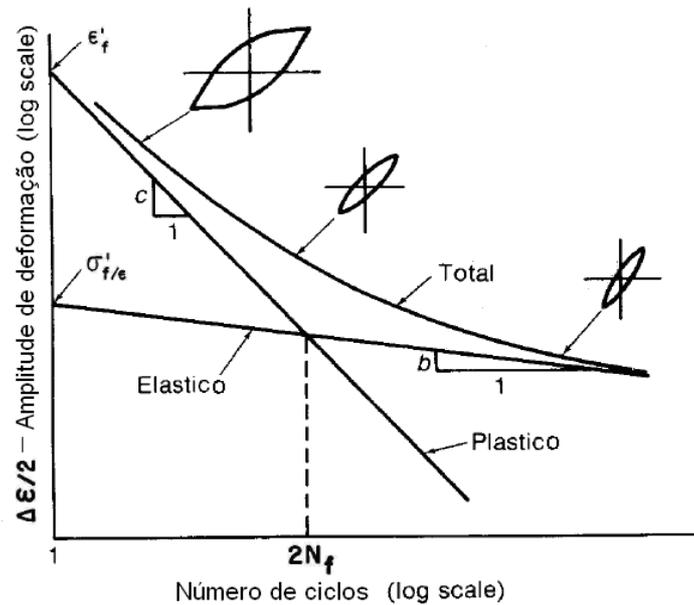


Figura 2.7 – Superposição das frações elástica e plástica da fadiga [10,11].

A equação de Ramberg-Osgood cíclica [16], Eq. 4, representa uma relação entre a amplitude de deformação aplicada no carregamento cíclico e a correspondente amplitude de tensão gerada, através dos valores do coeficiente  $H'$  e do expoente  $n'$ , os quais caracterizam o comportamento do material quando submetido a carregamento cíclico [17].

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left( \frac{\sigma_a}{H'} \right)^{n'} \quad (4)$$

### 2.1.5 Natureza Estatística da Fadiga

Uma vez que a vida-fadiga e o limite de fadiga são quantidades estatísticas, deve-se esperar que um considerável desvio a partir da curva média determinada com apenas alguns corpos de prova ocorra. É necessário pensar em termos de probabilidade de um corpo de prova atingir uma certa vida para uma dada tensão ou a probabilidade de falha para uma dada tensão na vizinhança do limite de fadiga. O método básico para expressar dados de fadiga deveria ser então uma superfície tridimensional representando a relação entre tensão, número de ciclos para a falha, e a probabilidade de falha. A Figura 2.8 mostra como isso pode ser representado em um gráfico bidimensional [10,11].

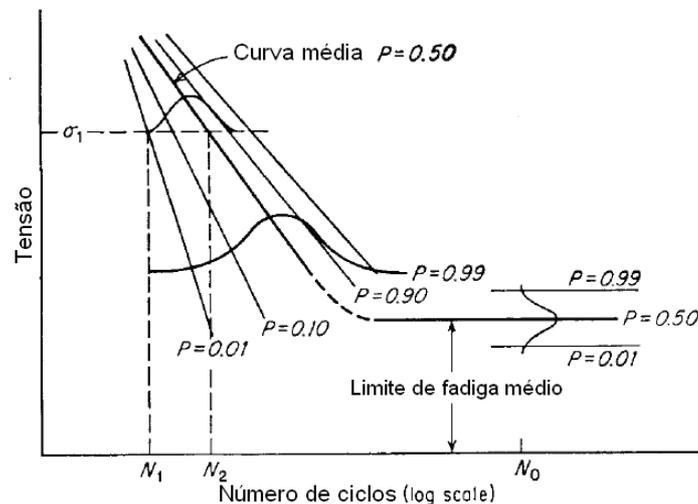


Figura 2.8 – Representação de dados de fadiga em uma base probabilística [10].

### 2.1.6 Efeito da Tensão Média na Fadiga

Existem diversos métodos possíveis para a determinação de um diagrama S-N para uma situação onde a tensão média não é igual a zero. A Figura 2.9 mostra um gráfico com a tensão alternada plotada contra o log de N para valores constantes de tensão média. Note que quando a tensão média se torna mais positiva, a tensão alternada permissível decresce [10,11].

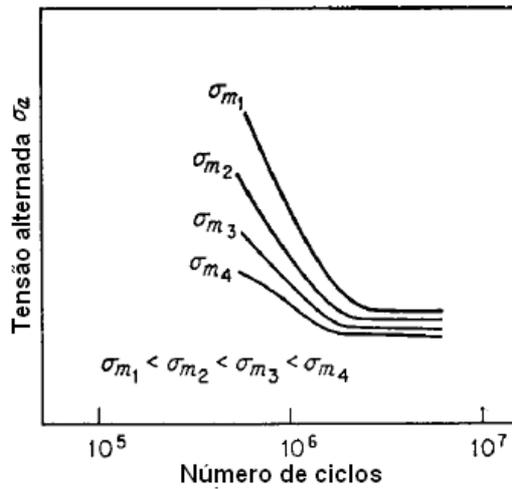


Figura 2.9 – Dados de fadiga para uma tensão média diferente de zero [10].

Um método alternativo de apresentar dados de tensão média está mostrado na Figura 2.10. Isto é conhecido como diagrama Haig-Soderberg. A tensão alternada é plotada contra a tensão média. A linha reta segue a sugestão de Goodman, enquanto a curva parabólica foi proposta por Gerber. Dados de testes para metais dúcteis geralmente caem perto da curva parabólica. Entretanto, por causa da dispersão nos resultados e o fato de testes em corpos de prova entalhados caírem perto da linha de Goodman, a relação linear é normalmente preferida em projetos de engenharia [10,11].

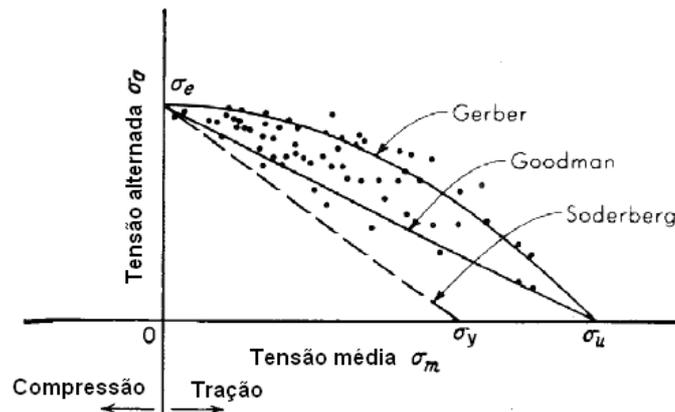


Figura 2.10 – Método alternativo de plotagem do diagrama de Goodman [10].

Essas relações podem ser expressas pela seguinte equação,

$$\sigma_a = \sigma_e \left[ 1 - \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^x \right] \quad (5)$$

onde  $x = 1$  para a linha de Goodman,  $x = 2$  para a parábola de Gerber e  $\sigma_e$  é o limite de fadiga para um carregamento completamente reversível. Se o projeto é baseado na resistência ao escoamento, como indicado pela linha tracejada de Soderberg na Figura 2.10, então  $\sigma_y$  deve substituir  $\sigma_u$  na equação (5) [10].

### **2.1.7 Efeito de Concentradores de Tensões na Fadiga**

De acordo com FONTES [13] a concentração de tensões é fundamental na avaliação da susceptibilidade à fadiga de um elemento mecânico. O concentrador pode ser um entalhe, um rasgo de chaveta, um furo, uma inclusão ou outro qualquer. O efeito da concentração é o de reduzir o limite de resistência à fadiga ou de aumentar a tensão de sollicitação. Essa redução é proporcional à susceptibilidade ao entalhe do material. Materiais mais resistentes são mais susceptíveis à presença dos concentradores de tensão.

O efeito do aumento da tensão na fadiga é estudado geralmente com testes em corpos de prova contendo um entalhe, normalmente em V ou circular. Como podemos ver na Figura 2.11, a presença de um entalhe em um corpo de prova sob carregamento uniaxial introduz três efeitos: (1) existe um aumento ou concentração de tensão na raiz do entalhe; (2) um gradiente de tensão se inicia a partir da raiz do entalhe em direção ao centro do corpo de prova; (3) um estado triaxial de tensões é produzido [10,11].

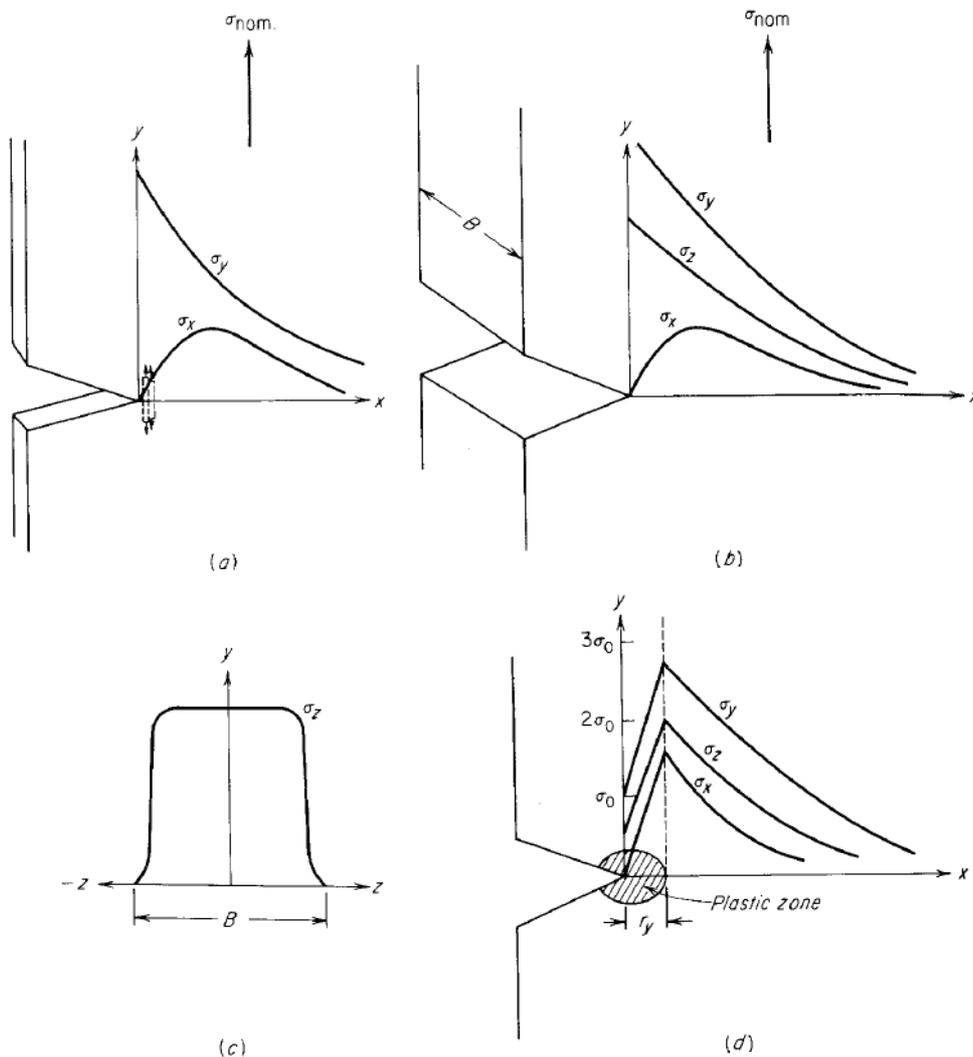


Figura 2.11 – (a) Tensões elásticas sob um entalhe em uma placa fina (tensão plana); (b) tensões elásticas sob um entalhe em deformação plana; (c) distribuição de  $\sigma_z$  com  $z$  em  $x = 0$  (deformação plana); (d) distribuição de tensões durante escoamento local (deformação plana) [10].

A razão entre a máxima tensão e a tensão nominal é o *fator de concentração teórico*  $K_t$ . Valores de  $K_t$  podem ser computados a partir da teoria da elasticidade para geometrias pouco complexas e podem ser determinados por medições de fotoelasticidade para situações mais complicadas [10,11].

A Figura 2.12 mostra o efeito de um entalhe sobre o limite de resistência à fadiga  $S_n$ , que é o limite no qual o material que sofre tensões abaixo deste, nunca sofrerá ruptura. Nessa Figura, é mostrado o fator  $K_f$ , que é chamado de fator de concentração de tensões na fadiga. Trata-se da relação entre o limite de resistência à fadiga com e sem o

concentrador, mostrado na parte (b) da Figura. A Figura mostra também que o efeito da concentração de tensões é muito mais pronunciado para vida infinita, tendo seu efeito diminuído à medida que a vida decresce [13].

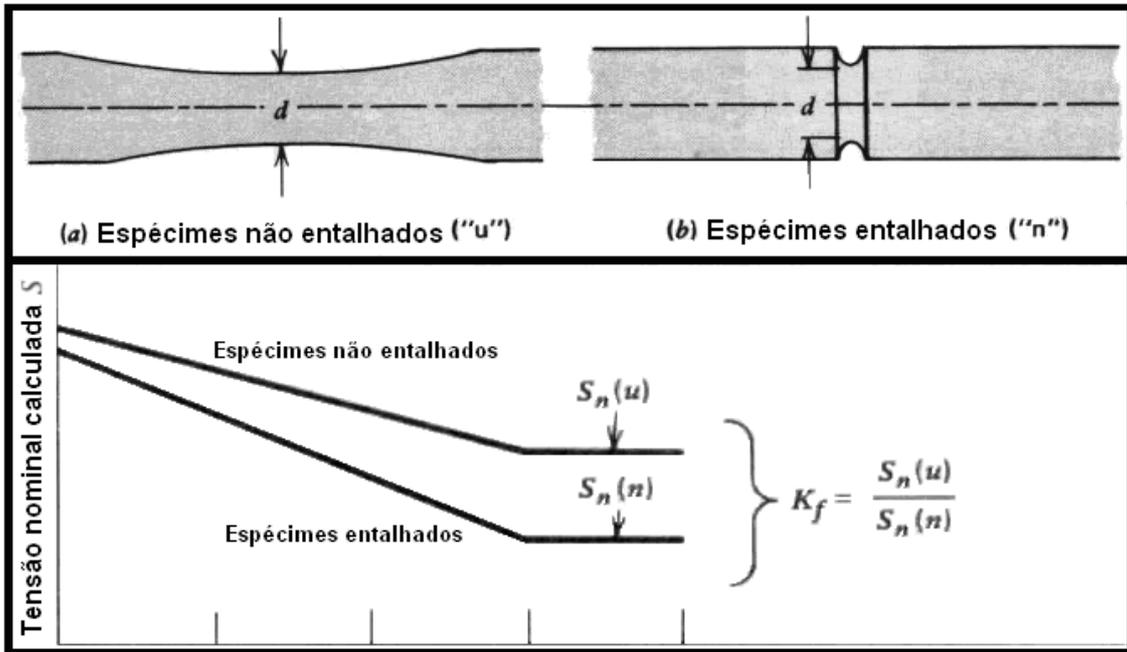


Figura 2.12 – Efeito do entalhe na propriedade de resistência a fadiga [16].

Valores de  $K_f$  tem sido encontrados variando com (1) severidade do entalhe, (2) tipo do entalhe, (3) material, (4) tipo de carregamento, e (5) nível de tensão. Os valores de  $K_f$  publicados na literatura estão sujeitos a uma considerável dispersão e devem ser examinados cuidadosamente considerando suas limitações e restrições [10,11].

A sensibilidade ao entalhe de um material em fadiga é expressa por um fator de sensibilidade ao entalhe  $q$  [10],

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \tag{6}$$

A equação (6) demonstra que um material que não experimenta redução na fadiga devido a um entalhe ( $K_f = 1$ ) tem um fator  $q = 0$ , enquanto um material no qual o entalhe tem seu efeito teórico completo ( $K_f = K_t$ ) tem um fator  $q = 1$ . Entretanto,  $q$  não é uma verdadeira constante de material uma vez que ele varia com a severidade e tipo de

entalhe (Figura 2.13), tamanho do corpo de prova, e tipo de carregamento. Como a Figura 2.13 indica, a sensibilidade ao entalhe aumenta com a resistência à tração. Assim, é possível em certas circunstâncias diminuir a resistência à fadiga pelo aumento da dureza ou resistência à tração de um material [10].

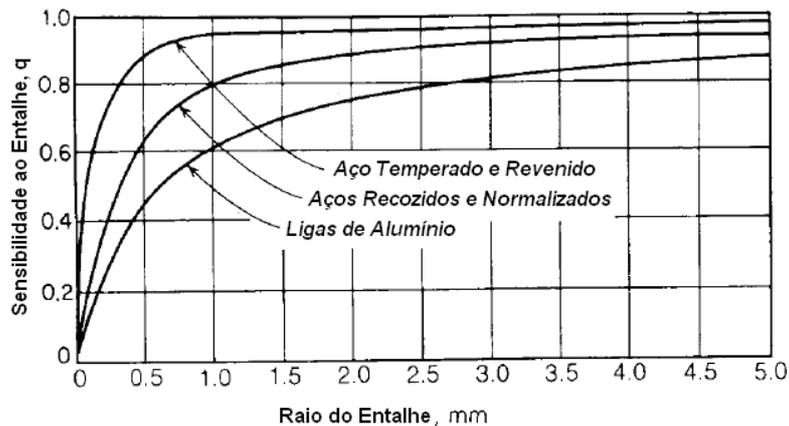


Figura 2.13 – Variação da sensibilidade ao entalhe indexado com o raio do entalhe para materiais com diferentes resistências à tração. A sensibilidade ao entalhe depende do raio do entalhe, do material e do carregamento [10].

### 2.1.8 Efeito do Tamanho

De acordo com DIETER [10], um importante problema prático é a previsão da vida em fadiga de grandes componentes a partir de resultados de testes em laboratório em corpos de prova pequenos. A experiência tem demonstrado que na maioria dos casos o *efeito do tamanho* existe, isto é, a resistência à fadiga de grandes peças é menor que aquela em corpos de prova pequenos. Um estudo preciso sobre este efeito é difícil por diversas razões. É extremamente difícil, senão até impossível, preparar corpos de prova geometricamente similares com aumento de diâmetro que tenham a mesma estrutura metalúrgica e distribuição de tensão residual através de toda a seção da peça. Os problemas em testes de fadiga com corpos de prova de grandes dimensões são consideráveis, e existem poucas máquinas de fadiga que podem acomodar corpos de prova tendo uma grande faixa de seções transversais.

A mudança de tamanho de um corpo de prova de fadiga normalmente resulta numa variação em dois fatores. Primeiro, aumentando o diâmetro aumenta o volume ou

área de superfície do corpo de prova. A mudança na quantidade de superfície é significativa, uma vez que as falhas de fadiga normalmente começam na superfície. Segundo, para corpos de prova lisos ou entalhados carregados em flexão ou torsão, um aumento no diâmetro normalmente diminui o gradiente de tensões através do diâmetro e aumenta o volume de material que está altamente tensionado.

Dados experimentais sobre o efeito do tamanho na fadiga são contraditórios e incompletos. Para testes em flexão e torsão reversíveis, alguns investigadores não têm encontrado mudança no limite de fadiga com o diâmetro do corpo de prova, enquanto mais comumente tem sido observado que o limite de fadiga diminui com o aumento do diâmetro. Para aços de baixo carbono, a diminuição no limite de fadiga à flexão para diâmetros variando entre 2 a 50 mm não excede por volta de 10 por cento. Dados sobre o efeito do tamanho para aços em fadiga por flexão estão resumidos na Tabela 2.1. O fator  $C_s$  é o fator de redução da fadiga.

Tabela 2.1: Fator de redução da fadiga devido ao efeito do tamanho [10]

Diâmetro, mm	$C_s$
$D \leq 10$	1.0
$10 \leq D \leq 50$	0.9
$50 \leq D \leq 230$	$1 - \frac{D - 0.76}{380}$

Nenhum efeito do tamanho tem sido encontrado para corpos de prova de fadiga de aço carbono lisos e polidos com diâmetros variando entre 5 a 35 mm quando testados em carregamento axial de tração-compressão. Entretanto, quando um entalhe é introduzido no corpo de prova, tal que um gradiente de tensões é produzido, um efeito do tamanho é observado. Estes importantes experimentos suportam a idéia que o efeito do tamanho na fadiga é devido à existência de um gradiente de tensões. O fato de corpos de prova grandes com gradientes de tensão superficial possuírem baixos limites de fadiga é consistente com a idéia que um valor de tensão crítico deve ser excedido sobre uma certa profundidade do material para a falha ocorrer. Este parece ser um critério mais realista sobre o efeito do tamanho que simplesmente a relação da mudança na área de superfície para a mudança no diâmetro do corpo de prova. A importância dos gradientes de tensões no efeito do tamanho ajuda a explicar porque a correlação entre os resultados de laboratório e as falhas em serviço muitas vezes são bastante pobres. Falhas

reais em peças grandes são normalmente atribuídas diretamente a concentrações de tensões, intencional ou acidentalmente, e é normalmente impossível duplicar a mesma concentração de tensões e gradiente de tensões em um corpo de prova de laboratório de tamanho reduzido.

Para BRANCO *et al.* [18], o efeito de tamanho pode ser explicado pelo chamado efeito estatístico, que considera que o aumento das dimensões do componente significa o aumento da área da superfície de fratura correspondente, aumentando a probabilidade da existência de pontos de descontinuidades e concentradores de tensão no componente. Tal efeito é modelado pelo parâmetro  $k_2$  ( $k_2 = \sigma_f / (k_1 \sigma_f)$ ), sendo  $k_1$  o fator de acabamento superficial, e  $\sigma_f$  a tensão limite de fadiga do componente definida por:  $\sigma_f = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \dots k_i \sigma_f$ . A Figura 2.14 apresenta o efeito das dimensões do corpo de prova sobre o parâmetro  $k_2$ . Nesta mesma Figura, a título de exemplificação, pode-se observar que para carregamentos monotônicos de tração, o efeito de tamanho não é relevante. Entretanto, tal afirmativa somente é válida quando se tratar de tração em materiais dúcteis [16].

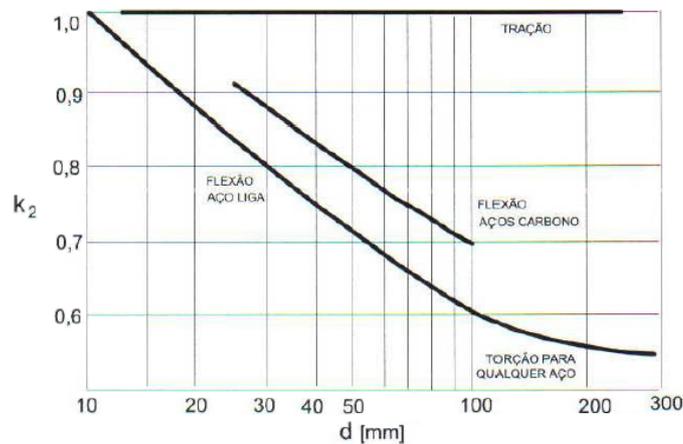


Figura 2.14 – Efeito da dimensão do corpo de prova no parâmetro  $k_2$  [18].

### 2.1.9 Flutuação de Tensões e Dano Acumulado

Existem muitas aplicações práticas onde a tensão cíclica não se mantém constante, tendo alguns períodos em que a tensão média está um pouco acima ou abaixo do nível de projeto. Além disso, existem aplicações envolvendo condições de carregamento complexas onde é difícil alcançar um nível de tensão média e o carregamento não pode ser considerado como senoidal.

Uma quantidade considerável de dados indica que a porcentagem de vida consumida pela operação em um nível de sobre-tensão (tensão acima do limite de fadiga) depende da magnitude dos níveis de tensão subseqüentes. Entretanto, a regra do dano cumulativo linear, também chamada *Regra de Miner*, assume que a vida total de uma peça pode ser estimada pela adição da porcentagem da vida consumida por cada ciclo de sobre-tensão. Se  $n_1, n_2, \dots, n_k$  representam o número de ciclos de operação em níveis de sobre-tensão específicos e  $N_1, N_2, \dots, N_k$  representam a vida (em ciclos) nestes mesmos níveis de sobre-tensão (ver Figura 2.15), então [10,11]

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_k}{N_k} = 1 \quad \text{or} \quad \sum_{j=1}^{j=k} \frac{n_j}{N_j} = 1 \quad (7)$$

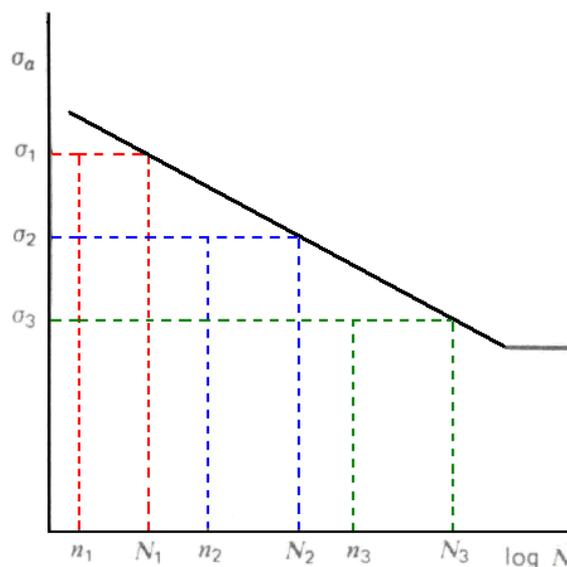


Figura 2.15 – Gráfico do dano acumulado pela regra de Miner.

Enquanto muitos desvios a partir da regra de Miner têm sido observados, e numerosas modificações para essa relação terem sido propostas, nenhuma provou ser melhor ou ganhou maior aceitação [10].

A resistência à fadiga de corpos de prova lisos é reduzida mais do que seria esperado pela regra do dano linear de Miner se alguns ciclos de alta tensão forem aplicados antes de um teste com baixas tensões. Este efeito é particularmente pronunciado com corpos de prova entalhados onde a vida a fadiga pode ser alterada por

um fator de 10 a 100 se uma sobrecarga for aplicada no início da seqüência de ciclos, ao invés de ser aplicada no final da seqüência. Este efeito é devido a tensões residuais produzidas no entalhe por tensões de sobrecarga na região plástica. Mesmo uma pequena carga de tração pode produzir uma zona plástica na ponta da trinca, que após o descarregamento forma tensões residuais compressivas que retardam o crescimento da trinca.

Existe a necessidade da utilização de métodos de análise do histórico de carregamento que varia irregularmente com o tempo. Os métodos de contagem de ciclos conhecidos como método de dupla faixa e método *rainflow* têm encontrado maior aceitação [10,11].

#### **2.1.10 Iniciação da Trinca de Fadiga**

Nos estudos das mudanças básicas estruturais que ocorrem quando um metal está sujeito à tensão cíclica, divide-se o processo de fadiga, por conveniência, nos seguintes estágios [11,12]:

Estágio I - Corresponde à **nucleação da trinca** por deformação plástica cíclica localizada e o seu crescimento inicial, ao longo de planos de escorregamento, sob a influência de tensões de cisalhamento. Este estágio não é visível a olho nu na superfície da fratura pois, normalmente, não se estende por mais de 2 a 5 grãos. Pode corresponder até a 90% do número total de ciclos que o componente suporta antes de fraturar; a presença de entalhes e altas tensões localizadas reduz a duração deste estágio.

Estágio II - Corresponde ao **crescimento da trinca** num plano perpendicular à direção da tensão principal de tração. A transição do estágio I para o II se dá através da formação de numerosos degraus, também não visíveis a olho nu (ver Figuras 2.16 e 2.17). A fratura neste estágio é a mais característica do processo de fadiga (ver Figura 2.1). É sempre visível a olho nu e pode corresponder à maioria da área da superfície da fratura, ainda que não corresponda necessariamente à maior parte do número de ciclos total suportado pela peça. A propagação da trinca de fadiga é geralmente transgranular.

Estágio III - Corresponde à **fratura brusca final** que ocorre no último ciclo de tensões quando a trinca desenvolvida progressivamente atinge o tamanho crítico para propagação instável; desta forma, a área da fratura desenvolvida progressivamente depende das tensões aplicadas e da tenacidade do material. Em princípio, é possível que o material se deforme antes da ruptura final, mas normalmente as fraturas de fadiga são macroscopicamente “frágeis”, isto é, não apresentam deformação macroscópica.

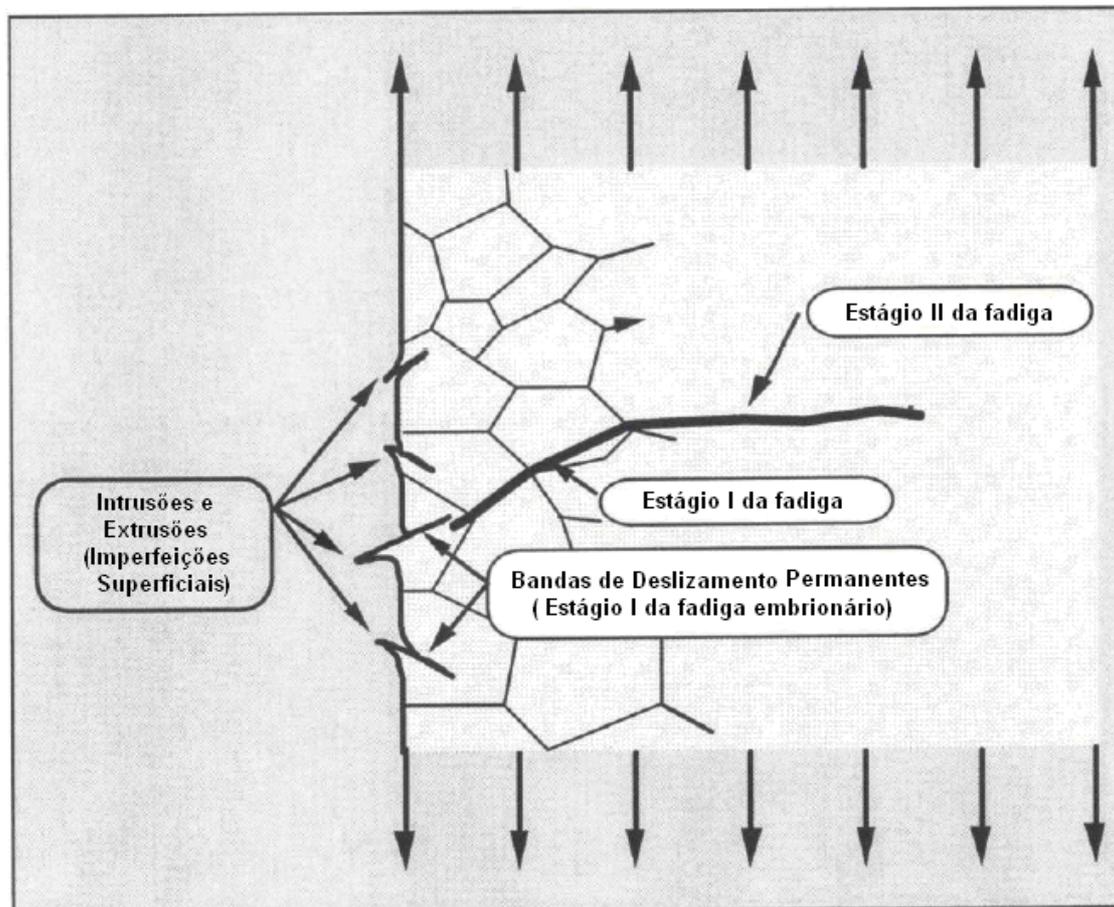


Figura 2.16 – Esquema dos estágios I e II do processo de fadiga [12].

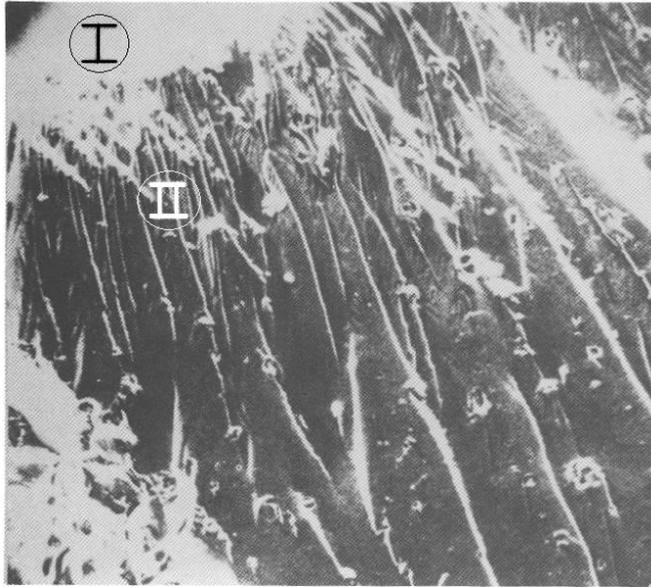


Figura 2.17 – Transição do estágio I para o estágio II em liga de alumínio 2024-T3 [12].

Da observação destes estágios, é fácil compreender que duas condições são necessárias para ocorrer ruptura por fadiga:

a) *tensões de tração*: pois são estas tensões que provocam o crescimento da trinca no estágio II. É importante notar, entretanto, que embora tensões de compressão não provoquem fratura por fadiga, carregamento externo em compressão pode provocar.

b) *deformação plástica localizada*: embora, como foi dito anteriormente, fraturas por fadiga ocorram sob tensões nominais abaixo do limite de escoamento, é condição necessária que haja deformação plástica, pois, analogamente a qualquer tipo de fratura de metais, a fadiga é nucleada e acompanhada na propagação por deformação plástica.

Sendo um processo essencialmente localizado, é fácil de entender a importância, na fadiga, da concentração de tensões devido a variações de dimensões e estado de superfície (entalhes mecânicos, como raios de concordância, rasgos de chaveta, riscos de usinagem) ou a tensões residuais de tratamento mecânico, térmico ou soldagem. Devido a isto, os resultados obtidos em corpos de prova usinados e ensaiados em laboratório têm um significado bastante restrito, sendo normalmente necessários ensaios do componente propriamente dito para se avaliar a resistência à fadiga [12].

De acordo com DIETER [10], a proporção relativa do total de ciclos para a falha que está envolvida com cada estágio depende das condições do teste e do material. Entretanto, está bem estabelecido que uma trinca de fadiga pode ser formada antes de 10 por cento da vida total do corpo de prova ter sido alcançada. Existe uma considerável ambigüidade para decidir quando uma banda de deslizamento profunda deve ser chamada de trinca. Em geral, grandes proporções do total de ciclos para a falha estão envolvidas com a propagação de trincas no estágio II em fadiga de baixo ciclo que em fadiga de longa vida, enquanto o crescimento de trincas no estágio I engloba o maior segmento para baixas tensões, fadiga de alto ciclo. Se a tensão de tração for alta, como na fadiga de corpos de prova com entalhes agudos, o crescimento das trincas do estágio I pode até mesmo não ser observado.

Uma consideração estrutural predominante em fadiga é o fato que trincas de fadiga normalmente são iniciadas em uma superfície livre. Naquelas raras ocasiões onde a trinca de fadiga inicia no interior existe sempre uma interface envolvida, como por exemplo a interface de uma camada superficial carbonetada e o metal de base.

Uma importante característica estrutural que parece ser única na deformação por fadiga, é a formação na superfície de saliências e reentrâncias chamadas de extrusões e intrusões, respectivamente. Metalografias extremamente cuidadosas feitas em seções de superfície têm demonstrado que trincas de fadiga iniciam em intrusões e extrusões.

O estágio inicial do processo de fadiga é a formação de bandas de deslizamento permanentes que são o resultado de um crescimento sistemático de pequenos movimentos de deslizamento, correspondendo a movimentos da ordem de 1 nm ao invés de passos de 100 a 1000 nm, que são observados para bandas de deslizamento estático [10,11]. A Figura 2.18 ilustra o conceito de como deformações contínuas através de pequenos deslizamentos podem levar a uma trinca de fadiga.

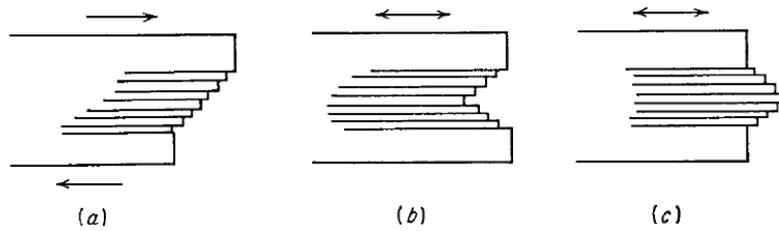


Figura 2.18 – Conceito de micro-deformação causando a formação de trincas de fadiga.

(a) Deformação estática; (b) deformação de fadiga causando o entalhe da superfície (intrusão); (c) deformação de fadiga causando banda de deslizamento de extrusão [10].

A Figura ilustra esquematicamente a fina estrutura de uma banda de deslizamento através de ampliações obtidas com o microscópio eletrônico. O deslizamento produzido pela deformação estática poderia produzir um contorno na superfície do metal similar aquela mostrada na Fig. 2.18a. Em contraste, os pequenos movimentos de vai-e-vem da fadiga poderiam desenvolver entalhes (Fig. 2.18b) ou saliências (Fig. 2.18c) na superfície. O entalhe poderia ser um concentrador de tensão com a sua raiz de dimensões atômicas. Tal situação poderia ser o início de uma trinca de fadiga. Este mecanismo para a iniciação de uma trinca de fadiga está de acordo com o fato que trincas de fadiga iniciam na superfície e que o início destas trincas tem sido encontrados nas bandas de deslizamento de intrusões e extrusões (Figuras 2.19 e 2.20).

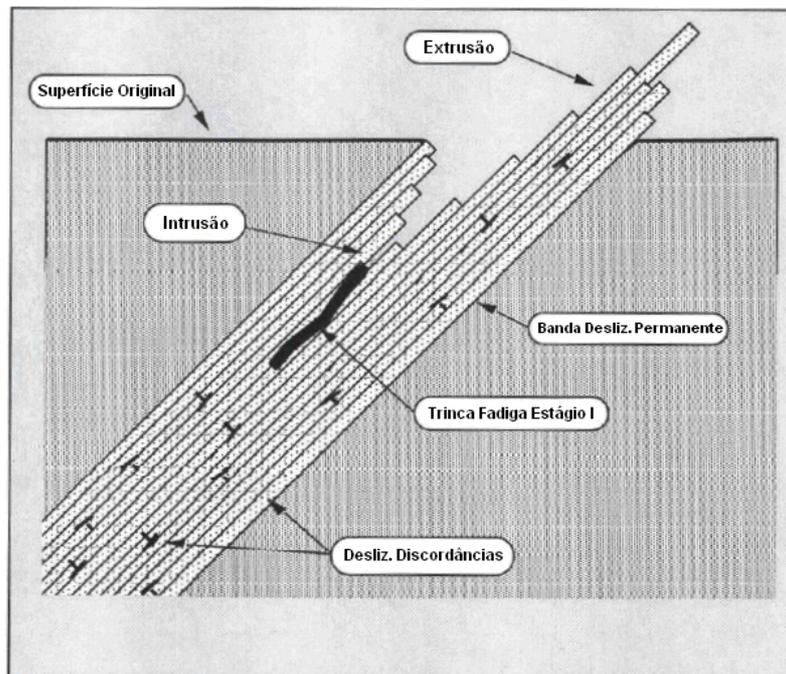


Figura 2.19 – Mecanismo para o desenvolvimento (iniciação) de uma trinca de fadiga [12].

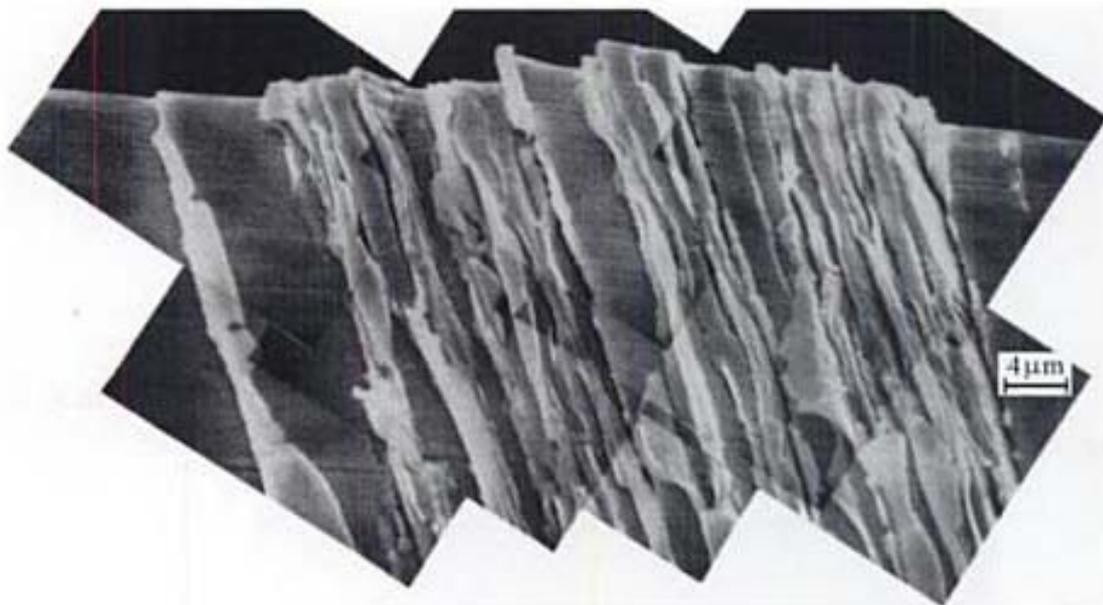


Figura 2.20 – Protusões com extrusões e intrusões na superfície de um cristal de cobre após 120.000 ciclos de fadiga na temperatura ambiente [19].

A frequência de propagação da trinca no estágio II causa um contraste marcante na superfície da fratura, e mostra um padrão de ondulações ou estrias de fratura por fadiga (Fig. 2.21) [10]. Cada estria representa a posição sucessiva do avanço de uma frente de trinca normal à maior tensão de tração. Cada estria foi produzida por um único ciclo de tensão [11]. A presença destas estrias define sem sombra de dúvida que a falha foi produzida por fadiga, mas a sua ausência não exclui a possibilidade de fratura por fadiga. A inobservância de estrias em uma superfície de fadiga pode ser devida a um espaçamento muito pequeno que não pode ser resolvido com o método de observação usado, ductilidade insuficiente na ponta da trinca para produzir uma ondulação pela deformação plástica que é larga o suficiente para ser observada ou eliminação das estrias por algum tipo de dano na superfície. Uma vez que as trincas no estágio II não ocorrem para a vida a fadiga total, a contagem das estrias não fornecerá a história completa de ciclos para a falha [10].

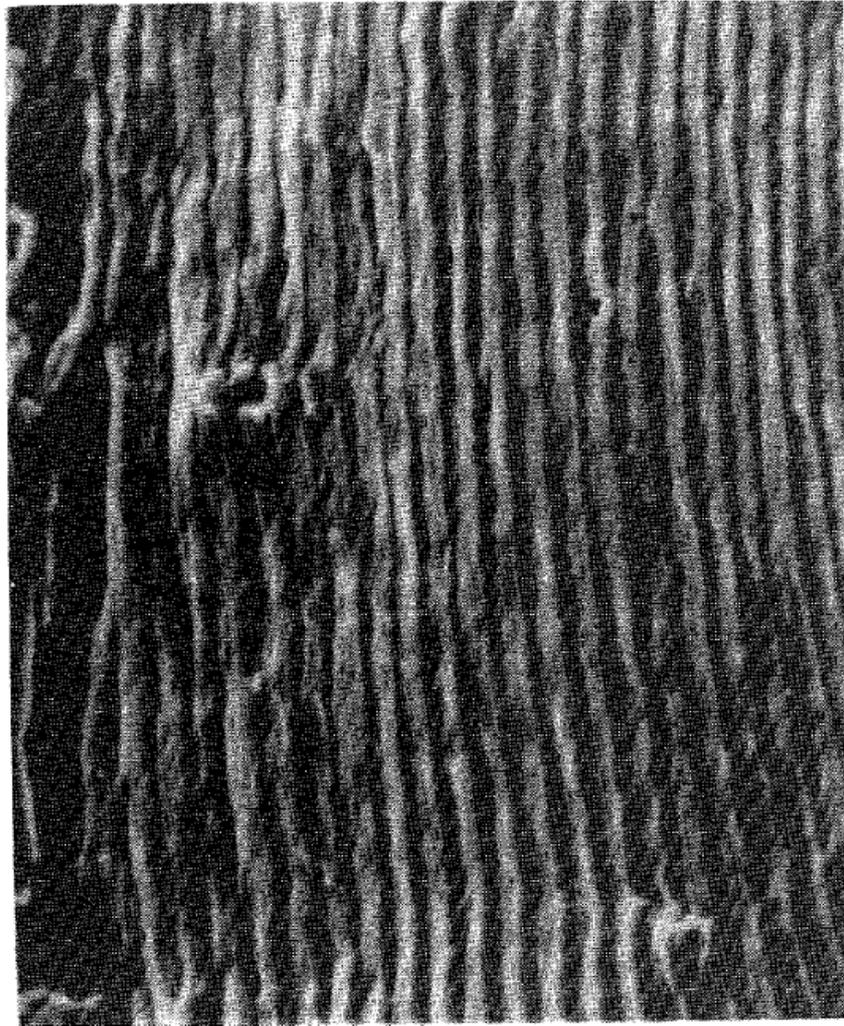


Figura 2.21 – Estrias de fadiga em uma liga beta-recozida Ti-6Al-4V (2000 X) [10].

A propagação da trinca no estágio II ocorre através de um processo de embotamento plástico que está ilustrado na Figura 2.22 [10]. No início do ciclo de carregamento, a ponta da trinca é aguda (Fig. 2.22a). Conforme a carga de tração é aplicada, o pequeno entalhe duplo na ponta da trinca concentra o deslizamento ao longo de planos de  $45^\circ$  com o plano da trinca (Fig. 2.22b). Conforme a trinca alarga para sua máxima extensão (Fig. 2.22c), ela cresce mais por cisalhamento plástico e ao mesmo tempo sua ponta se torna cega. Quando a carga é alterada para compressão, a direção de deslizamento nas zonas finais é revertida (Fig. 2.22d). As faces da trinca são esmagadas juntas e a nova superfície da trinca criada em tração é forçada para dentro do plano da trinca (Fig. 2.22e) onde ela parcialmente dobra por flambagem para formar uma nova ponta de trinca aguda. A nova trinca aguda está pronta então para avançar e ser embotada no próximo ciclo de tensão.

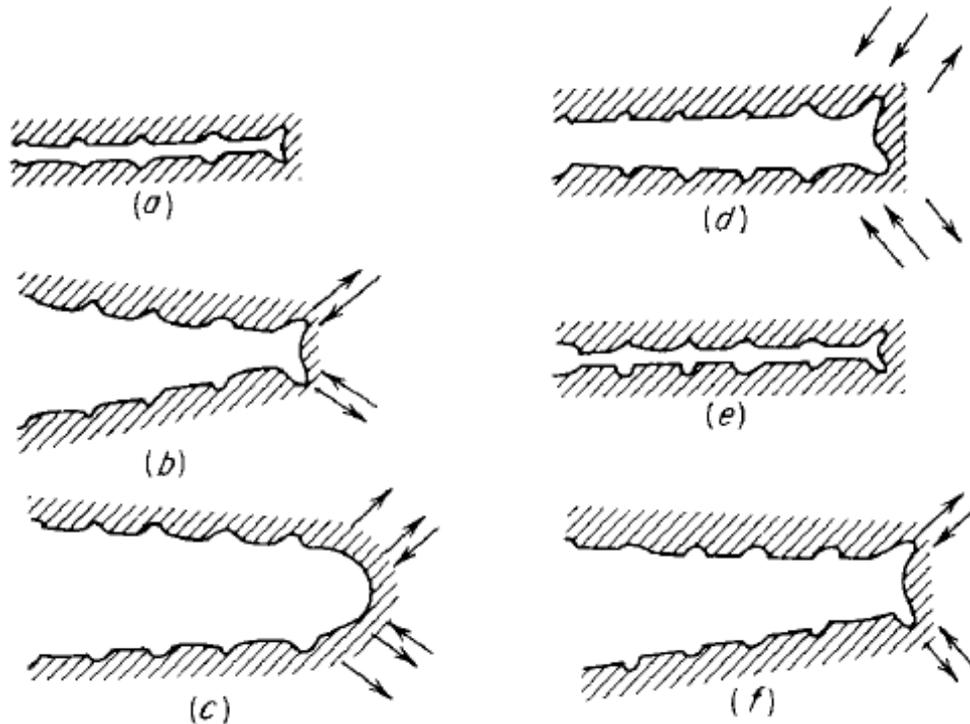


Figura 2.22 – Processo de embotamento plástico para o crescimento do estágio II da trinca de fadiga [10].

### 2.1.11 Propagação da Trinca de Fadiga

Segundo DIETER [10], uma quantidade considerável de pesquisas tem sido feitas para a determinação das leis de propagação das trincas de fadiga para o crescimento no estágio II. Relações de propagação de trincas confiáveis permitem a implementação de uma filosofia de projeto livre de falhas a qual reconhece a inevitabilidade de trincas em estruturas de engenharia e foca na determinação da carga segura e tamanho de trinca que vão excluir a falha em uma estimativa conservadora da vida em serviço. A taxa de propagação da trinca  $da/dN$  segue uma equação

$$\frac{da}{dN} = C\sigma_a^m a^n \quad (8)$$

onde  $C$  = uma constante

$\sigma_a$  = a tensão alternada

$a$  = o comprimento da trinca

Em diferentes investigações,  $m$  varia de 2 a 4 e  $n$  varia de 1 a 2. A propagação da trinca pode também ser expressa em termos da deformação total através de uma única expressão polinomial a qual estende-se a partir da região de deformação elástica até a plástica.

$$\frac{da}{dN} = C_1 \epsilon^{m_1} \quad (9)$$

O avanço mais importante que colocou a propagação de trincas de fadiga em um contexto útil para a engenharia foi a percepção que o comprimento da trinca contra o número de ciclos em uma série de diferentes níveis de tensão poderia ser expressado através de um gráfico geral de  $da/dN$  contra  $\Delta K$ .  $da/dN$  é a inclinação da curva de crescimento da trinca em um dado valor de  $a$  e  $\Delta K$  é a faixa do fator de intensidade de tensões, definida como [10,11]

$$\begin{aligned} \Delta K &= K_{\max} - K_{\min} \\ \Delta K &= \sigma_{\max} \sqrt{\pi a} - \sigma_{\min} \sqrt{\pi a} = \sigma_r \sqrt{\pi a} \end{aligned} \quad (10)$$

Uma vez que o fator de intensidade de tensões é indefinido em compressão,  $K_{\min}$  é tomado como zero se  $\sigma_{\min}$  for compressão.

A relação entre a taxa de crescimento da trinca de fadiga e a faixa do fator de intensidade de tensão é mostrada na Figura 2.23. Esta curva tem um formato sigmoideal que pode ser dividido em três regiões [10,11].

A Região I está limitada por um valor limite inferior (*threshold*)  $\Delta K_{th}$ , abaixo do qual não ocorre crescimento de trinca de fadiga observável. Para tensões abaixo de  $\Delta K_{th}$ , as trincas não se propagam.  $\Delta K_{th}$  ocorre com taxas de propagação de trincas da ordem de 0,25 nm/ciclo ou menos.

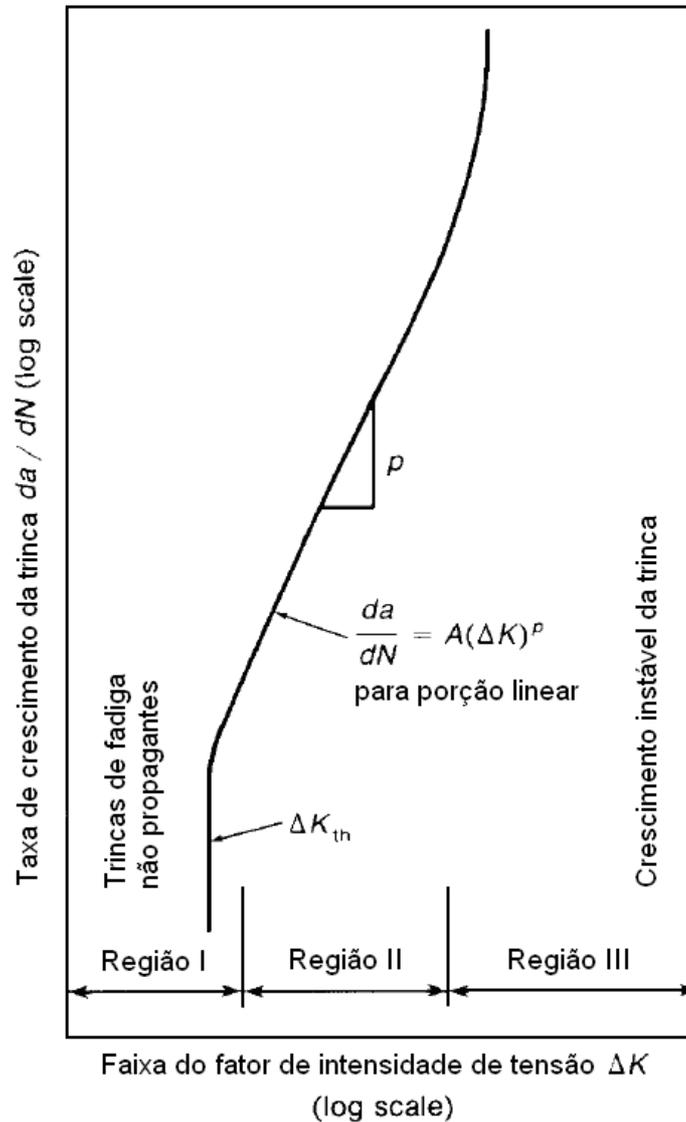


Figura 2.23 – Representação esquemática do comportamento do crescimento da trinca de fadiga em um ambiente não agressivo [10,11].

A Região II representa uma relação essencialmente linear entre  $\log da/dN$  e  $\log \Delta K$

$$\frac{da}{dN} = A(\Delta K)^p \quad (11)$$

Para essa relação empírica,  $p$  é a inclinação da curva e  $A$  é o valor encontrado pela extensão da linha reta para  $\Delta K = 1 \text{ MPa m}^{1/2}$ . O valor de  $p$  é aproximadamente 3 para aços e na faixa de 3 a 4 para ligas de alumínio. A equação (11) é frequentemente chamada *Lei de Paris*.

A Região III é a região do crescimento acelerado da trinca. Aqui  $K_{\max}$  aproxima-se de  $K_c$ , a tenacidade à fratura do material.

Aumentando a tensão média no ciclo de fadiga ( $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = K_{\min} / K_{\max}$ ), existe uma tendência de aumento nas taxas de crescimento da trinca em todas as porções da curva sigmoidal. Geralmente, o efeito do aumento de  $R$  é menor na Região II que nas Regiões I e III. A influência de  $R$  na relação de Paris é dada por [10,11]

$$\frac{da}{dN} = \frac{A(\Delta K)^p}{(1-R)K_c - \Delta K} \quad (12)$$

onde  $K_c$  = a tenacidade à fratura aplicável ao material e espessura

$R$  = relação de tensões =  $\sigma_{\min} / \sigma_{\max} = K_{\min} / K_{\max}$

### 2.1.12 Efeito da Superfície na Fadiga

Praticamente, todas as falhas por fadiga iniciam na superfície. Para muitos tipos comuns de carregamento, como flexão e torção, a tensão máxima ocorre na superfície de forma que é lógico que a falha deveria iniciar ali. Entretanto, no carregamento axial a falha por fadiga quase sempre começa na superfície. Existe uma ampla evidência que as propriedades de fadiga são muito sensíveis às condições da superfície. Os fatores que afetam a superfície de um corpo de prova de fadiga podem ser divididos grosseiramente em três categorias, (1) rugosidade superficial ou concentradores de tensão na superfície, (2) mudanças na resistência à fadiga na superfície do metal, e (3) mudanças na condição de tensão residual da superfície. Além destes fatores, a superfície também está sujeita à oxidação e corrosão [10].

#### Rugosidade Superficial

Desde as primeiras investigações de fadiga, sabe-se que diferentes acabamentos superficiais produzidos por diferentes procedimentos de usinagem podem afetar apreciavelmente o desempenho à fadiga. Corpos de prova finamente polidos, nos quais as pequenas marcas deixadas pela ferramenta (concentradores de tensão) são orientadas em paralelo com a direção da principal tensão de tração, dão os maiores valores nos

testes de fadiga. A Tabela 2.2 indica como a vida em fadiga de corpos de prova de vigas em balanço variam com o tipo de preparação da superfície.

Tabela 2.2: Vida em fadiga de corpos de prova de aço SAE 3130 testados sob tensão completamente reversível de 655 MPa [10]

Tipo de acabamento	Rugosidade Superficial, $\mu\text{m}$	Vida-fadiga média, ciclos
Torno mecânico	2,67	24.000
Polido à mão em parte	0,15	91.000
Polido à mão	0,13	137.000
Retificado	0,18	217.000
Retificado e polido	0,05	234.000
Super acabado	0,18	212.000

A Figura 2.24 mostra a influência de vários acabamentos superficiais em aço na redução do limite de fadiga de corpos de prova cuidadosamente polidos. Note que o acabamento superficial é caracterizado pelo processo usado para formar a superfície. A extrema sensibilidade de aços de alta resistência às condições superficiais está bem ilustrada [10].

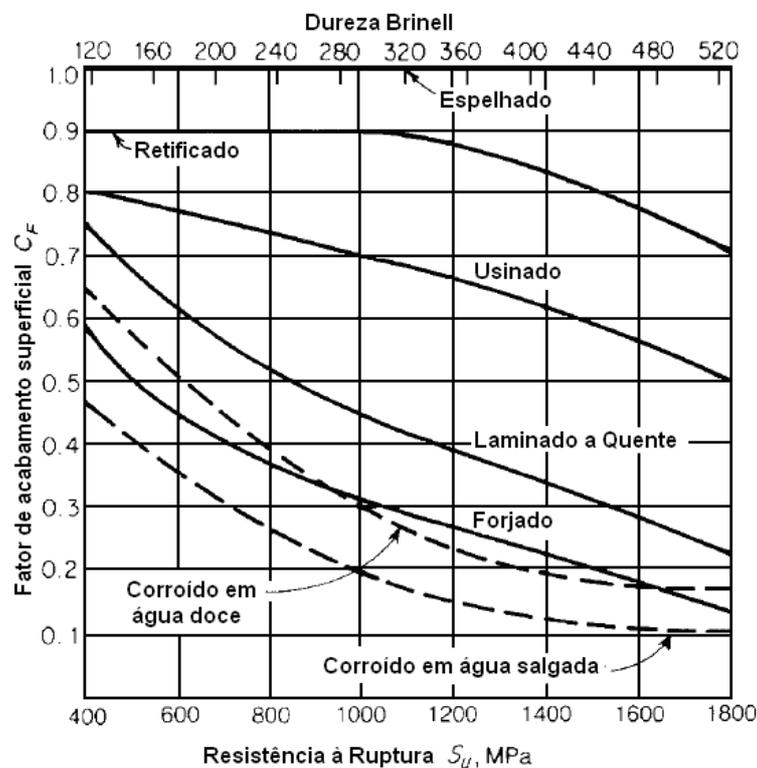


Figura 2.24 – Fator de redução para o limite de fadiga do aço devido a vários tratamentos superficiais [10].

## **Mudanças nas Propriedades Superficiais**

Uma vez que a falha por fadiga é tão dependente da condição da superfície, qualquer coisa que mude a resistência à fadiga da superfície do material irá alterar bastante as propriedades de fadiga. Melhorias marcantes nas propriedades de fadiga podem resultar a partir da formação de superfícies mais duras e mais fortes em peças de aço através da cementação e nitretação. Porém, como são produzidas tensões residuais compressivas favoráveis na superfície através destes processos, não podemos considerar que as melhores propriedades de fadiga são devidas exclusivamente à formação um material mais resistente na superfície. A efetividade da cementação e nitretação em melhorar o desempenho à fadiga é maior para os casos onde existe um alto gradiente de tensões, como em flexão e torção, comparado a um teste de fadiga axial. A maior porcentagem de melhoria no desempenho à fadiga é encontrada quando corpos de prova de fadiga entalhados são nitretados [10].

## **Tensão Residual Superficial**

A formação de um padrão de tensões residuais compressivas favoráveis na superfície é provavelmente o método mais efetivo para aumentar o desempenho à fadiga. Podemos considerar que tensões residuais são tensões internas que estão presentes em uma peça que não está sujeita a uma força externa. Apenas macro-tensões, que agem sobre grandes regiões comparadas com o tamanho de grão, estão sendo consideradas aqui. Elas podem ser medidas por métodos de raios X ou notando as mudanças em dimensões quando uma fina camada de material é removida da superfície [11]. As tensões residuais crescem quando a deformação plástica não é uniforme ao longo de toda a seção da peça deformada. Considere um corpo de prova metálico onde a superfície foi deformada por tração através de flexão de forma que uma parte dele sofreu deformação plástica. Quando a força externa é removida, as regiões que foram deformadas plasticamente impedem que regiões elásticas adjacentes consigam uma recuperação elástica completa de volta à condição original antes da deformação. Assim, as regiões elasticamente deformadas ficam com uma tração residual, e as regiões que foram deformadas plasticamente devem estar em um estado de compressão residual para balancear as tensões sobre a seção do corpo de prova. Em geral, para uma situação onde parte da seção é plasticamente deformada, enquanto o resto permanece sob deformação elástica, a região que foi plasticamente deformada por tração terá uma tensão residual compressiva após o descarregamento, enquanto a região que foi

plasticamente deformada por compressão terá uma tensão residual trativa quando a força externa for removida. O valor máximo de tensão residual que pode ser produzido é igual ao limite elástico do metal [10].

Para muitos efeitos, tensões residuais podem ser consideradas idênticas às tensões produzidas por uma força externa. Assim, a adição de uma tensão residual compressiva, que existe em um ponto da superfície, a uma tensão de tração externamente aplicada nesta superfície diminui a probabilidade de falha por fadiga naquele ponto. A Figura 2.25 ilustra este efeito. A Figura 2.25a mostra a distribuição da tensão elástica em uma viga sem tensões residuais. Uma distribuição típica de tensão residual, tal qual seria produzida por jateamento de granalha (*shot peening*), é mostrada na Figura 2.25b. Note que a alta tensão residual compressiva na superfície deve ser balanceada pela tensão residual trativa no interior da seção. Na Figura 2.25c, a distribuição de tensões devida à soma algébrica das tensões de flexão externas e das tensões residuais está mostrada. Note que a máxima tensão trativa na superfície é reduzida por uma quantidade igual à tensão residual compressiva desta superfície. O pico de tensão trativa é deslocado para um ponto no interior do corpo de prova. A magnitude desta tensão depende do gradiente de tensão aplicada e da distribuição de tensão residual. Assim, uma iniciação de falha sub-superficial é possível sob estas condições. Também é aparente que melhorias no desempenho à fadiga que resultam a partir da introdução de tensões residuais compressivas superficiais serão maiores quando o carregamento é aquele em que existe um gradiente de tensão. Entretanto, algumas melhorias no desempenho à fadiga de corpos de prova de fadiga axial resultam a partir de tensões residuais compressivas na superfície, presumivelmente porque a superfície é uma fonte potencial de defeitos [10].

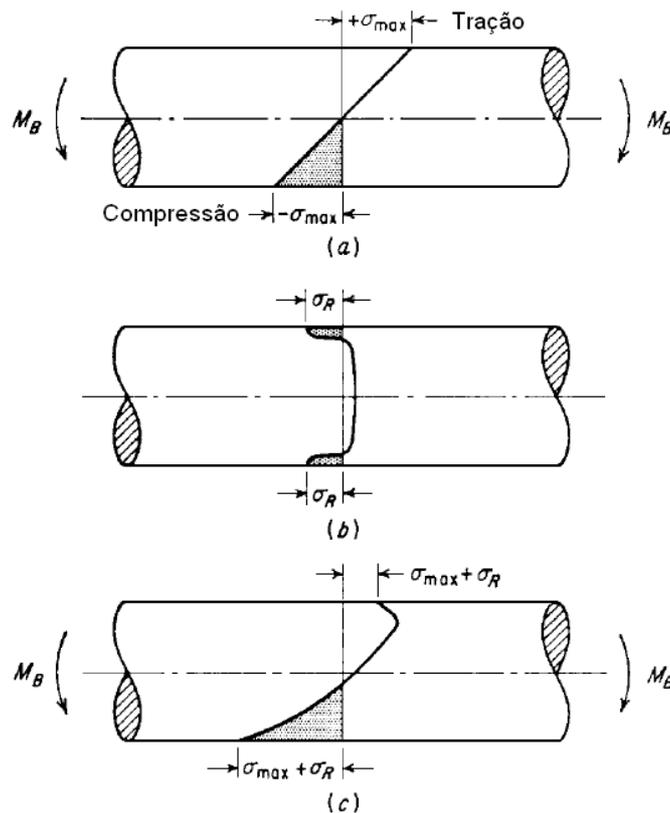


Figura 2.25 – Superposição de tensões aplicadas e residuais [10].

Os principais métodos comerciais de introdução de tensões residuais compressivas favoráveis na superfície são por laminação superficial com rolos de contorno e por *shot peening*. Embora algumas mudanças na resistência do metal são devidas ao encruamento ocorrido durante estes processos, a melhoria no desempenho à fadiga é devida principalmente à formação de tensões residuais compressivas na superfície. *Shot peening* consiste em projetar granalhas de aço ou ferro fundido contra a superfície em alta velocidade. As principais variáveis neste processo são a velocidade do impacto e o tamanho, forma e dureza da granalha. Outros métodos de introduzir tensões residuais compressivas na superfície são por meio de tensões termais produzidas pela têmpera do aço a partir da temperatura de revenido e a partir de tensões resultantes das mudanças de volume que acompanham as mudanças metalúrgicas resultantes da cementação, nitretação, e têmpera por indução. Além destes, existe também o método de *proof load*, que será abordado no próximo item com mais detalhes[11].

As distribuições de tensão residual podem ser modificadas por deformação plástica. Quando grandes deformações plásticas ocorrem, a tensão cai para o limite de escoamento [10].

### 2.1.13 Efeito do *Proof Load*

Conforme descrito no item anterior, o *proof load* é um método utilizado para introduzir tensões residuais compressivas favoráveis na superfície de peças, através do carregamento com uma força externa capaz de causar uma deformação plástica localizada nos pontos de concentração de tensão, com o objetivo de melhorar o desempenho à fadiga [11].

De acordo com os trabalhos de SHOUP *et al.* [20,21,22], foi avaliada a influência do *proof load* na vida-fadiga de amarras de ancoragem. Dados experimentais de fadiga foram apresentados para elos com e sem malhete em escala reduzida. Amarras de içamento de 10 mm grau 80 foram usadas para os testes de fadiga, onde 10 mm é o diâmetro da barra que forma o elo. Os elos com malhete foram fabricados através de soldagem por filete dos malhetes. As amarras de içamento são geometricamente similares às amarras de ancoragem (ver Figura 2.26), e isso resulta em fatores de concentração de tensão similares no local onde a trinca de fadiga se origina (ver Figura 2.27). Todos os testes de fadiga foram conduzidos no ar em laboratório.

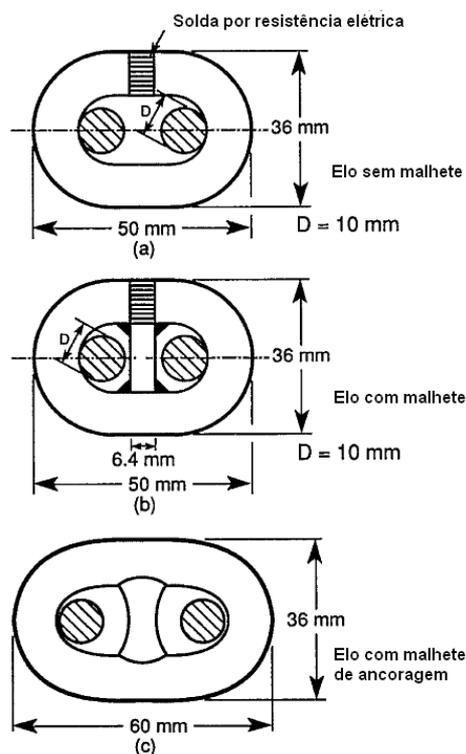


Figura 2.26 – Elo sem malhete (a) e com malhete (b) usados neste estudo. Dimensões do elo de amarra de ancoragem com malhete (c) para comparação[20].

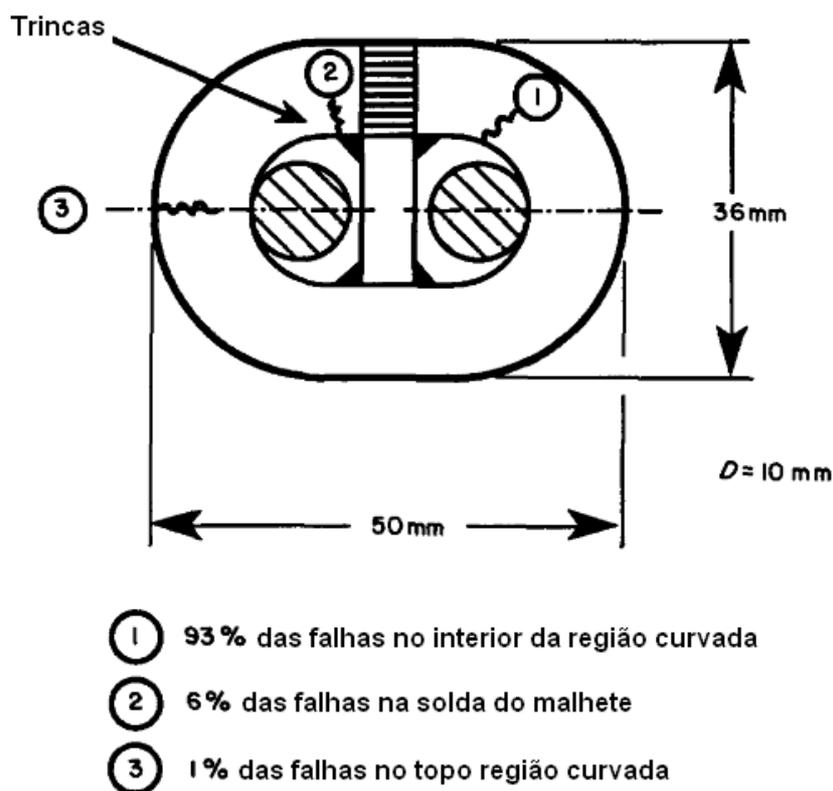


Figura 2.27 – Dados do local onde a trinca de fadiga se origina, para o caso de elos com malhete [22].

No projeto das amarras de ancoragem, o engenheiro pode tirar proveito do *proof load* para melhorar a vida-fadiga dos elos. Todas as amarras de ancoragem recebem o *proof load* antes de serem fornecidas aos clientes. O nível de carga a ser aplicado é definido por um padrão reconhecido como, por exemplo, as Especificações API (*American Petroleum Institute*) para amarras de ancoragem (Spec 2F). API 2F especifica o *proof load* como uma função do tamanho da amarra. De acordo com o API, o *proof load* requerido é de 66% da carga de ruptura de catálogo da amarra, e pode ser aumentado até 70% para alcançar a tolerância de comprimento. A sociedade classificadora *Det Norske Veritas* (DNV) especifica que dois graus de amarras recebem *proof loads* de 70% e 79% da resistência à ruptura [20].

Carregamentos nestes níveis conferem uma elongação permanente à amarra, provocando deformação plástica em regiões localizadas. Esta deformação ocorre em áreas de alta concentração de tensões trativas, e uma vez que isto resulta a partir de uma combinação de forças de flexão e tração, tensões residuais compressivas estão presentes após a remoção da carga. As tensões residuais compressivas se sobrepõem com as

tensões aplicadas geradas durante o carregamento em serviço da amarra para reduzir a tensão média de tração nas regiões críticas onde as trincas de fadiga se originam. A tensão média reduzida diminui a taxa de acumulação de dano e aumenta a vida-fadiga da amarra [20].

Uma análise de elementos finitos mostrou que o máximo fator de concentração de tensão trativa para a amarra de ancoragem com malhete é de 4,4 no interior da região curvada, na zona de transição entre o raio e o trecho reto do elo. Da mesma forma, foi mostrado que este fator foi de 4,5 para a amarra com malhete fabricada e usada neste estudo, e que também estava localizado na mesma região do elo (Figura 2.27, item 1). Considera-se que as geometrias são suficientemente similares para permitir uma extrapolação qualitativa dos resultados da amarra pequena para o comportamento da amarra em escala real. A rugosidade superficial e uma maior ocorrência de defeitos também podem influenciar significativamente geometrias maiores. Entretanto, o comportamento global da tensão-deformação local e das tensões residuais devem ser comparáveis [20].

O programa do teste de fadiga seguiu os seguintes passos [20]:

1- A resistência à fratura das amarras com e sem malhete tratadas termicamente foi determinada.

2- Os níveis desejados de *proof load* foram aplicados à amarra.

3- O teste de fadiga foi conduzido em ambos os tipos de amarras. A Figura 2.28 mostra a configuração do teste de fadiga. Para cada tipo de amarra, quatro segmentos de seis elos cada, foram conectados em série e testados simultaneamente sob carga média e amplitude de carga constantes. Cada segmento foi testado até ocorrerem três falhas para cada trecho de seis elos. A falha era definida pela fratura total de um elo particular.

4- O passo 3 foi repetido para cada carga média e amplitude de carga definidas para o teste de fadiga completo.

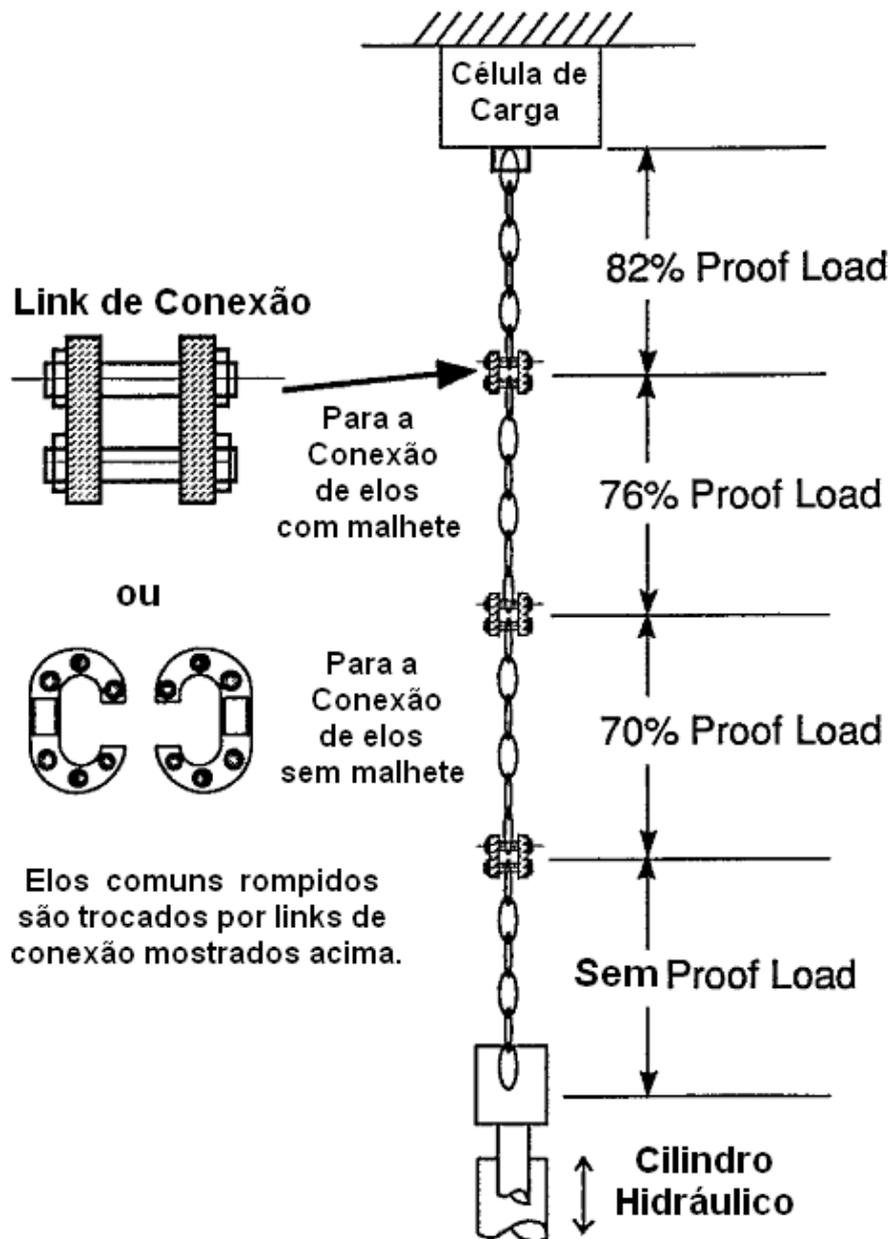


Figura 2.28 – Configuração esquemática do teste de fadiga [20].

Para as amarras sem malhete, o teste de fadiga consistiu de quatro amplitudes de carga de 7, 10, 15 e 20% sobrepostos em níveis de carga média de 20 e 40%. Para as amarras com malhete, o teste de fadiga consistiu de três amplitudes de carga de 9, 13 e 18% sobrepostos em níveis de carga média de 20 e 40%. A Figura 2.29 ilustra a matriz de testes e níveis de *proof load* usados neste programa de testes de fadiga.

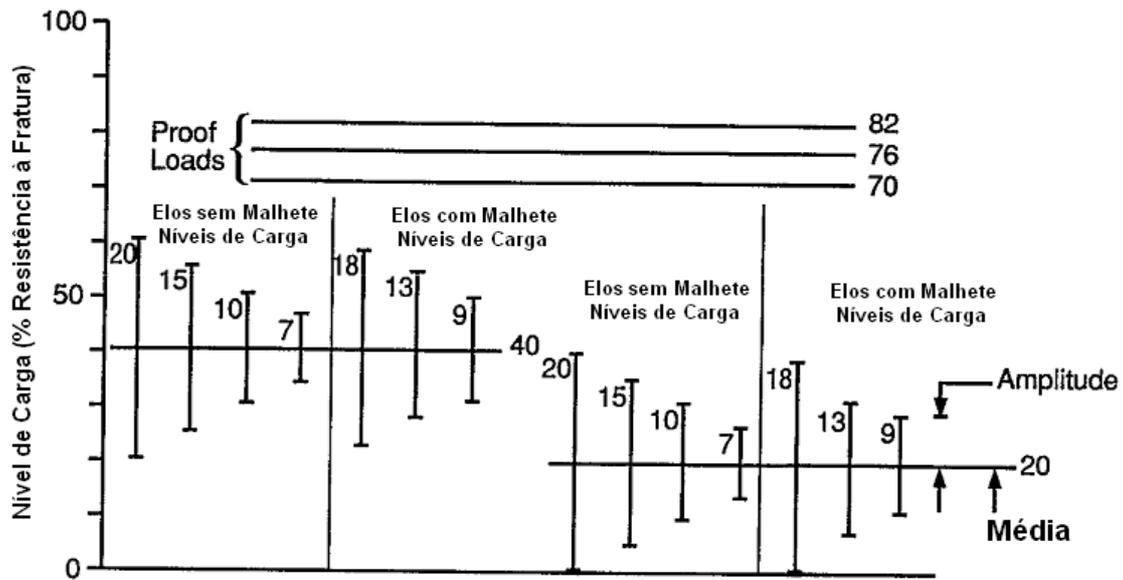


Figura 2.29 – Ilustração dos níveis de carga da matriz dos testes de fadiga. Resistência à fratura = 106,8 KN para amarras sem malhete e 101,9 KN para amarras com malhete [20].

Os dados dos testes de fadiga dos elos sem malhete para as cargas médias de 20 e 40% são apresentados nas Figuras 2.30 e 2.31, e os dados dos testes de fadiga dos elos com malhete para as cargas médias de 20 e 40% estão mostrados nas Figuras 2.32 e 2.33. Os dados estão apresentados como gráficos logarítmicos da amplitude de carga contra o número de ciclos para a fratura. Para os elos sem malhete, todos os dados foram gerados para amplitudes de carga de 7, 10, 15 e 20%, enquanto para os elos com malhete todos os dados foram gerados para amplitudes de carga de 9, 13 e 18% da resistência mínima à fratura da amarra. Muitos dos pontos nestas Figuras estão um pouco deslocados no eixo de amplitudes para uma melhor visualização. As Figuras mostram um aumento na vida-fadiga causado pelo *proof load* em ambos os tipos de amarras [20].

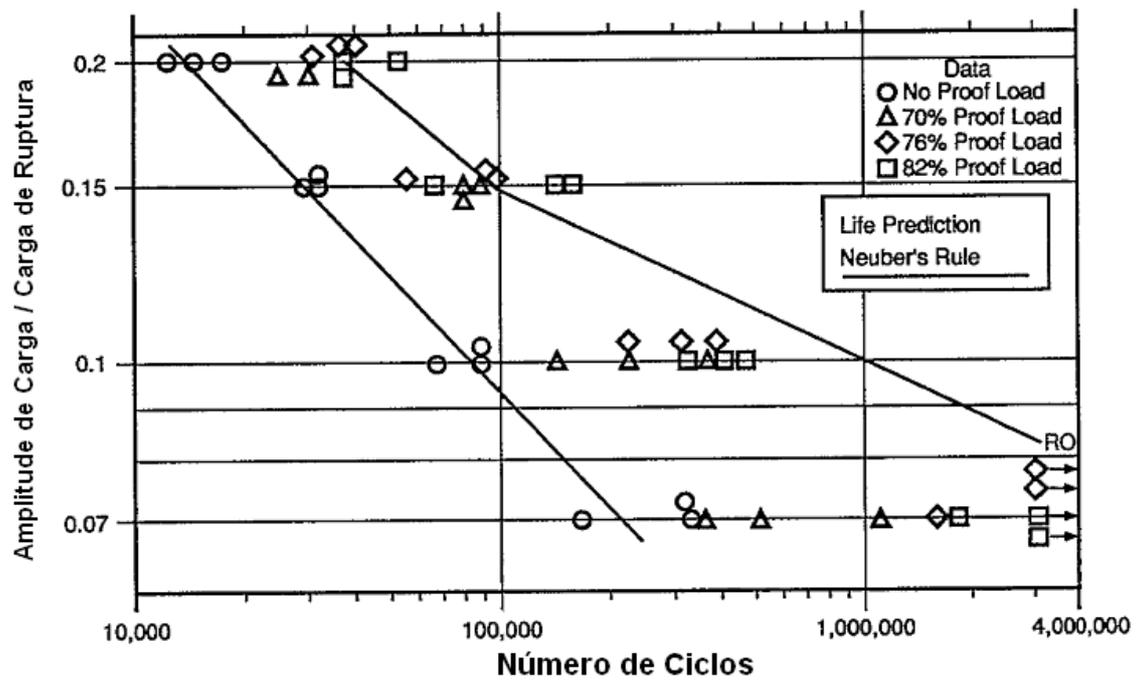


Figura 2.30 – Dados dos elos sem malhete para a carga média de teste de 20% da resistência à fratura [20].

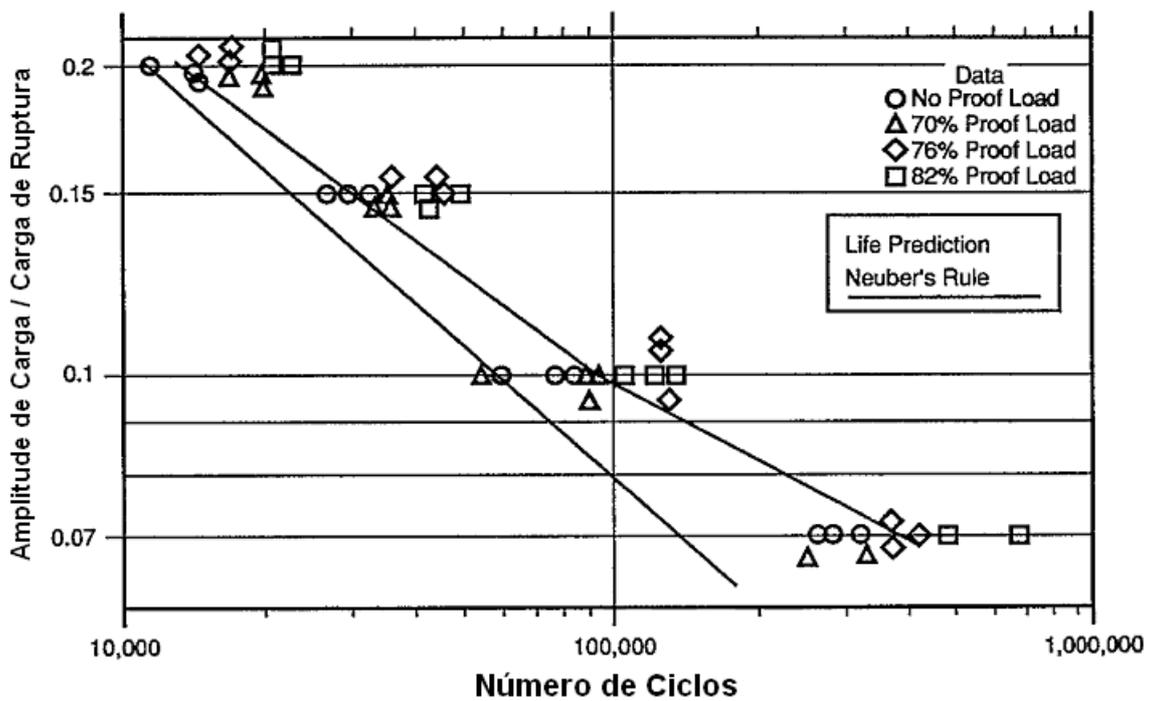


Figura 2.31 – Dados dos elos sem malhete para a carga média de teste de 40% da resistência à fratura [20].

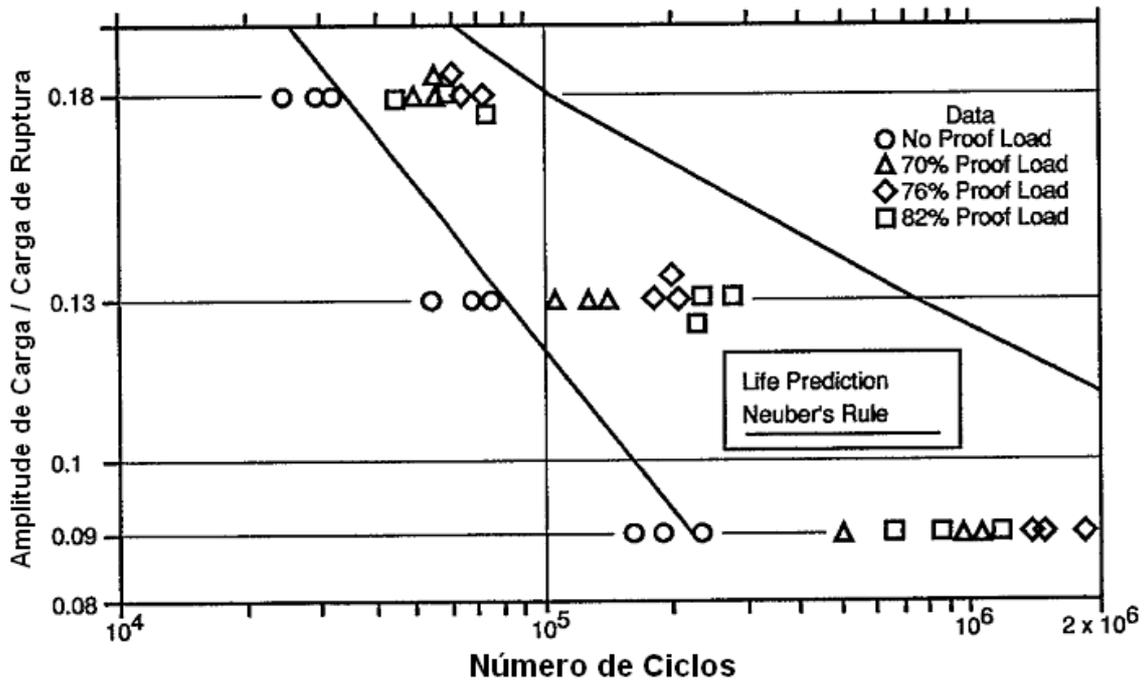


Figura 2.32 – Dados dos elos com malhete para a carga média de teste de 20% da resistência à fratura [20].

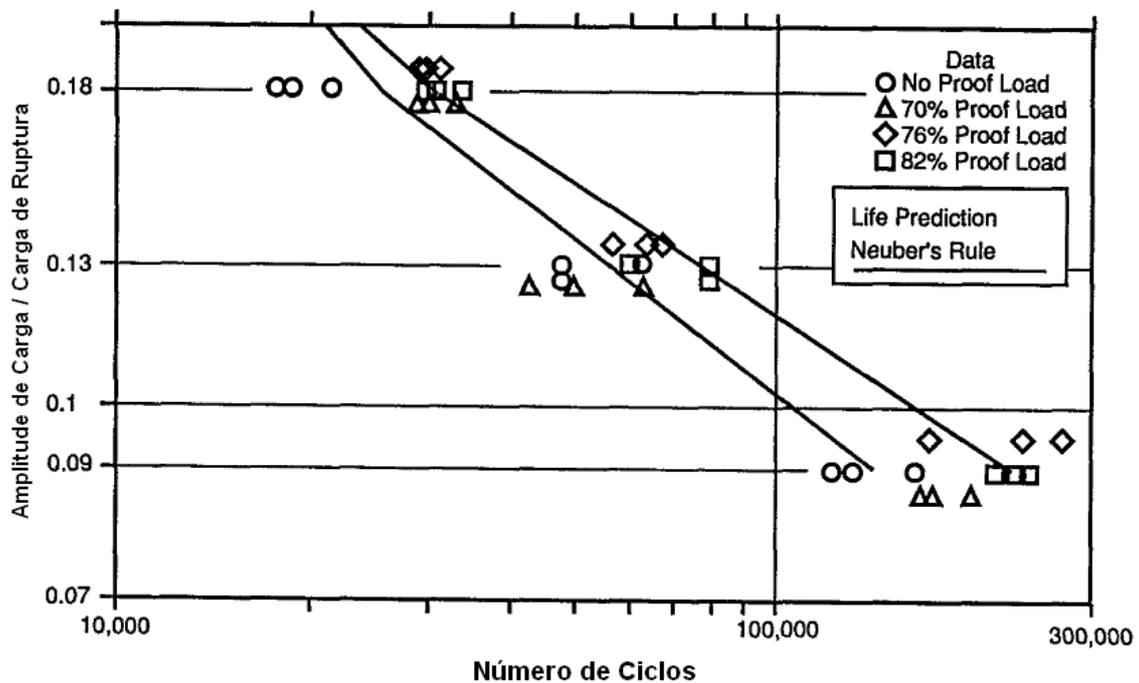


Figura 2.33 – Dados dos elos com malhete para a carga média de teste de 40% da resistência à fratura [20].

Como podemos ver nas Figuras 2.30 a 2.33, para ambas as geometrias de amarras, a carga média tem uma influência muito maior na vida-fadiga das amarras que

sofreram o *proof load* que nas que não sofreram. Conforme a carga média aumenta, a capacidade do *proof load* de aumentar a resistência à fadiga diminui. O aumento na vida-fadiga é uma forte função da carga média aplicada e da carga de amplitude.

Não podemos esperar que os resultados desta análise sejam diretamente aplicáveis a testes similares conduzidos em amarras de ancoragem em escala real. Não existe uma similitude direta entre as amarras de pequeno e grande diâmetro porque outros diversos fatores além da distribuição de tensões vão influenciar o comportamento à fadiga da amarra em escala real. Alguns destes fatores incluem condições de superfície, um número estatisticamente maior de defeitos metalúrgicos, defeitos metalúrgicos de maior tamanho, defeitos pré-existentes como trincas, e o tamanho de uma trinca iniciada em relação ao tamanho da zona de tensão residual. Todos esses fatores fazem da mecânica da fratura o mais importante componente na análise global da vida-fadiga de uma amarra em escala real. Entretanto, para analisar este tipo de amarra com ou sem defeitos, é necessário primeiramente retratar fielmente o comportamento da tensão-deformação nos pontos críticos. Uma vez que a geometria e os fatores de concentração de tensão são similares entre as amarras de pequeno diâmetro e as amarras em escala real, o método utilizado neste teste poderia ser diretamente aplicável para a análise de resistência das amarras de ancoragem em escala real [20].

O *proof load* aumentou substancialmente a vida-fadiga de ambos os tipos de amarras. Normalmente, quanto maior o *proof load* maior a resistência à fadiga da amarra, até os valores máximos de carga utilizados no teste. As tensões residuais podem ser usadas para explicar diversas observações feitas no comportamento à fadiga das amarras que sofreram *proof load*. A tensão residual compressiva aumenta a vida-fadiga, porém quanto maior as tensões aplicadas (média + amplitude) acelera-se o relaxamento das tensões residuais e, conseqüentemente, reduz-se a melhoria na vida-fadiga. Os resultados das análises feitas nas amarras pequenas podem ser diretamente aplicáveis para as amarras grandes para uma estimativa elasto-plástica de tensão-deformação. Outros fatores, incluindo considerações de mecânica da fratura, devem ser contabilizados no cálculo do desenvolvimento de dano por fadiga nas amarras de ancoragem em escala real.

### 2.1.14 Relaxamento de Tensões Residuais por Carregamento Cíclico

A extensão dos benefícios causados na vida-fadiga de um componente pela indução de tensões residuais compressivas na superfície depende fortemente da magnitude desta tensão residual e de sua distribuição. Qualquer relaxamento da tensão residual por carregamento cíclico durante a operação deste componente reduz os benefícios alcançados. A avaliação do efeito das tensões residuais e seu relaxamento na iniciação e propagação de uma trinca de fadiga torna-se então um importante aspecto de projeto do componente e do gerenciamento de sua vida útil [23].

Em componentes com tratamento superficial, as tensões residuais são auto-equilibradas e os perfis dos campos de tensões residuais são predominantemente dependentes do material e método de tratamento. Apesar da quantidade considerável de pesquisas, ainda há o desafio técnico de compreender e quantificar com precisão o relaxamento de tensões residuais e redistribuição sob carregamento mecânico e térmico cíclicos. MATTSON e COLEMAN [24] observaram o relaxamento da tensão residual por carregamento cíclico, muitos anos atrás (ver Figura 2.34).

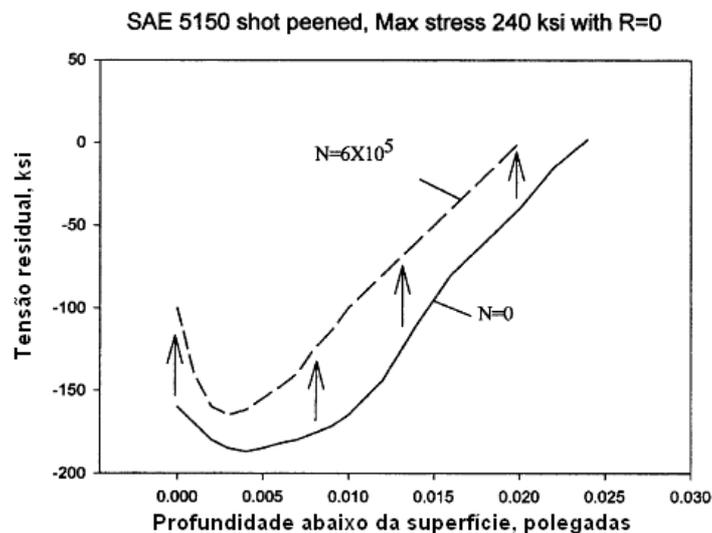


Figura 2.34 – Relaxamento da tensão residual antes e depois do carregamento cíclico [24].

Apesar do relaxamento parcial da tensão residual de compressão, eles ainda encontraram um efeito benéfico sobre a resistência à fadiga. Suas vidas de fadiga seriam subestimadas se o relaxamento de tensões residuais não fosse levado em consideração.

Na prática, porém, as dificuldades em medir o relaxamento de tensões residuais durante o funcionamento do componente normalmente impedem a consideração do rastreamento desse relaxamento e a avaliação do seu efeito sobre a vida restante de fadiga. MORROW e SINCLAIR [25] realizaram algumas das primeiras pesquisas sobre a previsão do relaxamento de tensões residuais com base no relaxamento da tensão média observado nos ensaios de fadiga axial.

Durante o funcionamento do componente, as tensões residuais compressivas benéficas na superfície são muitas vezes impostas a um carregamento cíclico, com tensão média positiva. Neste caso, verificou-se que a taxa de relaxamento de tensões residuais pode ser drástica nas fases iniciais dos ciclos de fadiga. Em casos extremos, a tensão residual pode ser relaxada inteiramente logo nos primeiros ciclos de carregamento.

Para esclarecer o mecanismo de relaxamento de tensões residuais, KODAMA [26] mediu a diminuição da tensão residual na superfície de corpos de prova que sofreram *shot peening* utilizando técnicas de difração de raios-X. Os dados experimentais suportam uma relação linear logarítmica de diminuição entre as tensões residuais e os ciclos de carga, somente a partir do primeiro ciclo. Obviamente, a relação não é aplicável a reduções iniciais drásticas de tensões residuais logo nos primeiros ciclos de carregamento. A partir dos dados do teste (Figura 2.35) é importante notar que a tensão residual compressiva no primeiro ciclo de carga pode ser relaxada em mais de 50%.

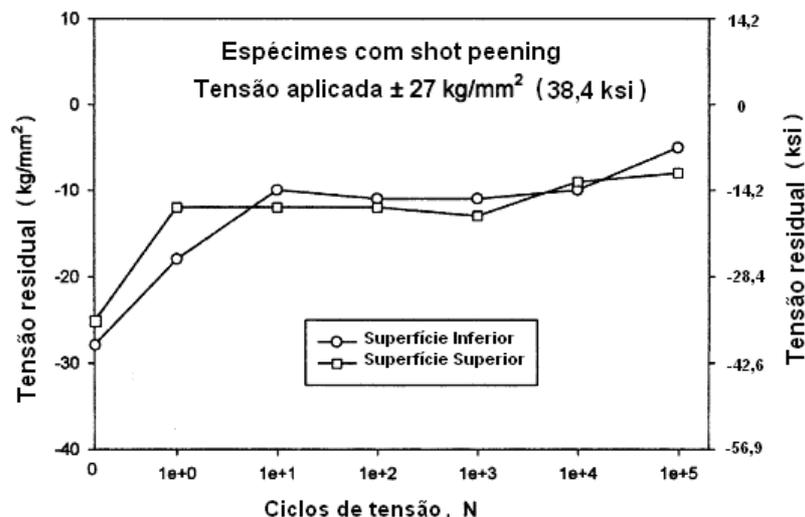


Figura 2.35 – Relaxamento da tensão residual na superfície do corpo de prova devido ao carregamento cíclico [26].

As tensões residuais na superfície de um componente sob carregamento de serviço serão submetidas a graus variados de relaxamento e, conseqüentemente, uma redistribuição. O relaxamento devido ao carregamento cíclico é afetado principalmente por: (1) magnitude inicial e gradiente do campo de tensões residuais e grau de trabalho a frio, (2) amplitude de tensão de fadiga, razão de tensão média e número de ciclos, e (3) resposta da tensão-deformação cíclica do material e grau de encruamento/amolecimento cíclico [23].

Embora um maior trabalho de tração a frio aumente o limite de escoamento, o limite de escoamento por compressão local inicial, após o trabalho a frio de tração, é, na verdade, reduzido. Quanto maior o trabalho a frio de tração, menor o limite de escoamento por compressão. Este fenômeno é conhecido como efeito Bauschinger [23]. Como o limite de escoamento por compressão é diminuído, há uma maior propensão para o relaxamento cíclico da tensão residual de compressão inicial. Conforme mostrado esquematicamente para as duas condições de trabalho de tração a frio (Baixo-A e Alto-B) na Figura 2.36, uma maior quantidade de trabalho de tração a frio causará um relaxamento cíclico maior e mais rápido. Foi utilizada a mesma tensão residual de compressão inicial e as mesmas condições de carregamento de fadiga para as duas condições [23].

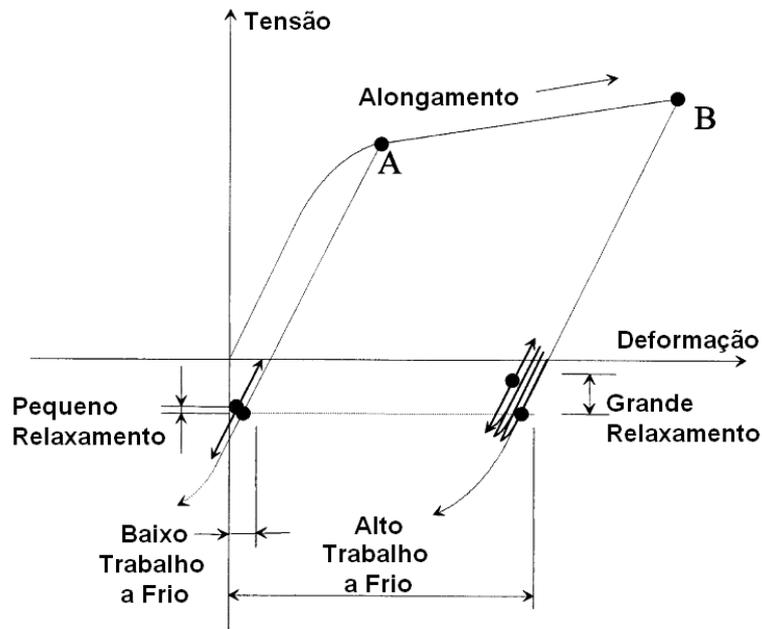


Figura 2.36 – Efeito do alto/baixo trabalho a frio no relaxamento da tensão residual [23].

## Capítulo III

### Desenvolvimento Experimental

Após a substituição, no ano de 2000, das linhas 15 e 16 de P26 com a utilização de dois ganchos KSDIN32, iniciou-se um novo processo de *design approval* destes ganchos junto ao DNV, e os estudos foram realizados pela Petrobras em conjunto com a UFRGS e a Forjasul. Algumas das etapas deste estudo foram mostradas no item 1.2.2.

Este modelo de gancho possuía um ponto fraco, onde as trincas de fadiga poderiam nuclear-se e propagar-se mais facilmente em função da concentração de tensões gerada pela geometria dos filetes de rosca. Para a eliminação deste problema, optou-se por um novo desenho de gancho, onde o olhal seria integrado ao corpo. Após esta modificação alguns ensaios foram realizados de forma similar aos estudos apresentados no item 1.2.2, e algumas etapas serão mostradas a seguir, pois alguns dados importantes serão utilizados nas análises dos ensaios realizados nesta dissertação.

As Figuras 3.1 e 3.2, a seguir, mostram o desenho básico do novo modelo do gancho KS40 e sua modelagem em 3D para a utilização nas análises por elementos finitos.

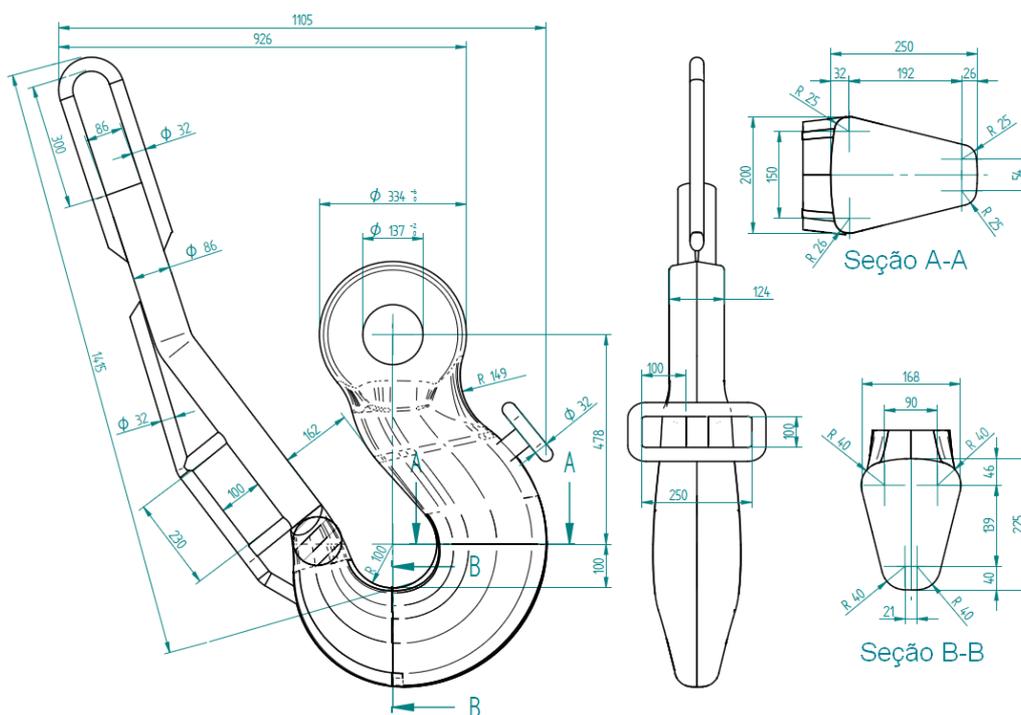


Figura 3.1 – Desenho básico do Gancho KS40.

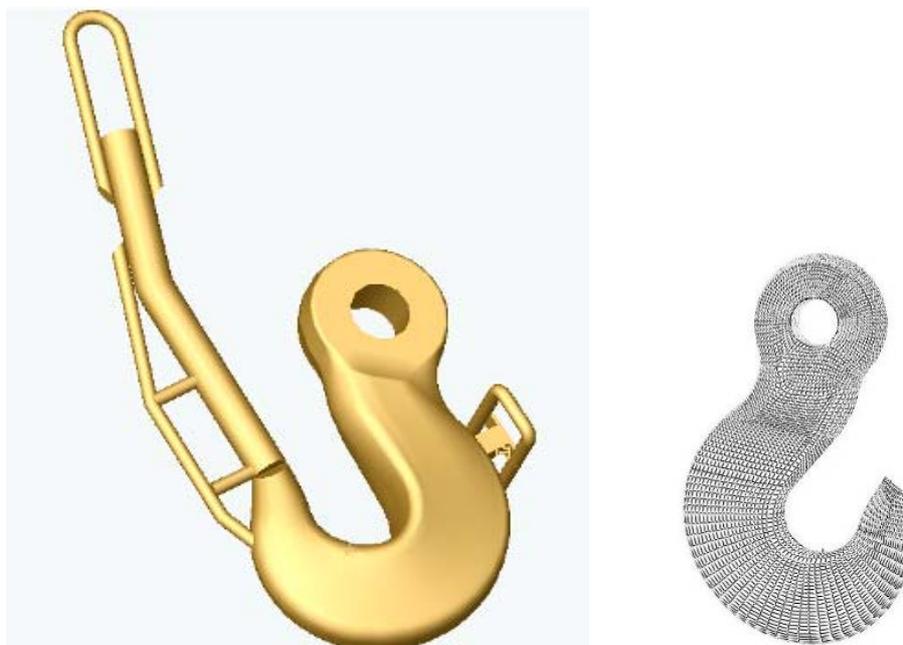


Figura 3.2 – Modelagem 3D do Gancho KS40.

Para a análise por elementos finitos foi necessário o levantamento das propriedades do material do gancho (aço SAE 4340). Estas propriedades foram obtidas por meio de ensaio de tração instrumentado. Os dados para relação tensão-deformação estão apresentados no gráfico da Figura 3.3. Destaca-se que são apresentadas duas curvas, uma para tensão verdadeira e outra para tensão de engenharia. As demais propriedades são apresentadas na Tabela 3.1.

Para a análise elasto-plástica foram utilizados 3 pontos da curva de tensão verdadeira do gráfico da Figura 3.3 e mostrados na Tabela 3.2, sendo que o primeiro ponto corresponde ao limite elástico do material [27].

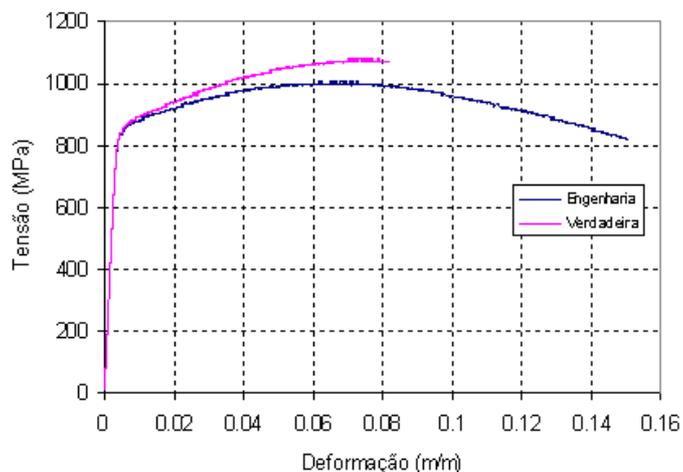


Figura 3.3 – Curva tensão-deformação do Aço SAE 4340 à temperatura ambiente [27].

Tabela 3.1: Propriedades do Aço SAE 4340 à temperatura ambiente [27].

Propriedade	Valor
Limite de escoamento convencional	845MPa
Módulo de elasticidade	210GPa
Coefficiente de Poisson	0,3

Tabela 3.2: Limites de escoamento utilizados na análise elasto-plástica [27].

Limite de escoamento	Tensão (MPa)	Deformação plástica
1º (limite Elástico)	721	0,000
2º	824	0,0015
3º	1040	0,055

Os resultados foram apresentados sob a forma de gráficos mapeados em valores de tensão e deformação plástica equivalente. A zona de maior sollicitação no gancho e, portanto, de maior interesse, está mostrada na Fig. 3.4. Os gráficos serão apresentados com base no detalhe ampliado desta região para que se tenha melhor visualização dos resultados [27].

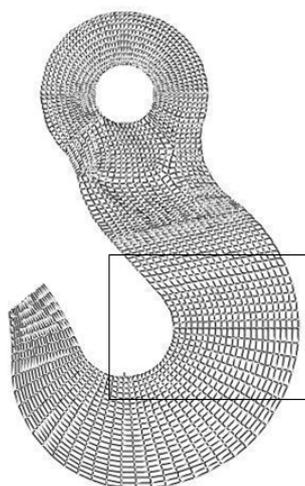


Figura 3.4 – Indicação da região de maior sollicitação no gancho e de visualização dos resultados [27].

As Figuras 3.5 a 3.8 a seguir são referentes a uma análise elasto-plástica do gancho KS sob carga de 5682 kN (*proof load* da amarra de 84 mm grau R4, a qual trabalharia em conjunto), com a subsequente retirada desta carga para verificação das tensões residuais originadas pela plastificação localizada, e posterior aplicação da carga de trabalho de 25% da carga de ruptura, isto é, 1802 kN [27].

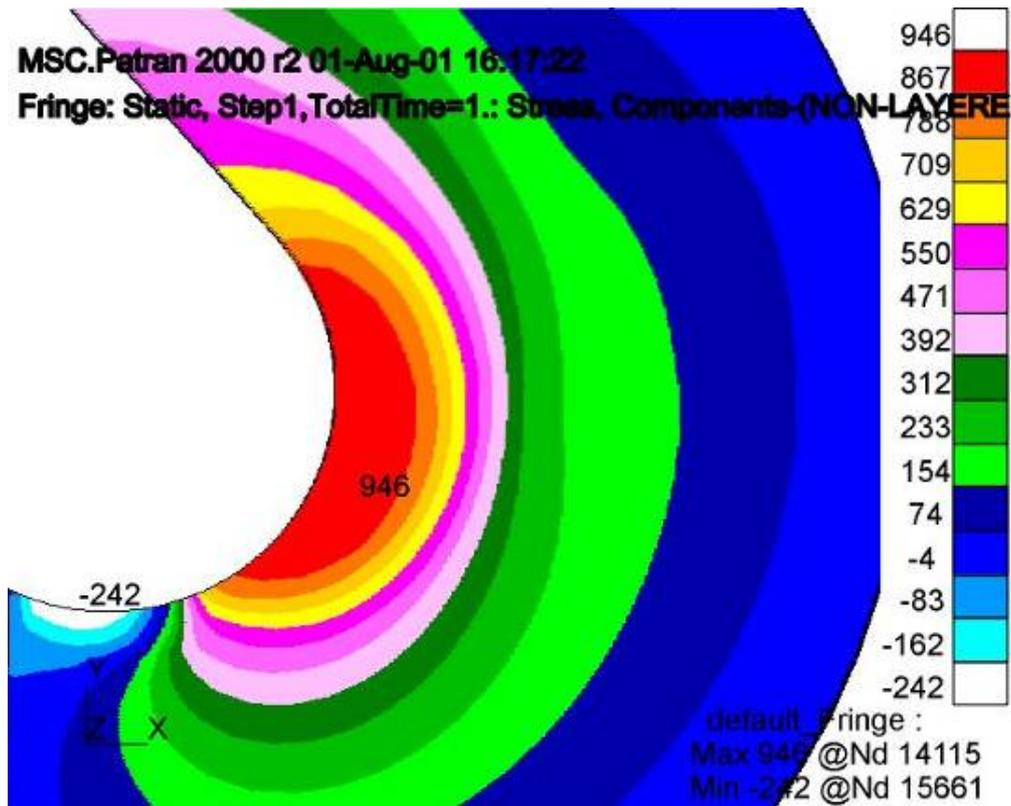


Figura 3.5 – Distribuição da tensão principal máxima na região de maior solicitação no gancho sob carga de 5682 kN [27].

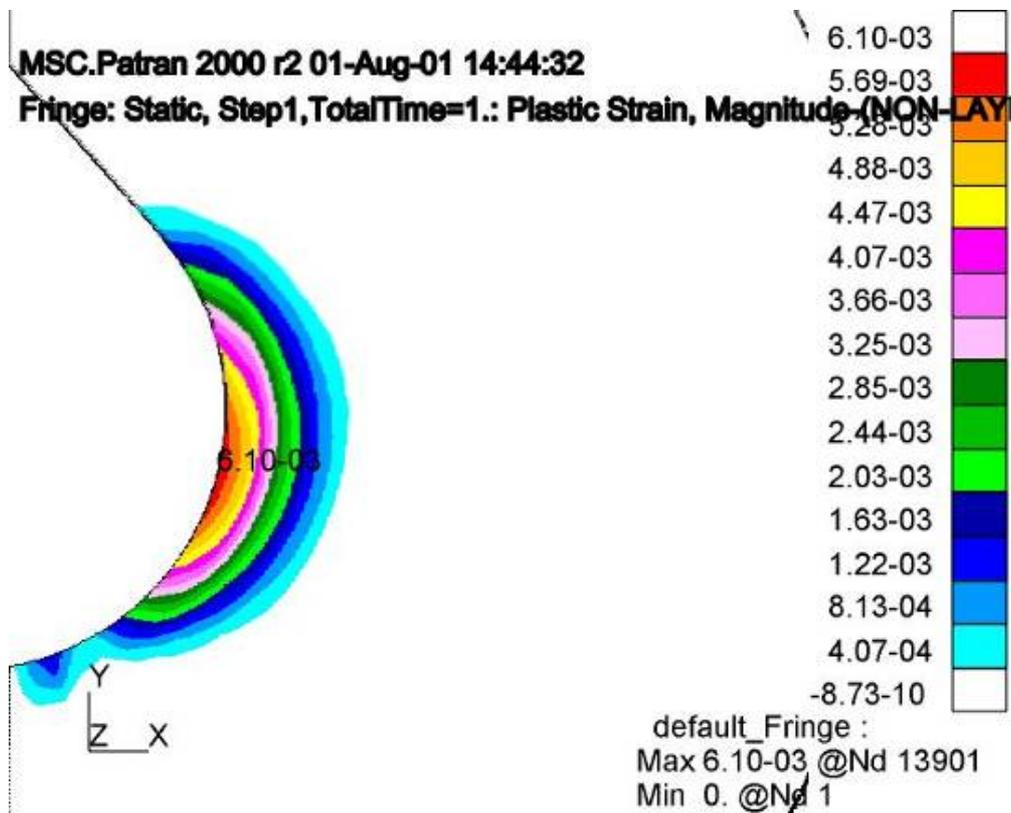


Figura 3.6 – Distribuição da deformação plástica após a aplicação da carga de teste [27].

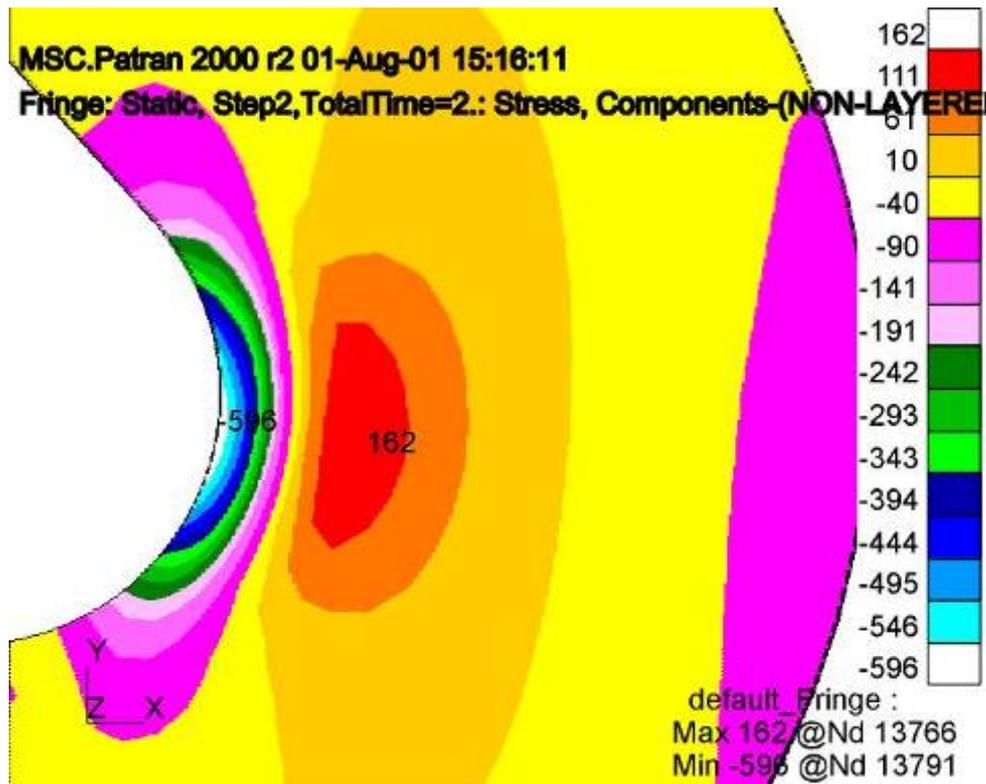


Figura 3.7 – Distribuição da tensão na direção yy na região de maior solicitação após a retirada da carga de teste – tensão residual [27].

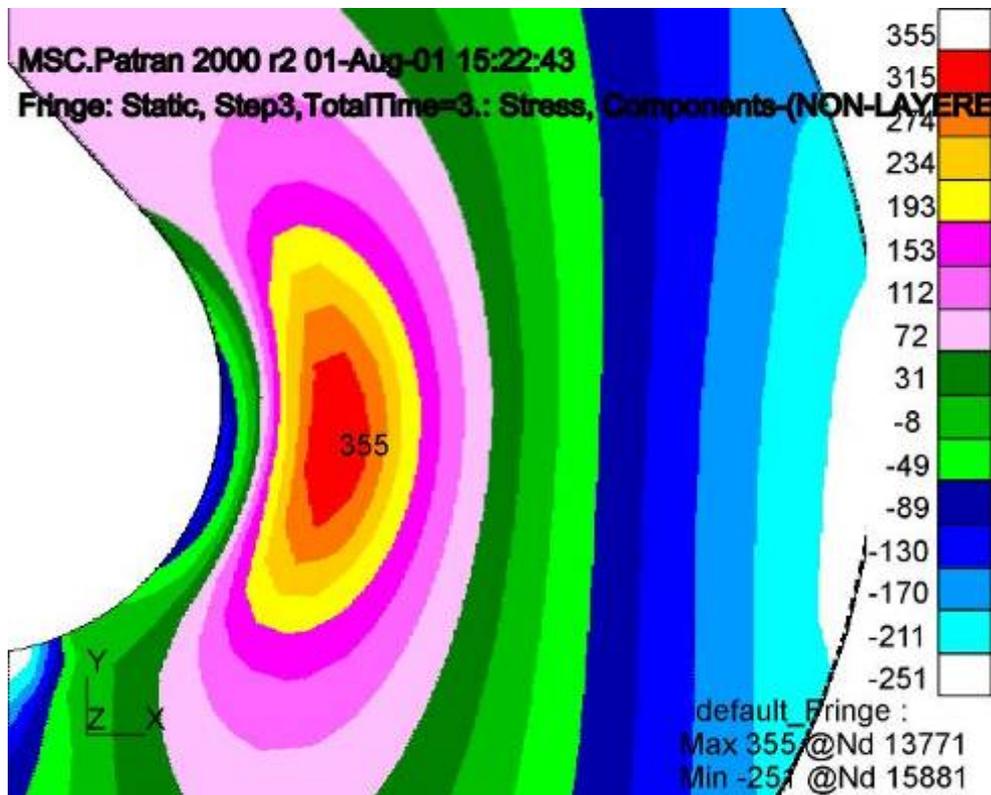


Figura 3.8 – Distribuição da tensão na direção yy na região de maior solicitação na condição de operação (com carga de 1802 kN) [27].

Os resultados apresentados mostram uma deformação plástica máxima de  $6100 \mu\epsilon$  (0.6%) para a carga de teste de 5682 kN. A camada plastificada apresentou a profundidade de 46 mm para a mesma carga de teste (ver Figura 3.6). As tensões residuais induzidas após a aplicação da carga de teste (Figura 3.8) são compressivas junto à superfície interna do gancho contribuindo para aumentar a resistência das fibras desta região ao esforço de tração aplicado em operação, de tal forma que, sob uma carga de operação estimada em 1802 kN, a tensão circunferencial na superfície interna (em operação) é de cerca de  $-130\text{MPa}$  (isso é, uma tensão compressiva). A máxima tensão circunferencial de tração fica deslocada para o interior do gancho, aproximadamente a 40 mm, e vale  $355\text{MPa}$  [27].

Após a análise por elementos finitos, foi feito um ensaio de fadiga com um gancho KS40 em escala real. O ensaio consiste na aplicação de uma carga média de 20% da MBL da amarra de 95 mm grau R4, com uma carga dinâmica associada de 35% da MBL ( $\pm 17,5\%$  da MBL), conforme a Tabela 3.3. De acordo com a curva média API para elos comuns deste tipo de amarra, o número mínimo de ciclos esperados é de 38.000 ciclos [28].

Tabela 3.3: Cargas associadas ao ensaio de fadiga [28].

Carga Dinâmica	Carga Mínima	Carga Máxima	Carga Média	Amplitude de Carga
321 t	23.5 t	344.5 t	184 t	35% da Carga de Ruptura da Amarra de 95mm gr4 (9010 kN)

As Figuras 3.9 e 3.10 a seguir mostram o gancho ensaiado e o gráfico indicando alguns dados da ciclagem durante o teste de fadiga, respectivamente.



Figura 3.9 – Gancho KS40 ensaiado [28].

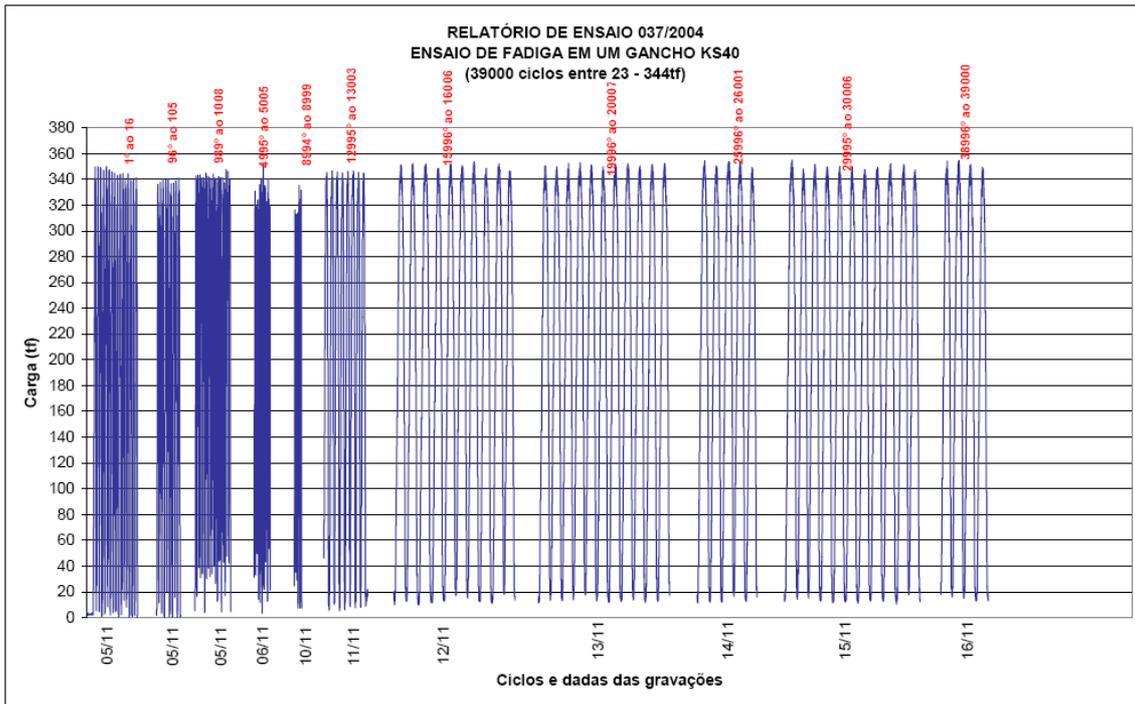


Figura 3.10 – Dados da ciclagem durante o teste de fadiga [28].

Como podemos ver na Figura 3.10, o ensaio de fadiga foi encerrado aos 39.000 ciclos, pois superou a expectativa mínima esperada para sua vida-fadiga, em função de ter alcançado a vida média para elos comuns de amarra de 95 mm grau R4, de acordo com o API. Esta conclusão pode ser vista graficamente na Figura 3.11 a seguir [28].

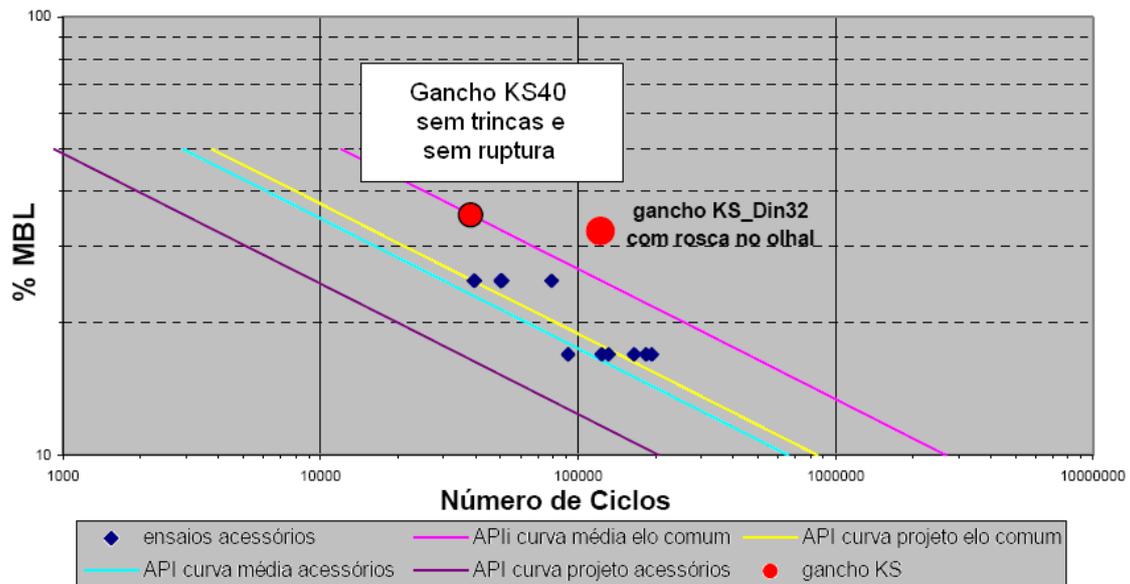


Figura 3.10 – Resultado final do número de ciclos em comparação com as curvas API das amarras.

Em virtude da natureza estatística da fadiga (ver item 2.1.5), este ensaio com apenas um gancho deve ser considerado como um indicativo que a meta de se obter uma vida-fadiga superior a da amarra através do *proof load* do gancho está sendo alcançada, para aquele nível de carga e condições de ensaio. Para obtermos uma resposta mais completa, para a faixa de cargas de operação do gancho, faz-se necessário o levantamento da curva de fadiga deste gancho nesta faixa de cargas.

Porém, o levantamento desta curva de fadiga é muito caro e existe a possibilidade de danificar a máquina de ensaios de tração, uma vez que o gancho possui uma alta capacidade de carga, igual a da amarra de 95 mm grau R4 (980 tf – MBL). Por causa disso foi necessário procurar uma solução alternativa para o teste de fadiga, e neste caso torna-se necessário o uso de testes em modelo reduzido para obter esta curva com a extrapolação dos resultados.

Algumas observações importantes devem ser feitas sobre o ensaio com a utilização de modelos reduzidos do gancho KS:

### **Dimensional**

Os ganchos guardam proporcionalidade dimensional, com uma relação do posterior para o anterior de aproximadamente 25% de incremento na área da seção mais solicitada. Veja na Tabela 3.4 esta relação:

Tabela 3.4: Variação percentual de áreas e MBL dos ganchos na norma DIN.

Gancho KS (DIN)	Área (mm <sup>2</sup> )	Percentual de variação (%)	MBL (kN)
<b>12</b>	<b>11835</b>		<b>3060</b>
16	14845	25	3988
20	18622	25	5020
25	23836	28	6295
32	30081	26	7842
<b>40</b>	<b>37963</b>	<b>26</b>	<b>9864</b>
50	47909	26	12420

### Observações:

a) As áreas referem-se às áreas da seção mais solicitada na curvatura do gancho, de acordo com os resultados obtidos por simulação numérica realizada anteriormente (ver Figura 3.1, seção A-A).

b) O percentual de variação é a razão percentual entre a área do gancho em questão e do gancho precedente.

c) A MBL é aquela proporcional a do gancho 50 para uma amarra de 114 mm.

### **Deformação resultante da carga de teste e da carga de ruptura**

As cargas são proporcionais, o que resulta em deformações próximas. Como todas as dimensões obedecem a uma relação aproximadamente constante, com variação linear de 12%, as deformações medidas para cargas proporcionais permanecem aproximadamente constantes, independentemente do gancho testado.

### **Análise por elementos finitos**

A análise por elementos finitos deverá dar o mesmo resultado já que as cargas e o dimensional são proporcionais. Na análise por elementos finitos, teremos uma comparação teórica do comportamento dos ganchos sob as cargas de teste e de ruptura.

É importante frisar que a análise por elementos finitos prevê uma dureza mínima de 305 HB (*Hardness Brinell*) para o material, para que se tenha garantida a resistência mecânica do gancho. No caso da análise, esta dureza é considerada constante em toda a seção. Este é o ponto mais importante já que com o aumento das dimensões do gancho, aumenta a dificuldade de se ter uma dureza homogênea.

## **3.1 Descrição**

Para o levantamento da curva de fadiga do gancho KS12 (modelo reduzido do gancho KS40) foram realizados alguns estudos e ensaios preliminares, tais como ensaio de tração em seis corpos de prova e ensaio de impacto Charpy em nove corpos de prova retirados de um gancho do mesmo material e nas mesmas condições de tratamento térmico dos ganchos testados, bem como o ensaio de dureza dos mesmos, análise por elementos finitos do modelo do gancho, aplicação de *proof load* e ensaio de fadiga com alguns ganchos instrumentados.

### 3.2 Dados do Modelo de Gancho KS Reduzido

As Figuras 3.11 e 3.12 mostram a geometria do gancho KS12 para o teste de modelo. Este gancho possui geometria similar a do gancho KS40, mas com aproximadamente 1/3 de redução na área da seção transversal principal.

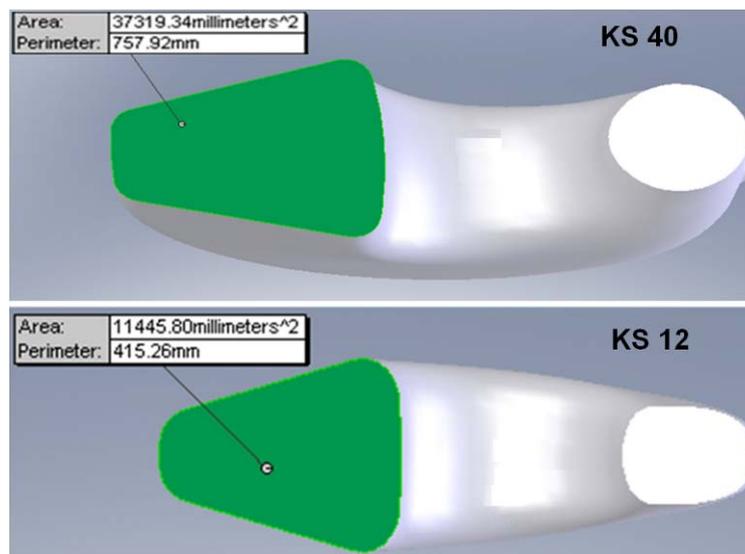


Figura 3.11 – Área da seção transversal principal do gancho KS12 de acordo com a forma do gancho KS40, com aproximadamente 1/3 de redução.

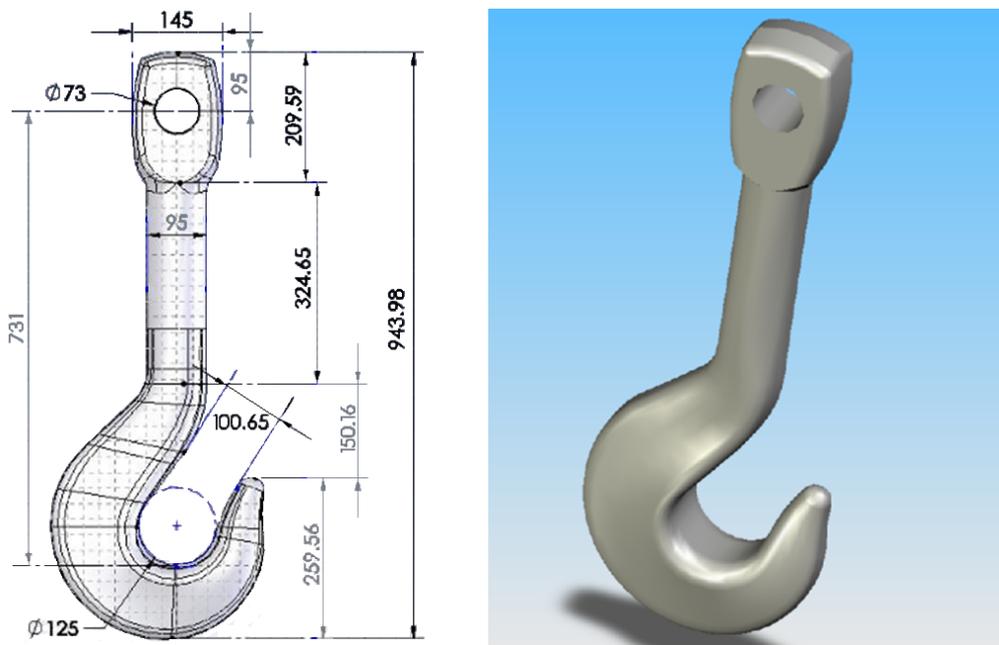


Figura 3.12 – Geometria do gancho KS12 e modelo em 3D para análise por elementos finitos.

As propriedades mecânicas do aço do gancho podem ser vistas na Figura 3.3 e nas Tabelas 3.1 e 3.2 mostradas anteriormente, bem como na Tabela 3.5 a seguir:

Tabela 3.5: Dureza Brinell dos ganchos KS12.

Gancho	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Dureza	302	300	300	311	302	302	311	302	311	311	300	—

### 3.3 Análise por Elementos Finitos do Gancho KS12

A análise por elementos finitos utilizou o *software* Ansys, e a análise de fadiga considerou as tensões residuais e plasticidade para o dispositivo estrutural. O projeto de vida é de cerca de 25 anos para este caso. A simulação numérica é especialmente importante na previsão do comportamento e no desenvolvimento do projeto de produtos novos antes do teste real. A malha utilizada no modelo foi gerada com elementos tetraédricos 3D de primeira ordem solid45, e suficientemente fina para assegurar o mínimo de perda de precisão na geometria curva. Esta análise foi efetuada por ALMEIDA *et. al.* [3].

Para a realização desta análise por elementos finitos foi necessário levantar a pré carga (*proof load*) de tração necessária para provocar deformação plástica e gerar tensão residual compressiva na região mais solicitada do gancho, sendo que esta pré carga depende do MBL, que foi obtido no ensaio realizado por PAULO *et. al.* [6]. Os valores do MBL e do *proof load* são 312 e 237 tf, respectivamente.

A Figura 3.13 mostra as regiões de aplicação da carga no interior da curvatura do gancho e as restrições radiais no olhal. A carga total aplicada no *proof load* foi de 2.325 kN [3].

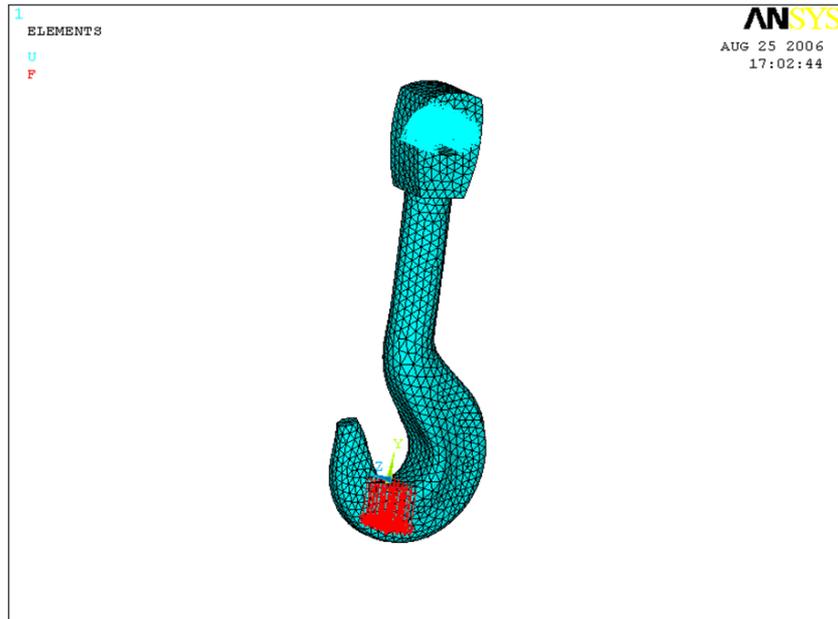


Figura 3.13 – Gancho KS12 com as regiões de aplicação da carga e restrições radiais [3].

As figuras 3.14 a 3.16 mostram o resultado do *proof load* usado na análise por elementos finitos [3].

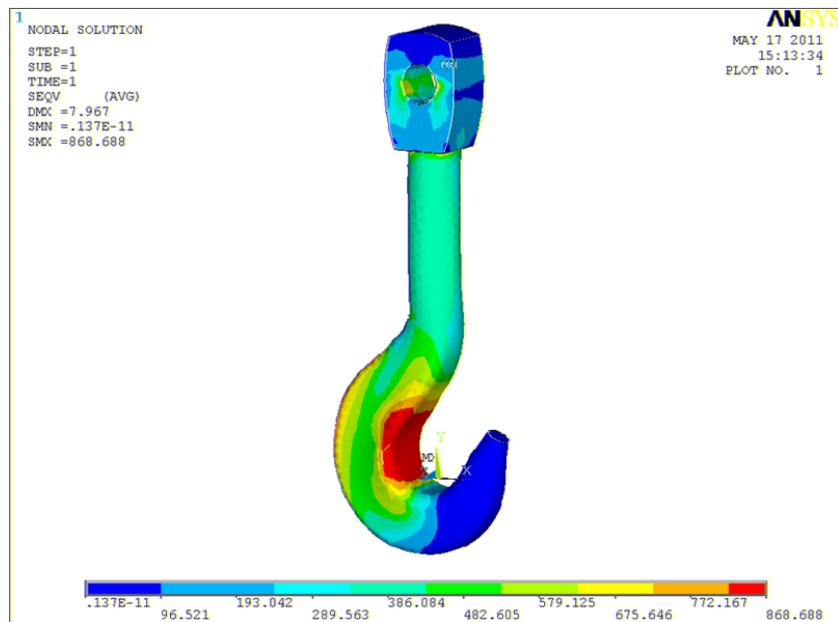


Figura 3.14 – Diagrama de tensão equivalente do *proof load* [3].

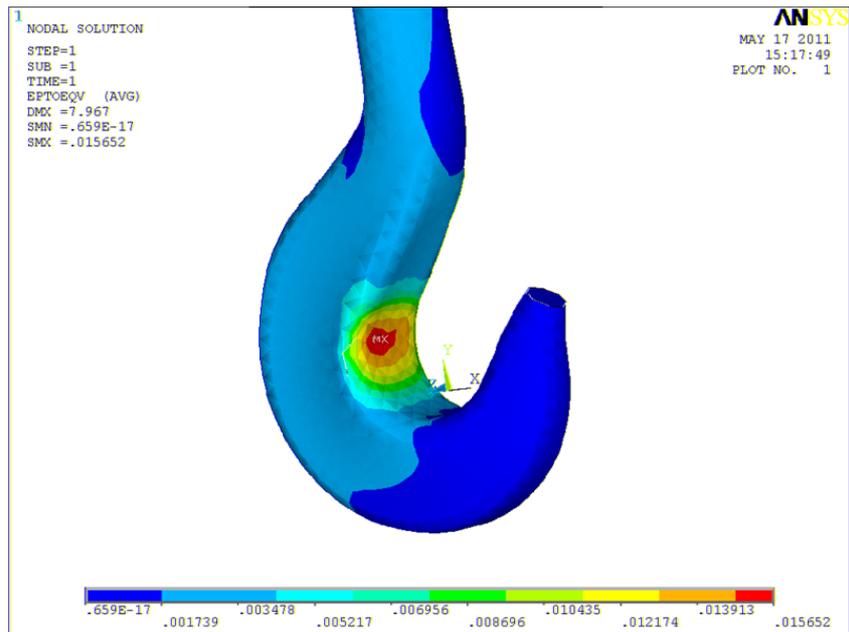


Figura 3.15 – Diagrama de deformação equivalente do *proofload* [3].

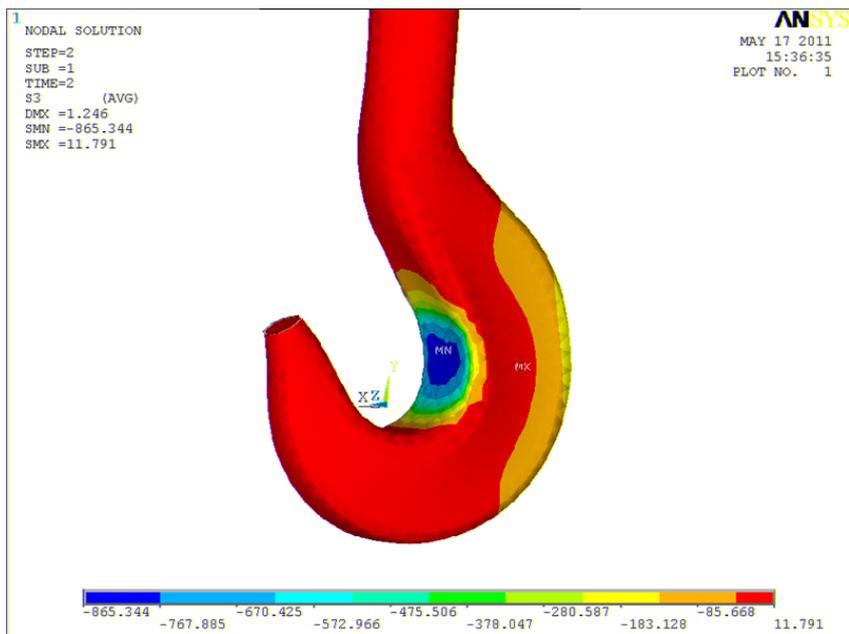


Figura 3.16 – Tensão residual compressiva após o *proofload* [3].

A Figura 3.17 mostra a deformação principal linear da carga máxima aplicada ao gancho (92 tf) no nível de 20% da amplitude de carga dinâmica durante o teste de fadiga.



Figura 3.17 – Deformação principal linear máxima com 20% da carga dinâmica [3].

### 3.4 Procedimento de Ensaio de Fadiga do Gancho KS12

De acordo com a Tabela 3.6, o procedimento do ensaio de fadiga do gancho KS12 utilizou a máquina de ensaio de tração para a aplicação de uma carga média de 20% do MBL dos ganchos (312 tf), com uma carga dinâmica associado de 12%, 20%, 25% e 27,5% do MBL ( $\pm 6\%$ ,  $\pm 10\%$ ,  $\pm 12,5\%$  e  $\pm 13,75\%$ ).

Tabela 3.6: Cargas aplicadas aos ganchos KS12 na máquina de ensaio de tração.

Carga Dinâmica	Carga Mínima	Carga Máxima	Carga Média	Amplitude de Carga Gancho KS12
37,5 tf	43,7 tf	81,1 tf	62,4 tf	12% do MBL(312 tf)
62,4 tf	31,2 tf	93,6 tf	62,4 tf	20% do MBL(312 tf)
78 tf	23,4 tf	101,4 tf	62,4 tf	25% do MBL(312 tf)
85,8 tf	19,5 tf	105,3 tf	62,4 tf	27,5% do MBL(312 tf)

Foram utilizados três ganchos para cada nível de carga do ensaio, sendo um total de doze ganchos. Em cada conjunto de três ganchos, um deles estava instrumentado para posterior comparação das deformações localizadas com o estudo por elementos finitos. Para a realização do ensaio de fadiga foi aplicado o *proof load* em onze deles. O único gancho testado em sua condição original de fabricação seria utilizado para

comparação e verificação do efeito do *proof load* aplicado. A Figura 3.18 mostra o gráfico da aplicação do *proof load*, para um valor máximo aproximado de 75% do MBL, ou seja, 237,9 tf.

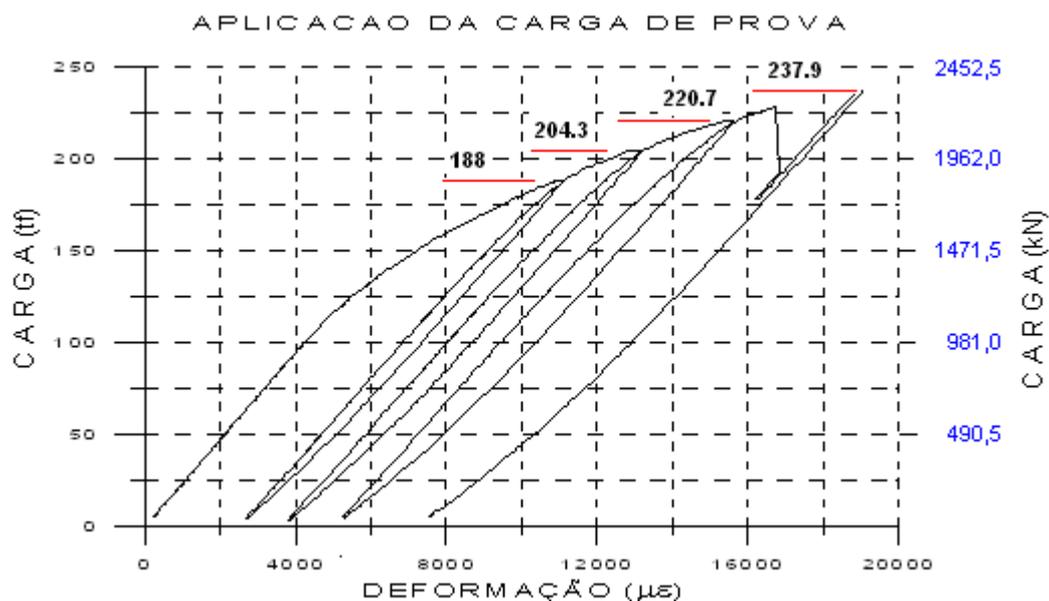


Figura 3.18 – Gráfico da aplicação do *proof load*.

Os ensaios nos níveis de amplitude de carga de 25 e 27,5% do MBL foram feitos no CENPES, e os ensaios nos níveis de amplitude de carga de 12 e 20% do MBL foram feitos no IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas – USP).

A máquina do laboratório de ensaios mecânicos do CENPES (Figura 3.19) possui as seguintes características:

- Atuador servo-hidráulico MTS
  - Capacidade = 5.000 kN
  - Curso = 1.000 mm
- Controlador MTS 458
- Célula de carga
  - Capacidade = 10.000 kN
- Unidade de potência MTS
  - Capacidade = 150 GPM



Figura 3.19 – Máquina de ensaio de fadiga do CENPES.

A máquina do laboratório de ensaios mecânicos do IPT (Figura 3.20) possui as seguintes características:

- Capacidade de carga de tração = 1.500 kN
- Tamanho útil = 12 m
- Largura útil = 2,5 m
- Frequência = 1,5 Hz



Figura 3.20 – Máquina de ensaio de fadiga do IPT.

As Figuras 3.21 e 3.22 ilustram o arranjo geral dos ganchos montados na máquina para a realização do ensaio de fadiga.



Figura 3.21 – Desenho 3D do arranjo do teste de fadiga dos ganchos.



Figura 3.22 – Arranjo geral dos ganchos montados na máquina do CENPES.

### 3.5 Resultados

#### 3.5.1 Número de Ciclos Obtidos e Características da Fratura

A Tabela 3.7 mostra as quatro condições de ensaio de fadiga para os ganchos, em função dos níveis de amplitude de carga, e os resultados obtidos para cada gancho. Os ensaios foram interrompidos para os ganchos 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 e 10 (*runouts*). Estes ganchos foram inspecionados por líquidos penetrantes e partículas magnéticas após a ciclagem e não apresentaram sinais de trincas ou defeitos superficiais [29,30]. Para efeito de comparação, o gancho 12 foi o único que não sofreu *proof load*.

Tabela 3.7: Número de ciclos obtidos no ensaio de fadiga dos ganchos KS12.

1ª Condição			2ª Condição			3ª Condição			4ª Condição		
% MBL	Gancho	Ciclos	% MBL	Gancho	Ciclos	% MBL	Gancho	Ciclos	% MBL	Gancho	Ciclos
27,5	8	252.293	25	12	68.800	20	2	1.300.000	12	3	2.500.000
	9	342.600		11	423.690		5	1.300.000		4	2.500.000
	1	501.000		10	500.000		7	1.300.000		6	2.500.000

Na primeira condição de ensaio, o gancho 8 rompeu após 252.293 ciclos, e a Figura 3.23 apresenta uma visão geral do gancho fraturado. Note que o rompimento ocorreu na região de maior concentração de tensão, conforme indicado pela análise numérica realizada anteriormente.

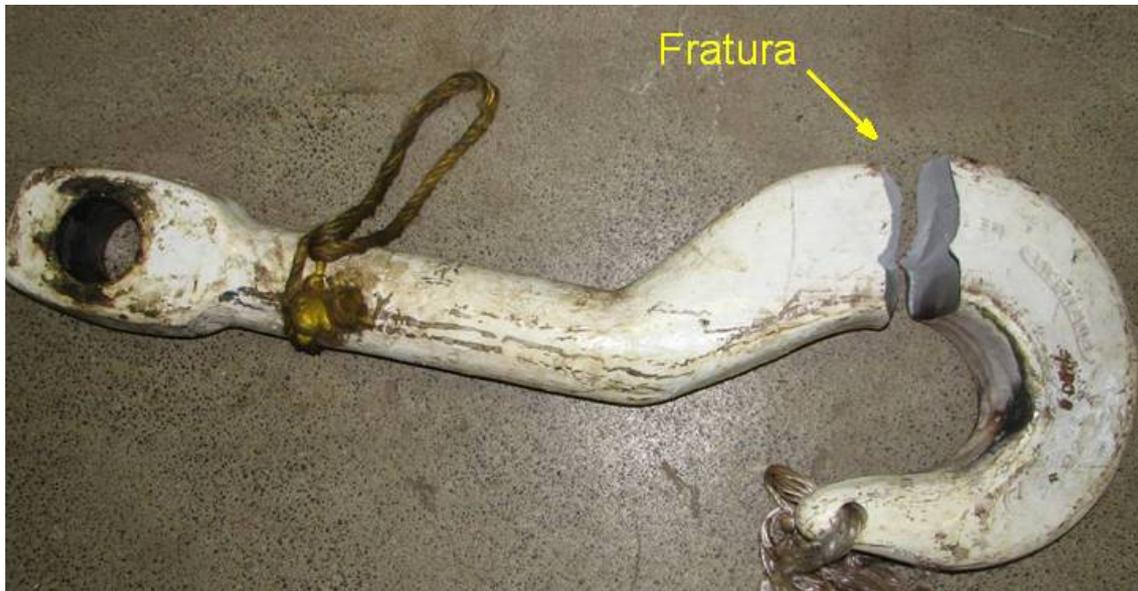


Figura 3.23 – Visão geral do gancho 8 fraturado.

As Figuras 3.24 e 3.25 mostram os detalhes da fratura do gancho 8, evidenciando as características nítidas de uma fratura por fadiga (ver item 2.1.1).



Figura 3.24 – Superfície da fratura por fadiga do gancho 8 (referente ao lado do corpo).  
Regiões de início I, propagação II e fratura final monotônica III.

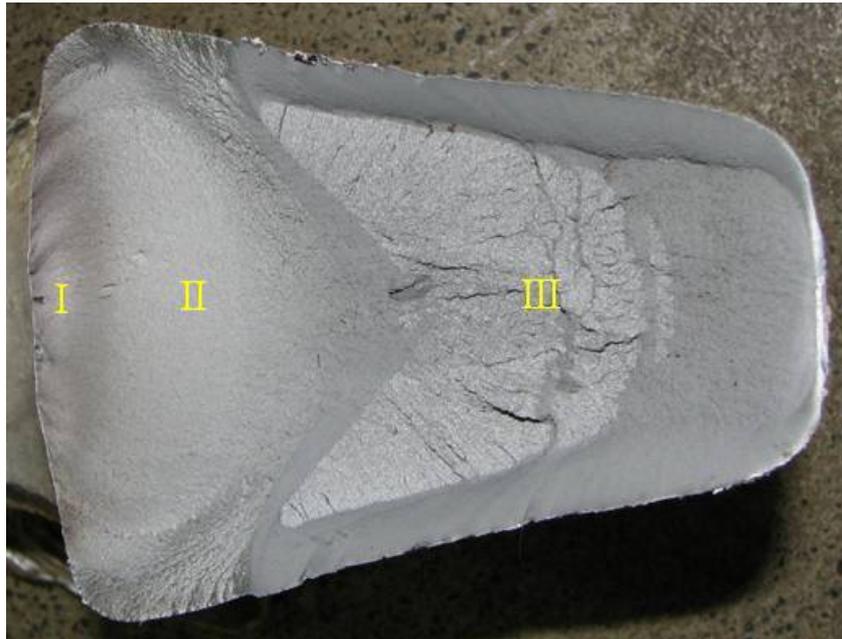


Figura 3.25 – Superfície da fratura por fadiga do gancho 8 (referente ao lado da ponta).  
Regiões de início I, propagação II e fratura final monotônica III.

Na mesma condição de ensaio, o gancho 9 rompeu após 342.600 ciclos, e a Figura 3.26 apresenta uma visão geral do gancho fraturado. O rompimento também ocorreu na região de maior concentração de tensão, conforme indicado pela análise numérica realizada anteriormente.



Figura 3.26 – Visão geral do gancho 9 fraturado.

As Figuras 3.27 e 3.28 mostram os detalhes da fratura do gancho 9, evidenciando as características nítidas de uma fratura por fadiga (ver item 2.1.1).



Figura 3.27 – Detalhe da fratura por fadiga do gancho 9.

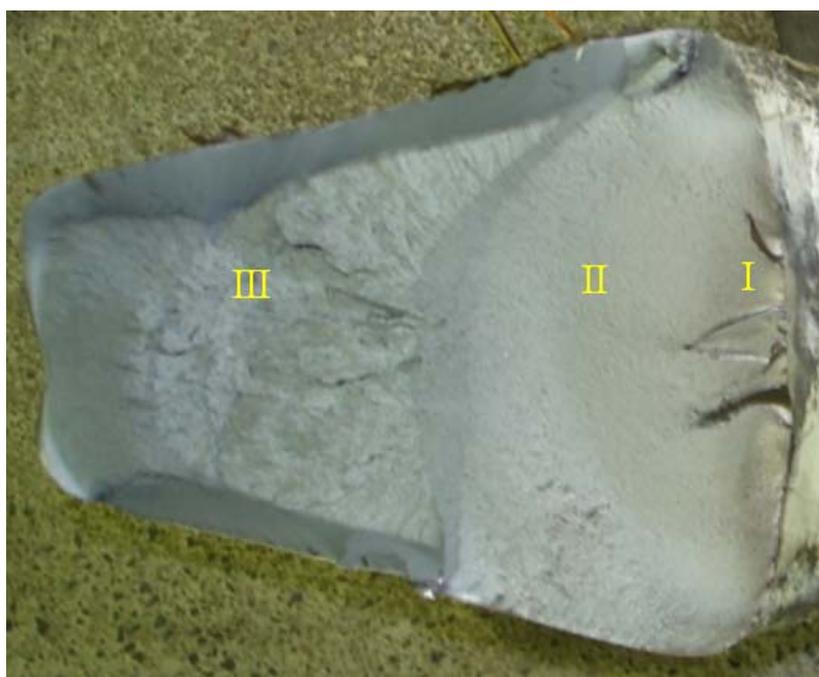


Figura 3.28 – Superfície da fratura por fadiga do gancho 9 (referente ao lado da ponta).  
Regiões de início I, propagação II e fratura final monotônica III.

Na segunda condição de ensaio, o gancho 12 rompeu após 68.800 ciclos apenas, pois não sofreu *proof load*, e a Figura 3.29 apresenta uma visão geral do gancho fraturado. O rompimento ocorreu na região de maior concentração de tensão, conforme indicado pela análise numérica realizada anteriormente.



Figura 3.29 – Visão geral do gancho 12 fraturado.

As Figuras 3.30 e 3.31 mostram os detalhes da fratura do gancho 12, evidenciando as características nítidas de uma fratura por fadiga (ver item 2.1.1).



Figura 3.30 – Superfície da fratura por fadiga do gancho 12 (referente ao lado do corpo).  
Regiões de início I, propagação II e fratura final monotônica III.

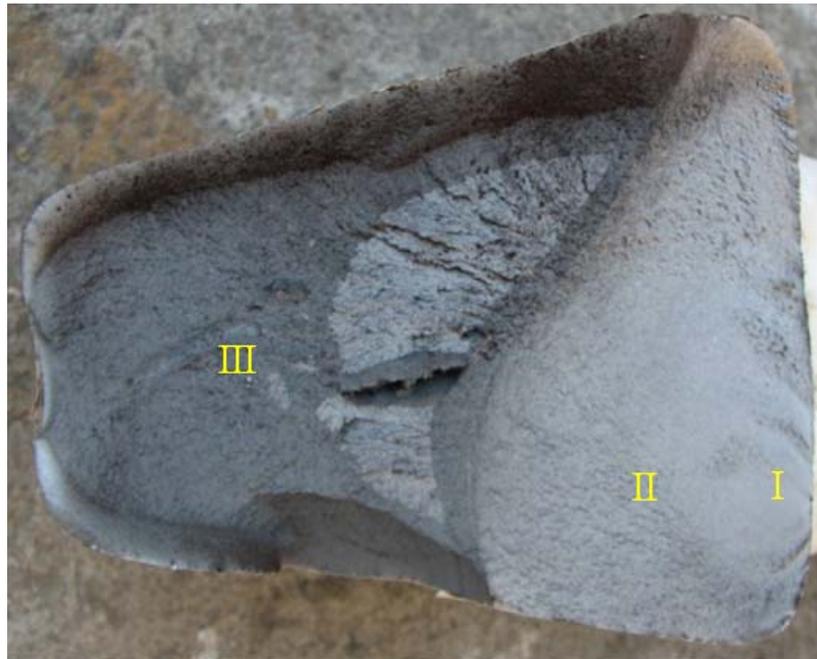


Figura 3.31 – Superfície da fratura por fadiga do gancho 12 (referente ao lado da ponta).  
Regiões de início I, propagação II e fratura final monotônica III.

Nesta mesma condição de ensaio, o gancho 11 rompeu após 423.690 ciclos, e a Figura 3.32 apresenta uma visão geral do gancho fraturado. O rompimento ocorreu na região de maior concentração de tensão, conforme indicado pela análise numérica realizada anteriormente.



Figura 3.32 – Visão geral do gancho 11 fraturado.

As Figuras 3.33 e 3.34 mostram os detalhes da fratura do gancho 11, evidenciando as características nítidas de uma fratura por fadiga (ver item 2.1.1).



Figura 3.33 – Superfície da fratura por fadiga do gancho 11 (referente ao lado do corpo).  
Regiões de início I, propagação II e fratura final monotônica III.

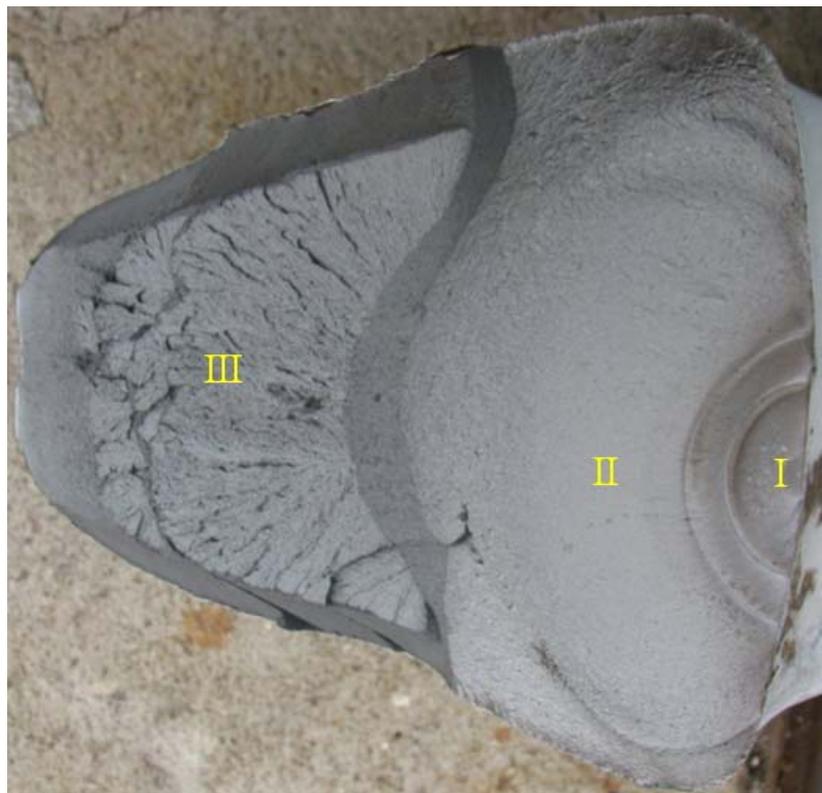


Figura 3.34 – Superfície da fratura por fadiga do gancho 11 (referente ao lado da ponta).  
Regiões de início I, propagação II e fratura final monotônica III.

A Tabela 3.8 mostra como exemplo de medição com os extensômetros os valores de deformação para 1.000.000 de ciclos executados no nível de amplitude de carga de 20% do MBL [30].

Tabela 3.8: Valores de deformação para 1.000.000 de ciclos executados [30].

	<b>Gage 1</b>	<b>Gage 3</b>	<b>Gage 4</b>	<b>Gage 5</b>	<b>Força</b>	<b>Deslocamento</b>
	( $\mu\text{s}$ )	( $\mu\text{s}$ )	( $\mu\text{s}$ )	( $\mu\text{s}$ )	(kN)	(mm)
<b>Máximo</b>	3411	555	103	-464	899	-22,6
<b>Mínimo</b>	1023	191	97	-1354	299	-30,8
<b>Máx – Mín</b>	2388	364	6	890	601	8,3
<b>Média</b>	2196	369	100	-903	595	-26,6

Como foram feitas medições a cada 100.000 ciclos, na Figura 3.35 podemos ver os valores máximos de deformação atingidos durante o ensaio [30], onde a média destes valores foi de 3.470  $\mu\text{s}$ .

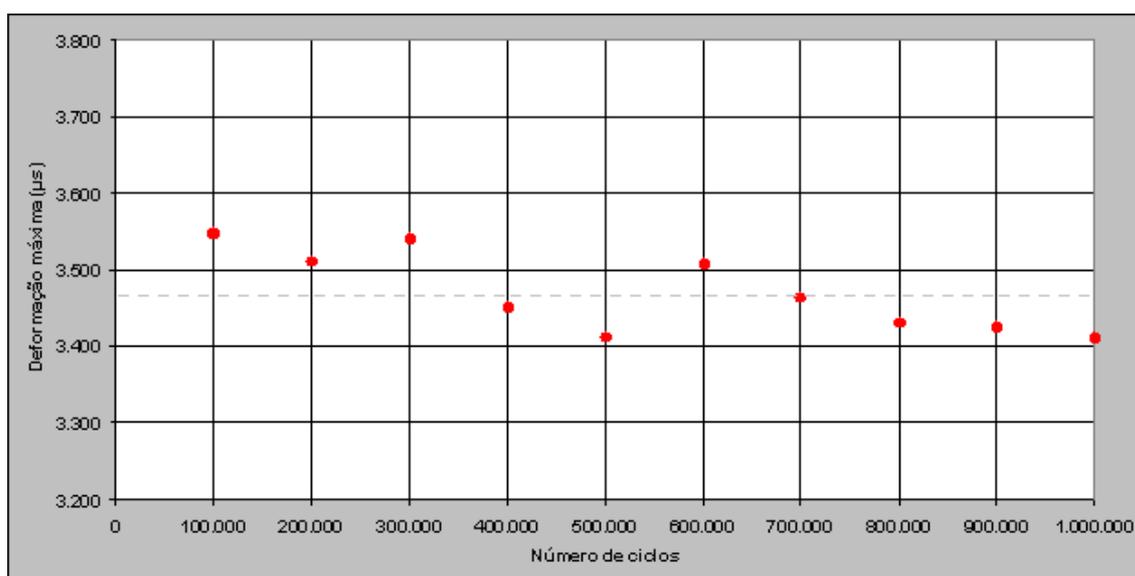


Figura 3.35 – Gráfico da deformação máxima em função do número de ciclos – Extensômetro 1 do gancho 7 – 20% do MBL [30].

Comparando o resultado médio das deformações máximas medidas pelo extensômetro durante o ensaio de fadiga (Figura 3.35) com o valor encontrado na análise de elementos finitos (Figura 3.17), podemos perceber que este último é aproximadamente 5% maior. Diante deste resultado podemos concluir que a modelagem por elementos finitos está coerente com os valores reais encontrados no ensaio.

### 3.5.2 Ensaio Complementares

O primeiro ensaio realizado foi a medição de tensão residual remanescente na área de maior concentração de tensões do gancho através do método do furo cego (Figuras 3.36 a 3.38), para a verificação do nível de relaxamento de tensões ocorrido [31]. O gancho medido foi ensaiado com 12% do MBL de carga média.

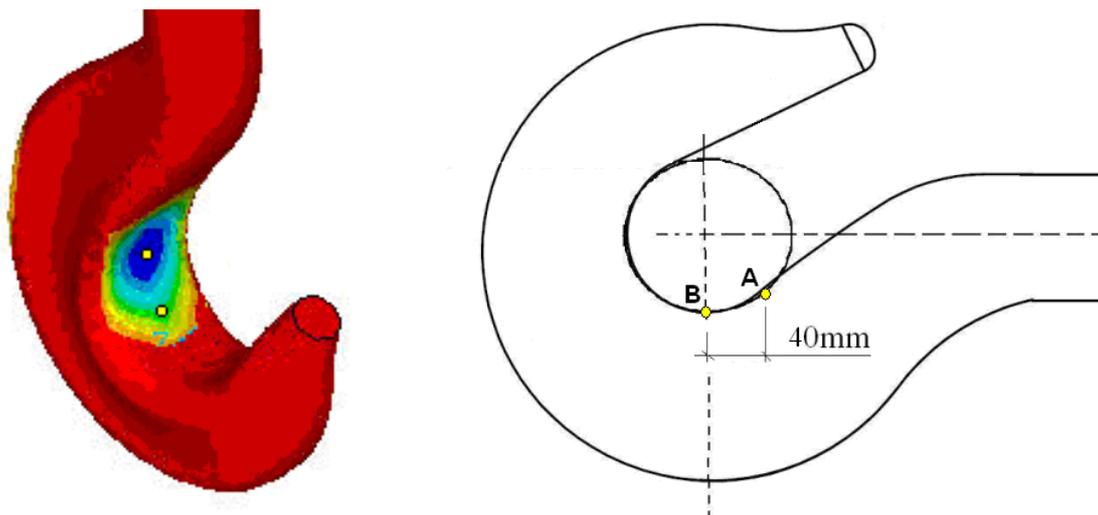


Figura 3.36 – Pontos de medição de tensões residuais no gancho.



Figura 3.37 – Medição das tensões residuais no ponto A: dispositivos, furação, roseta de *strain gages* com o furo cego, medição das deformações  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$ .



Figura 3.38 – Medição das tensões residuais no ponto B: dispositivos, furação, roseta de *strain gages* com o furo cego, medição das deformações  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$ .

O cálculo das tensões foi realizado utilizando-se o *software EVAL\_RSM.EXE*, da empresa italiana *Sint Technology*, fornecendo os valores das tensões principais  $S_{max} = -452,4 \text{ MPa}$  e  $S_{min} = -474,6 \text{ MPa}$ , e direção da tensão máxima  $\beta = -55,7^\circ$  para o ponto A, e os valores das tensões principais  $S_{max} = -345,4 \text{ MPa}$  e  $S_{min} = -400,1 \text{ MPa}$ , e direção da tensão máxima  $\beta = -17,4^\circ$  para o ponto B (Figuras 3.39 e 3.40).

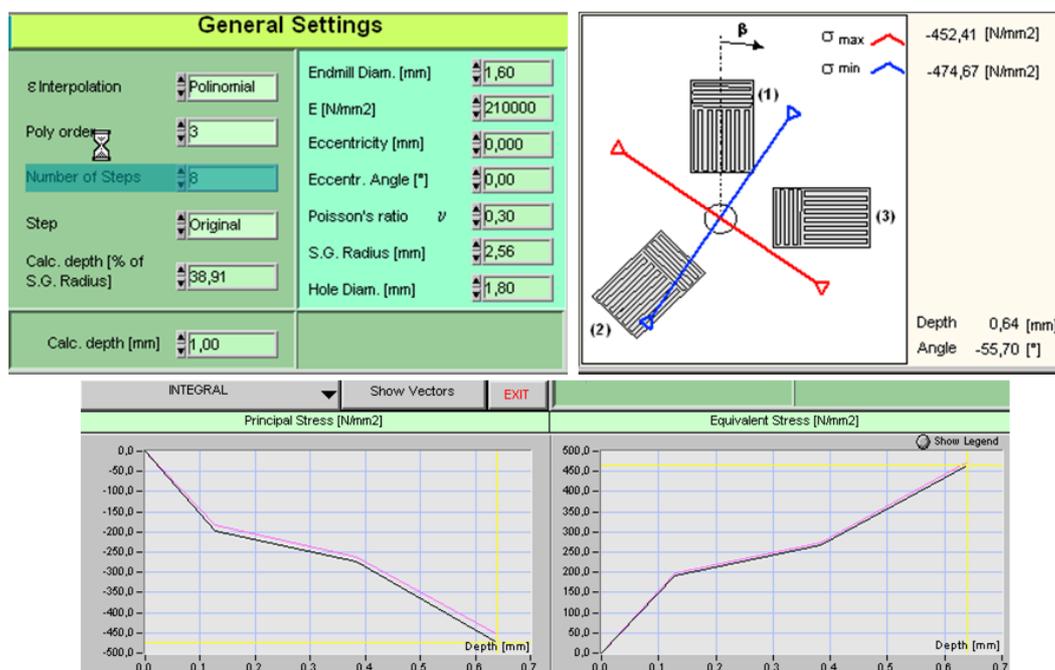


Figura 3.39 – Cálculo das tensões residuais no ponto A (Campo de tensão não uniforme - “*Non Uniform Stress Field*”).

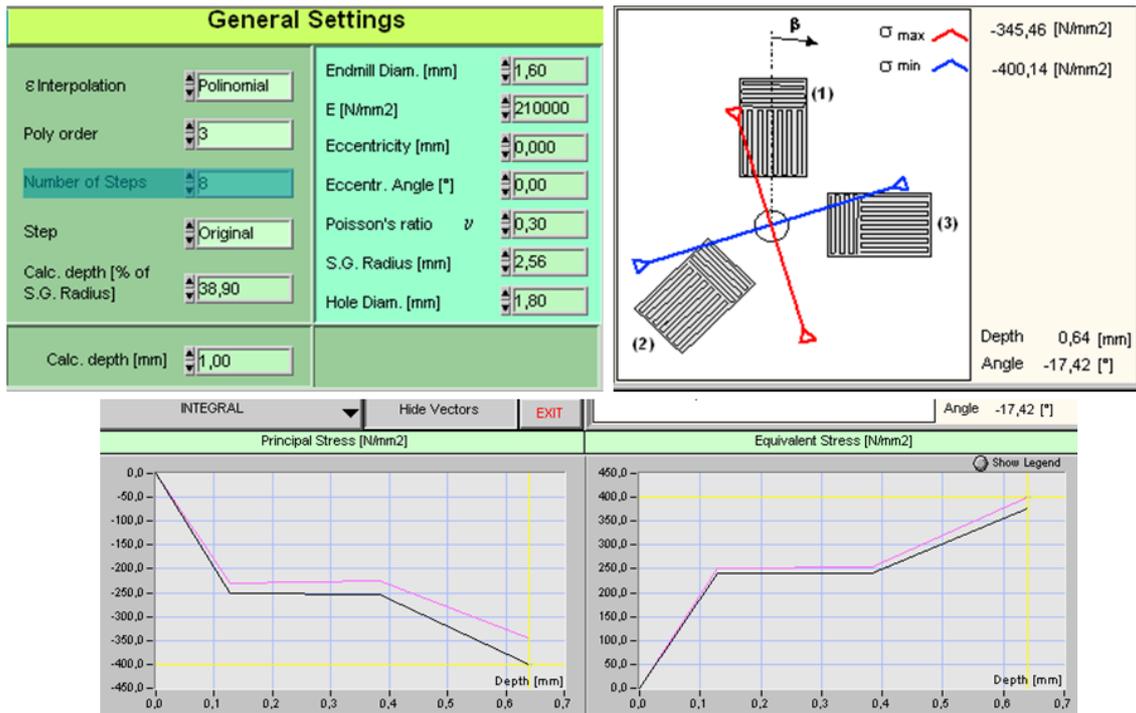


Figura 3.40 – Cálculo das tensões residuais no ponto B (Campo de tensão não uniforme - “Non Uniform Stress Field”).

A tensão de compressão equivalente no ponto A é de 463,9 MPa e no ponto B é de 375,7 MPa.

Tendo em vista a distribuição das tensões residuais no gancho após o *proof load*, conforme indicado na Figura 3.16, verifica-se que o ponto B é suscetível a apresentar maior atenuação das tensões compressivas (em módulo) que o ponto A.

Como o ponto B é submetido a tensões de tração mais elevadas que o ponto A durante a ciclagem, as tensões residuais compressivas originais são aliviadas em maior grau neste ponto.

Esta redução é da ordem de metade da tensão compressiva original, estando de acordo com dados de literatura, conforme podemos ver nas Figuras 2.34 e 2.35.

Também foi realizado um ensaio para a obtenção do perfil de dureza *Brinell* da seção de maior concentração de tensões dos ganchos e uma análise metalográfica nos pontos indicados na Figura 3.41.

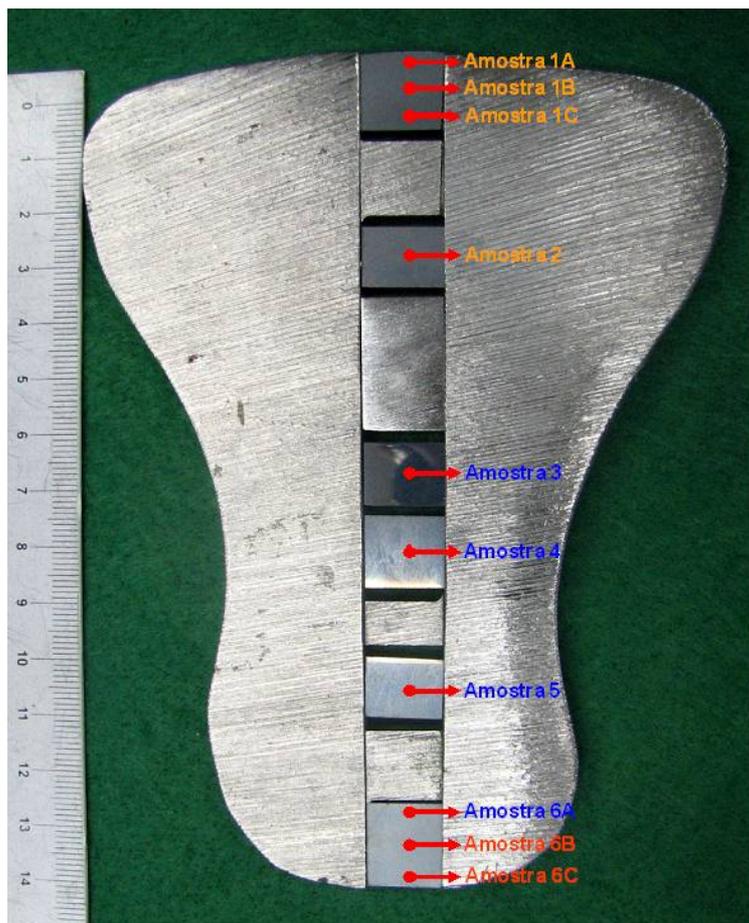


Figura 3.41 – Localização das amostras selecionadas para observação ao microscópio óptico e medição de dureza *Brinell*.

Os ensaios de dureza *Brinell* foram realizados nas amostras observadas ao microscópio óptico. Utilizou-se o equipamento *Future-Tech LC-200RB* com esfera de aço 2,5mm de diâmetro e carga de 187,5 kgf.

A retirada das amostras para observação ao microscópio óptico deu-se através de cortes com disco abrasivo. Prosseguiu-se com o embutimento a quente em resina baquelite, lixamento até granulometria #1200, polimento com pastas de diamante de 6 e 3 $\mu$ m, finalizado com alumina 0,3 $\mu$ m.

A revelação microestrutural foi realizada através de ataque por imersão (10s) em solução Nital 2%.

As microestruturas dos dez pontos de medição da amostra estão apresentadas nas Figuras 3.42 a 3.51 a seguir:



Figura 3.42 – Microestrutura da Amostra 1A. Martensita Revenida. Dureza: 299 HBs.

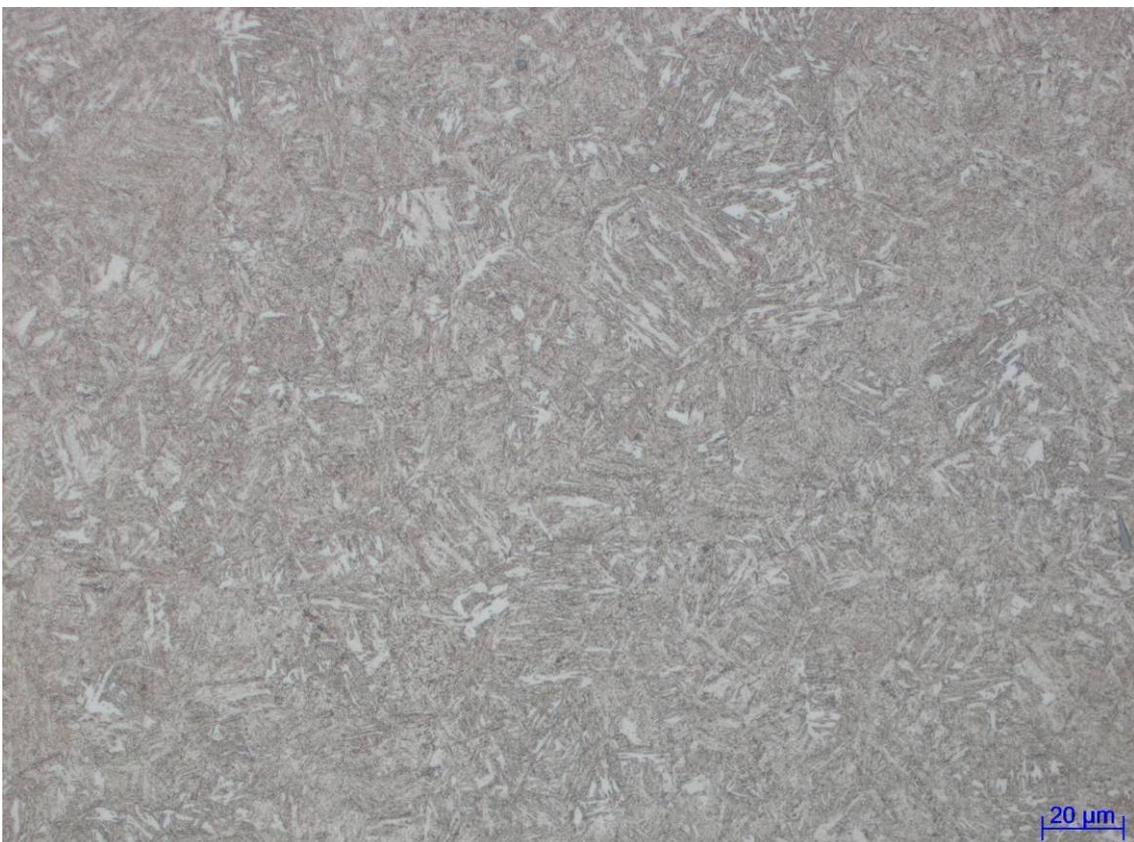


Figura 3.43 – Microestrutura da Amostra 1B. Martensita Revenida. Dureza: 284 HBs.

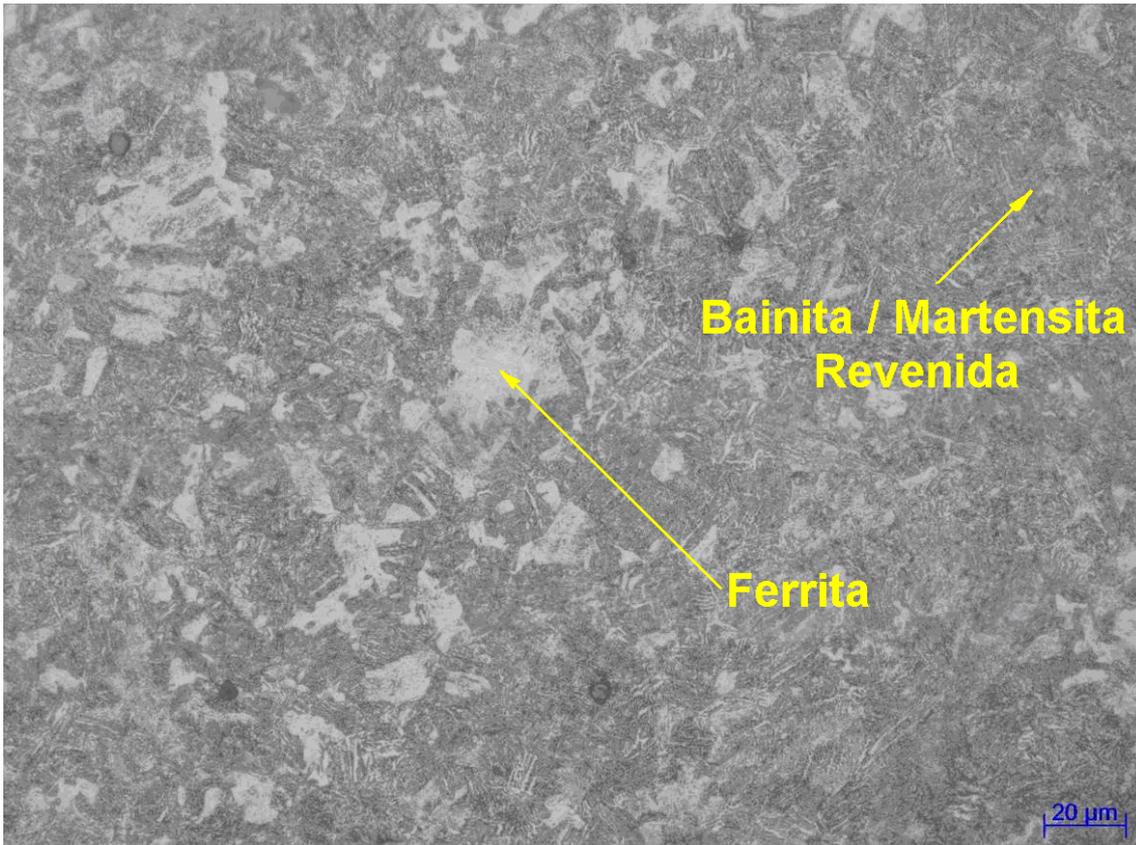


Figura 3.44 – Microestrutura da Amostra 1C. Dureza: 272 HBs.

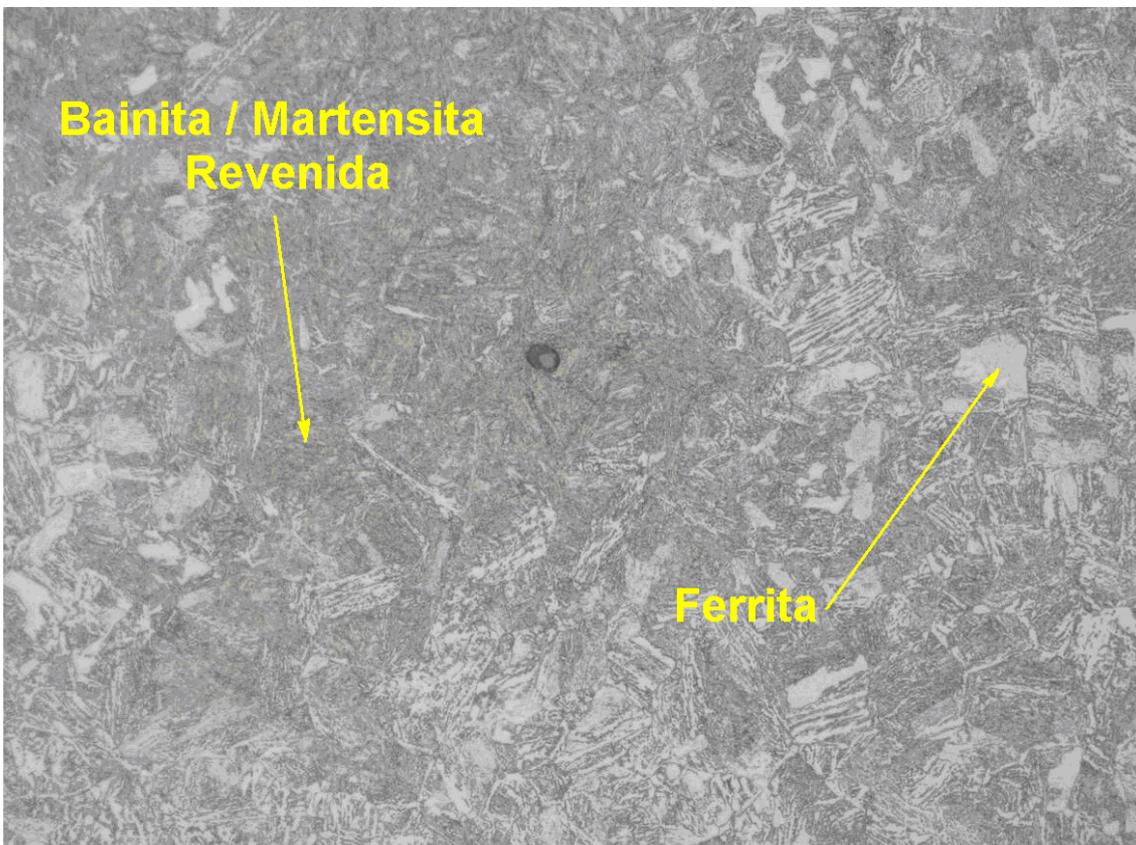


Figura 3.45 – Microestrutura da Amostra 2. Dureza: 271 HBs.

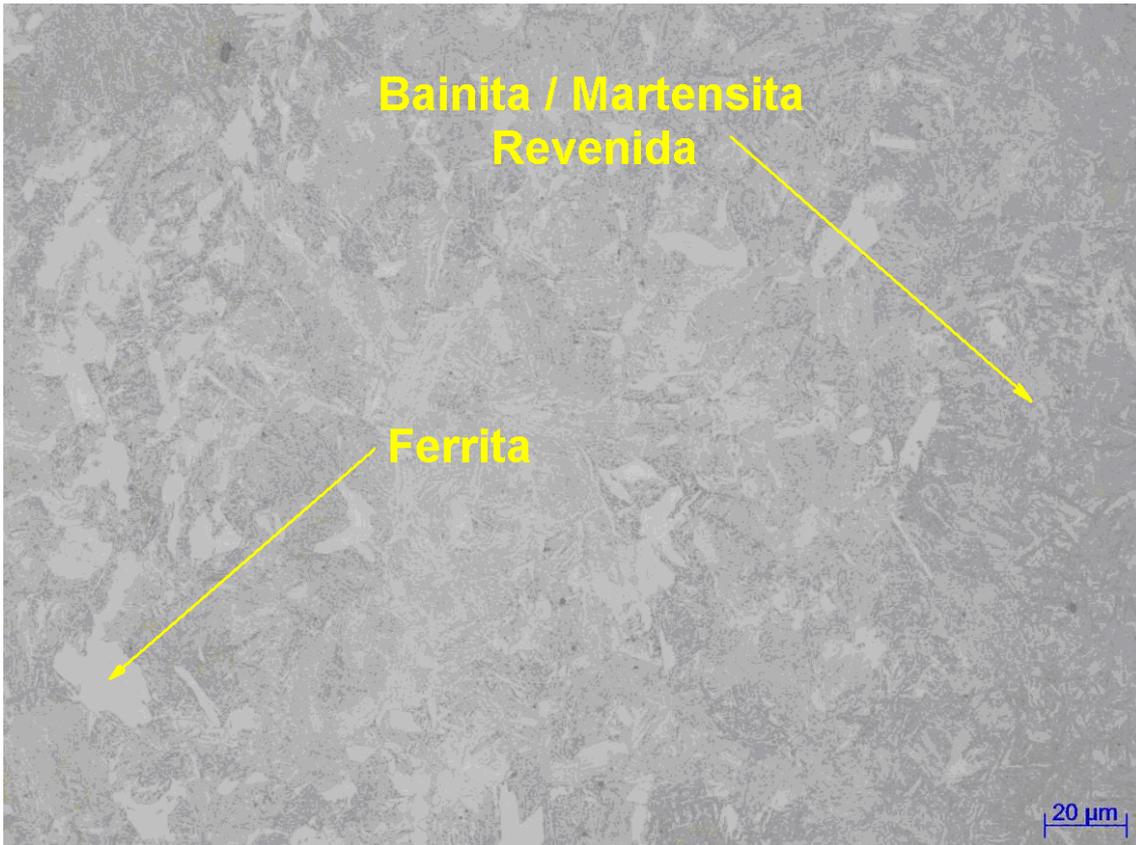


Figura 3.46 – Microestrutura da Amostra 3. Dureza: 268 HBs.

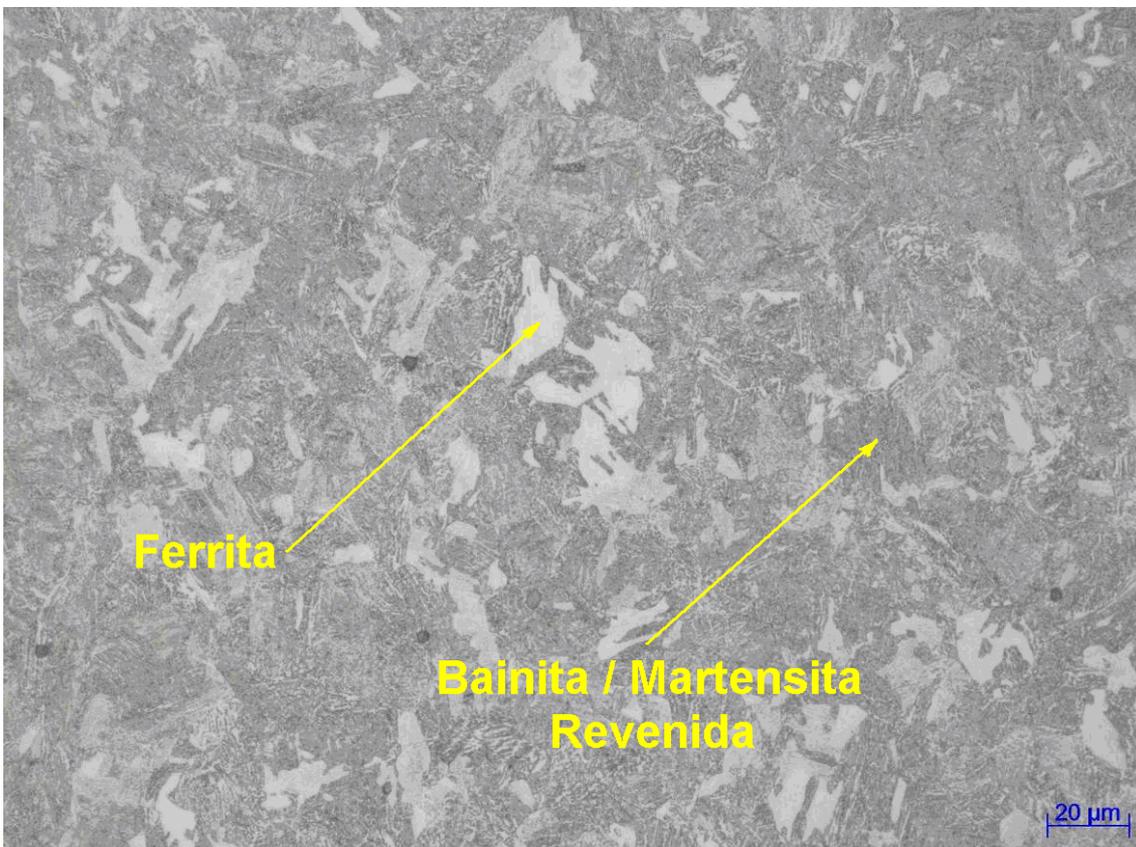


Figura 3.47 – Microestrutura da Amostra 4. Dureza: 263 HBs.

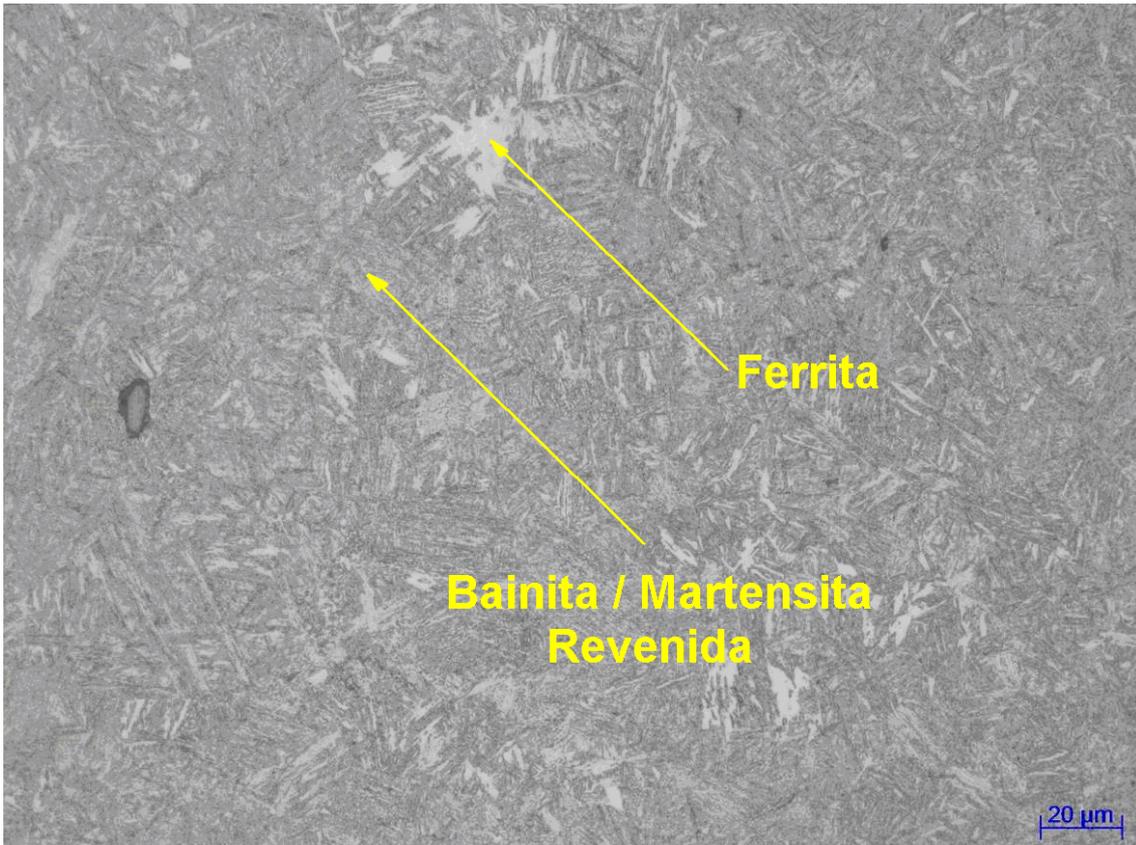


Figura 3.48 – Microestrutura da Amostra 5. Dureza: 297 HBs.



Figura 3.49 – Microestrutura da Amostra 6A. Martensita Revenida. Dureza: 298 HBs.



Figura 3.50 – Microestrutura da Amostra 6B. Martensita Revenida. Dureza: 298 HBs.



Figura 3.51 – Microestrutura da Amostra 6C. Martensita Revenida. Dureza: 296 HBs.

Nas amostras retiradas mais próximas à superfície do material, a microestrutura observada é composta de martensita revenida, e nas regiões mais próximas ao centro da peça, vemos bainita/martensita revenida e ferrita (regiões claras).

O perfil de dureza ao longo da seção transversal da peça pode ser visto na Figura 3.52. A dureza média na região do interior do material é aproximadamente 10% menor que na região superficial, devido à diferença de tempo de resfriamento durante o tratamento térmico. Esta diferença é esperada e não compromete o desempenho do componente.

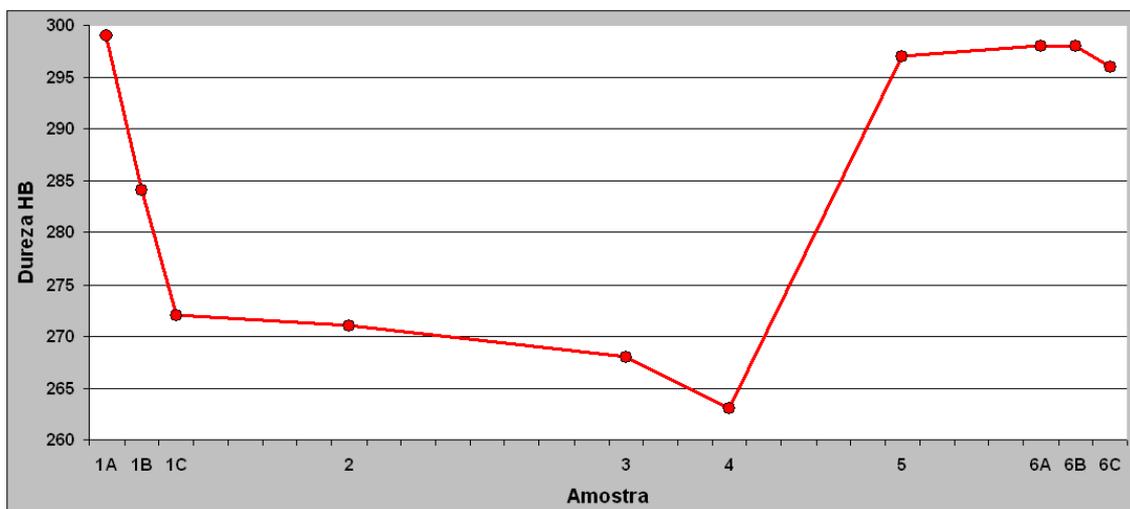


Figura 3.52 – Perfil de dureza ao longo da seção transversal.

### 3.5.3 Curva de Fadiga

A curva de fadiga mostrada na Figura 3.53 foi baseada nos valores dos resultados dos ensaios de fadiga indicados na Tabela 3.7, e suas coordenadas são logarítmicas. Nela podemos ver o número de ciclos alcançados por cada um dos ganchos testados, em função da amplitude de carga utilizada nos ensaios. A posição desta curva média no gráfico indica que os números de ciclos atingidos pelos ganchos KS são da ordem de três vezes maiores que aqueles atingidos em média pelos elos comuns de amarra de 95 mm grau R4 (referência API), comprovando a eficiência do *proof load*, visto que o único gancho que não recebeu este tratamento teve uma vida-fadiga em torno de seis vezes menor que os outros ganchos testados.

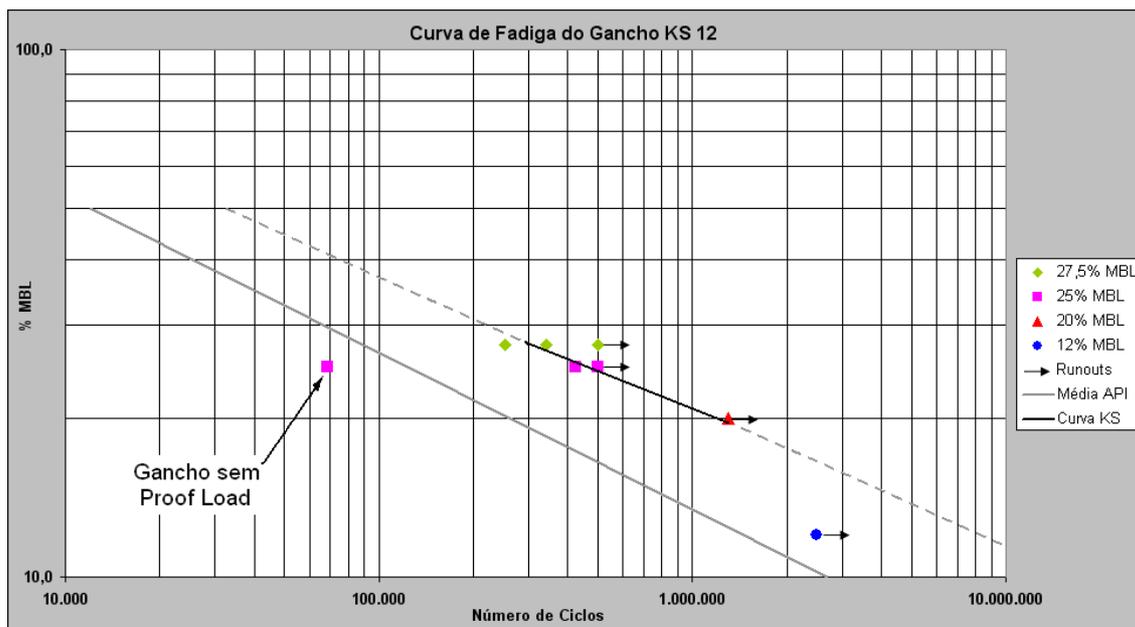


Figura 3.53 – Curvas médias de fadiga do Gancho KS12 e de elos comuns da amarra de 95 mm grau R4 (referência API).

Conforme visto no item 2.1.13 podemos considerar que as geometrias são suficientemente similares para permitir uma extrapolação qualitativa dos resultados do gancho KS12 para o comportamento do gancho KS40. A rugosidade superficial e uma maior ocorrência de defeitos também podem influenciar significativamente em geometrias maiores. Entretanto, o comportamento global da tensão-deformação local e das tensões residuais devem ser comparáveis. De acordo com a Tabela 2.1 e o gráfico da Figura 2.14 do item 2.1.8, podemos utilizar o valor aproximado de 0,9 para o parâmetro  $k_2$ , pois para uma redução de área equivalente a 1/3 neste gráfico (por exemplo, uma redução aproximada de diâmetro 17 para 10 mm) obtemos este valor do parâmetro. Desta forma, os valores médios obtidos no levantamento da curva de fadiga do gancho KS12 devem ser reduzidos em dez por cento para efeito de extrapolação da curva para o gancho KS40. Ainda assim, os valores obtidos para esta curva são da ordem de 3 vezes maiores que aqueles atingidos em média pelos elos comuns de amarra de 95 mm grau R4.

Devemos observar ainda que para a amplitude de carga de 20%, os ganchos não romperam, e ao utilizarmos este valor como um dos pontos da curva de fadiga, estamos penalizando o resultado do ensaio, em favor da segurança, e mesmo assim os resultados se mostraram muito superiores aos esperados para os elos comuns de amarra.

## Capítulo IV

### Conclusões

Os objetivos propostos no trabalho foram alcançados com resultados satisfatórios obtidos por meio de testes experimentais e comparação com as simulações numéricas.

As simulações numéricas indicaram uma boa correlação com os testes experimentais, quando as deformações localizadas nos pontos de concentração de tensões medidas foram comparadas, validando o modelo utilizado.

O relaxamento das tensões compressivas residuais por carregamento cíclico após a aplicação do *proof load* foi compatível com o esperado, bem como a microestrutura e o perfil de dureza ao longo da seção transversal do material.

Os resultados obtidos nos ensaios de fadiga realizados no CENPES e IPT e utilizados para a confecção da curva de fadiga do gancho KS12 mostraram que a posição desta curva média no gráfico indica que os números de ciclos atingidos pelos ganchos KS são da ordem de três vezes maiores do que aqueles atingidos em média pelos elos comuns de amarra de 95 mm grau R4 (referência API), comprovando a eficiência do *proof load*, visto que o único gancho que não recebeu este tratamento teve uma vida em fadiga em torno de seis vezes menor que os outros ganchos testados.

Ao realizar a extrapolação dos resultados do gancho KS12 para o gancho KS40, com uma redução aproximada de dez por cento, ainda assim, os valores obtidos para esta curva são da ordem de 3 vezes maiores que aqueles atingidos em média pelos elos comuns de amarra de 95 mm grau R4.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] LOUREIRO, R. R., *Análise Numérico-Experimental de Anomalia de Sistema de Ancoragem em Catenária Devido à Falha de Manilhas de Linha de Poliéster*. Dissertação de M.Sc, COPPE/UFRJ, Programa de Engenharia Oceânica, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2007.
- [2] COSTA, L. C., GONÇALVES, R. C. F., “Inspeção em Linhas de Ancoragem de Unidades de Produção”; *XXI Congresso Nacional de Ensaaios Não Destrutivos*, Salvador, Agosto de 2002.
- [3] ALMEIDA, J. C. L., ROSSI, R. R., SOBRAL, R., “Tn X Sn Fatigue Curves For Ks Hook Resulting Using Finite Elements Modelling and Model Test”, *27<sup>th</sup> International Conference On Offshore Mechanics And Arctic Engineering (OMAE)*, 57968, Estoril, Portugal, June 15-20, 2008.
- [4] JÚNIOR, J. A. F., ANDRADE, B. L. R., BRINATI, H. L., MORISHITA, H. M. E MARTINS, M. R., “Sistema de Ancoragem de Sistemas Flutuantes de Produção”; *Apostila do Curso de Formação de Engenheiros Navais da Petrobras*, 2004.
- [5] VRYHOF; “Anchor Manual 2005”; *Vryhof Anchors B.V.*, Krimpen ad Yssel, Netherlands, 2005.
- [6] PAULO, L. A. B., VORONOFF, A., CARDOSO, A., CHIAPIM, C. E. L., *Ensaio de Fadiga e Determinação de MBL de um Gancho DIN 12*. Comunicação Técnica TMEC N° 129/02, Serviço Técnico 702217, 2002.
- [7] ROSSI, R. R., ALMEIDA, J. C. L., *P-26 Fatigue Analysis for the Taut Leg Mooring System*, RT – EBP – 021/2002, 2002.
- [8] STROHAECKER, T. R., *Avaliação de Propriedades e Teste de Carga de um Gancho KS32*, LAMEF - UFRGS, Protocolo N° 026/01, 2001.

- [9] STROHAECKER, T. R., *Teste de Carga de um Gancho KS32*, LAMEF – UFRGS, Protocolo N° 047/02, 2002.
- [10] DIETER, G. E., *Mechanical Metallurgy*, 3 ed. London, Mcgraw-Hill Book Company, 1988.
- [11] FUCHS, H. O., STEPHENS, R. I., *Metal Fatigue In Engineering*, 1 ed. United States of America, John Wiley & Sons Inc., 1980.
- [12] VALE, R. D., “Treinamento de Análise de Falhas em Sistemas de Ancoragem”; *Apostila de Treinamento para Fiscais de Ancoragem da Petrobras*, 2004.
- [13] FONTES, F. A., *Previsão do Desempenho de Componentes para Sistemas de Ancoragem Sob Carregamentos Monotônicos e Cíclicos*. Dissertação de M.Sc, PUC, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2008.
- [14] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, E1150 – *Standard Definitions of Terms Relation to Fatigue*, Philadelphia, 1993.
- [15] ZERBST, U., MÄDLER, K. AND HINTZE, H., “Fracture Mechanics in Railway Applications - An Overview”. *Engineering Fracture Mechanics* 72 (2005), pp.163-194.
- [16] GARCIA, A., SPIM, A. J. E DOS SANTOS, A. C., *Ensaaios dos Materiais*. LTC, Rio De Janeiro, 2000.
- [17] DET NORSKE VERITAS, *DNV-OS-E301 – Position Mooring*, Offshore Standard, Oslo, 2004.
- [18] BRANCO, C. M., FERNANDES, A. A. e DE CASTRO, P. M. S..T., *Fadiga de Estruturas Soldadas*. Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1986.
- [19] SURESH, S., *Fatigue of Materials*, 2 ed. United Kingdom, Cambridge University Press, 1998.

- [20] SHOUP, G. J., TIPTON, S. M., SOREM, J. R., “The Influence of Proof Loading on the Fatigue Life of Anchor Chain”, *24<sup>th</sup> Offshore Technology Conference (OTC)*, 6905, Houston, Texas, May 4-7, 1992.
- [21] TIPTON, S. M., SHOUP, G. J., “The Effect of Proof Loading on the Fatigue Behavior of Open Link Chain”, *Journal of Engineering Materials and Technology*, v. 114 N° 1, January, 1992.
- [22] SHOUP, G. J., TIPTON, S. M., SOREM, J. R., “The Effect of Proof Loading on the Fatigue Behavior of Stud Link Chain”, *International Journal of Fatigue*, v. 14 N° 1, pp. 35-40, January, 1992.
- [23] ZHUANG, W. Z., HALFORD, G. R., “Investigation of Residual Stress Relaxation Under Cyclic Load”, *International Journal of Fatigue*, v. 23, pp. 31-37, 2001.
- [24] MATTSON, R. L., COLEMAN, W. S. Jr., “Effect of Shot Peening Variables and Residual Stresses on Fatigue Life of Leaf Spring Specimens”. *Transactions, Society Of Automotive Engineers*; 62:546–56, 1954.
- [25] MORROW, J., SINCLAIR, G. M., “Cycle-Dependent Stress Relaxation”. In: *Symposium on Basic Mechanisms of Fatigue*, American Society for Testing and Materials, ASTM STP 237, 1958.
- [26] KODAMA, S., “The Behavior of Residual Stress During Fatigue Stress Cycles”. In: *Proceedings of the International Conference on Mechanical Behavior of Metals II*, Society of Material Science, pp. 2:111–118, Kyoto, 1972.
- [27] STROHAECKER, T. R., PINTO, R. I. T., *Análise por Elementos Finitos do Gancho KS40*, LAMEF - UFRGS, 2004.
- [28] DINECK, S., *Relatório de Teste do Gancho KS40*, Produto 40159/5, N° de Série: 45724, Ensaio de Fadiga N° 037/04, CSL, 2004.

[29] TAVEIRA, L. F. X. C., *Relatório de Ensaio por Partículas Magnéticas*, N° CCI 0001/07, CCI, 2007.

[30] ANTONIO, S. F. D., KATANO, O. J., *Ensaio Dinâmicos de Fadiga em Ganchos KS*, N° 115 958-205, IPT - Laboratório de Equipamentos Mecânicos e Estruturas, 2010.

[31] VALE, R. D., NETO, A. M., *Medição de Tensões do Gancho KS DIN 12 pelo Método do Furo Cego*. Comunicação Técnica TMEC N° 028/11, 2011.