

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE FADIGA E ESTIMATIVA DE VIDA DO GARFO DE ENGATE
AUTOMÁTICO PARA VEÍCULOS TRATORES E REBOQUES

por

Anderson Pontalti

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, junho de 2005

ANÁLISE DE FADIGA E ESTIMATIVA DE VIDA DO GARFO DE ENGATE
AUTOMÁTICO PARA VEÍCULOS TRATORES E REBOQUES

por

Anderson Pontalti

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande Sul, como parte dos requisitos necessários para obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Engenharia Automotiva

Orientador: Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Aprovada por:

Prof. Dr. Alberto Tamagna

Prof. Dr. Joyson Luiz Pacheco

Prof. Dr. Wilson Toresan Jr.

Prof. Dr. Flávio José Lorini
Coordenador PROMEC

Porto Alegre, 18 de Julho de 2005

Dedico este trabalho a Deus, a minha família e a minha Amada Patricia.

AGRADECIMENTOS

em primeiro lugar agradeço a Deus pela vida que me confiou.

à minha alma gêmea e esposa Patricia, quem conseguiu me motivar a concluir este trabalho. Ela sempre acreditou mais que eu nesta conquista.

ao Wagner e a Jurema, pessoas nas quais tenho o maior orgulho de chamar de pai e mãe.

à minha querida irmã Giana, ao Nono, a Nona, ao Vô e a Vó.

à minha mais nova e querida família, Ademar, Rozi, Rodrigo, Rosângela e Vitor.

ao meu orientador o Prof. Dr. Walter, pela dedicação de seu tempo em contribuição de minha formação.

aos meus colegas de trabalho, com quem posso compartilhar experiências, adquirir conhecimentos dos quais muitos estão presentes neste trabalho.

aos meus amigos, que souberam compreender minha ausência momentânea.

ao meu país, que apesar de todas dificuldades consegue manter um ensino de qualidade e gratuito como o da UFRGS.

Este trabalho contou com apoio da empresa
Jost Brasil Sistemas Automotivos Ltda.

A vontade de se preparar deve ser
maior que a vontade de vencer.

Bob Knight

Pontalti, A. **Análise de Fadiga e Estimativa de Vida do Garfo de um Engate Automático para Veículos Tratores e Reboques**, 2005 90f. Dissertação (Trabalho de Conclusão de Mestrado em Engenharia Automotiva) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

RESUMO

A necessidade de se desenvolver um produto capaz de atingir as exigências impostas pela referência normativa AS-2213 (1984) e a falta de uma rotina de projeto para o componente denominado Garfo do Engate Automático motivam este trabalho. Assim, esta pesquisa apresenta como objetivo principal o estudo de fadiga e estimativa de vida do garfo forjado de um dispositivo de acoplamento automático entre veículos tratores e reboques. Para realização das análises estáticas através de elementos finitos, foi necessária a determinação de todas as condições de contorno que refletissem as características do teste experimental de homologação do produto. De posse destes resultados, realizou-se a análise pelo método S-N, tendo como resultado a determinação da vida em fadiga das regiões críticas do componente, onde são propostas algumas alternativas que visam aumentar a vida do produto. Dentre as inúmeras alternativas possíveis, destacam-se a alteração de material e utilização de tratamento térmico no garfo.

PALAVRAS-CHAVE: Engate Automático, fadiga, forjamento, elementos finitos.

Pontalti, A. **Fatigue Analysis and Life Predictions of Towing Hitch Fork for Trucks and Trailers**, 2005 90p. Thesis (Conclusion Work of Automotive Engineering Master Degree Course) – Mechanical Engineering Department, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

ABSTRACT

The necessary development of a product capable of reaching the imposed requirements in accordance with reference standard AS-2213 (1984) and the lack of a project routine for the component called Towing Hitch Fork motivated this research. Thus, this research presents as its main goal, the study of fatigue and life predictions of forged fork of the automatic coupling device used in tractor vehicles and trailers. To perform the static analysis through finite elements method, it was necessary to determine all contour conditions which represent the features of product certification tests. After preliminary results have been obtained, the S-N analysis has been performed, showing the fatigue life predictions in the critical regions of the component, where some alternatives aiming at increasing the product life were considered. Among the several alternatives, it is possible to highlight the material changes and the use of thermal treatment in the component.

KEYWORDS: Towing hitch, fatigue, forging, finite elements.

LISTA DE FIGURAS

<u>Figura 1.1. Região de falha do garfo forjado</u>	20
<u>Figura 2.1. Engate Automático Jost Brasil</u>	24
<u>Figura 2.2. Exemplo de conjugado entre veículo trator e reboque com sistema de câmbio articulado. (fonte AS-2213, 1984)</u>	25
<u>Figura 2.3. Peças forjadas de baixo peso</u>	26
<u>Figura 2.4. Eixo forjado de 200 toneladas</u>	26
<u>Figura 2.5. Formulação de vida em fadiga ilustrada (fonte: MSC.SOFTWARE CORPORATION, 2001-A)</u>	28
<u>Figura 2.6. Condições de contorno em uma biela (fonte: AFZAL e FATEMI, 2003)</u>	33
<u>Figura 3.1. Regiões para extração dos corpos de prova</u>	35
<u>Figura 3.2. Microestrutura do material SAE 1045 do garfo</u>	36
<u>Figura 3.3. Deformação plástica do garfo após ensaio de tração</u>	37
<u>Figura 3.4. Aplicação do produto em veículos rodoviários</u>	38
<u>Figura 3.5. Aplicações do engate automático</u>	39
<u>Figura 3.6. Vista lateral do modelo 3D do Engate Automático</u>	41
<u>Figura 3.7. Vista lateral em corte do engate automático</u>	42
<u>Figura 3.8. Dimensões gerais da viga</u>	43
<u>Figura 3.9. Reações atuantes sobre o garfo com “Valor D” de 120kN</u>	43
<u>Figura 3.10. Reações atuantes sobre o garfo com “Valor D” de 220kN</u>	43
<u>Figura 3.11. Forças cortantes atuantes sobre o garfo com “Valor D” de 120kN</u>	44
<u>Figura 3.12. Cargas de compressão e tração do garfo</u>	45
<u>Figura 4.1. Típicos ciclos de solicitações mecânicas</u>	46
<u>Figura 4.2. Curva S-N do aço SAE-1045</u>	49

<u>Figura 4.3. Gráfico S-N em escala log-log (fonte: modificada a partir de MSC.SOFTWARE CORPORATION, 2001-B)</u>	50
<u>Figura 4.4. Correlação entre σ_f e σ_r (fonte: modificada a partir de SHYGLE Y e MISCHKE, 1989)</u>	52
<u>Figura 4.5. Curva S-N com relações à σ_r dos materiais (fonte: redesenhada a partir de MSC.SOFTWARE CORPORATION, 2001-B)</u>	53
<u>Figura 4.6. Dados de Fadiga de Alto Ciclo mostrando a influencia da Tensão Média (fonte: modificada de MSC.SOFTWARE CORPORATION, 2001-B)</u>	54
<u>Figura 4.7. Diagrama mestre do aço SAE 4340 (fonte: modificada de MSC.SOFTWARE CORPORATION, 2001-B)</u>	55
<u>Figura 4.8. Curvas de Soderberg “a”, Goodman “b” e Gerber “c”</u>	55
<u>Figura 4.9. Curva S-N com solicitações diversas</u>	58
<u>Figura 4.10. Semi-cilindros para aplicação de carga na geometria</u>	59
<u>Figura 4.11. Carregamento concentrado das quatro cargas</u>	60
<u>Figura 4.12. Quadrantes de concentração de tensão</u>	62
<u>Figura 4.13. Tensão equivalente de von Mises do garfo carregado com “Valor D” de 120kN</u>	62
<u>Figura 4.14. Distribuição de elementos</u>	64
<u>Figura 4.15. Cargas distribuídas em função de h</u>	65
<u>Figura 4.16. Decomposição das cargas no plano.</u>	66
<u>Figura 4.17. Exemplo de carregamento no F_{tool}</u>	67
<u>Figura 4.18. Exemplo de carregamento no F_{tool}</u>	68
<u>Figura 4.19. Distribuição de pressão P_e para “Valor D” =220kN conforme cargas R2 e R3</u>	71
<u>Figura 4.20. Distribuição de pressão P_e para “Valor D” =220kN conforme cargas R1 e R4</u>	72
<u>Figura 4.21. Tensões equivalente de von Mises – Tração / “Valor D” = 220kN</u>	73
<u>Figura 4.22. Tensões equivalente de von Mises – Compressão / “Valor D” = 220kN</u>	74
<u>Figura 4.23. Fluxo das Cinco Caixas</u>	75

<u>Figura 4.24. Curva S-N do aço SAE 1045 HV-HR</u>	75
<u>Figura 4.25. Sinal de teste para um ciclo</u>	77
<u>Figura 4.26. Dano para “Valor D” de 120kN</u>	78
<u>Figura 4.27. Estimativa de vida para “Valor D” de 120kN</u>	79
<u>Figura 4.28. Dano para “Valor D” de 220kN</u>	80
<u>Figura 4.29. Estimativa de vida para “Valor D” de 220kN</u>	81
<u>Figura 4.30. Vida em fadiga do nó 487 - Goodman</u>	82
<u>Figura 4.31. Vida em fadiga do nó 487 – Gerber</u>	83
<u>Figura 4.32. Vida em fadiga do nó 487 – Goodman - $\sigma_r = 1000\text{MPa}$</u>	83
<u>Figura 4.33. Comparação entre SAE 1045 Normalizado e SAE 1045 Temperado e Revenido</u>	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1. Resultados obtidos do ensaio de tração em corpos de prova

Tabela 4.1. Razão R para carregamentos determinados

Tabela 4.2. Resumo das pressões máximas nas faces do elemento

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AS	Australian Standard
CAD	Computer Aided Design
CAM	Computer Aided Manufacturing
EC	Europe Communion
PBTC	Peso Bruto Total Combinado
PFMAT	Gerenciador de Dados de Material do MSC.Nastran [?]
PIB	Produto Interno Bruto
PTIME	Gerenciador de Carregamentos do MSC.Nastran [?]
SAE	Society of Automotive Engineer
TET4	Elemento Tetraédrico de Primeira Ordem
TET10	Elemento Tetraédrico de Segunda Ordem
UTS	Tensão de Ruptura
YS	Tensão de Escoamento

LISTA DE SÍMBOLOS

“Valor D”	Classificação de acoplamentos	[kN]
A	Razão de Amplitude	[-]
A_e	Área de face de um elemento	[m ²]
b	Inclinação de Basquim	[rad]
F	Carga de Teste Total	[kN]
F_{D120}	Carga de Teste para “Valor D” de 120kN	[kN]
F_{D220}	Carga de Teste para “Valor D” de 220kN	[kN]
F_h	Carga Horizontal de Teste	[kN]
F_{nc}	Força Normal em oito elementos	[N]
F_{ne}	Força Normal em cada face de elemento	[N]
F_p	Carga de Teste	[kN]
F_v	Carga Vertical de Teste	[kN]
F_{xc}	Componente axial de F_{nc}	[kN]
F_{yc}	Componente transversal de F_{nc}	[kN]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Espessura da perna do garfo	[m]
k_a	Fator de acabamento superficial	[-]
k_b	Fator de tamanho	[-]
k_c	Fator de carregamento	[-]
k_d	Fator de temperatura	[-]
k_e	Fator de tratamento superficial	[-]
K_f	Fator de redução da resistência em fadiga	[-]
n	Número de divisões com partição ?	[-]

N	Número de ciclos para falha	[Ciclos]
N_f	Número total de ciclos	[Ciclos]
N_i	Número de ciclos até o início de trinca	[Ciclos]
N_p	Número de ciclos de propagação de trinca	[Ciclos]
N_o	Número de ciclos qualquer	[Ciclos]
P_e	Pressão em cada face de elemento	[N/m ²]
R	Razão de Tensão de Teste	[Ciclos]
$R1$	Reação 1 e Carga de Teste 1	[N]
$R2$	Reação 2 e Carga de Teste 2	[N]
$R3$	Reação 3 e Carga de Teste 3	[N]
$R4$	Reação 4 e Carga de Teste 4	[N]
$R_{1,2,3,4}$	Qualquer Reação entre $R1$, $R2$, $R3$ e $R4$	[N]
T	Peso total do veículo trator	[ton]
W	Peso total do reboque	[ton]
$?$	Ângulo de distribuição de elementos	[°]
$?$	Ângulo de Teste	[°]
$?$	Partição de elemento	[m]
$??$	Intervalo de Tensão	[MPa]
$?$	Tensão	[MPa]
$?_{1000}$	Tensão de ruptura por fadiga para 1000 ciclos	[MPa]
$?_a$	Amplitude de Tensão Alternada	[MPa]
$?_e$	Tensão de Escoamento do Material	[MPa]
$?_f$	Tensão Limite de Fadiga do Material	[MPa]
$?'_f$	Tensão Limite de Fadiga Reduzida do Material	[MPa]
$?_m$	Tensão Média	[MPa]
$?_o$	Tensão Qualquer	[MPa]
$?_{máx}$	Tensão Máxima	[MPa]
$?_{mín}$	Tensão Mínima	[MPa]
$?_r$	Tensão de Ruptura de Tração	[MPa]

SUMÁRIO

<u>1. INTRODUÇÃO</u>	19
<u>1.1. MOTIVAÇÃO E DESCRIÇÃO DO PROBLEMA</u>	19
<u>1.2. OBJETIVOS</u>	21
<u>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</u>	23
<u>2.1 ENGATE AUTOMÁTICO</u>	23
<u>2.1.1. Cálculo do “Valor D”</u>	24
<u>2.2 FORJAMENTO</u>	26
<u>2.3 FADIGA</u>	27
<u>2.3.1. Fadiga de alto ciclo e fadiga de baixo ciclo</u>	29
<u>2.3.2 Diretrizes de Projeto</u>	29
<u>2.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</u>	30
<u>3. ANÁLISE EXPERIMENTAL DO GARFO E DETALHAMENTO DO ENGATE AUTOMÁTICO</u>	34
<u>3.1 MELATOGRAFIA E ENSAIO DE TRAÇÃO</u>	35
<u>3.2 DISCRETIZAÇÃO DO PRODUTO SEGUNDO NORMA AUSTRALIANA AS-2213-1984</u>	37

<u>4.</u>	<u>ANÁLISE S-N DO GARFO</u>	45
	<u>4.1 MÉTODO S-N</u>	45
	<u>4.1.1 Exemplos de Solicitações Cíclicas</u>	46
	<u>4.1.2 A Curva S-N</u>	48
	<u>4.1.3 Correlação entre Tensão de Ruptura e Tensão Limite de Fadiga</u>	51
	<u>4.1.4 Efeito da Tensão Média (σ_m)</u>	53
	<u>4.1.4 Fatores que influenciam a vida em fadiga</u>	56
	<u>4.1.5 Fadiga acumulada</u>	57
	<u>4.2 ANÁLISES ESTÁTICAS</u>	58
	<u>4.2.1 Primeira análise estática</u>	59
	<u>4.2.2 Segunda análise estática</u>	63
	4.2.2.1 Construção da Malha	63
	4.2.2.2 Determinação da Pressão por Face de Elemento P_e	64
	4.2.2.3 Aplicação da Pressão P_e Calculada no MSC.Patran ⁷	70
	4.2.2.4 Resultados da Segunda Análise Estática	72
	<u>4.3. ANÁLISE S-N COM MSC.FATIGUE⁷</u>	74
	<u>4.3.1 Informações sobre material</u>	75
	<u>4.3.2 Informações sobre carregamento</u>	76
	<u>4.2.3 Análise S-N</u>	77
	4.2.3.1 – Análise em Fadiga para “Valor D” de 120kN	77
	4.2.3.2 – Análise em Fadiga para “Valor D” de 220kN	80
	4.2.3.3 – Material e Método de Correção da Tensão Média.....	82
<u>5.</u>	<u>CONCLUSÕES</u>	85

<u>6. REFERÊNCIA BIBLIOGRAFICA</u>	87
<u>APÊNDICE A Levantamento numérico da pressão P_e nos semi-cilindros devido às cargas $R1$ e $R2$ com “Valor D” de 220kN</u>	90
<u>APÊNDICE B Levantamento numérico da pressão P_e nos semi-cilindros devido às cargas $R3$ e $R4$ com “Valor D” de 220kN</u>	92
<u>APÊNDICE C Levantamento numérico da pressão P_e nos semi-cilindros devido às cargas $R1$ e $R2$ com “Valor D” de 120kN</u>	93
<u>APÊNDICE D Levantamento numérico da pressão P_e nos semi-cilindros devido as cargas $R3$ e $R4$ com “Valor D” de 120kN</u>	94
<u>APÊNDICE E Resultados da Segunda Análise Estática com “Valor D” de 120kN</u>	95

1. INTRODUÇÃO

Este plano de pesquisa é parte do desenvolvimento de novos projetos de engates automáticos aplicados no acoplamento de veículos tratores e reboques. Visando a aprovação do produto através de referência normativa australiana, o presente desenvolvimento deve ser suportado pela norma AS-2213 (1984) – “50 mm *Pin – Type Couplings and Drawbar Eyes for Trailers*”. O engate automático tem como um de seus principais componentes o garfo forjado, onde se detém o presente estudo, pois o mesmo atua sob as mais intensas solicitações cíclicas provenientes de acelerações e desacelerações durante a marcha do veículo e do reboque quando acoplados.

1.1. MOTIVAÇÃO E DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O grupo Jost Werke, multinacional de origem alemã, recentemente adquiriu outra multinacional, a Rockinger, empresa especializada em acoplamentos de reboques que atua principalmente nos segmentos rodoviário, agrícola e florestal. As relações entre áreas de desenvolvimento destas empresas estão se estreitando, aumentando a possibilidade de desenvolvimentos conjuntos com um único objetivo de criar produtos com tecnologia e conhecimentos globais.

Mecanismos de acoplamento utilizados no transporte rodoviários são classificados através de um índice que se relaciona com o Peso Bruto Total Combinado (PBTC) do conjugado, índice este denominado “Valor D”. Para que se possa comercializar este produto no mercado internacional, se faz necessário obter a aprovação do produto segundo testes especificados na norma australiana AS-2213 (1984). As condições de carregamento utilizados neste teste depende diretamente do “Valor D”, para o qual se deseja homologar o produto.

O produto atual, cujo “Valor D” está catalogado em 120kN, não pode ser comercializado na Austrália, pois as combinações entre veículos tratores e reboques neste país pode levar a necessidade de um produto com classificação “Valor D” de até 220kN.

O projeto do garfo atual foi concluído ainda da década de 80, quando ainda fabricado pela Randon S.A., quando até então, seu desempenho sob as condições de teste conforme AS-2213 (1984) era totalmente desconhecido. Além de desconhecer o comportamento do produto neste teste, a Jost Brasil Sistemas Automotivos Ltda, Joint Venture entre Jost Werke e Randon S.A., reconhece que atualmente seu produto é utilizado aplicações canaviais e florestais, onde estas combinações de carga ultrapassam facilmente o “Valor D” de 120kN. Com base nisto, a empresa apostou no desempenho de seu produto subentendendo o mesmo as condições de teste especificadas, porém com carregamentos relativos a um “Valor D” de 220kN.

Para a aprovação, o componente necessita resistir a uma sollicitação alternada totalmente reversível durante 2×10^6 ciclos sem que o produto perca sua função primária. Entretanto sob as condições normais de teste, o engate automático comercializado atualmente pela Jost apresentou ruptura total na perna superior do garfo forjado quando com aproximadamente $1,2 \times 10^6$ ciclos. O teste foi realizado no laboratório *Rooduser Systems* na Austrália. A figura 1.1 abaixo apresenta o componente a ser investigado na condição final usinado, bem como indica a seção em que ocorreu a falha.

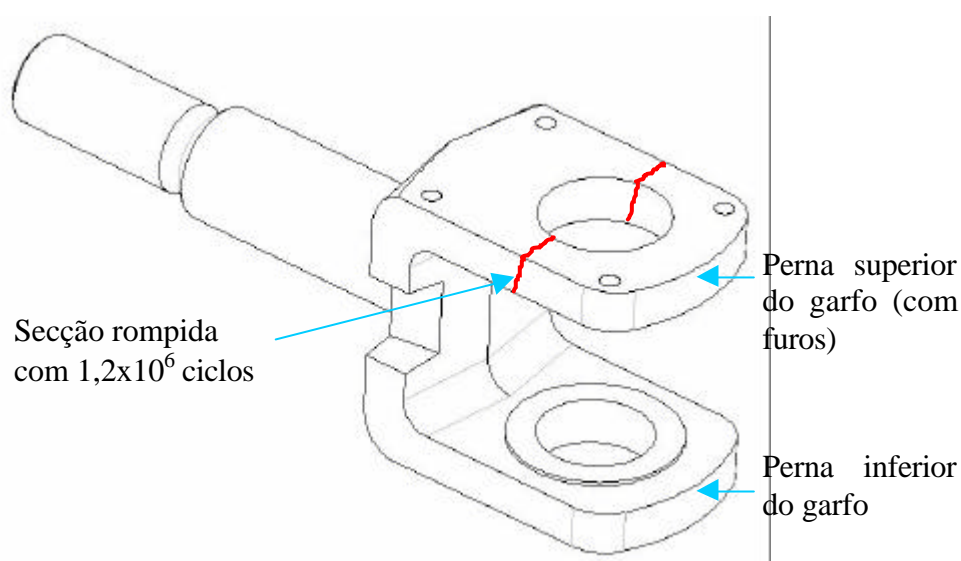


Figura 1.1. Região de falha do garfo forjado

O resultado negativo no teste, somado à competição entre as empresas na busca por produtos otimizados, gera a necessidade de se desenvolver novas soluções para este tipo de componente, com o intuito de atingir novos mercados e aumentar sua participação nos mercados que já atua. Ressalta-se o fato de que o custo do atual produto não proporciona a empresa boas condições para competir, principalmente no mercado nacional. Isto se deve ao fato de que seus principais competidores apresentam ao mercado soluções de qualidade inferiores aos da Jost Brasil, que atendem uma determinada gama de clientes, com custos significativamente inferiores. A Jost Brasil não quer reduzir a qualidade de seu produto, pois sua imagem figura entre os principais fornecedores globais de produtos para acoplamento de veículos pesados, mas sim quer buscar, através de inovações tecnológicas patenteáveis, produtos competitivos de alto valor agregado.

1.2. OBJETIVOS

O primeiro objetivo do trabalho é conhecer o desempenho teórico do garfo atual sob as condições de carregamento relativos a um “Valor D” de 120kN. Segundo informações do laboratório Australiano, a seção fraturada do garfo forjado em aço SAE 1045 apresentou sinais claros de falha por fadiga, portanto através do uso de ferramenta computacionais como: Pro/Engineer[?]; MSC.Patran[?]; MSC.Nastran[?]; e especificamente o aplicativo MSC.Fatigue[?], busca-se identificar possibilidade de melhoria no produto atual, ou quem sabe ainda fornecer subsídios técnicos para novos desenvolvimentos que visem aumentar a vida em fadiga do componente.

Também procura-se obter relações entre a falha ocorrida no teste experimental e os resultados obtidos através da simulações computacionais, mesmo que apenas localmente na região da falha, visto que não existem informações concisas que comprovem que a peça, sobre as condições de teste especificadas, falhe sempre na mesma região e com número de ciclos aproximados ao encontrado. Lembra-se que neste caso a análise é para o produto sob cargas relativas a um “Valor D” de 220kN. Se faz necessário o levantamento de informações de

propriedades mecânicas do material do produto, bem como algumas peculiaridades de seu processo de fabricação.

Antes que se atenda a demanda por novos produtos, se faz necessário a elaboração de uma metodologia de desenvolvimento para este tipo de produto, pois se trata de componentes de segurança, onde erros de projeto não são tolerados. Esta metodologia também visa reduzir custos e tempo de desenvolvimento. Isto se justifica porque em casos de prototipagem de peças forjadas e fundidas o custo geralmente é elevado e, ainda assim, corre-se o risco de que estas peças alternativas não atinjam níveis de fidelidade que reproduzam uma boa acuracidade de desempenho em testes. Outro fato relevante para que se desenvolva uma metodologia, é a possibilidade de redução do número de testes de campo e bancada, pois, possivelmente, o produto que será testado, tendo sido desenvolvido com uma rotina específica, possuirá um elevado nível de otimização.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 ENGATE AUTOMÁTICO

O engate automático utilizado em veículos comerciais é um dispositivo de acoplamento aplicado entre um veículo trator e um, ou mais, reboques através de um pino vertical e um olhal. O modelo de engate automático produzido pela Jost Brasil é mostrado na figura 2.1. Este produto é classificado através de sua capacidade de carga dinâmica horizontal, comumente representada pela expressão “Valor D” que no caso atual é de 120kN.

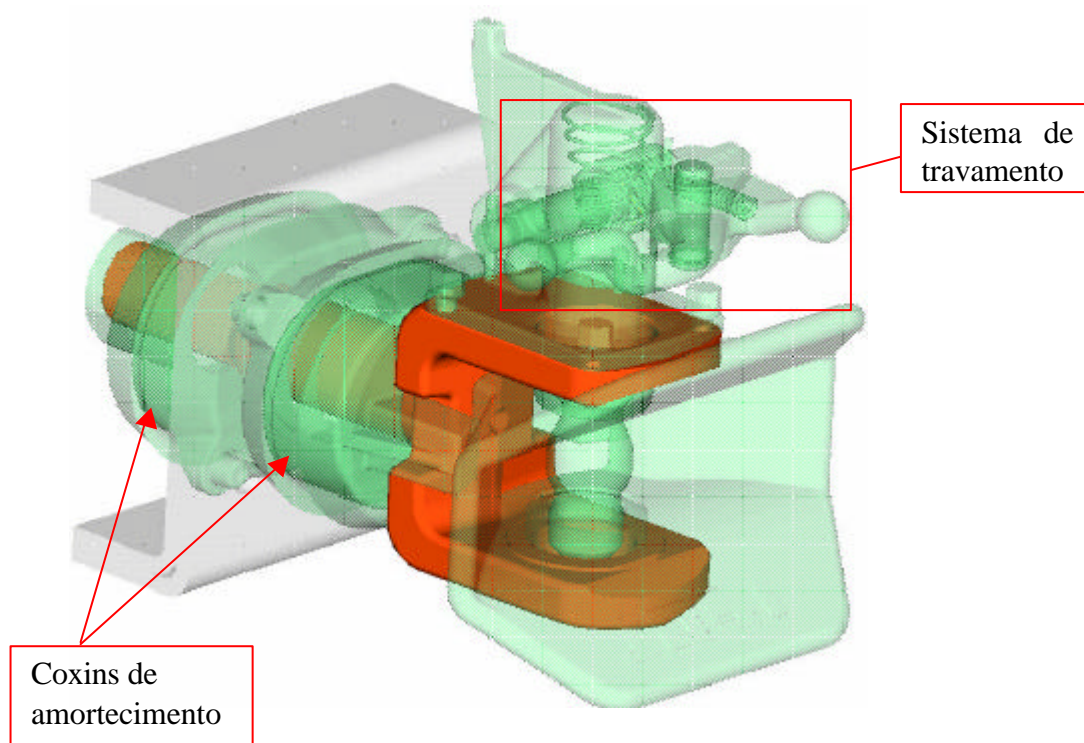


Figura 2.1. Engate Automático Jost Brasil

Observa-se em destaque, na figura 2.1, o garfo forjado posicionado ao centro do produto, o qual é o principal elemento de ligação entre os demais componentes. Dentre as principais características deste tipo de produto destacam-se:

- ✍ A possibilidade de engate automático, ou seja, sem a intervenção de uma pessoa para seu fechamento e travamento.
- ✍ Possui dois coxins de borracha que trabalham para absorver os impactos durante o deslocamento do veículo.
- ✍ Duplo sistema de travamento
- ✍ Um guia durante o acoplamento do tipo “Boca de Bagra”.

2.1.1. Cálculo do “Valor D”

Para entender o “Valor D”, se faz necessário uma demonstração prática de cálculo para um conjugado qualquer, como por exemplo o mostrado na figura 2.2. O engate automático

estudado não atua sobre carregamentos verticais, ou seja, o reboque no qual é acoplado ao produto possui um sistema articulado que evita a transferência de massa deste para o engate.

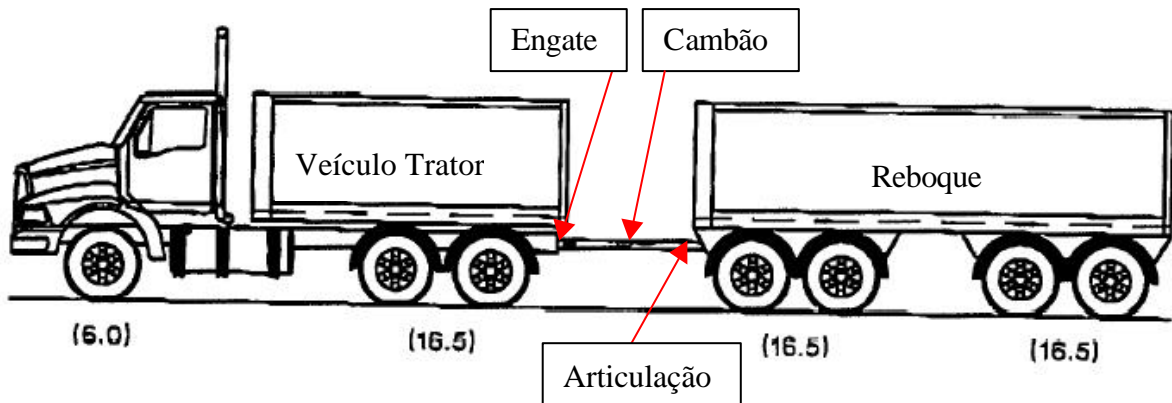


Figura 2.2. Exemplo de conjugado entre veículo trator e reboque com sistema de cambão articulado. (fonte AS-2213, 1984)

Segue a formulação para cálculo do “Valor D”, extraída na norma AS-2213 (1984), para conjugados conforme mostrado na figura 2.2:

$$D = g \frac{T \cdot W}{T + W} \quad (2.1)$$

onde g é a aceleração da gravidade $9,81\text{m/s}^2$, T é a massa total do veículo trator em *ton* e W a massa total do(s) reboque(s) em *ton*.

O “Valor D” calculado para o conjugado veículo trator e reboque da figura 2.2 acima é:

$$D = 9,81 \frac{22,5 \cdot 33}{22,5 + 33} = 131\text{kN}$$

Subentende-se que o engate a ser especificado para esta aplicação deve possuir um engate cuja capacidade seja superior ao “Valor D” calculado, no caso, o engate atualmente fabricado pela Jost Brasil não poderia ser utilizado.

2.2 FORJAMENTO

Atualmente, os processos de forjamento estão sendo utilizados para produzir as mais variadas formas com alto grau de precisão dimensional e integridade estrutural. A faixa de tamanho de componentes forjados varia desde muito pequenas, como poucas gramas de peso, como mostra a figura 2.3, até componentes com algumas toneladas, como por exemplo um eixo de um gerador, mostrado na figura 2.4, pesando aproximadamente 200 toneladas.



Figura 2.3. Peças forjadas de baixo peso



Figura 2.4. Eixo forjado de 200 toneladas

O termo forjamento é aplicado em vários processos nos quais conforma-se metais a partir de simples formas brutas, tais como uma barra ou um cilindro, através de deformações plásticas. A energia que causa esta deformação provém de martelos de prensas, rolos de anéis, ou até mesmo, uma combinação destes. A geometria final é dada pela ferramenta que entra em contato direto com a peça.

Os parâmetros de projeto são determinados de acordo com seu ambiente de trabalho e sua aplicação. Existem cinco premissas que podem ser considerados como entrada para definição destes parâmetros, são eles:

- ✍ Carga ou solicitações mecânicas de serviço.
- ✍ Temperatura de serviço.
- ✍ Quão corrosivo é o meio onde será utilizado o componente.
- ✍ Interface do componente.
- ✍ Condições acidentais e não qualificáveis.

A indústria de forjamento está mantendo o ritmo no desenvolvimento de melhorias para seus processos de forjamento e pode-se enumerar seis frentes de estudo que possivelmente farão parte do cotidiano da indústria:

- ✍ Desenvolvimento de ligas e refinamento delas para melhorar suas características de processo, ou forjabilidade.
- ✍ Desenvolvimento do processo de manufatura como um todo para aumentar o domínio sobre a tecnologia de forjamento, tendo como resultado o aumento de produtividade, redução de custos e a fabricação de novas peças que, outrora, eram consideradas geometricamente impróprias a estes processos.
- ✍ Utilização de sistemas “estado da arte” para controlar processos críticos, reduzir tempo de processo, melhorar precisão dimensional e eliminar custos indesejáveis do processo.
- ✍ O uso de ferramentas CAD/CAM durante as etapas de projeto e produção para melhorar a acuracidade dimensional e reduzir significativamente o tempo de desenvolvimento.
- ✍ Simulações numéricas, tais como simulações térmicas e elasto-plásticas, para diminuir o tempo de desenvolvimento de seus produtos.

2.3 FADIGA

Embora muitas definições possam ser empregadas a esta palavra, o propósito neste estudo refere-se à fadiga como falha ocorrida sobre solicitações repetidas e variadas, onde nunca se alcança um nível suficiente de carregamento que leve a falha em uma única solicitação ou ciclo. Também pode-se pensar como a iniciação e o crescimento de uma trinca, ou o crescimento de um defeito já existente, até que se atinja um tamanho crítico que leve a separação em duas ou mais partes.

Solicitações puramente estáticas são raramente encontradas em novos componentes e estruturas desenvolvidas pela engenharia moderna. A maioria destes componentes e estruturas estão constantemente sujeitos a carregamentos cíclicos, ainda, segundo Dantas (2003), comenta-se que 90% das falhas de componentes ou estruturas estejam vinculadas a este fenômeno.

Em resumo, pode-se imaginar a análise de fadiga como sendo o processo de iniciação e crescimento de uma trinca até que a estrutura perca sua função por completo. Este processo pode ser representado pela figura 2.5.



Figura 2.5. Formulação de vida em fadiga ilustrada (fonte: MSC.SOFTWARE CORPORATION, 2001-A)

onde N_f é o número total de ciclos, N_i o número de ciclos até o início da formação da trinca e N_p o número de ciclos de propagação da trinca até a fratura final.

A análise de fadiga baseia-se em uma ou duas metodologias, sendo a primeira delas conhecida como método S-N, que se refere ao ciclo de vida total sem fazer distinção entre iniciação e crescimento de trincas. O segundo método conhecido como m -N, refere-se apenas a formação inicial da trinca não considerando o crescimento posterior.

Enfatiza-se que, para que haja a iniciação de uma trinca ou a propagação da mesma, se fazem necessárias deformações plásticas cíclicas. Sem plasticidade, mesmo que pontuais não haverá falha por fadiga.

Originalmente, os primeiros trabalhos para estimar a vida em fadiga não faziam distinções entre o início de trinca e o crescimento da mesma. A tensão utilizada como parâmetro e as curvas S-N caracterizavam as respostas do material ou componente aos carregamentos cíclicos. Este método foi amplamente utilizado nos anos 1970, quando a indústria intensificou significativamente a utilização deste conceito.

Mesmo com a divulgação de novos estudos e métodos para análise de fadiga, a utilização do método S-N se dá principalmente em simulações onde o modelamento pelo método σ -N é bastante difícil, embora apropriado, tais como estruturas soldadas e em componentes fundidos e forjados. Isto se deve principalmente à falta de homogeneidade das estruturas metálicas obtidas por estes três processos de fabricação.

2.3.1. Fadiga de alto ciclo e fadiga de baixo ciclo

Ao longo dos anos, as investigações sobre as falhas por fadiga levam a observação de dois distintos domínios onde as falhas ocorrem por distintos mecanismos físicos. No primeiro se encontram tensões elevadas e deformações plásticas, já no segundo encontram-se tensões e deformações variando dentro da região elástica do material. O primeiro domínio, geralmente se caracteriza com ciclos de baixa frequência, vidas curtas e são comumente denominadas “fadiga de baixo ciclo”. O segundo domínio é caracterizado por baixos carregamentos e com vida útil mais longa e denomina-se por “fadiga de alto ciclo”.

2.3.2 Diretrizes de Projeto

Como abordado no MSC.Software Corporation (2001-A), o estudo de componentes que atuam sobre solicitações cíclicas podem-se ser realizados utilizando três principais diretrizes de projeto para fadiga. São elas:

- ✍ Vida finita, porém conhecida.
- ✍ Vida infinita ou livre de falhas.
- ✍ Tolerância ao dano (vida residual).

A primeira delas, vida finita é a diretriz mais adotada pela indústria automotiva onde os produtos são desenvolvidos para sobreviver a um tempo específico, quando reparos ou substituição serão necessários. Nesta diretriz se fazem necessários severos controles para homologação de produtos, a fim de determinar com boa precisão quando o produto irá falhar. Os resultados deste desenvolvimento são geralmente componentes com grau significativo de otimização. Pode-se assumir que esta diretriz utiliza o método de iniciação de trincas, sobretudo muito utilizado em componentes com baixo custo de reposição e que não representam riscos de segurança caso venham a falhar.

De forma oposta, à diretriz que busca evitar a todo custo a falha total do sistema, a diretriz da vida infinita, amplamente utilizada em componentes críticos que podem comprometer a segurança, é muito utilizada na indústria aeroespacial. Como o engate automático é considerado item de segurança, esta é a diretriz que se adequa mais a sua aplicação, visto que sua falha acarretaria no desacoplamento do semi-reboque o qual assumiria trajetória desconhecida e independente do veículo trator.

De maneira intermediária às duas diretrizes citadas, situa-se a premissa da tolerância ao dano, onde são feitas inspeções periódicas para assegurar que falhas do produto não venham a desencadear-se por completo durante o intervalo entre as inspeções agendadas e pré-definidas. Como exemplo, pode-se citar a verificação de uma propagação de trinca antes que a mesma venha a atingir seu estado crítico.

2.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Dantas (2003), em países desenvolvidos a quebra de componentes de engenharia representam um custo de 4% do Produto Interno Bruto (PIB), sendo que 90% apresentam falha por fadiga. Muitas destas falhas são causadas por ineficientes metodologias de projeto, visto que os componentes estão comumente sujeitos a complexos carregamentos, os quais produzem um estado multiaxial de tensões, suportando alto número de ciclos de fadiga. Dantas analisou o desempenho de dois critérios quando incorporados ao código de elementos finitos e os comparou com resultados experimentais obtidos na literatura para validar esta análise.

As dificuldades para se estimar a vida em fadiga de materiais ou componentes que contenham defeitos naturais, inclusões e estruturas heterogêneas, são de grande relevância para o meio científico e industrial. O método proposto e estudado por Bereta, Blarasin, Endo, Giunti e Murakami, (1996), é o da tolerância ao dano. A ênfase dessa metodologia deu-se sobre bielas de um motor de combustão interna, obtidas através dos processos de fundição e forjamento. Com este método pode-se descobrir, por meio de análise probabilística, qual região apresentará a menor resistência à fadiga, permitindo concentrar a análise sobre esta.

Contudo o maior interesse sobre o trabalho de Bereta, Blarasin, Endo, Giunti e Murakami, (1996), refere-se aos materiais utilizados no estudo, como o aço SAE 1045 obtido por meio de forjamento, mesmo material utilizado no garfo do engate automático, e sobre o ferro fundido nodular. Se cogita, mesmo com propriedades mecânicas inferiores, utilizar ferro fundido como opção para a estrutura do garfo, assim aumenta-se a liberdade para criação de componente com geometrias mais complexas e otimizadas. Foi constatada um quantidade de defeitos como rechupes e inclusões, inclusive superficiais, nas bielas de ferro fundido nodular significativamente maior do que nas bielas obtidas por forjamento do aço SAE 1045. Além disso, estas imperfeições originaram trincas que levaram a quebra do componente.

Na literatura existem poucos tratamentos computacionais específicos a acoplamentos, principalmente rodoviários, no entanto, num estudo sobre acoplamentos entre vagões utilizados no transporte ferroviário de carvão, Infante (2003) diante de falhas ocasionadas principalmente por fadiga, analisou os aspectos microestruturais e de comportamento da fratura deste componente fabricado em aço fundido. Através de instrumentação experimental, permitiu ao autor gerar o perfil das solicitações cíclicas na aplicação do produto. Através de um mapeamento

completo sobre o engate para acoplamentos de vagões, Infante prioriza a detecção de áreas críticas do componente confrontando com dados experimentais, como será feito no trabalho.

Embora o estudo de Farsetti (1988) tenha já 17 anos, seu trabalho pode ser facilmente encontrado em citações literárias de artigos científicos modernos, tais como o artigo de Fatemi e Zoroufi (2002) que será abordado a seguir. Farsetti estuda a possibilidade de substituição de componentes automotivos forjados a quente, tratados termicamente e revenidos por aços ligados sem que haja qualquer tipo de tratamento após a forja. Com aços micro ligados e processos simplificados, os custos de fabricação se reduzem, bem como distorções e tensões residuais, enquanto as propriedades mecânicas são mais uniformes através de toda a secção do componente. Aços micro ligados de fundição podem ser empregados na manufatura de componentes sobre solicitações cíclicas. Farsetti investigou o comportamento elasto-plástico e elástico de aços micro ligados disponíveis no mercado, comparando com comportamentos de aços temperados e revenidos de mesma classe de resistência os quais são tradicionalmente utilizados na indústria automotiva. Uma das alternativas imaginadas para o trabalho, seria simplesmente adicionar o processo de têmpera no garfo do engate atual, para que o mesmo possa apresentar melhor desempenho no teste australiano, contudo, seguindo a orientação de Farsetti, pode-se estudar novos materiais com pequenas alterações de composição química, que apresentem boas condições de forjabilidade e custo competitivos.

Figueiredo (2000) analisou a fratura em dois garfos utilizados no serviço pesado de um empilhadeira durante operação. Este trabalho inclui: testes para caracterização do material, como ensaio de tração e Charpy, estudo sobre reparo a solda e defeitos deste processo presentes em um dos garfos, detecção de trincas de fadiga no outro garfo, análise metalográfica, análise de tensões pelo método de elementos finitos e análise da fratura. Este estudo de caso ilustra uma metodologia de análise de falhas através de uma seqüência de evidências, geração de dados e uso de modelos de comportamento, o mesmo que servirá como padrão de alguma forma para esta pesquisa.

Fatemi e Zoroufi (2002), focaram seu estudo sobre uma análise comparativa de desempenho em fadiga de componentes forjados com componentes obtidos por meio de outros processos de fabricação. O tema investigado pelos autores vem ao encontro com um dos objetivos do trabalho de estudar materiais alternativos, com o intuito de propor alternativas de menor custo com desempenho adequado às solicitações de sua aplicação.

Dentre as bibliografias consultadas o estudo de Afzal e Fatemi (2003) é o que mais se aproxima da pesquisa proposta. Neste trabalho os autores investigaram, através de análise por elementos finitos, o comportamento comparativo entre aços forjados e metais sinterizados em bielas. O que mais se destaca são as condições de contorno utilizadas que simulam as forças atuantes nas bielas provenientes de eixo virabrequim e do pino do pistão de um motor de combustão interna qualquer. Estas forças, distribuídas em forma de pressão, atuam sobre superfícies cilíndricas durante a tração da biela entre os ângulos de 90° e 270° do semi-cilindro maior, enquanto o engaste é dado no semi-cilindro menor entre os ângulos 90° e -90° como mostra a figura 2.6 a). De maneira oposta aos carregamentos de tração, pode-se observar, na figura 2.6 b), os carregamentos distribuídos no ciclo compressivo da biela.

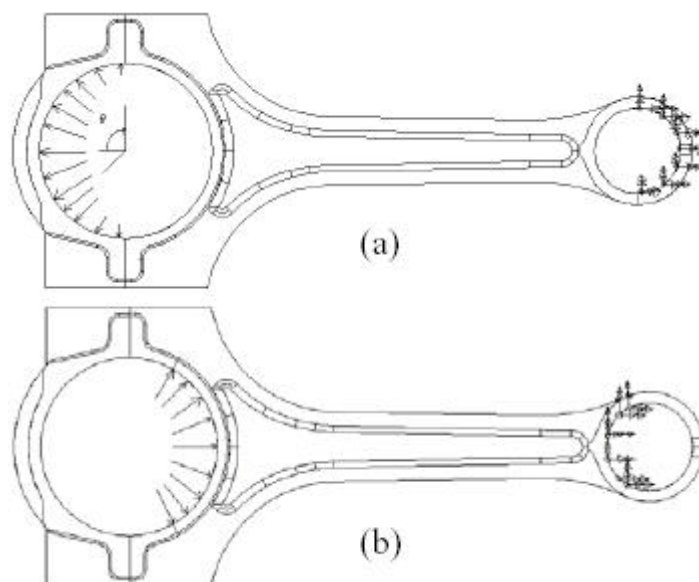


Figura 2.6. Condições de contorno em uma biela (fonte: AFZAL e FATEMI, 2003)

Visto que o presente trabalho se desenvolveu através da utilização do método por elementos finitos, encontrou-se durante o estudo a necessidade de entender de maneira genérica o comportamento de elementos sólidos utilizados na construção da malha de elementos finitos. No MSC.Patran⁷ só foi possível utilizar dois tipos de elementos sólidos devido à complexidade geométrica do garfo, elementos sólidos tetraédricos de primeira ordem com quatro nós (TET4), e elementos sólidos tetraédricos de segunda ordem com dez nós (TET10). Entrekin (2002), comenta em seu artigo que as malhas construídas com elementos tetraédricos são frequentemente

utilizadas pois conseguem modelar quase qualquer sólido, independente da complexidade. Em geral, o tamanho das arestas destes elementos devem ser uma fração da menor característica, detalhe, do sólido para que se consiga uma precisão aceitável.

3. ANÁLISE EXPERIMENTAL DO GARFO E DETALHAMENTO DO ENGATE AUTOMÁTICO

Através do levantamento das propriedades mecânicas do garfo forjado do engate automático, do detalhamento das cargas e reações envolvidas no teste segundo secção 5 da norma australiana AS-2213 (1984), este capítulo visa fornecer subsídios para a análise por elementos finitos.

3.1 MELATOGRAFIA E ENSAIO DE TRAÇÃO

Com facilidade encontra-se diferenças significativas nas propriedades mecânicas em componentes forjados. Estas variações podem ser de maior ou menor grau dependendo do grau de transformação da geometria bruta em uma geometria final durante o processo de fabricação por meio de forjamento. Para o levantamento das propriedades mecânicas se fazem necessárias algumas análises laboratoriais, para que estes resultados sejam adequados para o tratamento do problema.

Com o objetivo de determinar estas diferenças das propriedades mecânicas que o garfo do engate automático Jost possui, retirou-se três corpos de prova conforme determinação da norma NBR 13284 (1995) de uma mesma amostra porém em locais distintos na mesma como, ilustra a figura 3.1.

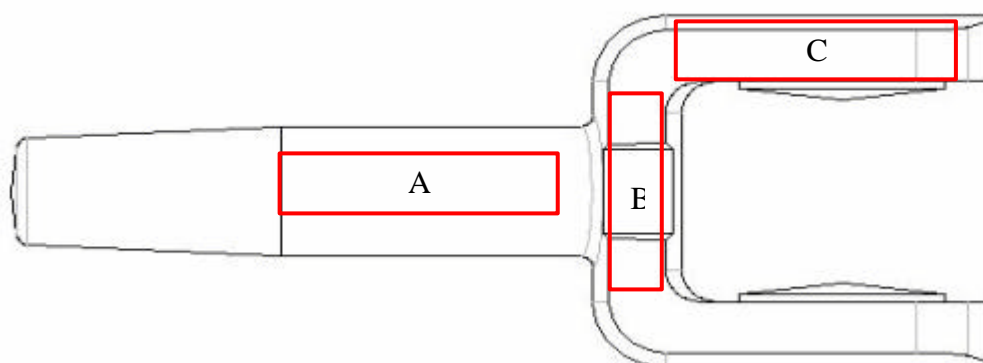


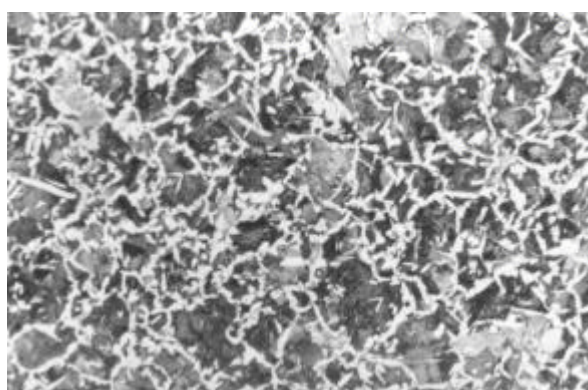
Figura 3.1. Regiões para extração dos corpos de prova

Os resultados das propriedades mecânicas obtidas no ensaio de tração podem ser vistos na 3.1.

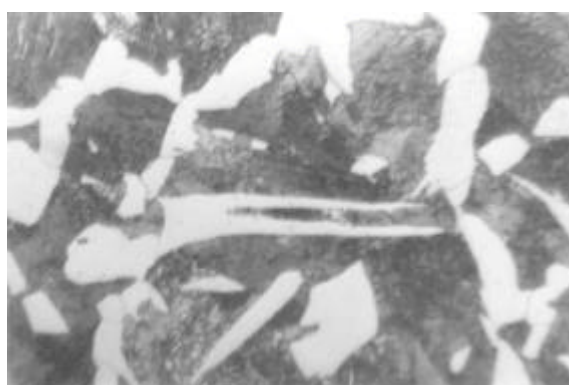
Tabela 3.1. Resultados obtidos do ensaio de tração em corpos de prova

Corpo de Prova	Área da secção circular. (mm ²)	Escoamento (MPa)	Resist. tração (MPa)	Alongamento total até a ruptura		Estricção (%)
				%	l _o	
A	110	341	660	19	60	31
B	113	352	671	23	60	41
C	50,1	381	694	25	40	47

Também fez-se análise metalográfica da amostra C, como resultado observa-se uma microestrutura com predomínio de perlita e ferrita acicular, cujo tamanho de grão varia de 4 a 6 conforme ASTM E112-96 (2004). As figuras 3.2 a) e b) mostram a microestrutura da amostra do material SAE 1045 em microscopia óptica sob o ataque com reativo nital 2% conforme especificação NBR 8108 (1973). O surgimento de uma microestrutura basicamente composta por perlita e ferrita acicular, provém do processo de resfriamento da peças após a forja. Em específico, o surgimento de ferrita acicular aumenta quando o tempo de resfriamento é menor, o que, conseqüentemente, melhora os valores de resistência mecânica e tenacidade do componente.



a) Aumento de 100x



b) Aumento de 630x

Figura 3.2. Microestrutura do material SAE 1045 do garfo

Um segundo garfo foi submetido a ensaio de tração, com cargas aplicadas simulando a tração no sentido de marcha do veículo, com o objetivo de entender o comportamento do

componente, principalmente quanto a sua deformação após escoamento do material. Submeteu-se a amostra a uma carga de 900kN. Observa-se deformações permanentes através da figura 3.3.



Figura 3.3. Deformação plástica do garfo após ensaio de tração

3.2 DISCRETIZAÇÃO DO PRODUTO SEGUNDO NORMA AUSTRALIANA AS-2213-1984.

A carga a que o Engate Automático deve ser submetido é descrita na sessão 5 da AS-2213 (1984). No capítulo 2 viu-se como classificar os acoplamentos entre veículo comerciais pesados através do “Valor D” (*D*). A classificação do atual produto fabricado pela Jost Brasil é de 120kN e o desejado é 220kN.

A norma australiana considera sistemas de acoplamento com e sem carga vertical atuando dependendo da aplicação. No caso da aplicação do Engate Automático Jost a carga vertical é desprezada, pois sua aplicação, hoje no mercado sul-americano é para semi-reboques que possuem cambão articulado como elo de ligação entre o componente trativo e o tracionado do conjugado, como ilustra a figura 3.4 abaixo.



Figura 3.4. Aplicação do produto em veículos rodoviários

Apresenta-se na sequência o cálculo que determinará a carga que atua axialmente sobre o produto atual. A faixa de carga de teste F_p é dada por:

$$F_p = \sqrt{F_h^2 + F_v^2} \quad (3.1)$$

onde F_h é a carga horizontal e F_v a carga vertical.

A carga horizontal depende do “Valor D” do produto, já a carga vertical depende do carregamento estático sobre o produto.

$$F_h = 1,2 \cdot D \quad (3.2)$$

$$F_v \approx 1,5 \text{? Carga estática vertical} \quad (3.3)$$

Como neste modelo de engate automático não há incidência de carga vertical, tem-se:

$$F_h \approx 1,2 \text{? } 120.000 \text{? } 144.000N \text{? } 144kN$$

$$F_v \approx 0$$

Substituindo estes valores na equação (3.1) com a classificação atual do produto, ou seja, “Valor D” de 120kN, temos:

$$F_p \approx \sqrt{144.000^2 \text{? } 0^2} \text{? } 144.000N \text{? } 144kN$$

Para que o produto possa ser comercializado no mercado Australiano e utilizado em aplicações especiais no Brasil, como em canaviais observados na figura 3.5 a) e zonas de extração de madeira mostrados na figura 3.5 b), é necessário que o mesmo passe pelo teste descrito na norma sob um “Valor D” de 220kN.



a) Aplicação em Canaviais



b) Aplicação em Área Florestal

Figura 3.5. Aplicações do engate automático

O cálculo da força horizontal de teste nesta situação é:

$$F_h = 1,2 \cdot 220.000 = 264.000N = 264kN$$

Logo:

$$F_p = \sqrt{264.000^2 + 0^2} = 264.000N = 264kN$$

Nos testes em bancada o atuador que carrega o produto deve incidir angularmente, sendo que este ângulo é uma composição das forças vertical e horizontal, neste caso 0°, por não haver carregamento vertical sobre o produto. Este ângulo é calculado da seguinte forma:

$$\tan \theta = \frac{1,5 \cdot F_v}{1,2 \cdot F_h} \quad (3.5)$$

onde θ é o ângulo de aplicação da carga, como mostra a figura 3.6, modelo 3D gerando no Pro/Engineer[®].

Conforme a norma, a carga F_p representa a faixa total do carregamento com sinal alternado exigido no teste, ou seja, a metade do valor será utilizado para comprimir o engate automático e a outra para tracionar o mesmo, sendo finalmente a amplitude da carga F para ambas as situações de “Valor D” como segue:

$$F = 0,5 \cdot F_p \quad (3.4)$$

$$F_{D120} = 0,5 \cdot 144.000 = 72.000N = 72kN$$

$$F_{D220} = 0,5 \cdot 264.000 = 132.000N = 132kN$$

Através da representação lateral do engate automático, mostrado da figura 3.6, pode-se observar a maneira como é aplicada a carga de teste segundo norma AS-2213-1984. Esta carga é simétrica às duas pernas do garfo forjado, o que implica em uma combinação força-momento em cada uma destas pernas.

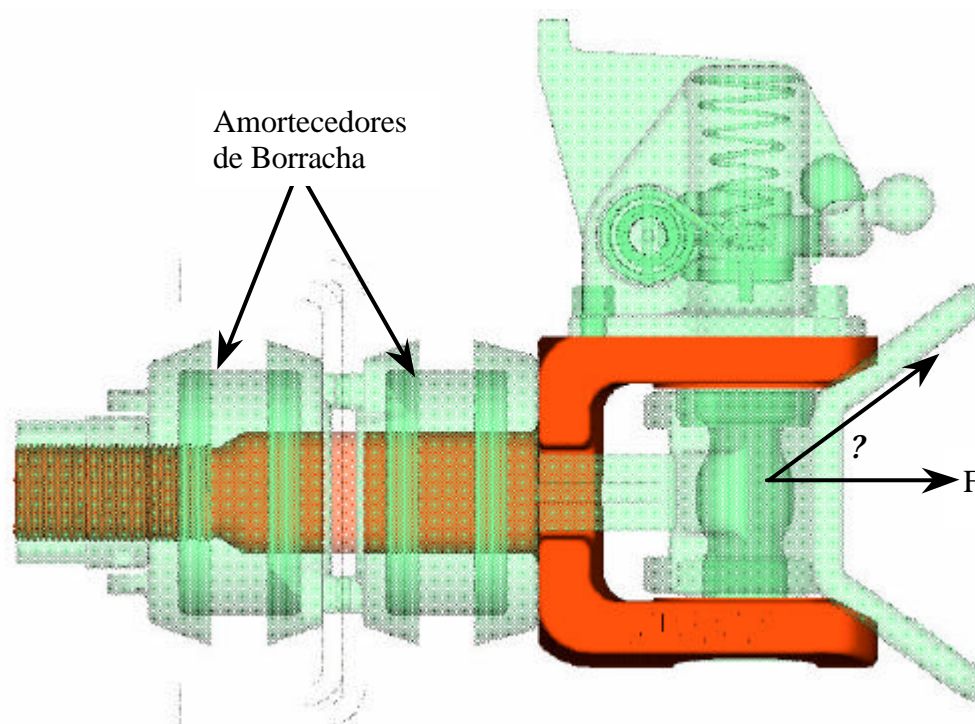


Figura 3.6. Vista lateral do modelo 3D do Engate Automático

Segundo a norma australiana, qualquer elemento flexível deve ser substituído por elementos metálicos de igual geometria durante a realização do teste. Portanto foi necessário a substituição dos dois amortecedores de borracha, indicados na figura 3.6, por componentes metálicos durante no teste executado no laboratório *Rooduser Systems* na Austrália.

Calculada a carga de teste, é preciso reproduzi-las sobre as duas pernas do garfo. Estas cargas são as entradas para análise por elementos finitos. A primeira consideração é a representação do conjunto pino e buchas como sendo uma viga de maior rigidez apoiada em cada uma das pernas do garfo do engate automático, como mostra o corte destes na figura 3.7.

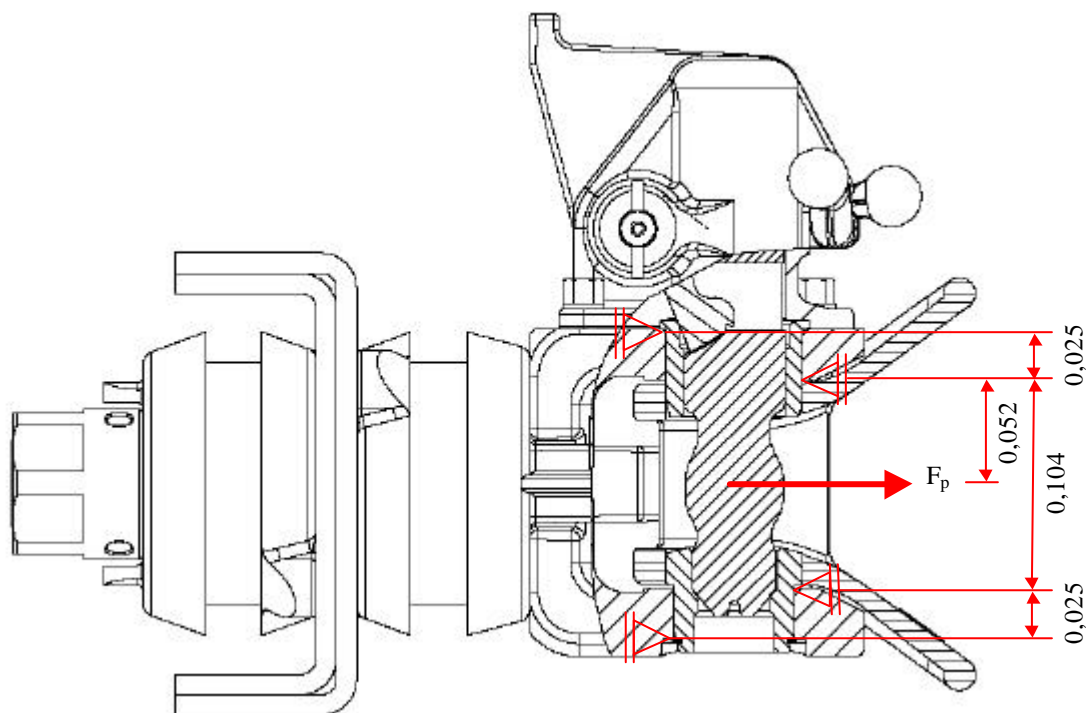


Figura 3.7. Vista lateral em corte do engate automático

As quatro reações ocorridas no garfo do engate são a resposta da estrutura do produto à carga simétrica de teste F_p . Estas reações do garfo são as cargas que servem de entrada para o cálculo por elementos finitos no programa MSC.Patran⁷ e MSC.Nastran⁷. Estas reações foram calculadas com o auxílio do programa *Ftool*, figura 3.8, e os resultados são mostrados na figura 3.9 para “Valor D” igual a 120kN e na figura 3.10 para “Valor D” igual a 220kN. Observa-se que, embora a aplicação da carga seja simétrica, as reações do lado direito diferem as do lado esquerdo, isto se deve a diferença de secção da viga, gerada pelo pino e buchas, ao longo de seu comprimento. O diâmetro das secções equivalentes é mostrado na figura 3.8.

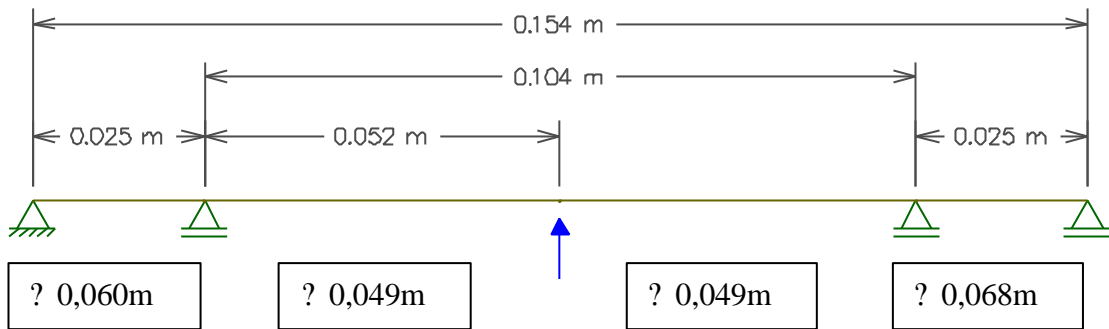


Figura 3.8. Dimensões gerais da viga

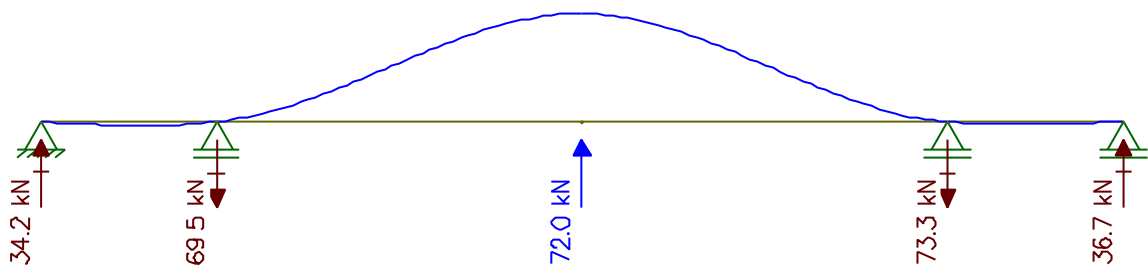


Figura 3.9. Reações atuantes sobre o garfo com “Valor D” de 120kN

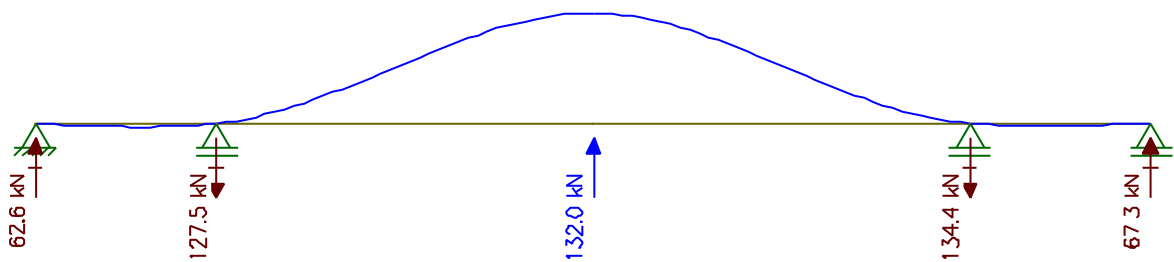


Figura 3.10. Reações atuantes sobre o garfo com “Valor D” de 220kN

Como validação, observa-se também que estas reações são o somatório, em módulo, das forças cortantes em cada apoio, mostradas na figura 3.11, igualmente calculados no programa *Ftool*.

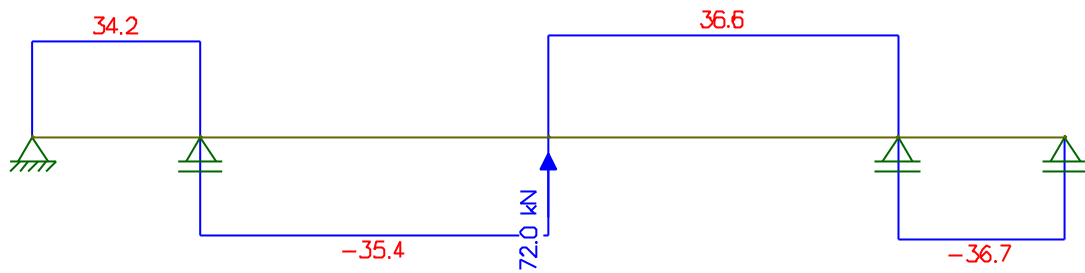


Figura 3.11. Forças cortantes atuantes sobre o garfo com “Valor D” de 120kN

Por convenção denominou-se estas reações da seguinte forma (ver figura 3.12): R_1 , como sendo a reação no lado externo da perna inferior do garfo; R_2 a reação no lado interno da perna inferior do garfo; R_3 é a reação no lado interno da perna superior do garfo e R_4 a reação no lado externo da perna superior do garfo. Em resumo, os valores calculados das reações para “Valor D” igual a 120kN são:

$$R_1 = 34200N$$

$$R_2 = 69500N$$

$$R_3 = 73300N$$

$$R_4 = 36700N$$

e para o “Valor D” igual a 220kN são:

$$R_1 = 62600N$$

$$R_2 = 127500N$$

$$R_3 = 134400N$$

$$R_4 = 67300N$$

Estes valores de reação serão as cargas de teste virtual de fadiga. Como a amplitude da carga de teste F é alternada, têm-se como cargas, durante o ciclo de tração do produto, as ilustradas em cor vermelho na figura 3.12. Já as cargas durante o ciclo de compressão do produto são ilustradas em cor azul.

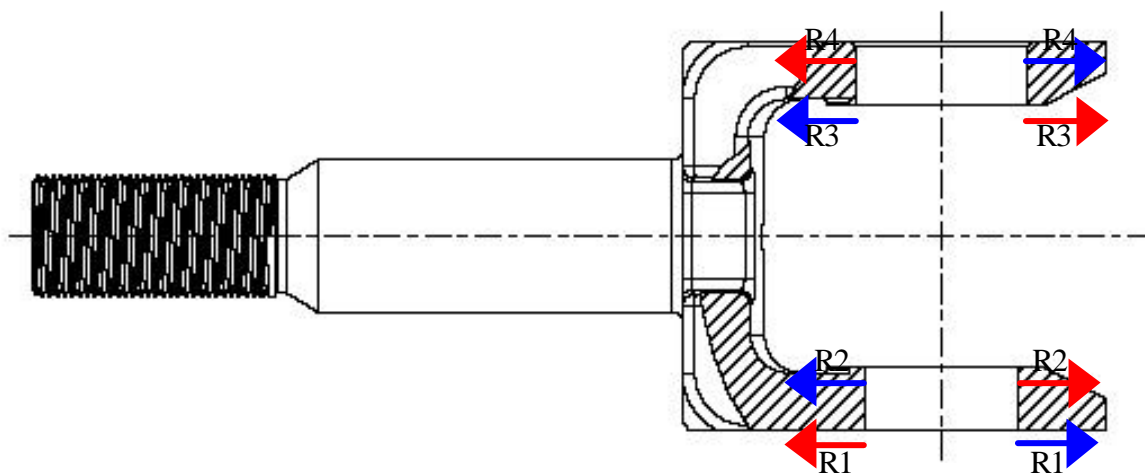


Figura 3.12. Cargas de compressão e tração do garfo

4. ANÁLISE S-N DO GARFO

Antes de se utilizar a ferramenta computacional, faz-se necessário apresentar conceitos, os quais, em sua maioria, foram extraídos do *MSC.Fatigue User's Guide*, para entender a relação da teoria com a aplicação do programa. A análise S-N é o método utilizado, pois o objetivo é homologar o produto segundo uma norma a qual não observa a necessidade de distinguirmos iniciação ou propagação de trincas, caso estas venham a existir. Além disso, o garfo é obtido a partir do processo de forjamento, o mesmo que apresenta como uma de suas características a heterogeneidade de propriedades do componente ao longo de toda sua geometria. Para o problema em questão, o método S-N apresenta bons resultados, principalmente quando trata-se de fadiga de alto ciclo.

4.1 MÉTODO S-N

O método S-N foi uma primeira abordagem usada na tentativa de entender e quantificar o fenômeno de fadiga em metais, reconhecido em 1830. Este método ainda é amplamente empregado em situações onde as tensões encontram-se dentro do regime elástico do material. O método S-N não apresenta bons resultados para os casos de fadiga de baixo ciclo, já que, na

maioria desses casos, as máximas tensões atuantes nos pontos críticos do componente ou estrutura são maiores que a tensão de escoamento do material e nesse método a análise de tensões é elástica linear. No caso de vidas longas, fadiga de alto ciclo, a maioria dos metais apresenta somente uma pequena parcela de deformação plástica e o método S-N pode ser empregado.

4.1.1 Exemplos de Solicitações Cíclicas

Antes de detalhar o método S-N, é interessante conhecer os tipos de solicitações cíclicas que um material ou componente podem sofrer. A figura 4.1 ilustra em detalhe o comportamento de alguns tipos de solicitações cíclicas.

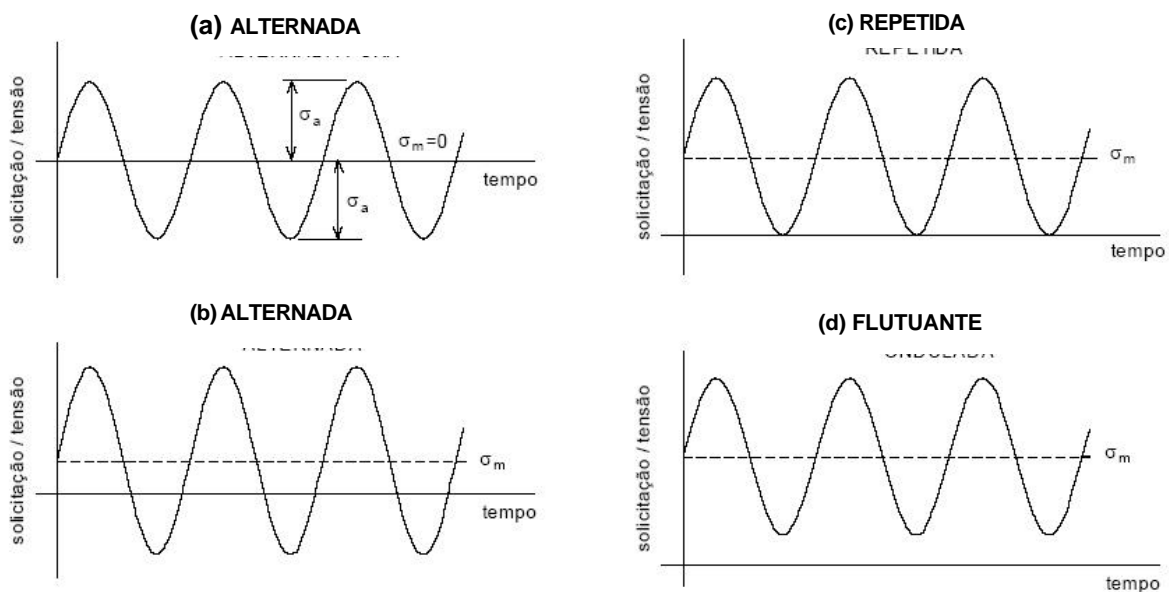


Figura 4.1. Típicos ciclos de solicitações mecânicas

(a) Carga alternada totalmente reversível (b) Carga repetida

(c) Carga alternada parcialmente reversível (d) Carga flutuante.

A figura 4.1 (a) ilustra um ciclo em forma senoidal completamente reversível, alternada, característicos de eixo de rotação operando em velocidade constante sem sobrecargas. Este ciclo

é o que representa o comportamento do carregamento atuando no engate automático durante o teste conforme especificações da AS-2213 (1984). Neste tipo de ciclo, a máxima e mínima tensão são de igual magnitude, porém com sinais opostos, geralmente convencionam-se tensões de tração como sendo positivas e de compressão como negativas. A figura 4.1 (b) mostra uma variação da carga alternada totalmente reversível, embora tenhamos compressão e tração atuando a média entre a máxima e a mínima tensão é diferente de zero. Já a figura 4.1 (c), também com sinal senoidal, mostra uma tensão repetida em que as sollicitações em forma de ondas variam de zero a um valor máximo, com a tensão média σ_m igual à amplitude de tensão alternada σ_a . Por fim a figura 4.1 (d) mostra uma versão de um caso mais geral, chamada tensão flutuante, em que todos os valores componentes são diferentes de zero. Há ainda a possibilidade de encontramos sollicitações cíclicas de forma randômica amplamente encontrada em situações reais na maioria dos componentes sujeitos a carregamentos cíclicos.

Através dos gráficos da figura 4.1, observa-se que ciclos com carga flutuante podem ser consideradas como derivações de dois componentes, a tensão média σ_m e a amplitude de tensão alternada σ_a . Pode deduzir-se da observação dos gráficos apresentados na figura 4.1 algumas relações algébricas entre as sollicitações em cada ciclo

$$\sigma - \sigma_{\min} \leq \sigma \leq \sigma_{\max} \quad (4.1)$$

onde σ é o intervalo ou faixa de tensões em um ciclo, σ_{\max} a tensão máxima no ciclo e σ_{\min} a mínima. A amplitude de tensão alternada σ_a é dada por:

$$\sigma_a = \frac{\sigma - \sigma_{\min}}{2} \quad (4.2)$$

A tensão média σ_m é a média aritmética entre as tensões máximas e mínimas em um ciclo.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (4.3)$$

Dois coeficientes ou razões são frequentemente definidos para representar a tensão média, a razão de tensão R e a razão de amplitude A .

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (4.4)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-R}{1+R} \quad (4.5)$$

A tabela 4.1 relaciona a razão R às condições de carregamentos mais comuns.

Tabela 4.1. Razão R para carregamentos determinados

R	Condições de Carregamento
$R > 1$	σ_{\max} e σ_{\min} são negativas. σ_m também é negativa
$R = 1$	Carregamento Estático
$0 < R < 1$	σ_{\max} e σ_{\min} são positivas. σ_m também é positiva, e $ \sigma_{\max} > \sigma_{\min} $
$R = 0$	Tensão puramente trativa, varia de zero a σ_{\max} , $\sigma_{\min} = 0$
$R = -1$	Tensão alternada totalmente reversível, $ \sigma_{\max} = \sigma_{\min} $, $\sigma_m = 0$
$R < 0$	$ \sigma_{\max} < \sigma_{\min} $, σ_{\max} diferente de zero
$R = \infty$	$\sigma_{\max} = 0$

4.1.2 A Curva S-N

Entre 1852 e 1870, o engenheiro alemão Augusto Wöhler construiu a primeira sistemática para investigar falhas por fadiga. Wöhler executou vários testes em amostras com escalas reduzidas em eixos de trens, aplicando cargas flexivas, de torção, de tração e compressão em materiais diferentes. Um exemplo clássico de curva de Wöhler é o gráfico de tensão nominal versus número de ciclos para a falha, ilustrado na figura 4.2 para o aço SAE 1045.

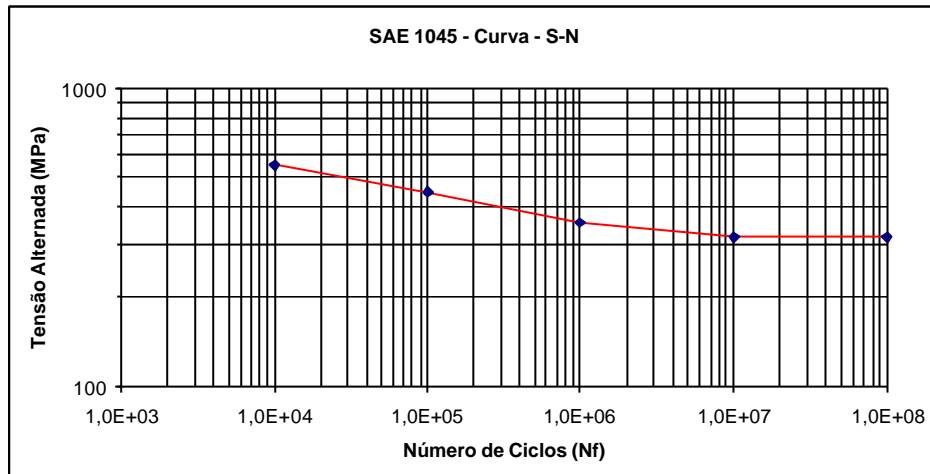


Figura 4.2. Curva S-N do aço SAE-1045

Os dados S-N geralmente são apresentados em gráfico log-log da tensão alternada σ_a ou intervalo de tensão $\sigma - \sigma_m$ versus o número de ciclos para a falha. Materiais conhecidos, aços por exemplo, possuem um limite de fadiga σ_f conhecido, o qual representa o nível de tensão alternada σ_a máximo para que o material tenha uma vida infinita. Para a maioria dos materiais de engenharia, a vida infinita pode ser determinada para ciclos iguais ou superiores a 1 milhão, contudo esta conceituação não considera sobrecargas periódicas, corrosão e temperaturas elevadas, dentre outras variáveis.

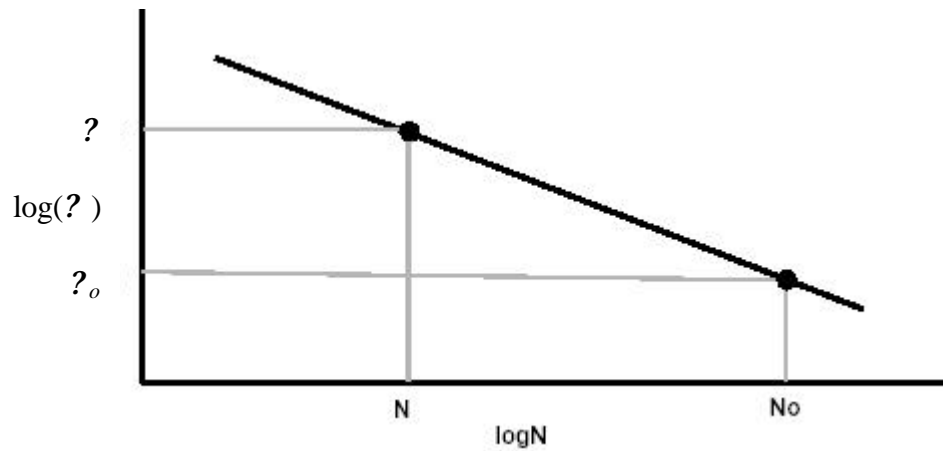


Figura 4.3. Gráfico S-N em escala log-log (fonte: modificada a partir de MSC.SOFTWARE CORPORATION, 2001-B)

Quando plotado em escala log-log, a relação entre tensões alternadas σ_a , e o número de ciclos para a falha N podem ser descritos como por uma linha reta, como mostra a figura 4.3. A inclinação da reta, b , conhecida como inclinação de Basquin, pode ser derivada como segue:

$$b = \frac{\sigma_a (\log \sigma_a - \log \sigma_o)}{(\log N_o - \log N)} \quad (4.6)$$

Com algumas operações algébricas, busca-se isolar a variável N que permite estimar a vida em fadiga de um material qualquer como segue:

$$N = N_o \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_o} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (4.7)$$

Por convenção, substitui-se $1/b$ pela letra k . A equação 4.7 acima diz que se for conhecido a inclinação de Basquin, b , e qualquer par de coordenada (N_o, σ_o) para uma tensão qualquer, é possível estimar diretamente a vida em fadiga do material. Tipicamente, usa-se N_o

igual a 10^6 ciclos e a sua tensão alternada σ_a como sendo o limite em fadiga do material σ_f . Então, a equação acima pode ser reescrita da seguinte forma:

$$N = \left(\frac{\sigma}{\sigma_f} \right)^k \cdot 10^6 \quad (4.8)$$

onde, k é o inverso da inclinação da reta, σ tensão arbitrária, σ_f tensão limite conhecida, 414MPa, no caso do aço A517 ilustrado na figura 4.2, e N o número de ciclos para falha.

4.1.3 Correlação entre Tensão de Ruptura e Tensão Limite de Fadiga

A determinação da tensão limite de fadiga σ_f por intermédio de ensaios é bastante lenta e dispendiosa. Para cálculos de pré-dimensionamento ou projeto de protótipos, torna-se útil dispor de métodos aproximados que forneçam uma estimativa da tensão limite de fadiga. Existe grande quantidade de informação na literatura com resultados de ensaios de fadiga realizados com amostras de flexão rotativa e de ensaios de tração simples, assim como de solicitação estática. Através dos anos, muitas experiências, particularmente com aços, foram desenvolvidas. Alguns resultados destes desenvolvimentos são apresentados no gráfico da figura 4.4 que permite verificar se existe ou não alguma espécie de correlação entre a tensão limite de fadiga σ_f e a tensão de ruptura do material σ_r .

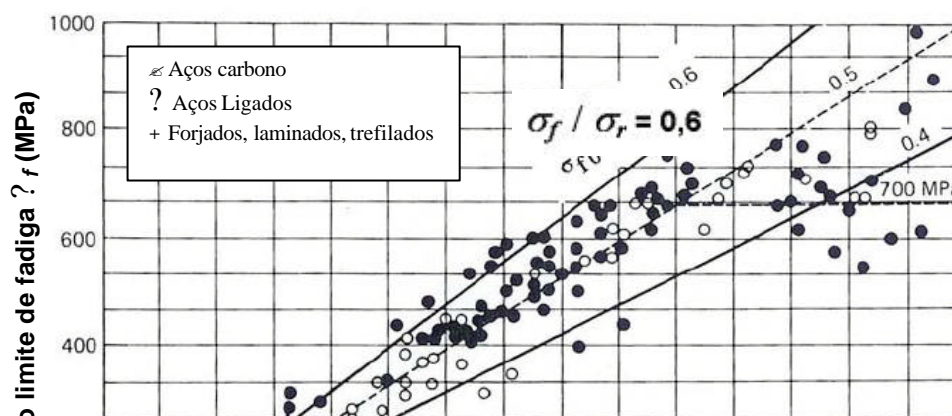


Figura 4.4. Correlação entre σ_f e σ_r (fonte: modificada a partir de SHYGLEY e MISCHKE, 1989)

O gráfico parece sugerir que a tensão limite de fadiga varia entre 35% a 60% da tensão de ruptura para aços cuja tensão de ruptura é inferior a 1400 MPa. Para σ_r maiores que 1400MPa, a dispersão de valores parece aumentar, mas a tendência parece ser a de nivelar, como sugerido pela linha horizontal tracejada correspondente à ordenada. Assim σ_f é aproximadamente 700MPa. Na falta de um valor da tensão limite de fadiga determinado por ensaio específico com uma amostra do material, pode utilizar-se, com base nos resultados apresentados na figura 4.4, a seguinte regra empírica para obter o valor de σ_f para aços:

$$\sigma_f \approx 0,5 \sigma_r \quad (4.8)$$

para materiais com $\sigma_r < 1400\text{MPa}$, e

$$\sigma_f \approx 700\text{MPa} \quad (4.9)$$

para materiais com $\sigma_r > 1400\text{MPa}$.

Além disso, para 10^3 ciclos, a relação entre a tensão limite de resistência a fadiga e a tensão de ruptura pode ser expressa pela equação:

$$\sigma_f \approx \sigma_{1000} \approx 0,9 \sigma_r \quad (4.10)$$

Estas relações podem ser melhor visualizadas na figura 4.5 abaixo.

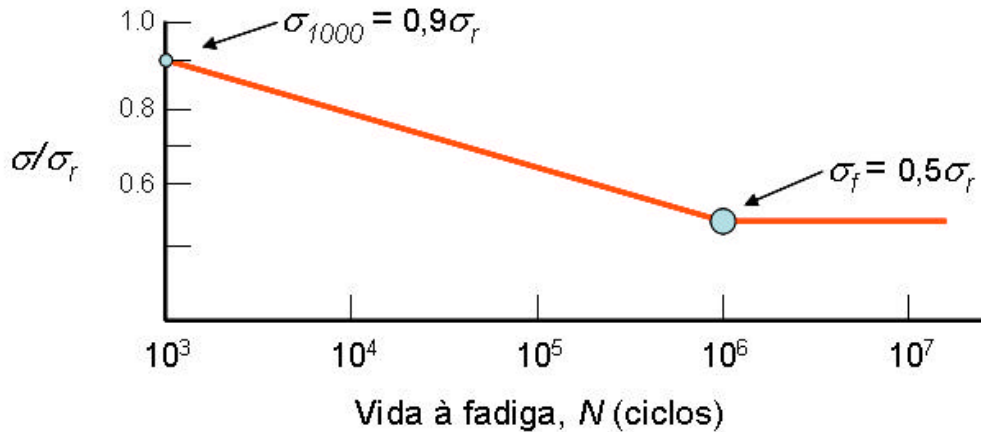


Figura 4.5. Curva S-N com relações à σ_r dos materiais (fonte: redesenhada a partir de MSC.SOFTWARE CORPORATION, 2001-B)

4.1.4 Efeito da Tensão Média (σ_m)

O MSC.Fatigue⁷ aceita apenas duas opções como correção da tensão média, Goodman ou Gerber. A maioria dos dados básicos de fadiga é coletada em laboratórios por médias de procedimentos de testes realizados com carregamentos totalmente reversíveis. Porém, na prática, estas médias diferem de zero, o que torna importante conhecer a influencia destas tensões médias no processo de fadiga.

Os dados de fadiga coletados em uma série de testes projetados para investigar diferentes combinações da amplitude de tensão alternada σ_a e da tensão média σ_m estão ilustrados no diagrama da figura 4.6 para um dado número de ciclos constante. Este diagrama, onde estão as tensões médias, tensões de tração e compressão no eixo horizontal e a amplitude da tensão alternante constante no eixo vertical, é conhecido com diagrama de Haigh.

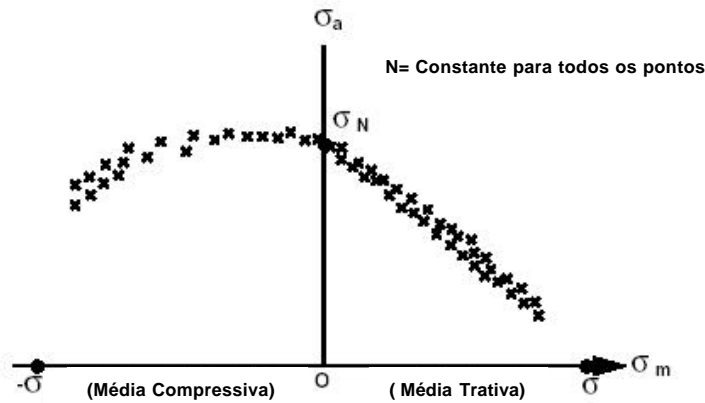


Figura 4.6. Dados de Fadiga de Alto Ciclo mostrando a influencia da Tensão Média (fonte: modificada de MSC.SOFTWARE CORPORATION, 2001-B)

Nota-se que a influência da tensão média σ_m é diferente para tensões médias compressivas ou trativas. As falhas parecem ser mais sensíveis em condições de tração do que em compressão.

De maneira mais ampla, é possível a criação de diagramas mestres para um determinado tipo de material, desde que estejam disponíveis inúmeros dados de testes sobre o mesmo. Um exemplo prático é o diagrama do aço SAE 4330 mostrado na figura 4.7.

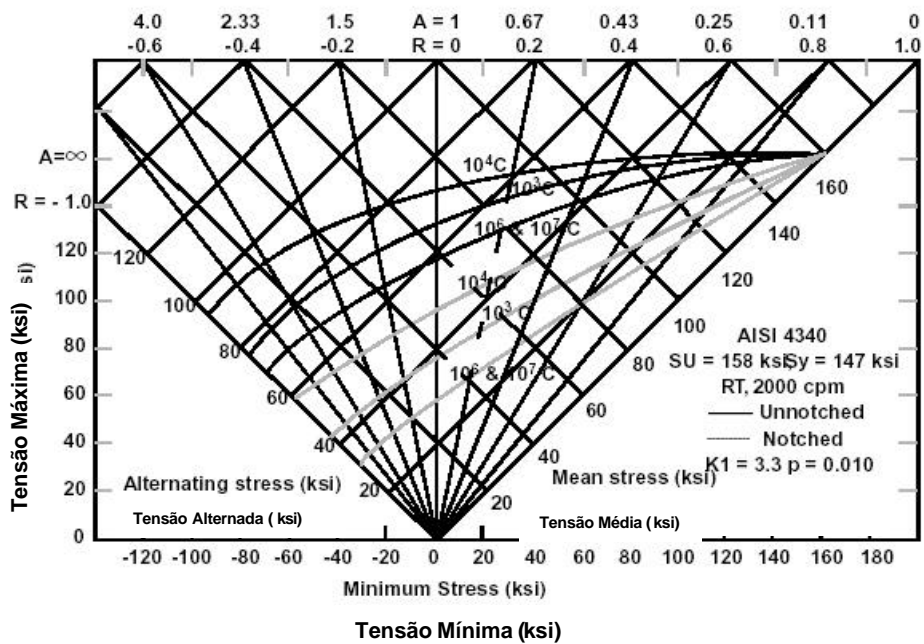


Figura 4.7. Diagrama mestre do aço SAE 4340 (fonte: modificada de MSC.SOFTWARE CORPORATION, 2001-B)

Da mesma forma que no levantamento de tensões limite de fadiga σ_f , consome-se significativo tempo e recursos financeiros para gerar um diagrama de Haigh ou um diagrama mestre, onde se faz necessárias inúmeras relações empíricas entre tensão média e tensão alternada. Existem várias teorias que tentam estimar a vida infinita do material, nas quais utilizam curvas empíricas que estimam os efeitos da tensão média, como mostra a figura 4.8, conectando a tensão limite de fadiga σ_f no eixo da tensão alternada com a tensão de escoamento σ_e do material, representada pela curva "a", a tensão de ruptura σ_r , representada pela curva "b" e "c".

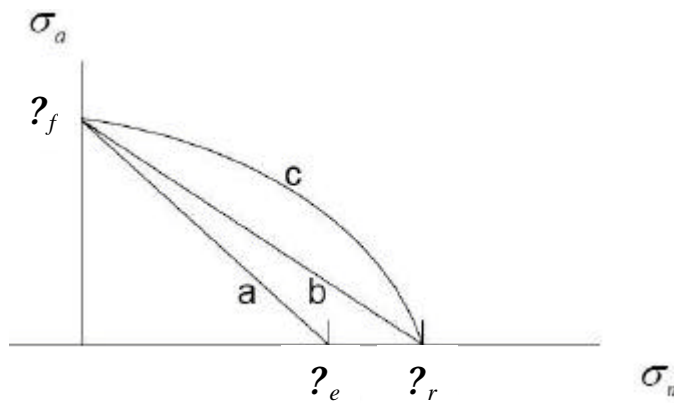


Figura 4.8. Curvas de Soderberg “a”, Goodman “b” e Gerber “c”

Contudo, a maioria dos resultados de testes fica entre a curva reta de Goodman, a qual pode ser representada pela equação 4.11, e a curva parabólica de Gerber, matematicamente expressa na equação 4.12.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r} = 1 \tag{4.11}$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_f} = \frac{\sigma_m}{\sigma_r} \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_m} \right)^2 \quad (4.12)$$

Na maioria das situações de projeto, onde a razão de tensão $R < 1$, tensão média σ_m significativamente menor que a tensão alternada σ_a , há apenas uma pequena diferença entre as duas teorias, contudo, quando este fator se aproxima de 1, ou seja, tensão média σ_m e tensão alternada σ_a muito próximas, as teorias resultam em consideráveis diferenças. Quanto esta situação ocorre recomenda-se decidir em favor da segurança, ou seja, optar pelo resultado mais conservador.

4.1.4 Fatores que influenciam a vida em fadiga

Testes padronizados são utilizados para determinar a curva S-N em corpos de prova com acabamento polido ou até mesmo espelhado de aproximadamente 6 mm de diâmetro carregado em condições de tensão alternada. Nestes casos, a resistência em fadiga pode ser denominada como σ'_f , todavia, em componentes reais e particularmente em aços, muitas relações empíricas foram desenvolvidas, as quais combinadas podem influenciar significativamente a resistência em fadiga σ_f do componente ou material. Estas relações envolvem diversos fatores como:

- ✍ Fator de acabamento superficial, k_a
- ✍ Fator de tamanho, k_b
- ✍ Fator de carregamento, k_c
- ✍ Fator de temperatura, k_d
- ✍ Fator de tratamento superficial, k_e

Todos estes fatores afetam a resistência à fadiga real do componente e através da equação 4.13:

$$\sigma_f = \sigma'_f k_a k_b k_c k_d k_e \quad (4.13)$$

De maneira recíproca ao produto acima, coletivamente estes fatores combinados são conhecidos como fator de redução da resistência a fadiga K_f dado por:

$$K_f = \frac{1}{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e} \quad (4.14)$$

Não se aprofundou o detalhamento destes fatores durante o presente trabalho, visto que estes são automaticamente gerenciados pelo MSC.Fatigue⁷ a partir de dados de entrada informados pelo usuário, tais como a geometria, acabamento superficial, tratamento superficial, material. Porém, uma abordagem mais completa sobre estes fatores pode ser encontrado no MSC.Fatigue User's Guide (2001), no Suresh (1998) ou em outras diversas bibliografias que discutem assuntos relacionados.

4.1.5 Fadiga acumulada

Considera-se um caso de fadiga acumulada em componente ou amostra qualquer quando um determinado teste cíclico tenha sido encerrado sem que houvesse falha no mesmo. Embora a ruptura não tenha ainda ocorrido, supõe-se que o componente sofreu deterioração de sua resistência. Nestas circunstâncias, pode-se questionar qual o número de ciclos em uma outra condição de carga que o componente poderia ainda resistir. Certamente que esse número é inferior ao tempo de vida para essa solicitação, porque o componente já se encontra parcialmente danificado. O processo proposto por Miner (1945) para resolver este problema admite que o dano referente a cada solicitação pode ser quantificado em termos de quociente entre o número de ciclos n efetivamente aplicado e o número de ciclos N que seria necessário aplicar para causar ruptura do componente intacto. Em seguida, admite-se que a ruptura por fadiga ocorre quando a soma dos quocientes que quantificam o dano relativo a cada solicitação é igual à unidade, como mostra a equação 4.15.

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (4.15)$$

A figura 4.9 pretende ilustrar esta situação sobre a curva S-N de um dado material. Neste exemplo, supõe-se que já existiram as duas primeiras solicitações sem haver ruptura. Quando aplicada a terceira solicitação, a ruptura ocorre com número de ciclos n_3 satisfazendo igualdade:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} = 1$$

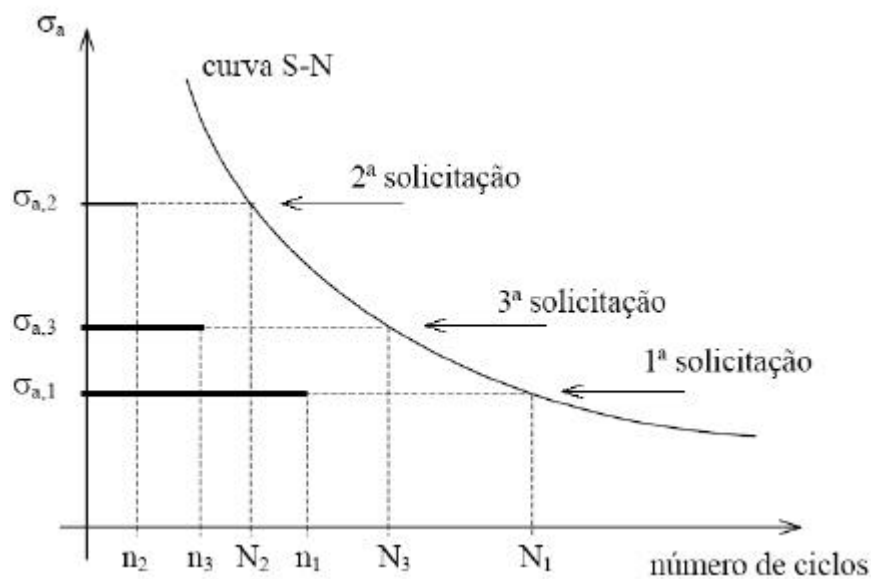


Figura 4.9. Curva S-N com solicitações diversas

4.2 ANÁLISES ESTÁTICAS

Para que se possa posteriormente estimar a vida em fadiga do garfo através do MSC.Fatigue⁷, primeiramente, se fazem necessárias análises estáticas que correspondam aos múltiplos carregamentos que descrevem o ciclo de teste completo. Como descrito anteriormente, o teste segundo AS-2213 (1984) possui carregamento alternado totalmente reversível. Para facilitar o entendimento das análises que seguem, convencionou-se que a primeira parte do ciclo é o ciclo de tração, atuando no sentido de marcha do veículo, e segunda parte o ciclo de compressão, atuando no sentido de frenagem do veículo.

4.2.1 Primeira análise estática

Na primeira tentativa de análise estática nos programas MSC.Patran⁷ e MSC.Nastran⁷, as cargas de teste, previamente calculadas no capítulo 3, são aplicadas diretamente em quatro semi-cilindros, sendo duas na parte frontal dos furos do garfo, figura 4.10 (a), e duas na parte posterior, figura 4.10 (b). A hipótese dos semi-cilindros visa evitar o modelamento de componentes os quais não são interessantes na análise, como o pino e as buchas inferior e superior do engate automático.

O garfo é fixado ao veículo através de uma porca M48x3 aparafusada na extremidade roscada posterior do garfo. Nesta região, então, foi determinado que para os nós da superfície não seja permitido qualquer movimento de translação ou rotação. Naturalmente os nós de elementos sólidos do MSC.Nastran⁷ não possuem liberdade de rotação, sendo necessário apenas eliminar a liberdade de translação para os mesmos, determinando assim a condição de engaste na superfície roscada do garfo, indicada na figura 4.10. Esta condição de engaste é utilizada em todas as análises desta pesquisa.

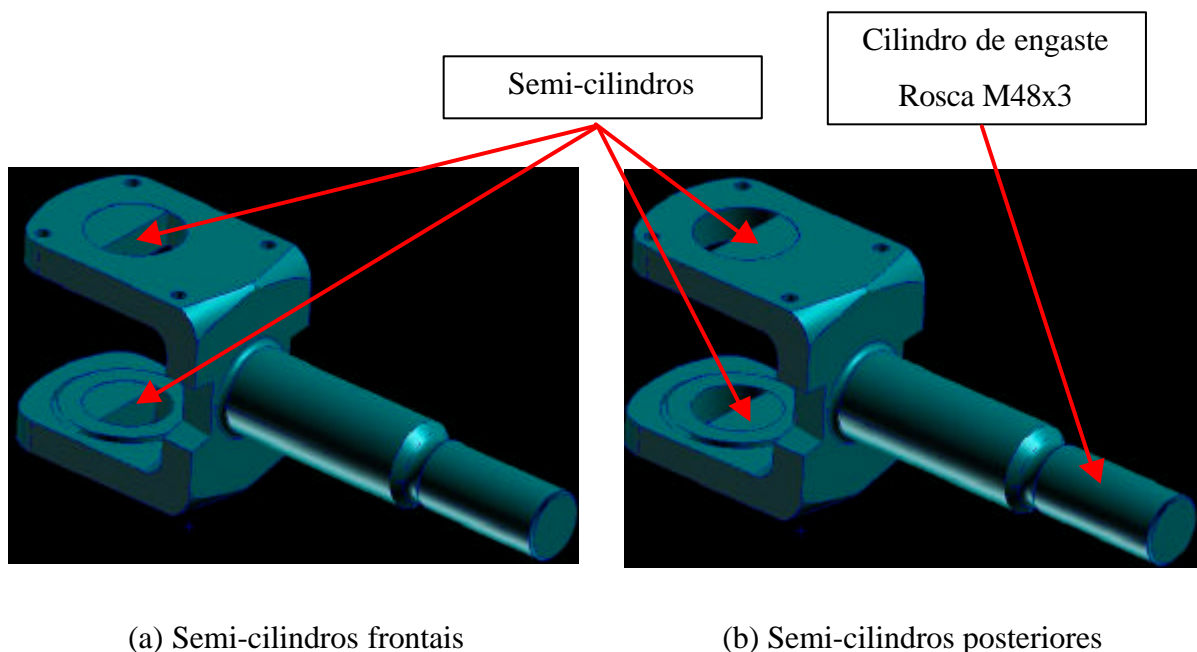


Figura 4.10. Semi-cilindros para aplicação de carga na geometria

Com esta modelagem, também se busca uma distribuição da carga concentrada, aplicada no centro dos semi-cilindros de teste, ao longo das superfícies cilíndricas de contato do garfo. Porém para que esta distribuição seja transferida, faz-se necessário aumentar o módulo de elasticidade, ou seja, a rigidez destes semi-cilindros. Usa-se então, o artifício de elevar o módulo de elasticidade do material E , destes semi-cilindros, na ordem de $210 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$. A figura 4.11 mostra as cargas de um carregamento de “Valor D” igual a 120kN que foram inseridas no modelo durante o sentido de tração do garfo. Como abordado no capítulo 3, lembra-se que das quatro cargas de teste, duas possuem mesmo sentido e duas são invertidas, por ocasião de considerar os momentos. Além disso, os sentidos destas quatro cargas se invertem quando a carga de teste também inverte.

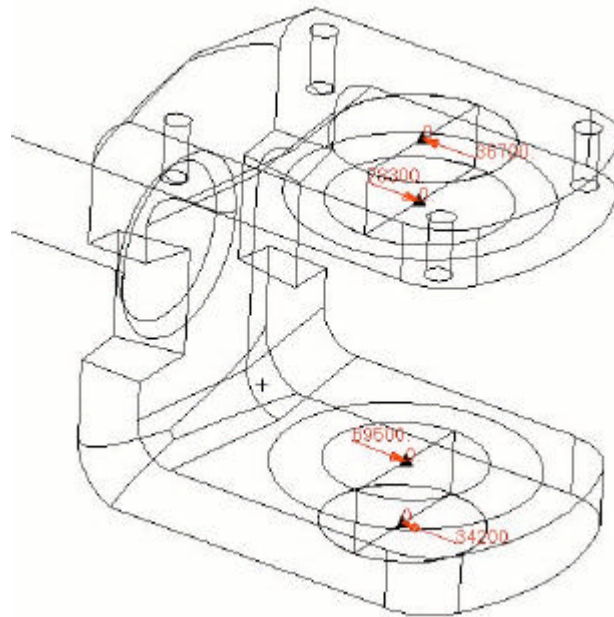


Figura 4.11. Carregamento concentrado das quatro cargas

Para a construção das malhas, utilizaram-se elementos sólidos tetraédricos, devido complexidade geométrica do garfo. Para este tipo de elemento sólido, pode-se optar por um elemento com dez ou quatro nós. No caso desta e de todas as análises seguintes, optou-se pelo elemento de quatro nós, para que se pudesse, através da redução do tamanho do elemento, contornar melhor toda a superfície sem elevar demasiadamente o tempo de processamento computacional necessário.

Uma malha estruturada foi cuidadosamente aplicada nas superfícies cilíndricas de contato, com o objetivo de fazer coincidir os nós de interface entre o garfo e os semi-cilindros, sendo a duplicidade dos mesmos possível de ser eliminada através do MSC.Patran⁷. Outro cuidado tomado durante a construção da malha foi evitar a conexão entre os semi-cilindros, pois isto possivelmente levaria a distorção dos resultados, já que parte das forças e deslocamentos nos nós ao longo da geometria dos semi-cilindros simplesmente se anulariam, devido a inversão de sentido das reações. Esta situação fatalmente produziria um momento, pois estas reações estão aplicadas em pontos espaçados a 0,025m, correspondente a espessura da perna do garfo. Pode-se observar que as cargas internas da figura 4.11 são aplicadas nos semi-cilindros à direita, enquanto as externas nos semi-cilindros à esquerda.

Com estas precauções, esperava-se que todo o carregamento aplicado fosse transferido para o garfo e isto aconteceu de fato, pois não se observou tensões concentradas, tanto na perna inferior como superior do garfo, próximas ao ângulo 0° e 180° , como mostra a vista superior do garfo na figura 4.12. Entretanto, a tensão equivalente de von Mises encontrada nesta primeira análise não foi o esperado, os semi-cilindros fizeram com que surgissem regiões de concentração extremamente elevadas próximas aos ângulos 90° e 270° . Isto se deve ao fato de que estas regiões ficaram demasiadamente rígidas com a adição das geometrias dos semi-cilindros, onde a liberdade dos nós para uma deformação elástica do material do garfo nestas regiões ficou comprometida com a conectividade entre nós do garfo e dos semi-cilindros.

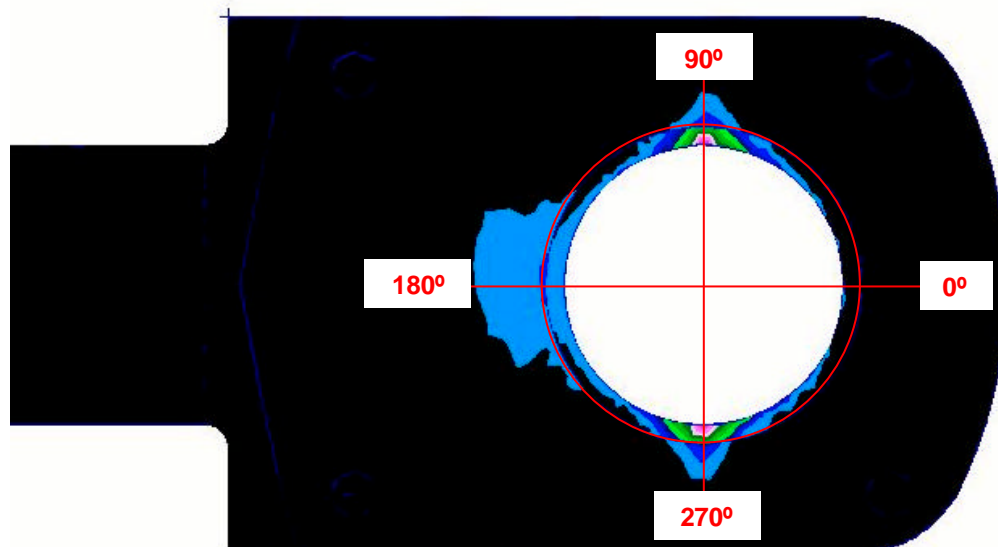


Figura 4.12. Quadrantes de concentração de tensão

Mesmo que a região de máxima tensão encontrada neste cálculo seja exatamente na área em que o produto falhou durante o teste na Austrália, os valores apresentados estão demasiadamente elevados. Sob a carga relativa com “Valor D” de apenas 120kN, classificação do produto atualmente comercializado no Brasil, verificou-se uma tensão máxima de 802MPa, como mostra a legenda da figura 4.13. Este valor excede ao obtido no ensaio experimental de tração dos corpos de prova, onde obteve-se uma tensão de ruptura do material σ_r de 694MPa nesta região. Certamente para um “Valor D” de 220kN, classificação utilizada como referência para o teste na Austrália, a tensão máxima encontrada seria ainda maior.

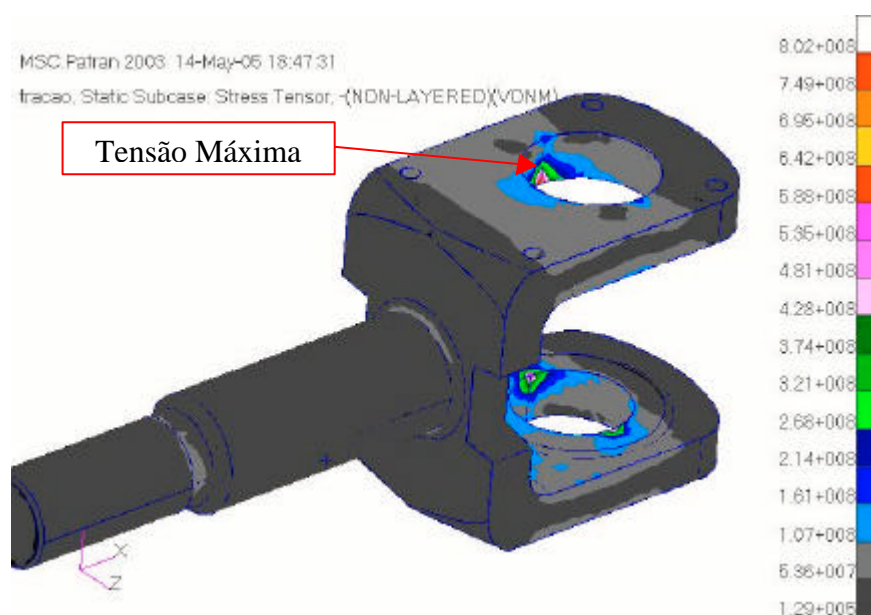


Figura 4.13. Tensão equivalente de von Mises do garfo carregado com “Valor D” de 120kN

Sabendo que o produto suportou $1,2 \times 10^6$ ciclos sob as condições do teste australiano, conclui-se que as condições de contorno arbitradas nesta primeira tentativa não apresentam acuracidade nos resultados que nos permitam relacionar os dados experimentais com os obtidos no MSC.Nastran[?], sobretudo na área de interesse. Não houve, então, a necessidade de se avaliar o comportamento estático no sentido de compressão do garfo, logo outro método de distribuição de carga deve ser tentado para que se possa validar o modelo.

4.2.2 Segunda análise estática

Com a experiência negativa na análise anterior, através da tentativa de distribuição da carga de teste por meio de semi-cilindros, buscou-se uma nova alternativa que vise simular as cargas calculadas em forma de força distribuída, no caso pressão, diretamente aplicada às superfícies cilíndricas de garfo. Para isto faz-se necessário o mapeamento de todas estas faces, através de ferramentas de construção de malhas presentes no MSC.Patran⁹, para que se possa distribuir a pressão nos elementos que reagem às solicitações provenientes das quatro cargas calculadas no capítulo 3.

4.2.2.1 Construção da Malha

Na construção da malha na superfície cilíndrica de contato, foram utilizados elementos planos triangulares com três nós, representados pelas manchas verdes das superfícies cilíndricas mostradas na figura 4.14. A distribuição destes foi pré-definida através de controles de origem de nós nas arestas, conhecidos como *Mesh Seeds*. Isto faz-se necessário porque o posicionamento dos nós destes elementos planos triangulares deve coincidir com os nós dos elementos sólidos tetraédricos utilizados na análise. A uniformização da distribuição de elementos visa simplificar a inserção das quatro reações calculadas no capítulo 3 em forma de pressão. Pois com elementos uniformes, ou seja, área das faces dos elementos A_e uniformes, precisa-se apenas da força normal F_{ne} que atua sobre cada uma destas faces ao longo da circunferência para que se possa obter a pressão em cada elemento P_e .

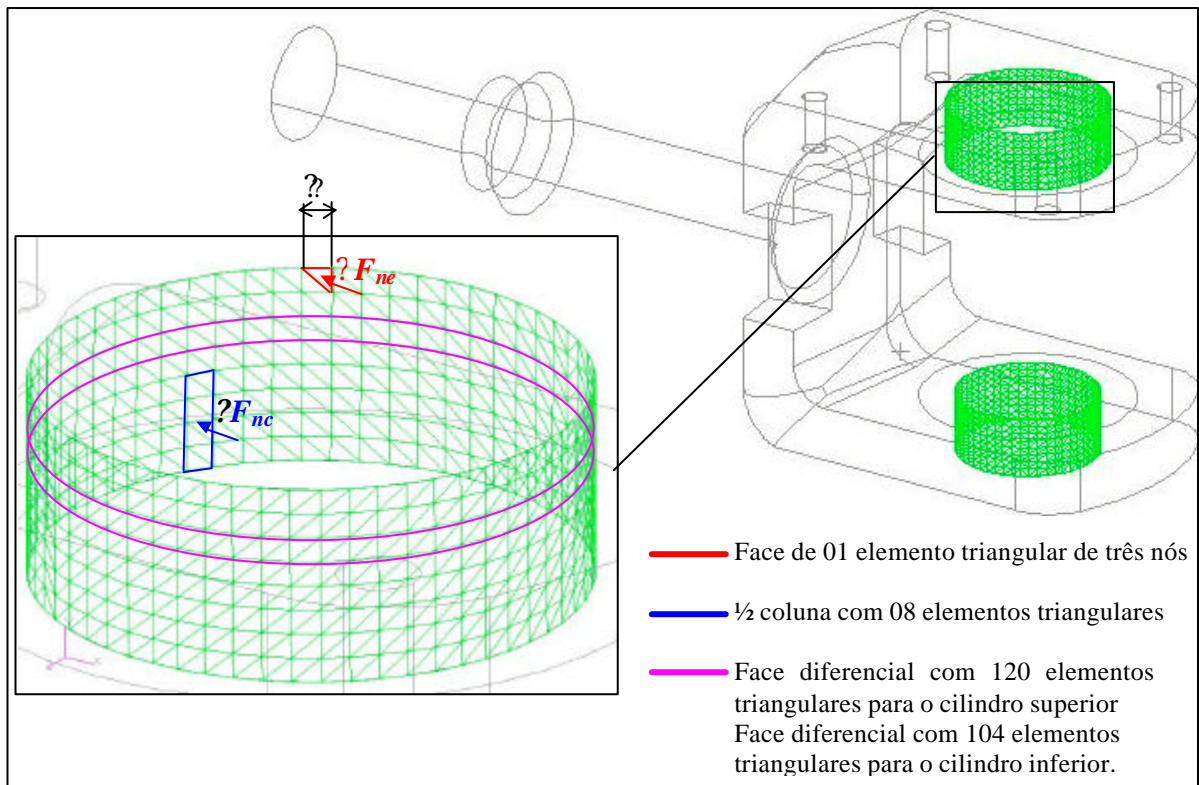


Figura 4.14. Distribuição de elementos

4.2.2.2 Determinação da Pressão por Face de Elemento P_e

Para que seja possível a aplicação das cargas em forma de pressão sobre as faces cilíndricas de contato do garfo, os quais possuem uma espessura h , assume-se a hipótese de que a distribuição das cargas se dê conforme apresentado na figura 4.15, que indica metade do ciclo de teste, sendo este no sentido de tração do garfo. Observa-se, também, que apenas metade da espessura h é considerada para distribuir cada uma das quatro reações.

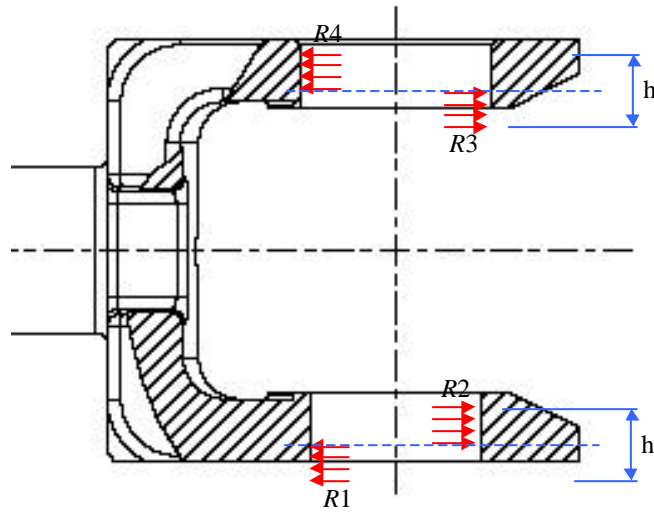


Figura 4.15. Cargas distribuídas em função de h

Já na figura 4.16, pode-se observar a decomposição de forças no plano, onde $R_{1,2,3,4}$ pode ser qualquer uma das quatro reações que atuam sobre o garfo. Importante lembrar que duas delas se orientam no sentido indicado na figura 4.15 e duas no sentido oposto. Verifica-se também que a força normal F_{nc} , atuante em oito elementos e que é representada pelo retângulo azul em destaque na figura 4.14, é dependente do ângulo θ , bem como sua componente axial F_{xc} e sua componente transversal F_{yc} .

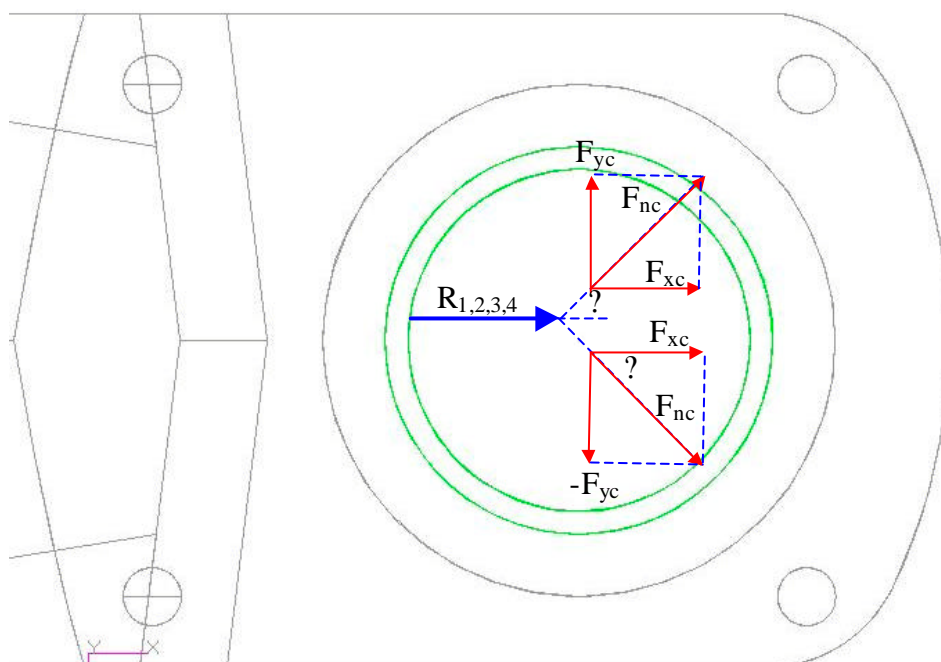


Figura 4.16. Decomposição das cargas no plano.

Através da figura 4.16, conclui-se que:

$$F_{nc} = R_{1,2,3,4} \cos(\theta) \quad (4.16)$$

logo a componente axial é:

$$F_{xc} = F_{nc} \cos(\theta) \quad (4.17)$$

e a componente transversal:

$$F_{yc} = F_{nc} \sin(\theta) \quad (4.18)$$

Analisando a decomposição de forças pode-se concluir também que as componentes transversais F_{yc} se anulam e que o somatório de componentes axiais F_{xc} é igual à $R_{1,2,3,4}$, ou seja:

$$\sum F_{xc} = R_{1,2,3,4} \quad (4.19)$$

Para comprovar este somatório, um simples exemplo utilizando o programa *Ftool* é mostrado na figura 4.17.

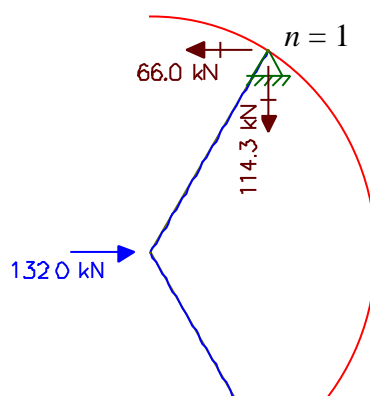


Figura 4.17. Exemplo de carregamento no *Ftool*

Porém o objetivo é distribuir a carga sobre toda a superfície cilíndrica, assim a força normal F_{nc} é aplicada sobre n divisões com partição θ , mostrado anteriormente na figura 4.14. Neste caso o θ é o tamanho de um dos catetos de cada elementos triangular. Para melhorar a acuracidade da análise por elementos finitos, o tamanho de θ deve ser uma fração da menor característica do componente (ENTREKIN, 2002), aumentando assim a uniformidade na distribuição da força normal F_{nc} . Pode-se também interpretar n como sendo o número de apoios utilizados para distribuir a carga $R_{1,2,3,4}$ como mostra a figura 4.18 onde n é igual a 3.

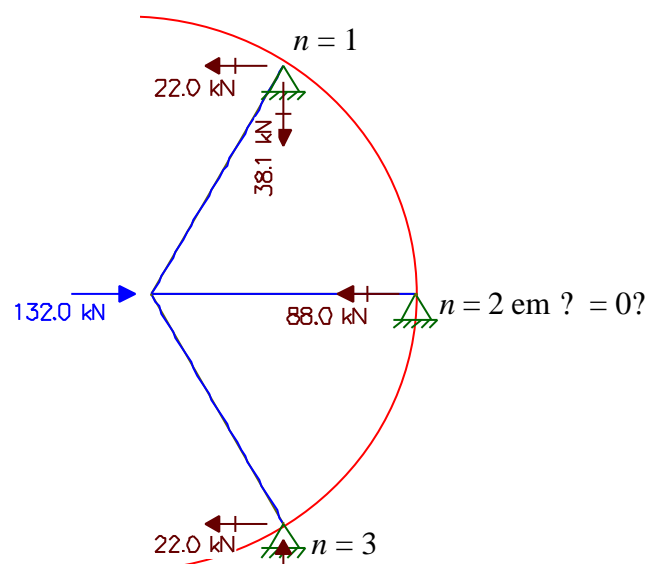


Figura 4.18. Exemplo de carregamento no *Ftool*

Contudo para situações onde n partições de Δ é maior que 2, como mostrado na figura 4.18, o problema passa a ser estaticamente indeterminado e a equação 4.16 não mais válida. Entretanto o somatório da equação 4.19 permanece inalterado.

Como entrada para análise de elementos finitos se faz necessário obter o valor da força normal em Δ é igual a zero como mostra a figura 4.18. Logo se observa que:

$$F_{nc}(\Delta \neq 0) = \frac{2}{3} \sum R_{1,2,3,4}$$

$$F_{nc}(\Delta \neq 0) = \frac{2}{n} \sum R_{1,2,3,4} \quad (4.20)$$

De posse destas considerações e conhecendo o somatório da equação 4.19 consegue-se, através de ajustes numéricos, chegar ao equacionamento que reproduza a distribuição das forças normais com o auxílio do programa Microsoft Excel⁷. Para a carga de teste referente ao “Valor D” de 220kN, os resultados para as cargas $R1$ e $R2$ podem ser verificados nos Apêndice A, enquanto para as cargas $R3$ e $R2$ no Apêndice B. Já para “Valor D” de 120kN, os resultados para as cargas $R1$ e $R2$ podem ser verificados nos Apêndice C, enquanto para a cargas $R3$ e $R4$ no Apêndice D. Logo o equacionamento que representa a força normal em cada partição Δ é dado por:

$$F_{nc} = \frac{2}{n} R_{1,2,3,4} \cos(\theta) \quad \text{para } n = 2 \quad (4.21)$$

$$F_{nc} = R_{1,2,3,4} \quad \text{para } n = 1$$

Logo a força axial F_{xc} e transversal F_{yc} e em cada partição θ são calculadas como segue:

$$F_{xc} = F_{nc} \cos(\theta) \quad \text{para } n = 2 \quad (4.22)$$

$$F_{xc} = F_{nc} \quad \text{para } n = 1$$

$$F_{yc} = F_{nc} \sin(\theta) \quad \text{para } n = 2 \quad (4.23)$$

$$F_{yc} = 0 \quad \text{para } n = 1$$

Como se sabe que a força normal F_{nc} é aplicada sobre oito elementos, logo a força em cada elemento F_{ne} é:

$$F_{ne} = \frac{F_{nc}}{8} \quad (4.24)$$

Com o valor da força normal em cada elemento, também é possível determinar a pressão P_e que atua sobre a face de cada elemento nas superfícies cilíndricas de contato dos furos inferior e superior através da equação:

$$P_e = \frac{F_{ne}}{A_e} \quad (4.25)$$

onde A_e é a área da face de cada elemento triangular.

A partir das equações 4.21, 4.24 e 4.25 chega-se a equação de pressão P_e em função das reações e de θ :

$$P_e = \frac{R_{1,2,3,4} \cos(\theta)}{4(A_e \sin(\theta))} \quad (4.26)$$

Esta equação é utilizada como entrada para as análises estáticas no MSC.Patran⁷. O valor máximo de P_e é encontrado com θ igual a “zero”, a tabela 4.2 apresenta o resumo destas pressões máximas para cada condição de testes e reação. Os resultados foram extraídos das tabelas dos Apêndices A, B, C e D.

Tabela 4.2. Resumo das pressões máximas nas faces do elemento

	Reações	Pressão Máxima P_e (Pa)
Valor D = 120kN	R1	5,806 x 10 ⁷
	R2	1,180 x 10 ⁸
	R3	1,098 x 10 ⁷
	R4	5,497 x 10 ⁷
Valor D = 220kN	R1	1,063 x 10 ⁸
	R2	2,165 x 10 ⁸
	R3	2,013 x 10 ⁸
	R4	1,008 x 10 ⁸

4.2.2.3 Aplicação da Pressão P_e Calculada no MSC.Patran⁷

A figura 4.19, mostra as franjas de pressão para carga de testes relativas ao “Valor D” de 220kN durante o ciclo de tração do garfo, conforme distribuição por meio do programa MSC.Patran⁷. Para o ciclo de compressão, os valores permanecem os mesmo, apenas as regiões de aplicação nas superfícies cilíndricas são alteradas. Estas condições se estendem para as cargas de tração e compressão com “Valor D” igual a 120kN. Pode-se observar que as máximas tensões, conforme legenda indicada, concentram-se no quadrante $\theta = 0^\circ$ onde se aplicam as cargas $R2$ na superfície cilíndrica da perna inferior e $R3$ na superfície inferior. Também pode-se observar que os valores de pressão máxima apresentados na legenda da figura 4.19, apresentam coerência com os obtidos na tabela 4.2 apresentada acima. Já a representação das pressões relativas às reações $R1$ e $R4$ são mostrados na figura 4.20, porém como se espera valores de pressão inferiores aos relacionados a $R2$ e $R3$, também coerentes com a tabela 4.2.

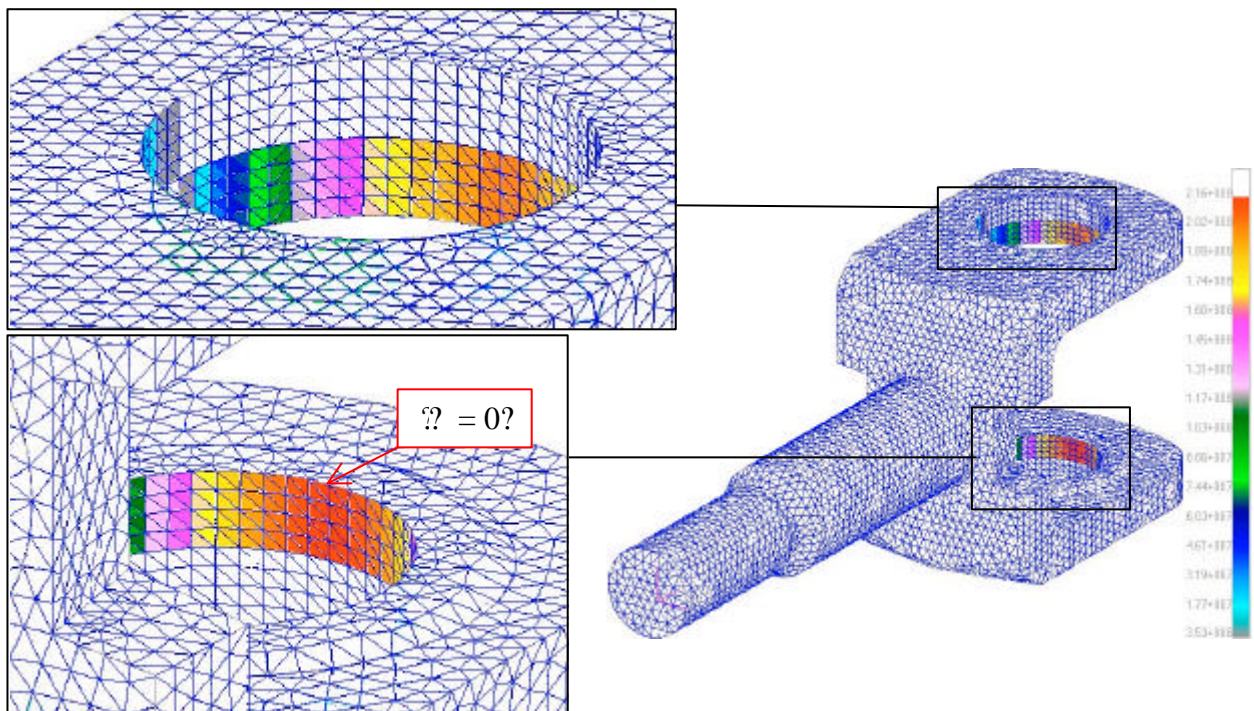


Figura 4.19. Distribuição de pressão P_e para “Valor D” =220kN conforme cargas $R2$ e $R3$

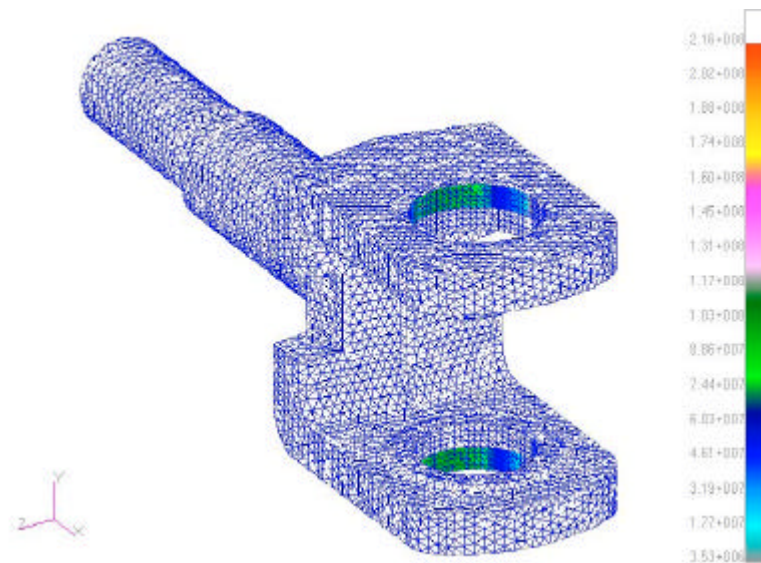
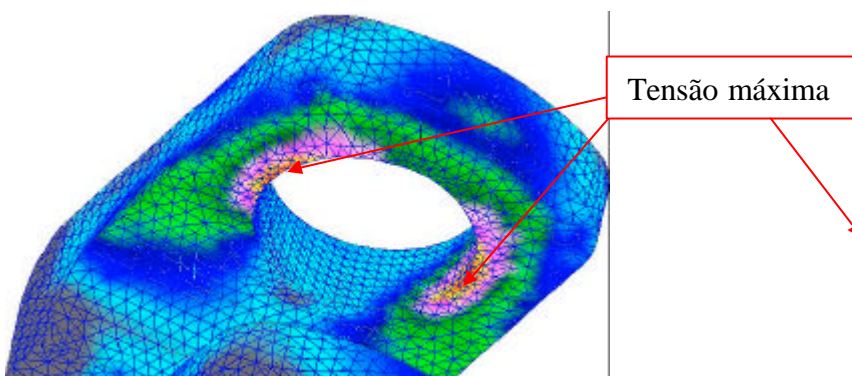


Figura 4.20. Distribuição de pressão P_e para “Valor D” =220kN conforme cargas R_1 e R_4

4.2.2.4 Resultados da Segunda Análise Estática

A figura 4.21 apresenta os resultados em condição carregamento estático através das pressões previamente calculadas de acordo com um “Valor D” de 220kN, os quais referem-se ao ciclo de tração do garfo. O pico tensão surgiu próximo aos quadrantes 90° e 270° na face inferior da perna superior do garfo conforme ilustrado. O resultado apresentado parece bastante coerente com as condições de contorno empregadas ao modelo de elementos finitos. Das quatro cargas calculadas a que está mais próxima desta região é justamente a mais elevada, R_3 . Sabe-se que este valor está relacionado ao do diâmetro do furo desta perna do garfo ser maior que o furo da perna inferior. Outro fato que justifica a região como sendo a de maior nível de sollicitação, é o momento gerado, primeiramente pela própria geometria do garfo, mas principalmente pela aplicação das reações R_3 e R_4 em sentidos opostos e elementos defasados ao longo da espessura h da perna do garfo.



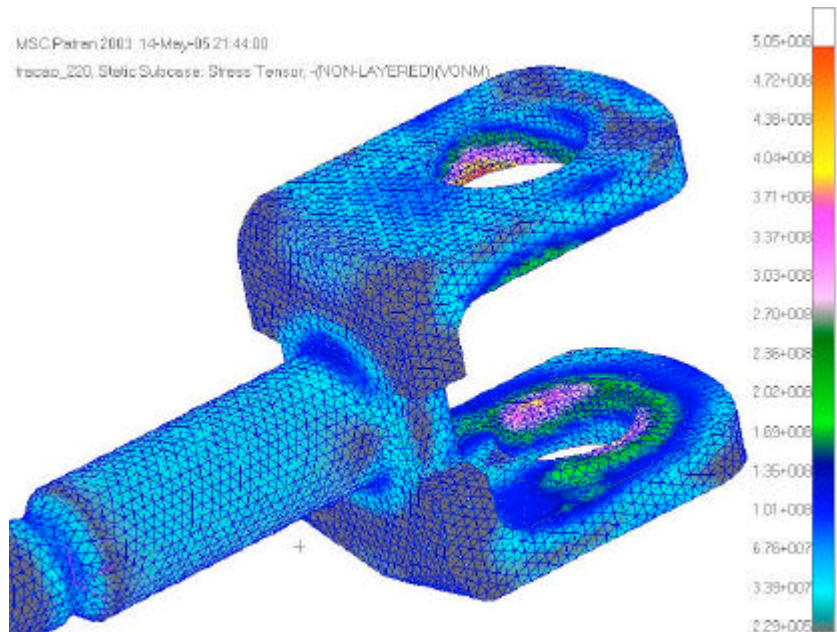


Figura 4.21. Tensões equivalente de von Mises – Tração / “Valor D” = 220kN

Para o ciclo de compressão do teste a região que apresentou a tensão equivalente maior se localiza próximo ao quadrante 180° na face superior da perna inferior do garfo, como ilustra a figura 4.22.

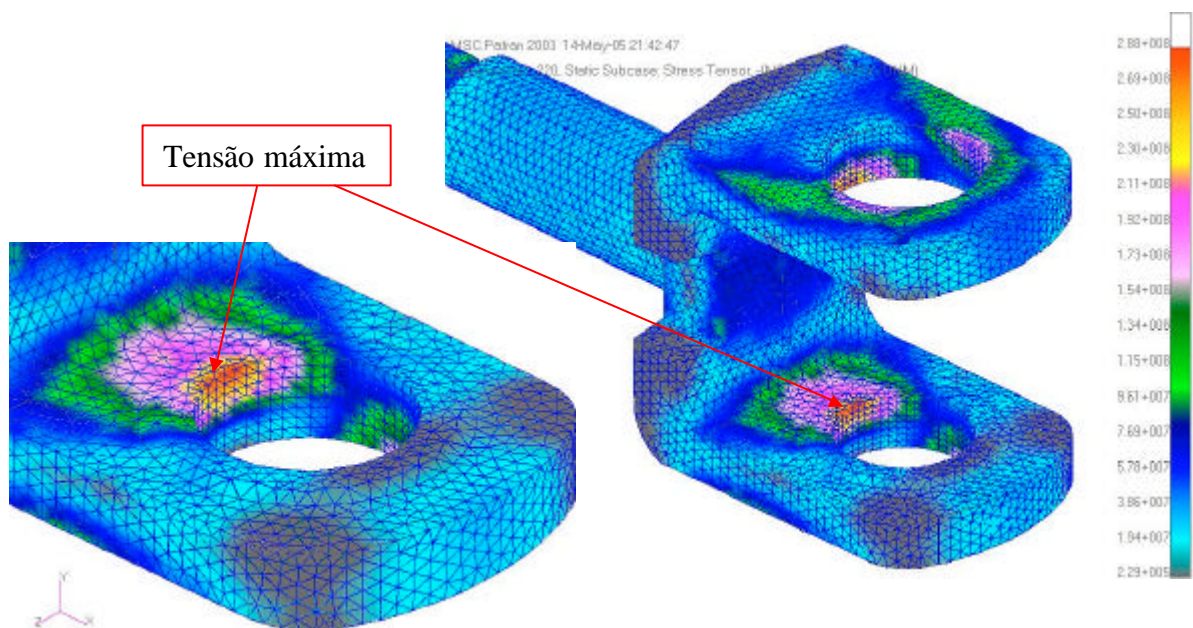


Figura 4.22. Tensões equivalente de von Mises – Compressão / “Valor D” = 220kN

Da mesma forma que o ciclo de tração, a região que apresentou o pico de tensão durante o ciclo de compressão parece coerente, visto que, embora a reação mais próxima a esta região seja R_2 , ligeiramente inferior a R_4 , a pressão aplicada se distribui em uma área menor, isto deve ao raio do furo da perna inferior ser menor que o da perna superior.

Analisando isoladamente as quatro análises estáticas realizadas, duas de tração e duas de compressão do garfo, a única situação que não apresenta vida infinita segundo critério de Wöhler é a análise para um “Valor D” de 220kN no sentido de tração. Pois como estabelecido por Wöhler a tensão máxima encontrada não deve exceder a metade da tensão de ruptura do material para que o mesmo tenha vida infinita.

As figuras que apresentam os resultados para a condição de “Valor D” de 120kN estão disponíveis no Apêndice E.

4.3. ANÁLISE S-N COM MSC.FATIGUE⁷

Com todos os resultados obtidos na segunda análise estática parecendo reproduzir condições aparentemente reais ao componente, transporta-se estes dados para o MSC.Fatigue⁷. Quase sem exceção, os modelos de análise de fadiga seguem geralmente o conceito do Fluxo das Cinco Caixas mostrados na figura 4.23. Esta ilustração descreve muito bem os casos práticos, para qualquer análise de vida de um componente ou material. Tanto em fadiga como em fratura, sempre haverá três entradas representadas pelas três primeiras caixas do fluxo.

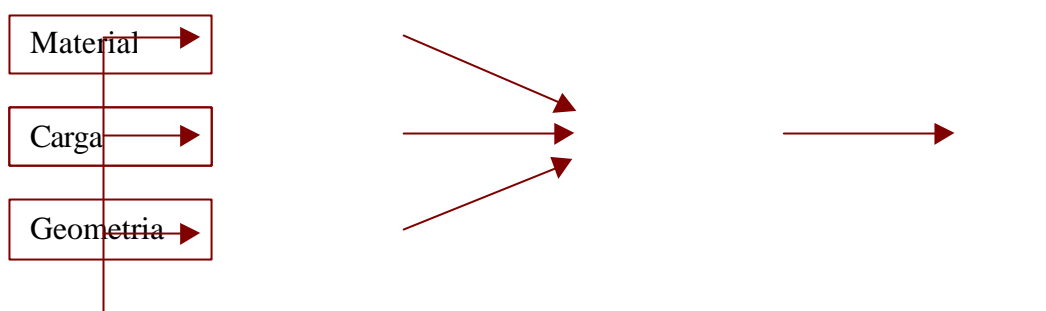


Figura 4.23. Fluxo das Cinco Caixas

4.3.1 Informações sobre material

Materiais se comportam de maneiras distintas quando sujeitos a cargas cíclicas, opostamente a carregamentos estáticos simples. A obtenção dos parâmetros de fadiga dos materiais são geralmente obtidos por meios de testes sob ciclos alternados até quebra total da amostra em vários níveis de tensão. Estes parâmetros diferem conforme o tipo de análise de fadiga envolvida. No MSC.Fatigue⁷ o banco de dados dos materiais é gerenciado através do módulo PFMAT, a estrutura deste banco de dados suporta informações úteis aos três métodos de estimativa de vida em fadiga.

O banco de dados do PFMAT, não possui um material com tensões de ruptura σ_r e escoamento σ_e idênticas as encontrados experimentalmente no corpo de prova C extraído da perna superior do garfo forjado. Porém, o material cadastrado neste banco que mais se aproxima do material do garfo é o SAE 1045 HV-HR, que é aço laminado a quente, forjado e normalizado, com σ_r igual a 671MPa e σ_e de 327MPa e sua curva S-N é mostrado na figura 4.24.

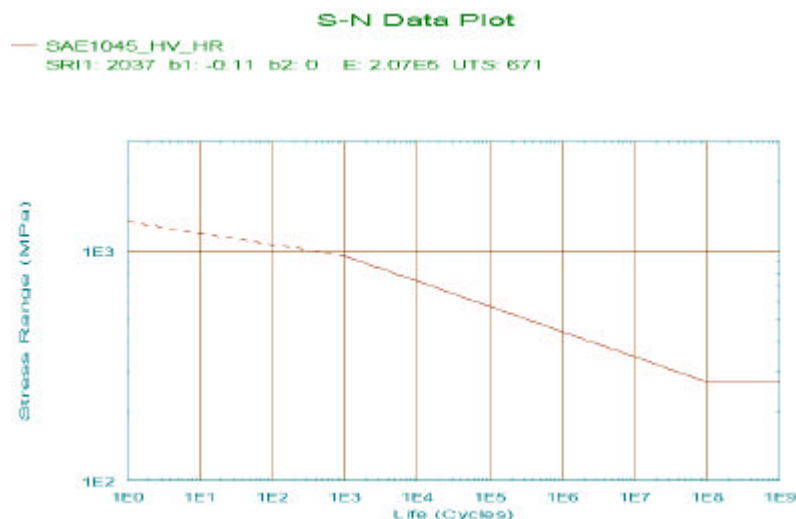


Figura 4.24. Curva S-N do aço SAE 1045 HV-HR

4.3.2 Informações sobre carregamento

Uma apropriada especificação da variação de carregamento é extremamente importante para alcançar boa acuracidade na estimativa da vida em fadiga. O carregamento pode ser definido de várias maneiras, tais como funções baseadas no tempo, na frequência ou em de forma espectral, conforme o tipo de análise de fadiga utilizado. O gerenciador de carregamentos externos do MSC.Fatigue[?] é PTIME.

No teste conforme AS-2213 (1984), sabe-se que o carregamento se dá em duas direções, no sentido de tração e compressão do garfo. Para casos como o do engate automático, em que as solicitações mecânicas se dão através de pinos, a distribuição de carga no sentido positivo geralmente difere do sentido negativo. Por esta razão faz-se necessárias distintas análises estáticas, já realizadas anteriormente, pois no MSC.Fatigue[?] estas devem ser tratadas individualmente, uma para cada função de tempo defasadas entre si.

O gerenciador de carregamentos permite ilustrar graficamente qualquer perfil de carregamento em função do tempo. A figura 4.25 mostra o sinal gerado internamente no MSC.Fatigue[?], através do PTIME, o qual representa o carregamento do teste segundo AS-2213 (1984). Nota-se que ambos os sinais possuem valores positivos, neste caso, o que irá definir se o sinal será positivo ou negativo serão as tensões previamente analisadas sobre carregamentos estáticos. A mesma analogia se faz para a amplitude destes sinais, pois para que não haja redução ou amplificação das tensões calculadas, a amplitude deve ser igual a 1.

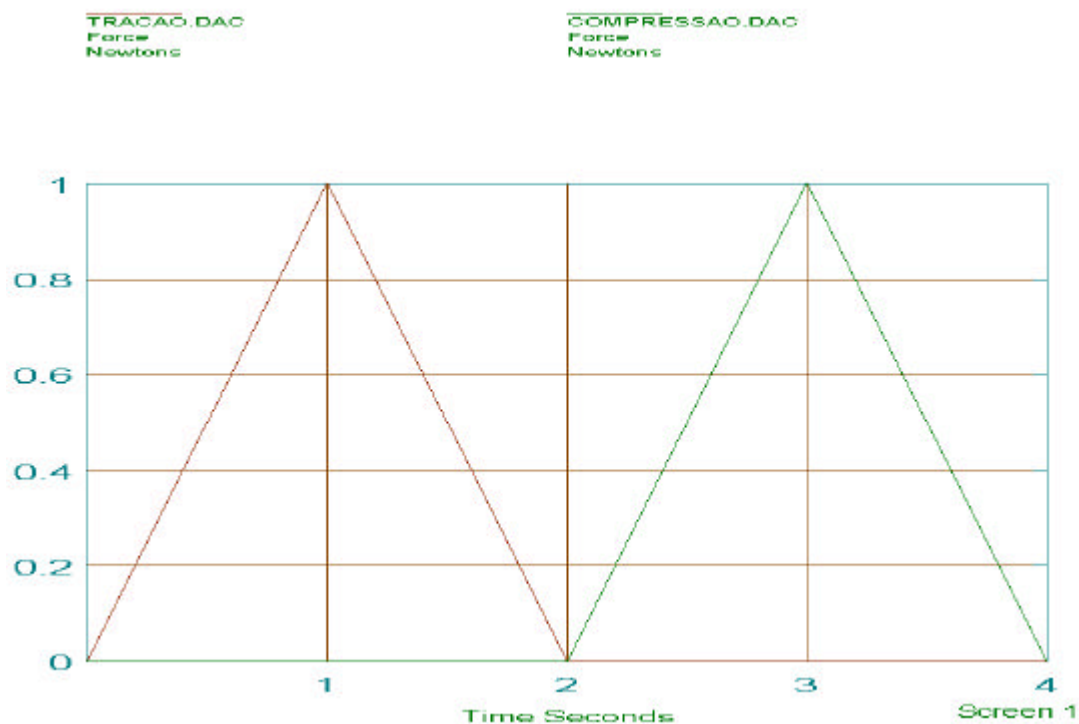


Figura 4.25. Sinal de teste para um ciclo

4.2.3 Análise S-N

De posse dos resultados obtidos nas duas análises estáticas, onde as reações foram distribuídas em forma de pressão, e com todas as informações de carregamento e material descritas acima, pode-se iniciar a análise por meio do MSC.Fatigue⁷ sobre a geometria do garfo automático.

4.2.3.1 – Análise em Fadiga para “Valor D” de 120kN

O objetivo desta análise é verificar qual o nível de dano e vida gerado pelo testes segundo AS-2213 (1984) para carregamento relativo a um “Valor D” de 120kN. Os nós utilizados para o processamento desta análise estão localizados nos vértices de cada aresta de elemento mostrados nas figuras 4.26 e 4.27. Observa-se, também, que a região em que se apresentam os nós com maior dano é a mesma que apresenta as maiores tensões equivalentes de von Mises durante a

análise estática para esta condição no MSC.Fatigue², o que indica a conformidade do processamento.

Na figura 4.26, é possível observar que o nó 757 apresenta o valor de dano mais elevado dentre o nós analisados, igual a $1,19 \times 10^{-7}$. Este valor indica o dano verificado em 1 ciclo, isto quer dizer que para que a primeira falha localizada ocorra, ou seja, quando dano igual a 1, o garfo deve ser submetido ao teste sobre o “Valor de 120kN” durante aproximadamente $8,4 \times 10^6$ ciclos, como mostra a figura 4.27. Pode-se observar que o valor de $8,4 \times 10^6$ ciclos para o nó 757 é 4,2 vezes maior que o requerido pelo teste de homologação do produto, o qual exige um número mínimo de 2×10^6 ciclos. Assim, caso este produto atue somente em situações que respeitem o “Valor D” homologado, existem então grandes possibilidades de otimização para esta estrutura.

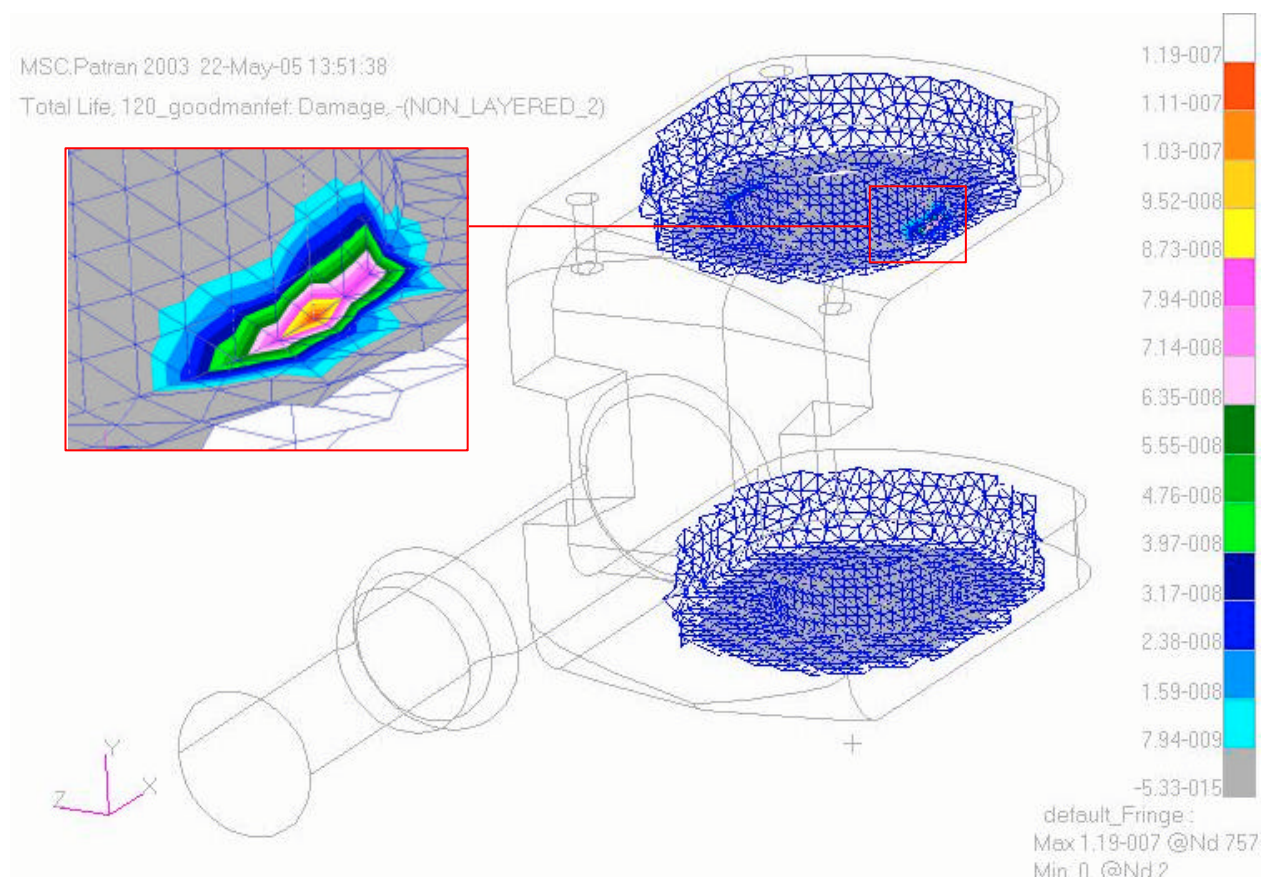


Figura 4.26. Dano para “Valor D” de 120kN

Para se estimar o dano do nó 757 quando com 2×10^6 ciclos, basta multiplicar este número de ciclos pelo dano em cada 1 ciclo, $1,19 \times 10^{-7}$. O valor calculado é 0,238.

De maneira conservadora, esta análise foi realizada com o método de Goodman para correção da tensão média, enquanto o acabamento superficial utilizado foi para superfícies usinadas de rugosidade média, processo de fabricação utilizado para a região de interesse. Para o material SAE 1045 HV-HR, este fator de acabamento superficial k_a é igual a 0,7675. Já o fator de tratamento superficial foi mantido igual a 1, pois não há qualquer tipo de tratamento no produto analisado.

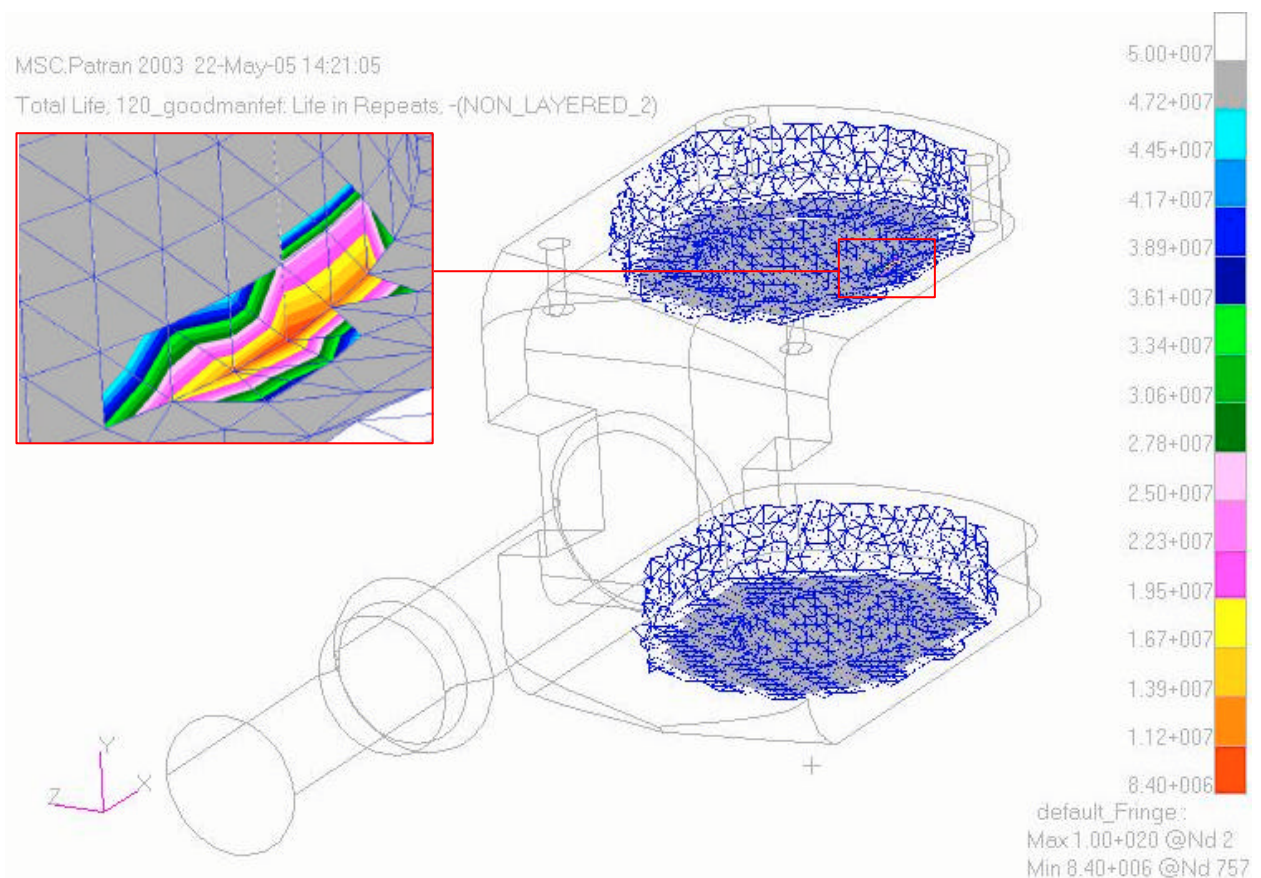


Figura 4.27. Estimativa de vida para “Valor D” de 120kN

4.2.3.2 – Análise em Fadiga para “Valor D” de 220kN

As mesmas considerações e parâmetros utilizados na análise anterior com “Valor D” igual a 120kN são utilizados na análise para o “Valor D” de 220kN. Sabendo que o produto teve ruptura total no teste na Austrália, busca-se observar a estimativa de vida e dano obtidas pelo método de elementos finitos, buscando alternativas que visem aumentar a vida do componente até 2×10^6 ciclos sem apresentar falhas. Os resultados de dano são apresentados na figura 4.28.

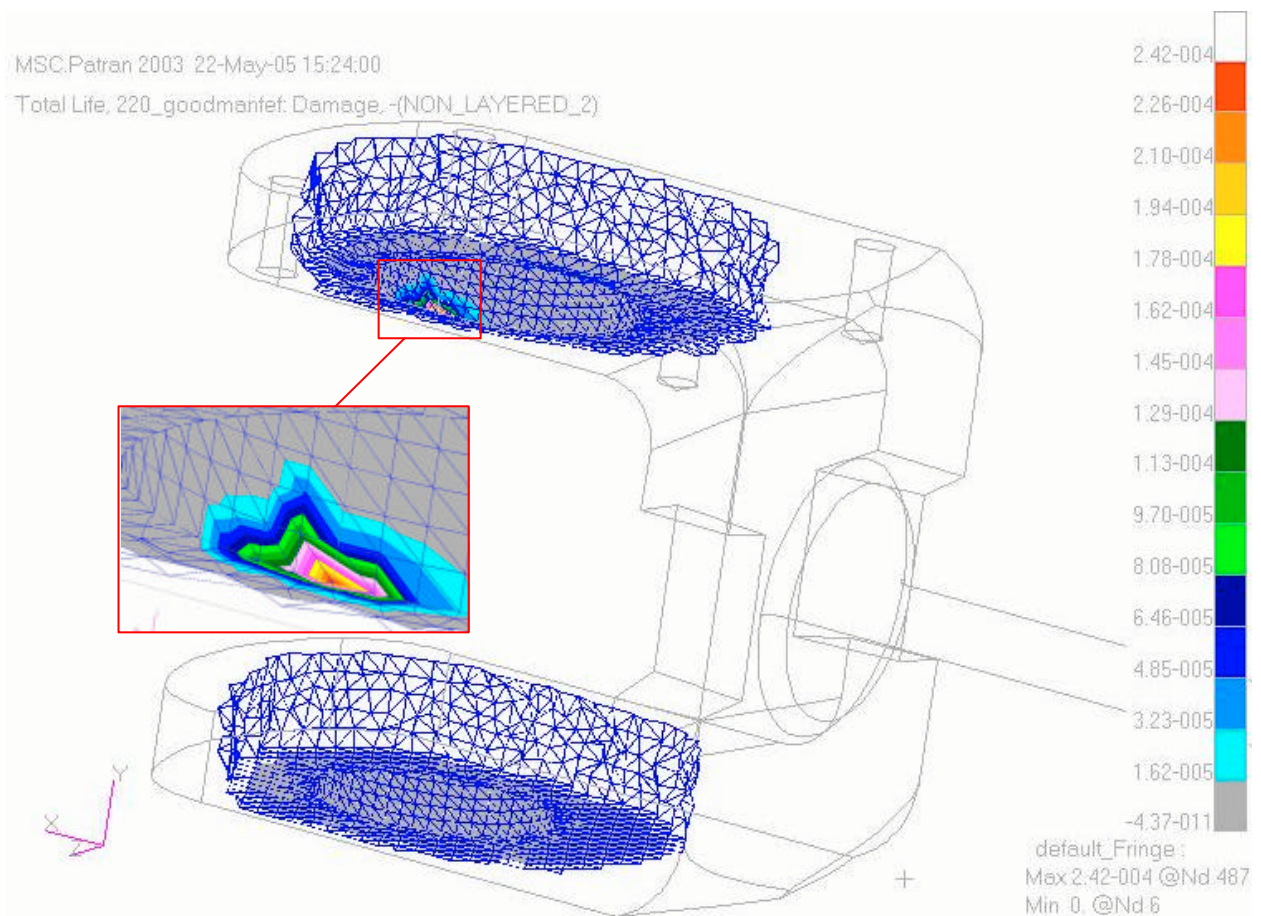


Figura 4.28. Dano para “Valor D” de 220kN

O nó com maior dano apresentado na figura 4.28 é o 487 com o valor de 2.42×10^{-4} , o que corresponde a uma vida de 4.130 ciclos como é mostrado na figura 4.29. Este valor de estimativa

de vida para o nó 487 está bastante distante do requerido pelo teste de homologação do produto, o qual exige um número mínimo de 2×10^6 ciclos.

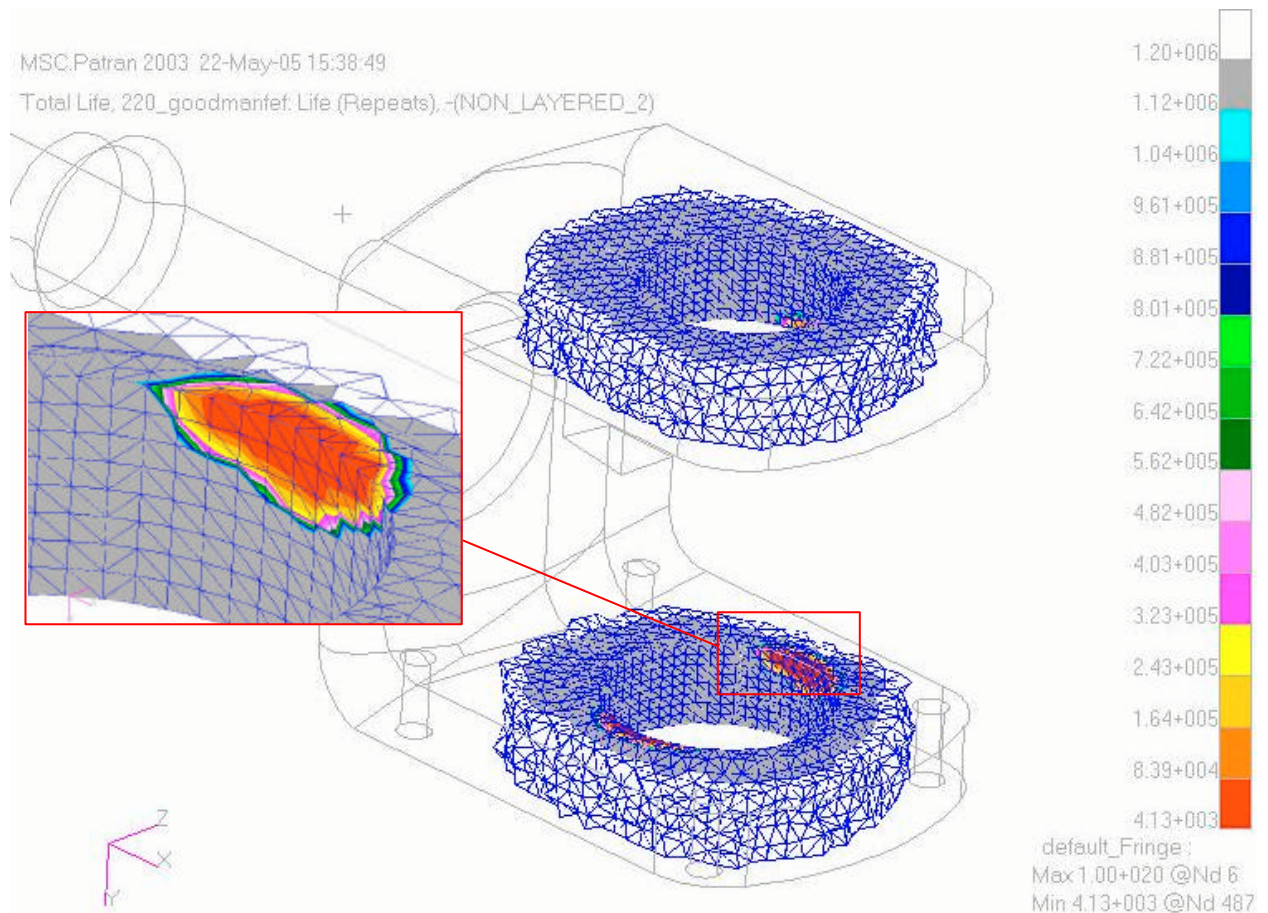


Figura 4.29. Estimativa de vida para “Valor D” de 220kN

Propositadamente, inseriu-se na legenda da figura 4.29 um valor máximo para estimativa de vida exatamente igual ao número de ciclos em que ocorreu a falha no teste Austrália, $1,2 \times 10^6$ ciclos e como valor mínimo o número de ciclo calculado em que o nó 487 falha, 4125 ciclos. Sabe-se que nas análises de fadiga em componentes, o dano e vida estimados só podem ser comparados com as propriedades de vida em fadiga do material nas regiões de concentração de tensões. Pois para que se possa relacionar os resultados obtidos na análise S-N por elementos finitos com os dados experimentais, seria necessário o levantamento da curva S-N para o componente, porém como descrito anteriormente os custos e tempo envolvidos geralmente tornam este procedimento inviável.

Contudo, pode-se afirmar que se não houvessem falhas em um único nó antes de se atingir o número de ciclos desejado de 2×10^6 , não haveriam falhas no material e consequentemente, o componente também estaria livre de danos.

4.2.3.3 – Material e Método de Correção da Tensão Média

De posse do resultado obtido através do MSC.Fatigue⁷ para as cargas cíclicas de testes sob um “Valor D” de 220kN, busca-se, através da alteração de material, uma nova estimativa de vida para o componente com a simples troca de material ou alteração de propriedades mecânicas do mesmo através de tratamentos térmicos no material atual do garfo. As figuras que seguem mostram algumas alternativas para a otimização da análise, além de buscar alternativas que visam buscar soluções para que possa ser atingido a exigência para o produto segundo norma AS-2213 (1984).

A figura 4.30 mostra a vida estimada para o nó crítico 487 para as condições da análise já realizada, ou seja, o número de repetições mostrada é de 4125.

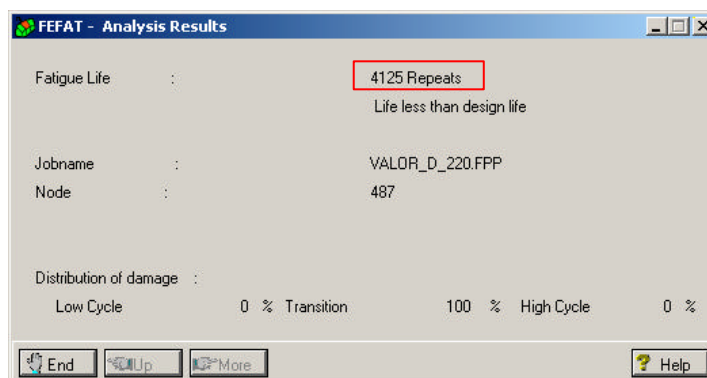


Figura 4.30. Vida em fadiga do nó 487 - Goodman

Quando alterado apenas o critério de influência da tensão média de Goodman para Gerber, este último o menos conservador, a estimativa de vida do componente aumenta cerca de 19 vezes como mostra a figura 4.31.

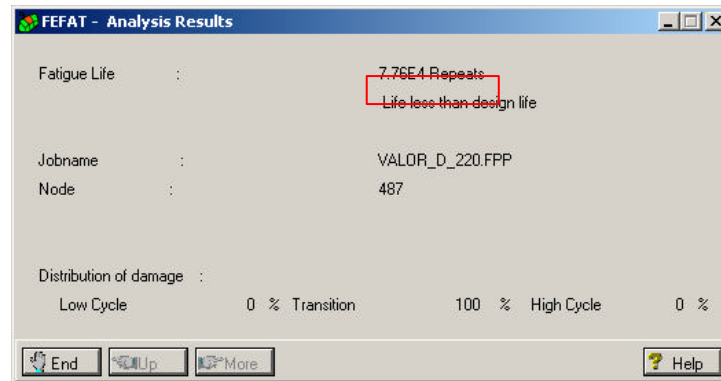


Figura 4.31. Vida em fadiga do nó 487 – Gerber

Por fim, altera-se apenas a tensão de ruptura σ_r de 694 MPa, valor utilizado na análise anterior, para 1000 MPa. Ao se utilizar este valor, a vida do componente do nó crítico 487, atinge o número mínimo de ciclos desejado, mesmo tendo sido utilizado o método conservador de Goodman. O resultado é observado na figura 4.32.

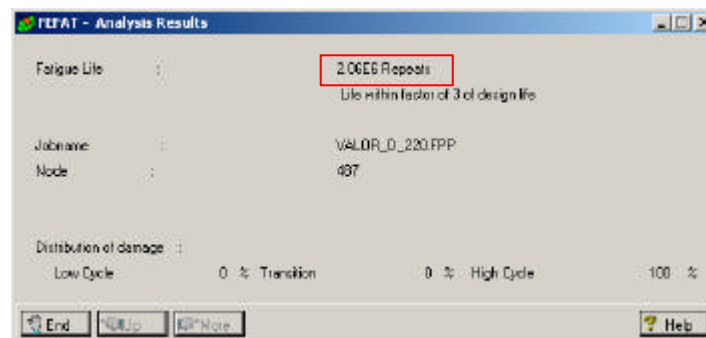


Figura 4.32. Vida em fadiga do nó 487 – Goodman - $\sigma_r = 1000\text{MPa}$

Um dos materiais alternativas cadastradas no módulo PFMAT segue as mesmas características do SAE 1045 HV HR utilizado anteriormente, porém com tratamento térmico. A Figura 4.33 apresenta uma comparação entre o aço SAE 1045 HV HR já estudado e o proposto SAE 1045 390 QT. Como pode-se observar os valores de tensão de ruptura σ_r , no caso da figura UTS, diferem entre os materiais, assim como a tensão de escoamento σ_e , no caso da figura YS.

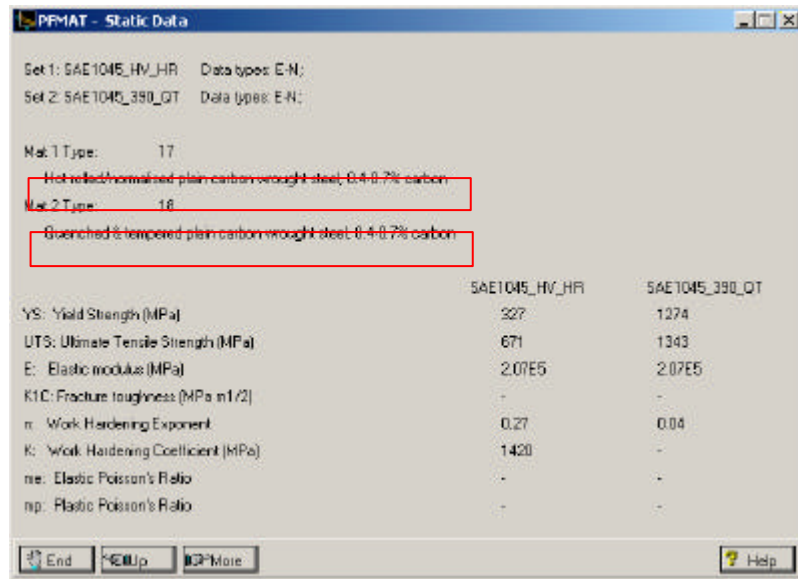


Figura 4.33. Comparação entre SAE 1045 Normalizado e SAE 1045 Temperado e Revenido

Outra alternativa seria utilizar aços para forjamento micro ligados com propriedades mecânicas similares conforme sugere Farsetti (1988), os quais visam eliminar a etapa de têmpera de aços carbonos como por exemplo o SAE 1045.

5. CONCLUSÕES

Segundo os resultados obtidos nas análises por elementos finitos com as ferramentas disponíveis, pode-se concluir que o produto fabricado, atualmente, para as condições de aplicação homologadas, apresenta um nível de segurança elevado mesmo sob critérios conservadores. Existe, então, boa possibilidade de se otimizar o produto para que seja ainda mais compatível com sua classificação, entretanto, deve-se tomar cuidado com isto, pois especialmente no mercado nacional existem inúmeros casos de aplicações que ultrapassam as condições máximas especificadas para o produto. Por outro lado, pode-se buscar, sem qualquer alteração no garfo, aumentar o “Valor D” de sua especificação, tornando este um forte argumento para venda do produto. Faz-se o alerta de que o produto é composto por outros componentes, os quais podem não suportar aplicações mais severas.

Mesmo que a análise S-N através do MSC.Fatigue⁷ tenha sido feita sobre componente, o resultado obtido mostra que a região teórica com maior possibilidades de falha é a mesma que falhou experimentalmente, o que indica conformidade dos resultados. O fato da análise do garfo sob carregamentos relativos a um “Valor D” de 120kN indicar que o número de 2×10^6 é ultrapassado e que o resultado para “Valor D” de 220kN apresentou falhas antes do número de

ciclos exigidos, demonstra que os valores obtidos estão corretos. Porém, ao se tratar de um dispositivo de segurança, recomenda-se a comprovação dos resultados obtidos através da simulação em laboratório da carga de tração para “Valor D” de 220kN com instrumentação do produto em uma das regiões que apresentaram tensões mais elevadas.

Assim como utilizado por Afzal e Fatemi (2003), a utilização das reações aos esforços transmitidos pelo pino e pelas buchas do engate como sendo as cargas distribuídas sob forma de pressão nos semi-cilindros do garfo, demonstrou ser bastante satisfatória na análise por elementos finitos. As mesmas impuseram níveis de carregamento bastante aceitáveis quando comparados às propriedades do material obtidas experimentalmente, além de apresentarem os maiores valores de tensão de von Mises justamente na região de falha do componente. Como todos os engates automáticos se caracterizam por possuírem um pino na vertical como elo de ligação com o olhal do reboque, estas condições de contorno podem ser consideradas como premissas para um esboço de rotina de projeto deste tipo de produto.

Com a ferramenta MSC.Fatigue⁷, torna-se possível fazer inúmeras combinações das variáveis que influenciam diretamente a durabilidade em fadiga de qualquer componente ou material. Facilmente, pode-se navegar através de distintos materiais, tratamentos superficiais, acabamentos superficiais, métodos de correção do efeito da tensão média, entre outras variáveis, optando pelas que melhor se adequam a uma determinada aplicação, fornecendo assim subsídios para definição por soluções de baixo custo com melhor viabilidade de fabricação. Somando esta flexibilidade proporcionada pelos programas utilizados às condições de contorno de carregamento, pode-se estabelecer uma rotina de teste aceitável. Contudo recomenda-se que todo e qualquer produto desenvolvido com base neste estudo, deve ainda ser comprovado através de ensaios experimentais como o especificado pela AS-2213 (1984).

Como proposta para novos estudos, sugere-se fazer o levantamento da curva S-N do componente, onde os resultados obtidos poderão ser comparados diretamente com os dados experimentais do garfo. O estudo sobre materiais ligados ou o processo de têmpera como tentativa de melhorar as propriedades mecânicas do produto podem ser discutidas de maneira ampla, com o objetivo de comparar vantagens técnicas às alterações de custo necessárias com a implementação de novos materiais para o componente. Uma análise sobre o mecanismo de falha também pode ser interessante para se conhecer o processo de propagação da trinca na região, resultando em um produto ainda mais otimizado.

6. REFERÊNCIA BIBLIOGRAFICA

Afzal, A., Fatemi, A., 2003, “**A Comparative Study of Fatigue Behavior and Life** Predictions of Forged Steel and PM Connecting Rods, The University of Toledo.

American Society for Testing and Materials, **ASTM E112-96**: “Standard Test Methods for Determining Average Grain Size”, 2004.

Associação Brasileira de Normas Técnicas: **NBR 13284**: “Preparação de Corpos-de-prova para Análise Metalográfica”, 1995.

Associação Brasileira de Normas Técnicas: **ABNT 8108**: “Ataque com Reativos Metalográficos em Ligas Ferrosas”, 1983.

Australian Standard. **AS-2213**: “50 mm Pin – Type Couplings and Drawbar Eyes for Trailers”, 1984 - A.

Australian Standard. **AS-2213**: “Section 5. Method of Testing Couplings and Drawbar Eyes”, 1984 - B.

Bereta, S., Blarazin, M., Endo, M., Giunti, T., Murakami, Y.1997, **Defect Tolerant design of automotive components**”, Int. J. Fatigue, Vol. 19, No. 4, 319-333.

Dantas, A. P., Araújo, J. A., Mamiya, E. N., 2003, “**Finite element evaluation of fatigue strength**”, 17th International Congress of Mechanical Engineering, November.

Entrekin, A., 2002, ‘**Accuracy of MSC/NASTRAN First and Second-Order Tetrahedral Elements in Solid Modeling for Stress Analysis**’, Bell Helicopter Textron.

Farfetti, P., Brarasin, A., 1988, “**Fatigue behavior of micro alloyed steels for hot-forged mechanical components**”, Int. J. Fatigue, Vol. 10, No. 3, July, 153-161.

Figueiredo, M. V., Oliveira, F. M. F., Gonçalves, J. P. M., De Castro, P. M. S. T., Fernandes, A. A., 2000, “**Fracture analysis of forks of a heavy duty lift truck**”, Engineering Failure Analysis 2001, 411-421.

Gonçalves, C. A., Araújo, J. A. Mamiya, E. N., 2003, “**Fatigue endurance criterion for hard metals: improvement upon a model for multiaxial loading conditions**”, 17th International Congress of Mechanical Engineering, November.

Infante, V., Branco, C. M., Brito, A. S., Morgado, T. L., 2003, “**A failure analysis study of cast steel railway couplings used for coal transportation**”, Engineering Failure Analysis, October, 475-489.

Msc.Software Corporation, “**MSC.Fatigue Quick Start Guide**”, 2001 - A

Msc.Software Corporation, “**MSC.Fatigue User’s Guide**”. 2001 – B

Shygley, J. E., Mischke, C. R., 1989, “**Mechanical Engineering Design**”, McGraw-Hill Book Co.

Suresh, S., 1998, “**Fatigue of Materials**”. Cambridge: Cambridge University Press.

APÊNDICE A Levantamento numérico da pressão P_e nos semi-cilindros devido às cargas $R1$ e $R2$ com “Valor D” de 220kN

Nº colunas de elementos com partição Δ (n)	26	
Nº elementos triangulares por 1/2 coluna	8	
Diametro furo da perna inferior do garfo (d _f)	0,06	m
Espessura (t)	0,025	m
1/4 Área semi-circunferência (A ₁) = 1/4(2π*d ² /2)	1,176E-03	m ²
Área da face de elemento triangular (A _e)=A ₁ (n/2)	5,664E-06	m ²

Carga R1 - Valor D=220kN					
R1= 62600					
Angulo (°)	n=26	Fnc(N) (2n)*R1*cos(α)	Fxc(N) Fnc*cos(α)	Fnc/2	Pe (Pa) Fnc/Ae
90,00	i=0	2,950E-13	1,807E-29	3,687E-14	6,510E-09
83,08	i=1	5,804E+02	6,996E+01	7,265E+01	1,281E+07
76,15	i=2	1,152E+03	2,758E+02	1,440E+02	2,543E+07
69,23	i=3	1,708E+03	6,055E+02	2,134E+02	3,788E+07
62,31	i=4	2,238E+03	1,040E+03	2,797E+02	4,939E+07
55,38	i=5	2,735E+03	1,554E+03	3,419E+02	6,037E+07
48,46	i=6	3,193E+03	2,117E+03	3,991E+02	7,047E+07
41,54	i=7	3,604E+03	2,698E+03	4,505E+02	7,955E+07
34,62	i=8	3,963E+03	3,261E+03	4,964E+02	8,746E+07
27,69	i=9	4,264E+03	3,775E+03	5,390E+02	9,410E+07
20,77	i=10	4,602E+03	4,210E+03	5,626E+02	9,937E+07
13,85	i=11	4,675E+03	4,540E+03	5,644E+02	1,032E+08
6,92	i=12	4,780E+03	4,745E+03	5,675E+02	1,055E+08
0,00	i=13	4,815E+03	4,815E+03	6,019E+02	1,063E+08
-6,92	i=14	4,780E+03	4,745E+03	5,675E+02	1,055E+08
-13,85	i=15	4,675E+03	4,540E+03	5,644E+02	1,032E+08
-20,77	i=16	4,602E+03	4,210E+03	5,626E+02	9,937E+07
-27,69	i=17	4,264E+03	3,775E+03	5,390E+02	9,410E+07
-34,62	i=18	3,963E+03	3,261E+03	4,964E+02	8,746E+07
-41,54	i=19	3,604E+03	2,698E+03	4,505E+02	7,955E+07
-48,46	i=20	3,193E+03	2,117E+03	3,991E+02	7,047E+07
-55,38	i=21	2,735E+03	1,554E+03	3,419E+02	6,037E+07
-62,31	i=22	2,238E+03	1,040E+03	2,797E+02	4,939E+07
-69,23	i=23	1,708E+03	6,055E+02	2,134E+02	3,788E+07
-76,15	i=24	1,152E+03	2,758E+02	1,440E+02	2,543E+07
-83,08	i=25	5,804E+02	6,996E+01	7,265E+01	1,281E+07
-90,00	i=26	3,503E-12	2,548E-27	4,378E-13	7,730E-08
		Σ=	62600,00		

Carga R2 - Valor D=220kN					
R2= 127500					
Angulo (°)	n=26	Fnc(N) (2n)*R1*cos(α)	Fxc(N) Fnc*cos(α)	Fnc/2	Pe (Pa) Fnc/Ae
90,00	i=0	6,008E-13	3,600E-29	7,510E-14	1,326E-08
83,08	i=1	1,162E+03	1,425E+02	1,476E+02	2,609E+07
76,15	i=2	2,347E+03	5,617E+02	2,934E+02	5,180E+07
69,23	i=3	3,478E+03	1,233E+03	4,347E+02	7,675E+07
62,31	i=4	4,598E+03	2,118E+03	5,697E+02	1,006E+08
55,38	i=5	5,671E+03	3,165E+03	6,964E+02	1,230E+08
48,46	i=6	6,604E+03	4,313E+03	8,130E+02	1,435E+08
41,54	i=7	7,341E+03	5,495E+03	9,176E+02	1,620E+08
34,62	i=8	8,072E+03	6,643E+03	1,009E+03	1,781E+08
27,69	i=9	8,684E+03	7,690E+03	1,088E+03	1,917E+08
20,77	i=10	9,170E+03	8,574E+03	1,148E+03	2,024E+08
13,85	i=11	9,623E+03	9,246E+03	1,190E+03	2,102E+08
6,92	i=12	9,736E+03	9,665E+03	1,217E+03	2,149E+08
0,00	i=13	9,808E+03	9,808E+03	1,226E+03	2,165E+08
-6,92	i=14	9,736E+03	9,665E+03	1,217E+03	2,149E+08
-13,85	i=15	9,623E+03	9,246E+03	1,190E+03	2,102E+08
-20,77	i=16	9,170E+03	8,574E+03	1,148E+03	2,024E+08
-27,69	i=17	8,684E+03	7,690E+03	1,088E+03	1,917E+08
-34,62	i=18	8,072E+03	6,643E+03	1,009E+03	1,781E+08
-41,54	i=19	7,341E+03	5,495E+03	9,176E+02	1,620E+08
-48,46	i=20	6,604E+03	4,313E+03	8,130E+02	1,435E+08
-55,38	i=21	5,671E+03	3,165E+03	6,964E+02	1,230E+08
-62,31	i=22	4,598E+03	2,118E+03	5,697E+02	1,006E+08
-69,23	i=23	3,478E+03	1,233E+03	4,347E+02	7,675E+07
-76,15	i=24	2,347E+03	5,617E+02	2,934E+02	5,180E+07
-83,08	i=25	1,162E+03	1,425E+02	1,476E+02	2,609E+07
-90,00	i=26	7,134E-12	5,189E-27	8,918E-13	1,574E-07
		Σ=	127500,00		

APÊNDICE B Levantamento numérico da pressão P_e nos semi-cilindros devido às cargas R3 e R4 com “Valor D” de 220kN

Nº colunas de elementos com partição Δ (n)	30	
Nº elementos triangulares por 1/2 coluna	6	
Diametro luro da pema Superior do garfo (d _s)	0,088	m
Espessura (h)	0,025	m
1/4 Área semi-circunferência (A ₂) = $1/4(2\pi \cdot d_s^2 \cdot h)$	1,335E-03	m ²
Área da face de elemento triangular (A ₁) = $A_2 \cdot (n \cdot h)$	5,563E-06	m ²

Carga R3 - Valor D=220kN					
R3= 134400					
Ângulo (°)	$\alpha=3\theta$	$F_{nc}(N)$ (2n)·R1·cos(α)	$F_{xc}(N)$ $F_{nc} \cdot \cos(\alpha)$	F_{nc}/Z	P_e (Pa) F_{nc}/A_1
90,00	$\alpha=0$	5,489E-13	3,362E-29	6,861E-14	1,233E-09
84,00	$\alpha=1$	9,366E+02	9,790E+01	1,171E+02	2,104E+07
78,00	$\alpha=2$	1,863E+03	3,873E+02	2,329E+02	4,188E+07
72,00	$\alpha=3$	2,789E+03	8,556E+02	3,461E+02	6,221E+07
66,00	$\alpha=4$	3,644E+03	1,482E+03	4,555E+02	8,188E+07
60,00	$\alpha=5$	4,480E+03	2,240E+03	5,600E+02	1,007E+08
54,00	$\alpha=6$	5,267E+03	3,066E+03	6,583E+02	1,183E+08
48,00	$\alpha=7$	5,996E+03	4,012E+03	7,494E+02	1,347E+08
42,00	$\alpha=8$	6,659E+03	4,846E+03	8,323E+02	1,496E+08
36,00	$\alpha=9$	7,249E+03	5,664E+03	9,061E+02	1,629E+08
30,00	$\alpha=10$	7,780E+03	6,220E+03	9,699E+02	1,743E+08
24,00	$\alpha=11$	8,186E+03	7,476E+03	1,023E+03	1,839E+08
18,00	$\alpha=12$	8,521E+03	8,104E+03	1,065E+03	1,915E+08
12,00	$\alpha=13$	8,784E+03	8,573E+03	1,096E+03	1,969E+08
6,00	$\alpha=14$	8,911E+03	8,862E+03	1,114E+03	2,002E+08
0,00	$\alpha=15$	8,960E+03	8,960E+03	1,120E+03	2,013E+08
6,00	$\alpha=16$	8,911E+03	8,862E+03	1,114E+03	2,002E+08
12,00	$\alpha=17$	8,784E+03	8,573E+03	1,096E+03	1,969E+08
18,00	$\alpha=18$	8,521E+03	8,104E+03	1,065E+03	1,915E+08
24,00	$\alpha=19$	8,186E+03	7,476E+03	1,023E+03	1,839E+08
30,00	$\alpha=20$	7,780E+03	6,220E+03	9,699E+02	1,743E+08
36,00	$\alpha=21$	7,249E+03	5,664E+03	9,061E+02	1,629E+08
42,00	$\alpha=22$	6,659E+03	4,846E+03	8,323E+02	1,496E+08
48,00	$\alpha=23$	5,996E+03	4,012E+03	7,494E+02	1,347E+08
54,00	$\alpha=24$	5,267E+03	3,066E+03	6,583E+02	1,183E+08
60,00	$\alpha=25$	4,480E+03	2,240E+03	5,600E+02	1,007E+08
66,00	$\alpha=26$	3,644E+03	1,482E+03	4,555E+02	8,188E+07
72,00	$\alpha=27$	2,789E+03	8,556E+02	3,461E+02	6,221E+07
78,00	$\alpha=28$	1,863E+03	3,873E+02	2,329E+02	4,188E+07
84,00	$\alpha=29$	9,366E+02	9,790E+01	1,171E+02	2,104E+07
90,00	$\alpha=30$	5,489E-13	3,362E-29	6,861E-14	1,233E-09
		$\Sigma=$	134400,00		

Carga R4 - Valor D=220kN					
R4= 67300					
Ângulo (°)	$\alpha=3\theta$	$F_{nc}(N)$ (2n)·R1·cos(α)	$F_{xc}(N)$ $F_{nc} \cdot \cos(\alpha)$	F_{nc}/Z	P_e (Pa) F_{nc}/A_1
90,00	$\alpha=0$	2,748E-13	1,684E-29	3,436E-14	6,176E-09
84,00	$\alpha=1$	4,680E+02	4,902E+01	5,962E+01	1,064E+07
78,00	$\alpha=2$	9,336E+02	1,938E+02	1,166E+02	2,086E+07
72,00	$\alpha=3$	1,386E+03	4,264E+02	1,723E+02	3,115E+07
66,00	$\alpha=4$	1,826E+03	7,423E+02	2,281E+02	4,100E+07
60,00	$\alpha=5$	2,243E+03	1,122E+03	2,804E+02	5,041E+07
54,00	$\alpha=6$	2,637E+03	1,550E+03	3,296E+02	5,925E+07
48,00	$\alpha=7$	3,002E+03	2,008E+03	3,753E+02	6,746E+07
42,00	$\alpha=8$	3,334E+03	2,476E+03	4,168E+02	7,462E+07
36,00	$\alpha=9$	3,630E+03	2,857E+03	4,537E+02	8,166E+07
30,00	$\alpha=10$	3,886E+03	3,166E+03	4,857E+02	8,730E+07
24,00	$\alpha=11$	4,099E+03	3,744E+03	5,123E+02	9,210E+07
18,00	$\alpha=12$	4,267E+03	4,056E+03	5,334E+02	9,588E+07
12,00	$\alpha=13$	4,389E+03	4,293E+03	5,486E+02	9,861E+07
6,00	$\alpha=14$	4,462E+03	4,438E+03	5,578E+02	1,008E+08
0,00	$\alpha=15$	4,487E+03	4,487E+03	5,608E+02	1,018E+08
6,00	$\alpha=16$	4,462E+03	4,438E+03	5,578E+02	1,008E+08
12,00	$\alpha=17$	4,389E+03	4,293E+03	5,486E+02	9,861E+07
18,00	$\alpha=18$	4,267E+03	4,056E+03	5,334E+02	9,588E+07
24,00	$\alpha=19$	4,099E+03	3,744E+03	5,123E+02	9,210E+07
30,00	$\alpha=20$	3,886E+03	3,166E+03	4,857E+02	8,730E+07
36,00	$\alpha=21$	3,630E+03	2,857E+03	4,537E+02	8,166E+07
42,00	$\alpha=22$	3,334E+03	2,476E+03	4,168E+02	7,462E+07
48,00	$\alpha=23$	3,002E+03	2,008E+03	3,753E+02	6,746E+07
54,00	$\alpha=24$	2,637E+03	1,550E+03	3,296E+02	5,925E+07
60,00	$\alpha=25$	2,243E+03	1,122E+03	2,804E+02	5,041E+07
66,00	$\alpha=26$	1,826E+03	7,423E+02	2,281E+02	4,100E+07
72,00	$\alpha=27$	1,386E+03	4,264E+02	1,723E+02	3,115E+07
78,00	$\alpha=28$	9,336E+02	1,938E+02	1,166E+02	2,086E+07
84,00	$\alpha=29$	4,680E+02	4,902E+01	5,962E+01	1,064E+07
90,00	$\alpha=30$	2,748E-13	1,684E-29	3,436E-14	6,176E-09
		$\Sigma=$	67300,00		

APÊNDICE C Levantamento numérico da pressão P_e nos semi-cilindros devido às cargas R1 e R2 com “Valor D” de 120kN

Nº colunas de elementos com partição Δ (n)	26	
Nº elementos triangulares por 1/2 coluna	8	
Diâmetro fuo da perna inferior do garfo (Rr)	0,05	m
Espessura (h)	0,025	m
1/4 Área semi-circunferência (A1) = $1/4(2\pi \cdot D^2/4)$	1,179E-03	m ²
Área da face de elemento triangular (Ae) = $A1/n$	5,654E-05	m ²

Carga R1 - Valor D=120kN					
R1= 34200					
Ângulo (°)	n=26	Fuo(N) (2/n)*R1*cos(α)	Fxc(N) Fxc*cos(α)	Fnc(N) Fnc/n	Pe (Pa) Fuo/Ae
90,00	0	1,612E-13	9,872E-30	2,014E-14	3,557E-09
83,08	1	3,171E+02	3,822E+01	3,984E+01	6,938E+05
76,15	2	6,296E+02	1,507E+02	7,870E+01	1,399E+07
69,23	3	9,329E+02	3,308E+02	1,166E+02	2,059E+07
62,31	4	1,223E+03	5,682E+02	1,528E+02	2,638E+07
55,38	5	1,494E+03	8,459E+02	1,858E+02	3,290E+07
48,46	6	1,745E+03	1,157E+03	2,181E+02	3,850E+07
41,54	7	1,969E+03	1,474E+03	2,461E+02	4,346E+07
34,62	8	2,165E+03	1,782E+03	2,706E+02	4,778E+07
27,69	9	2,329E+03	2,053E+03	2,912E+02	5,141E+07
20,77	10	2,460E+03	2,300E+03	3,075E+02	5,429E+07
13,85	11	2,554E+03	2,480E+03	3,193E+02	5,637E+07
6,92	12	2,612E+03	2,639E+03	3,264E+02	5,764E+07
0,00	13	2,631E+03	2,631E+03	3,288E+02	5,806E+07
-6,92	14	2,612E+03	2,639E+03	3,264E+02	5,764E+07
-13,85	15	2,554E+03	2,480E+03	3,193E+02	5,637E+07
-20,77	16	2,460E+03	2,300E+03	3,075E+02	5,429E+07
-27,69	17	2,329E+03	2,053E+03	2,912E+02	5,141E+07
-34,62	18	2,165E+03	1,782E+03	2,706E+02	4,778E+07
-41,54	19	1,969E+03	1,474E+03	2,461E+02	4,346E+07
-48,46	20	1,745E+03	1,157E+03	2,181E+02	3,850E+07
-55,38	21	1,494E+03	8,459E+02	1,858E+02	3,290E+07
-62,31	22	1,223E+03	5,682E+02	1,528E+02	2,638E+07
-69,23	23	9,329E+02	3,308E+02	1,166E+02	2,059E+07
-76,15	24	6,296E+02	1,507E+02	7,870E+01	1,399E+07
-83,08	25	3,171E+02	3,822E+01	3,984E+01	6,938E+05
-90,00	26	1,914E-12	1,392E-27	2,392E-13	4,223E-08
			Σ=	34200,00	

Carga R2 - Valor D=120kN					
R2= 69500					
Ângulo (°)	n=26	Fuo(N) (2/n)*R2*cos(α)	Fxc(N) Fxc*cos(α)	Fnc(N) Fnc/n	Pe (Pa) Fuo/Ae
90,00	0	3,275E-13	2,006E-29	4,094E-14	7,229E-09
83,08	1	6,444E+02	7,767E+01	8,056E+01	1,422E+07
76,15	2	1,279E+03	3,062E+02	1,609E+02	2,824E+07
69,23	3	1,896E+03	6,723E+02	2,370E+02	4,184E+07
62,31	4	2,484E+03	1,155E+03	3,106E+02	5,493E+07
55,38	5	3,037E+03	1,725E+03	3,796E+02	6,702E+07
48,46	6	3,545E+03	2,351E+03	4,431E+02	7,824E+07
41,54	7	4,002E+03	2,995E+03	5,002E+02	8,831E+07
34,62	8	4,400E+03	3,621E+03	5,600E+02	9,710E+07
27,69	9	4,734E+03	4,192E+03	5,917E+02	1,045E+08
20,77	10	4,999E+03	4,674E+03	6,248E+02	1,103E+08
13,85	11	5,191E+03	5,040E+03	6,499E+02	1,146E+08
6,92	12	5,307E+03	5,268E+03	6,634E+02	1,171E+08
0,00	13	5,346E+03	5,346E+03	6,683E+02	1,180E+08
-6,92	14	5,307E+03	5,268E+03	6,634E+02	1,171E+08
-13,85	15	5,191E+03	5,040E+03	6,499E+02	1,146E+08
-20,77	16	4,999E+03	4,674E+03	6,248E+02	1,103E+08
-27,69	17	4,734E+03	4,192E+03	5,917E+02	1,045E+08
-34,62	18	4,400E+03	3,621E+03	5,600E+02	9,710E+07
-41,54	19	4,002E+03	2,995E+03	5,002E+02	8,831E+07
-48,46	20	3,545E+03	2,351E+03	4,431E+02	7,824E+07
-55,38	21	3,037E+03	1,725E+03	3,796E+02	6,702E+07
-62,31	22	2,484E+03	1,155E+03	3,106E+02	5,493E+07
-69,23	23	1,896E+03	6,723E+02	2,370E+02	4,184E+07
-76,15	24	1,279E+03	3,062E+02	1,609E+02	2,824E+07
-83,08	25	6,444E+02	7,767E+01	8,056E+01	1,422E+07
-90,00	26	3,869E-12	2,829E-27	4,861E-13	6,682E-08
			Σ=	69500,00	

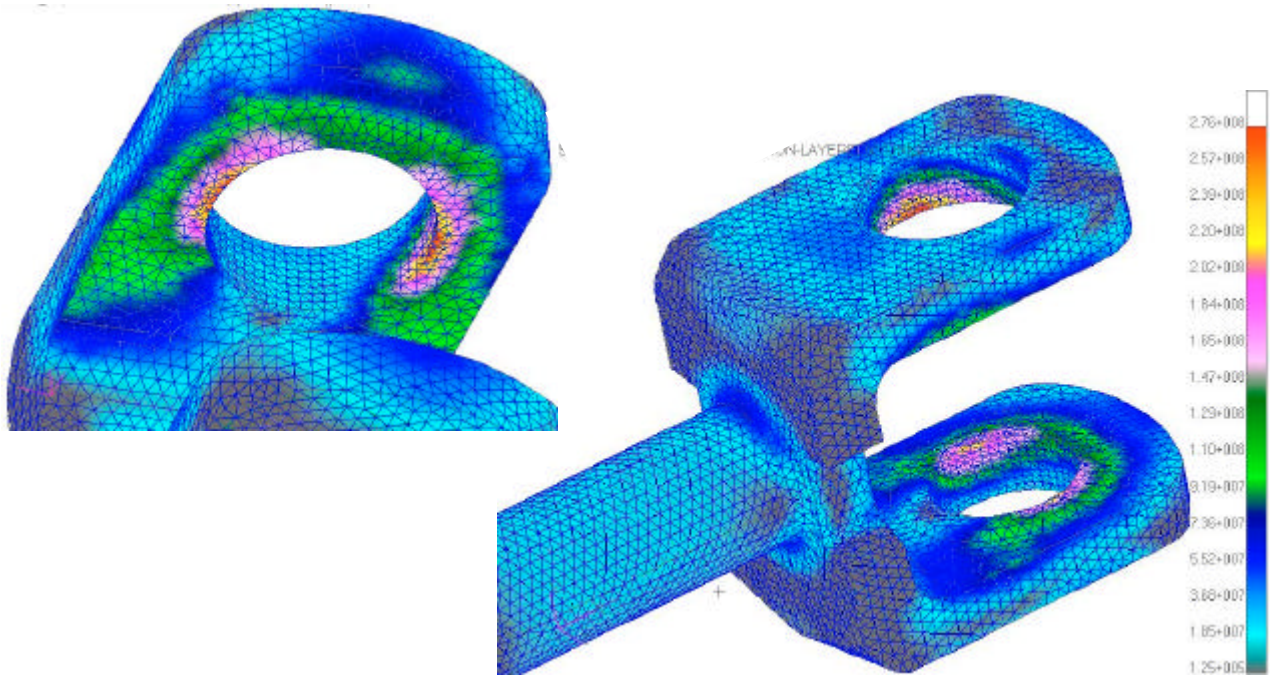
APÊNDICE D Levantamento numérico da pressão P_e nos semi-cilindros devido as cargas R3 e R4 com “Valor D” de 120kN

Nº colunas de elementos com partição Δ (n)	30	
Nº elementos triangulares por 1/2 coluna	8	
Diametro luro da perna Superior do garfo (ds)	0,068	m
Espessura (h)	0,025	m
1/4 Área semi-circunferência (A1) = $1/4(2\pi r^2/4)$	1,335E-03	m ²
Área da face de elemento triangular (Ae) = $A1 \cdot (n/8)$	5,563E-06	m ²

Carga R3 - Valor D=120kN					
R3= 73300					
Ângulo (°)	n=30	Fnc(N)	Fxc(N)	Fnc/k	Pe/Pa
		(2n)·R1·cos(α)	Fnc·cos(α)		Fnc/Ae
90,00	i=0	2,993E-13	1,834E-29	3,742E-14	6,726E-09
84,00	i=1	5,106E+02	5,339E+01	6,366E+01	1,146E+07
78,00	i=2	1,016E+03	2,112E+02	1,270E+02	2,289E+07
72,00	i=3	1,510E+03	4,686E+02	1,868E+02	3,389E+07
66,00	i=4	1,988E+03	8,084E+02	2,484E+02	4,466E+07
60,00	i=5	2,443E+03	1,222E+03	3,064E+02	5,490E+07
54,00	i=6	2,872E+03	1,688E+03	3,690E+02	6,454E+07
48,00	i=7	3,270E+03	2,188E+03	4,087E+02	7,347E+07
42,00	i=8	3,632E+03	2,699E+03	4,539E+02	8,160E+07
36,00	i=9	3,953E+03	3,198E+03	4,942E+02	8,893E+07
30,00	i=10	4,232E+03	3,666E+03	5,290E+02	9,569E+07
24,00	i=11	4,464E+03	4,078E+03	5,580E+02	1,009E+08
18,00	i=12	4,647E+03	4,430E+03	5,809E+02	1,044E+08
12,00	i=13	4,780E+03	4,675E+03	5,975E+02	1,074E+08
6,00	i=14	4,860E+03	4,833E+03	6,075E+02	1,092E+08
0,00	i=15	4,887E+03	4,887E+03	6,108E+02	1,098E+08
-6,00	i=16	4,860E+03	4,833E+03	6,075E+02	1,092E+08
-12,00	i=17	4,780E+03	4,675E+03	5,975E+02	1,074E+08
-18,00	i=18	4,647E+03	4,430E+03	5,809E+02	1,044E+08
-24,00	i=19	4,464E+03	4,078E+03	5,580E+02	1,009E+08
-30,00	i=20	4,232E+03	3,666E+03	5,290E+02	9,569E+07
-36,00	i=21	3,953E+03	3,198E+03	4,942E+02	8,893E+07
-42,00	i=22	3,632E+03	2,699E+03	4,539E+02	8,160E+07
-48,00	i=23	3,270E+03	2,188E+03	4,087E+02	7,347E+07
-54,00	i=24	2,872E+03	1,688E+03	3,690E+02	6,454E+07
-60,00	i=25	2,443E+03	1,222E+03	3,064E+02	5,490E+07
-66,00	i=26	1,988E+03	8,084E+02	2,484E+02	4,466E+07
-72,00	i=27	1,510E+03	4,686E+02	1,868E+02	3,389E+07
-78,00	i=28	1,016E+03	2,112E+02	1,270E+02	2,289E+07
-84,00	i=29	5,106E+02	5,339E+01	6,366E+01	1,146E+07
-90,00	i=30	2,993E-13	1,834E-29	3,742E-14	6,726E-09
		Σ=	73300,00		

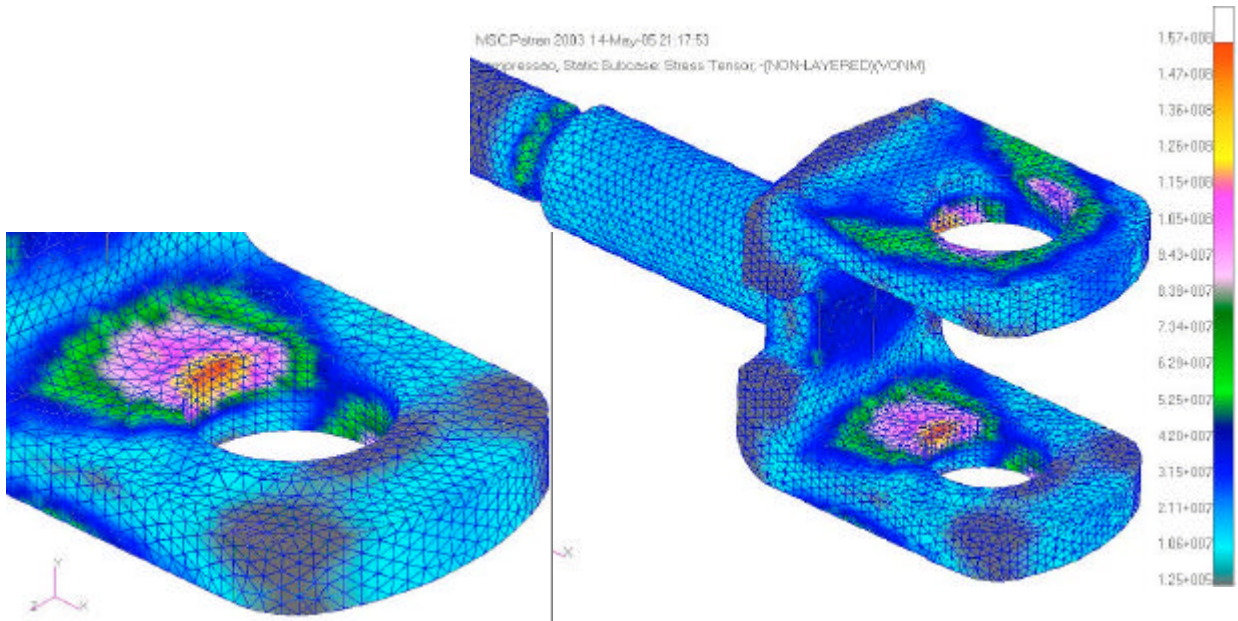
Carga R4 - Valor D=120kN					
R4= 36700					
Ângulo (°)	n=30	Fnc(N)	Fxc(N)	Fnc/k	Pe/Pa
		(2n)·R1·cos(α)	Fnc·cos(α)		Fnc/Ae
90,00	i=0	1,499E-13	9,181E-30	1,873E-14	3,366E-09
84,00	i=1	2,557E+02	2,673E+01	3,197E+01	5,746E+06
78,00	i=2	5,037E+02	1,058E+02	6,366E+01	1,143E+07
72,00	i=3	7,561E+02	2,336E+02	9,451E+01	1,699E+07
66,00	i=4	9,951E+02	4,048E+02	1,244E+02	2,236E+07
60,00	i=5	1,223E+03	6,117E+02	1,529E+02	2,749E+07
54,00	i=6	1,436E+03	8,453E+02	1,798E+02	3,231E+07
48,00	i=7	1,637E+03	1,095E+03	2,046E+02	3,678E+07
42,00	i=8	1,818E+03	1,351E+03	2,273E+02	4,089E+07
36,00	i=9	1,979E+03	1,601E+03	2,474E+02	4,447E+07
30,00	i=10	2,119E+03	1,836E+03	2,649E+02	4,761E+07
24,00	i=11	2,236E+03	2,042E+03	2,794E+02	5,022E+07
18,00	i=12	2,327E+03	2,213E+03	2,909E+02	5,228E+07
12,00	i=13	2,393E+03	2,341E+03	2,992E+02	5,377E+07
6,00	i=14	2,433E+03	2,420E+03	3,042E+02	5,467E+07
0,00	i=15	2,447E+03	2,447E+03	3,066E+02	5,497E+07
-6,00	i=16	2,433E+03	2,420E+03	3,042E+02	5,467E+07
-12,00	i=17	2,393E+03	2,341E+03	2,992E+02	5,377E+07
-18,00	i=18	2,327E+03	2,213E+03	2,909E+02	5,228E+07
-24,00	i=19	2,236E+03	2,042E+03	2,794E+02	5,022E+07
-30,00	i=20	2,119E+03	1,836E+03	2,649E+02	4,761E+07
-36,00	i=21	1,979E+03	1,601E+03	2,474E+02	4,447E+07
-42,00	i=22	1,818E+03	1,351E+03	2,273E+02	4,089E+07
-48,00	i=23	1,637E+03	1,095E+03	2,046E+02	3,678E+07
-54,00	i=24	1,436E+03	8,453E+02	1,798E+02	3,231E+07
-60,00	i=25	1,223E+03	6,117E+02	1,529E+02	2,749E+07
-66,00	i=26	9,951E+02	4,048E+02	1,244E+02	2,236E+07
-72,00	i=27	7,561E+02	2,336E+02	9,451E+01	1,699E+07
-78,00	i=28	5,037E+02	1,058E+02	6,366E+01	1,143E+07
-84,00	i=29	2,557E+02	2,673E+01	3,197E+01	5,746E+06
-90,00	i=30	1,499E-13	9,181E-30	1,873E-14	3,366E-09
		Σ=	36700,00		

APÊNDICE E Resultados da Segunda Análise Estática com “Valor D” de 120kN



Tensões equivalentes de von Mises – Ciclo de tração.

Tensão máxima encontrada = 276MPa



Tensões equivalentes de von Mises – Ciclo de compressão

Tensão máxima encontrada = 157MPa