

3. Materiais e Métodos

A literatura apresenta vários trabalhos que adotam o método de elementos finitos para análise da distribuição de tensões em diversos equipamentos, elementos de máquinas, peças e equipamentos em geral. Inúmeras soluções de modelagem geométrica são utilizadas de acordo com objetivos e considerações adotadas.

3.1. Modelagem Geométrica

Para este estudo, doze modelos foram gerados considerando entre eles diferentes geometrias (mencionadas no Capítulo 2) e tamanhos. Nove destes modelos possuíram as seguintes configurações geométricas, apresentadas nas Figuras 3.1, 3.2 e 3.3. Os diâmetros mencionados (d ou \emptyset) nos desenhos são os nominais escolhidos como sendo os de 76mm, 95mm e 120mm

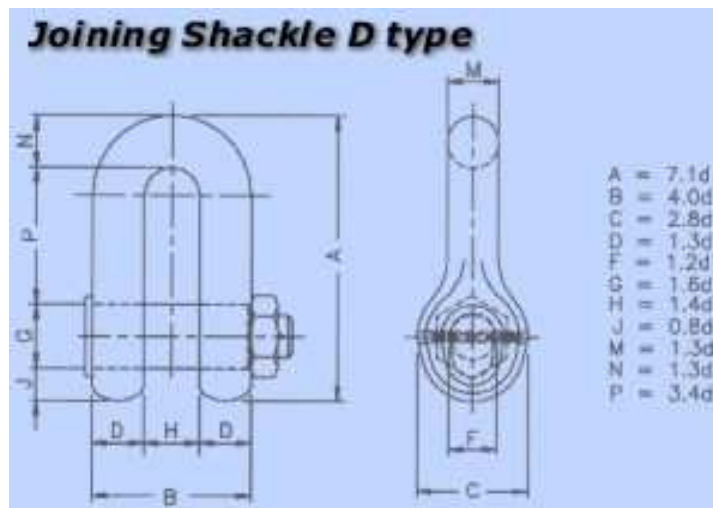


Figura 3.1 – Dimensões da manilha reta de união tipo D [14].

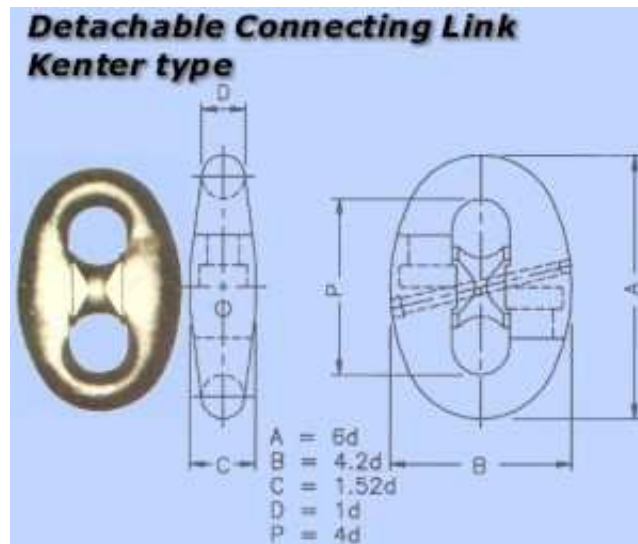


Figura 3.2 – Dimensões do elo *Kenter* [14].

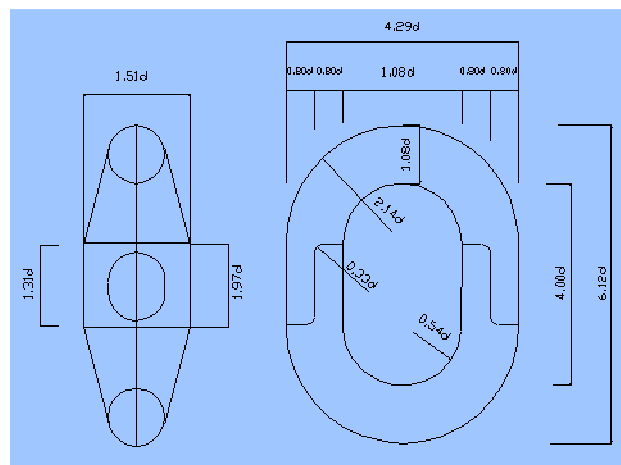


Figura 3.3 – Dimensões do elo *Multifuncional* [14].

Mais três modelos (gerando um total de 12) foram gerados com a configuração típica de uma lingada de ancoragem para uma manilha de 76mm, 95mm e 120mm, de material R4 e aplicada apenas carga MBL. As dimensões das manilhas nestes modelos são as mesmas citadas na Figura 3.1. Mas para estes modelos a análise com contato [20] foi adotada. O objetivo da construção desses modelos foi o de verificar a influência do contato entre as peças no resultado final do modelo de EF e quantificar a área de contato dos pontos de aplicação das forças dos outros nove

modelos. No item 3.2 este objetivo será mais bem descrito. Segue abaixo a Figura 3.4 com um o desenho de um dos três modelos com contato.

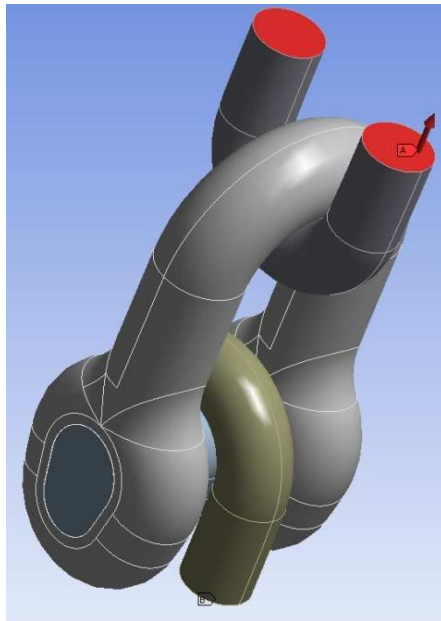


Figura 3.4 – Modelo 3D da manilha (76mm) com contatos.

3.2. Modelagem das Condições de Contorno e Carregamentos

As condições de contorno adotadas nos modelos foram definidas com o objetivo de representar as condições reais de operação acessórios de ligação. De uma maneira geral os graus de liberdade foram restritos em áreas de contato com outros elementos ou em seções de contato com outras peças.

Os esforços foram aplicados nos nós da região de contato (exemplo: contato elo manilha da Figura 3.4), com tamanho equivalente aos apresentados nos modelos com contato.

3.2.1. Condições de Contorno no Modelo com Contato

O modelo com contato possui condições de contorno bem simples como mostra a Figura 3.4. A força (MBL) foi aplicada na área da seção de corte do elo superior e uma restrição de deslocamento em todas as direções (engastado) foi aplicada na seção de corte do elo inferior. Os elos em questão não são o objeto deste estudo, mas foram utilizados, com mesmo diâmetro nominal e material da manilha, para criar este “modelo comparativo” com os outros modelos de manilhas que possuem as condições de contorno aplicadas na peça, objeto de estudo.

3.2.2. Condições de Contorno no Modelo da Manilha

As manilhas tiveram, na área de contato com o pino, o grau de liberdade restrito em direção a força aplicada (Y). A força por sua vez foi aplicada nos nós e na região de contato com um elo que estaria tracionando a manilha em uma situação de operação. Essa região sua área definida a partir dos resultados do modelo com contato que será apresentado adiante (item 3.2.1). Para garantir a estabilidade do sistema um único nó no centro da região de aplicação da força foi restringido nas outras duas direções ainda não mencionadas (X e Z). As Figuras 3.5 e 3.6 apresentam estas condições de contorno sendo as restrições na cor verde claro e as cargas as “setas” vermelhas.

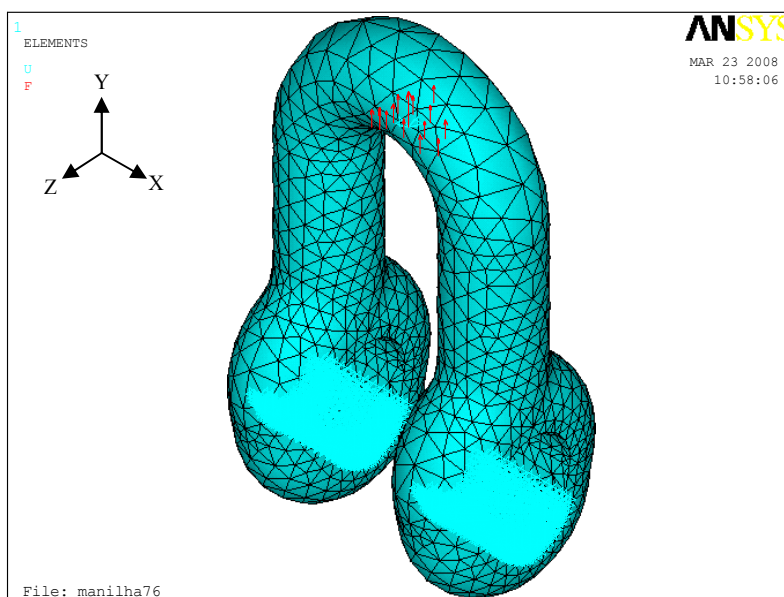


Figura 3.5 – Condições de contorno aplicadas na manilha de 76mm.

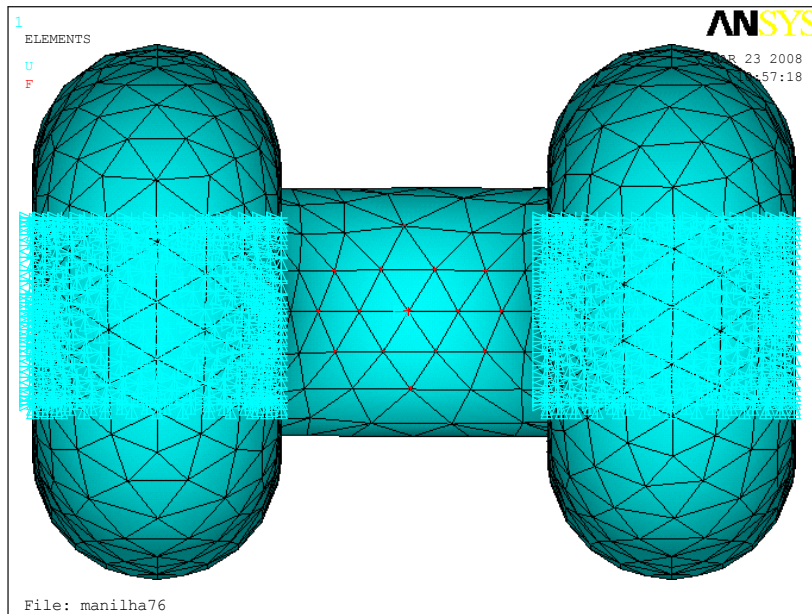


Figura 3.6 – Detalhe da região de aplicação das forças da manilha de 76mm.

3.2.3. Condições de Contorno no Modelo do Elo *Kenter*

Analisada a simetria entre as duas metades que compõem o elo *Kenter*, decidiu-se por analisar uma única metade da peça, e na mesma aplicar as condições de contorno atribuídas à existência da outra metade do elo e também a presença do malhete interno. A Figura 3.7 apresenta estas condições de contorno.

Na aplicação da força utilizou-se a mesma metodologia mencionada para manilha no item 3.2.2.

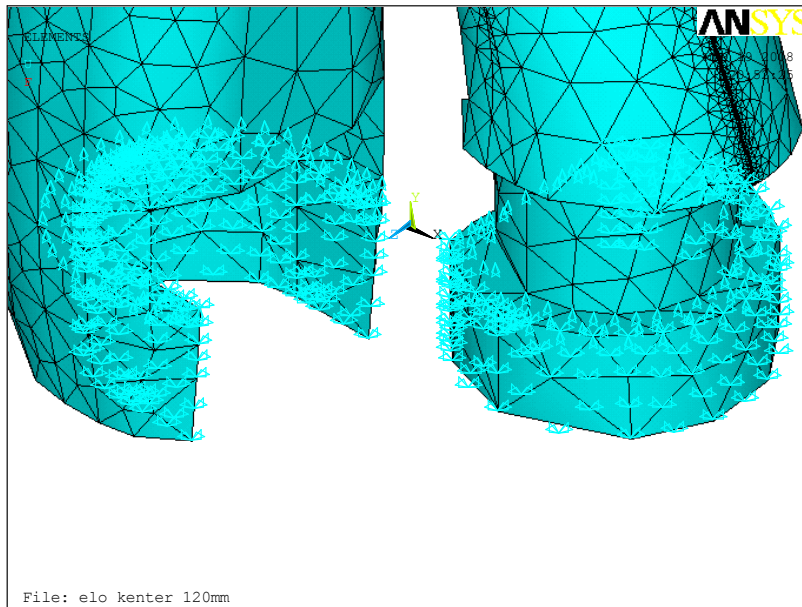


Figura 3.7 – Detalhe das condições de contorno na região de interface entre as partes de um elo *Kenter* e o malhete.

Na Figura 3.7, a área perpendicular a força foi restrita em direção a mesma (Y). As outras faces laterais tiveram seus graus de liberdade restritos (X e Z) devido à presença do malhete interno.

3.2.4. Condições de Contorno no Modelo do Elo *Multifuncional*

Apesar de não possuir a mesma simetria mencionada no elo *Kenter*, fora escolhido analisar somente a peça interna do conjunto de duas peças do elo *Multifuncional*. Essa escolha foi feita para reduzir o número total de análises, pois o resultado da análise da parte interna do elo *Multifuncional* já indicaria grande parte do seu comportamento.

Suas condições de contorno são iguais as da manilha. Sua concepção faz com que em uma primeira análise, a mesma se assemelhe a uma montagem de duas manilhas presas a um único pino.

A Figura 3.8 apresenta essas condições de contorno, bem como os esforços aplicados.

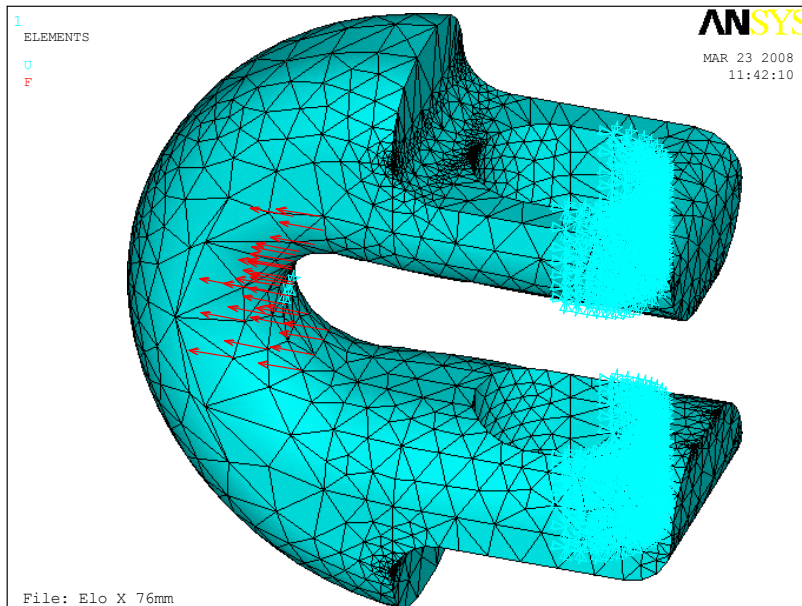


Figura 3.8 – Condições de contorno e aplicação de forças no elo *Multifuncional*.

3.3.Elementos e Geração da Malha

As malhas adotadas foram sempre malhas automáticas, geradas pelo próprio software Ansys. Os modelos em questão não possuem nenhuma área específica de interesse de estudo e por isso não exigiam o mapeamento e ou refinamento de nenhuma região específica. O refinamento de áreas com geometria complexa ou cantos vivos foi gerado automaticamente, criando assim, pelo próprio software, um refinamento nas regiões de possíveis concentradores de tensões. A malha gerada em todos os casos foi uma malha com pequena assimetria, que não geravam nos resultados finais grandes distorções nas distribuições de tensões, mesmo estando às forças aplicadas nesses nós (com pequenas assimetrias).

Os elementos escolhidos para definir a malha foram o hexaedro (SOLID 186) e o tetraedro (SOLID 187). Ambos os elementos são os mais indicados [24] para a análise de EF em sólidos 3D. Na geração de malhas

automáticas as escolhas dos elementos em cada região foram feitas otimizando a geometria original do modelo.

Para o modelo de contato os elementos principais foram os mesmos citados acima. Os elementos de contato também foram reconhecidos e gerados pelo programa. Estes foram CONTA174 e TARGE165 [24], com um coeficiente de atrito de $\mu = 0,12$ entre as peças.

3.4. Modelagem dos Materiais em Elementos Finitos

O aço estrutural R4 com aplicações em sistemas de ancoragem foi modelado com três valores diferentes para os limites de escoamento e resistência mecânica, escolhidos para que a influência da variação das mesmas na distribuição de tensões fosse avaliada. Todos os três estão acima da faixa mínima estabelecida para os aços R4.

Adotou-se para todas as condições estudadas valores constantes do módulo de elasticidade (E) e do coeficiente de Poisson (γ) como equivalentes a 210 GPa e 0,29, respectivamente.

3.4.1. Propriedades Mecânicas nos Modelos

A primeira condição do material (condição R4) foi aquela com propriedades mecânicas mínimas especificadas pelas recomendações de fabricação mencionadas no Capítulo 2. As outras duas condições, R4+ e R4++, foram conseguidas com aplicação de diferentes tratamentos térmicos ao material [14]. A Tabela 3.1 apresenta as propriedades mecânicas obtidas em ensaios de tração uniaxial e adotadas nas simulações numéricas do trabalho. Nesta tabela, σ_{ye} , σ_{ue} e ϵ_f significam, limite de escoamento, limite de resistência mecânica e alongamento na fratura, respectivamente.

Tabela 3.1 – Propriedades de engenharia dos materiais aplicadas aos modelos [14 e 16].

Propriedade	R4	R4+	R4++
Limite de Escoamento (MPa)	580	710	841
Limite de Resistência Mecânica (MPa)	860	890	920
Alongamento * – ε_f (%)	12	16	12

*Alongamento apresentado numa região de medida de 5D.

As deformações de engenharia na fratura, ε_{ue} , foram consideradas iguais a metade do alongamento do material na fratura, devido ao empescoamento (estrecia) do material (corpo de prova), enquanto que as deformações de engenharia no escoamento, ε_{ye} , foram calculadas através da relação entre o limite de escoamento e o módulo de Young (elasticidade do material). Essas considerações foram feitas baseadas em resultados de ensaios contidos na literatura [10].

$$\varepsilon_{ye} = \frac{\sigma_{ye}}{E} \quad (6)$$

$$\varepsilon_{ue} = \frac{\varepsilon_f}{2} \quad (7)$$

As equações abaixo são utilizadas para se converter as propriedades de engenharia em propriedades reais de materiais em função de σ_y - limite de escoamento real, σ_u - limite de resistência mecânica real, ε_y - deformação no escoamento, ε_u - deformação na ruptura [10].

$$\sigma_u = \sigma_{ue} \times (1 + \varepsilon_{ue}) \quad (8)$$

$$\sigma_y = \sigma_{ye} \times (1 + \varepsilon_{ye}) \quad (9)$$

$$\varepsilon_u = \ln(1 + \varepsilon_{ue}) \quad (10)$$

$$\varepsilon_y = \ln(1 + \varepsilon_{ye}) \quad (11)$$

Após o cálculo das deformações de engenharia e das propriedades reais dos materiais, apresenta-se a Tabela 3.2 com as propriedades reais adotadas nos modelos virtuais.

Tabela 3.2 – Propriedades reais dos materiais dos modelos virtuais.

Propriedade	R4	R4+	R4++
Limite de escoamento - (MPa)	581,62	712,41	841,00
Limite de resistência mecânica - (MPa)	911,60	961,20	975,20
Deformação no escoamento – ε_y	0,0028	0,0034	0,0040
Deformação na ruptura – ε_u	0,058	0,077	0,0058

3.4.2. Modelo da Curva Tensão *versus* Deformação do Material

Para representar a curva das propriedades dos materiais analisados, adotou-se um modelo bi-linear (BKIN), que considera um endurecimento cinemático do material e se encontra disponível no próprio software de elementos finitos. Esta curva é composta por duas tangentes (H_1 e H_2), relativas às regiões elástica e plástica, respectivamente, cujas tangentes são calculadas com as equações abaixo [24].

$$H_1 = \frac{\sigma_y}{\varepsilon_y} \quad (12)$$

$$H_2 = \frac{\sigma_u - \sigma_y}{\varepsilon_u - \varepsilon_y} \quad (13)$$

Tabela 3.3 – Tangentes das curvas dos materiais.

Material \ Tangente da curva	H_1 (GPa)	H_2 (GPa)
R4	207.721,429	6.321,460
R4+	209.532,353	3.380,300
R4++	210.250,000	2.485,19

No Gráfico 3.1 temos como exemplo os módulos das tangentes bem como as curvas bi-linear para o material com propriedades R4+.

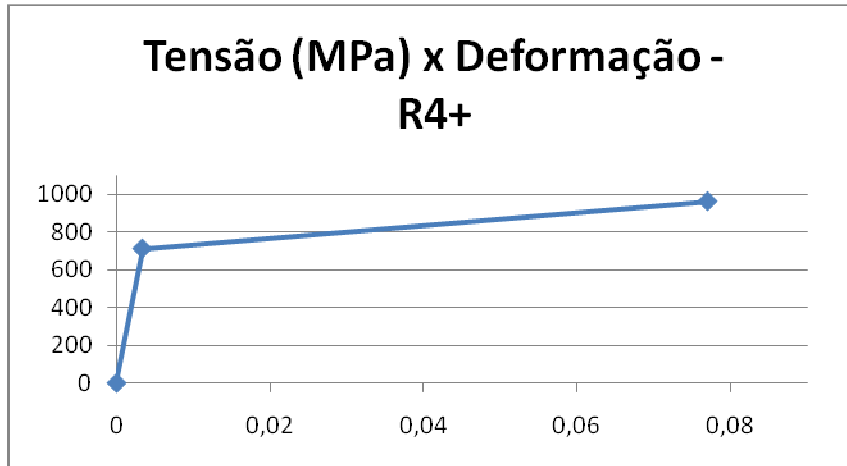


Gráfico 3.1 – Exemplo da curva de material (R4+) para o modelo bi-linear.

3.5. Processamento pelo Método dos Elementos Finitos

As simulações numéricas foram realizadas pelo software ANSYS versão 10.0 e pelo pacote Workbench da mesma versão, com suporte técnico da Arvinmeritor (Osasco). Na simulação considerou-se que todos os materiais utilizados são homogêneos, isotrópicos (idênticas propriedades em todas as direções) com propriedades as citadas acima. As forças foram aplicadas de maneira crescente (monotônica) em um intervalo de 0 a 30 segundos.

Tabela 3.4 – Cargas de teste aplicadas em acessórios [14]

Diâmetro\Carga	PL (kN)	MBL (kN)
76 mm	4.731	6.001
95 mm	7.096	9.001
120 mm	10.700	13.573

3.6.Pós-Processamento (Geração de Resultados)

3.6.1.Análise de Tensões

Os resultados das análises, apresentados no capítulo 4, foram gerados no próprio software em questão. Tensões principais, tensões de von Mises e deslocamentos foram gerados automaticamente em um arquivo de respostas.

Os valores de tensões representam aqueles calculados em cada nó (*Nodal Solution*) [24]. Os mesmos foram calculados de acordo com o a metodologia citada no capítulo 2.3.

Tabela 3.5 – Apresentação geral das variações nas análises geradas.

Elemento	Diâmetro	Materiais	Cargas Aplicadas
Manilha	76 mm	R4	PL
			MBL
		R4+	PL
			MBL
		R4++	PL
			MBL
	95 mm	R4	PL
			MBL
		R4+	PL
			MBL
		R4++	PL
			MBL
120 mm	R4	PL	
		MBL	
	R4+	PL	
		MBL	
	R4++	PL	
		MBL	

Elo Kenter	76 mm	R4	PL
			MBL
		R4+	PL
			MBL
		R4++	PL
			MBL
	95 mm	R4	PL
			MBL
		R4+	PL
			MBL
		R4++	PL
			MBL
120 mm	R4	PL	
		MBL	
	R4+	PL	
		MBL	
	R4++	PL	
		MBL	
Elo Multifuncional	76 mm	R4	PL
			MBL
		R4+	PL
			MBL
		R4++	PL
			MBL
	95 mm	R4	PL
			MBL
		R4+	PL
			MBL
		R4++	PL
			MBL
	120 mm	R4	PL
			MBL
		R4+	PL
			MBL
		R4++	PL
			MBL

3.6.2. Cálculo de Fadiga

Para a estimativa da vida-fadiga dos componentes, foram escolhidos os acessórios com diâmetro nominal de 120mm e o material na condição R4+, que possuía resultados experimentais prévios de curvas tensão versus número de ciclos para a falha.

Através de uma curva experimental tensão *versus* vida-fadiga (curva S x N) do material na condição R4+ [15], e apresentada no Gráfico 3.2, obteve-se a curva deformação (ϵ) x vida-fadiga equivalente, utilizando-se para isto o banco de dados de materiais do software FE-Fatigue [25].

O carregamento de fadiga adotado, com carga máxima igual a PL, resulta em tensões máximas que provocam o escoamento localizado (apresentados na simulação com carga PL no capítulo 4), portanto, o método de análise de fadiga de baixo ciclo, mostra-se mais adequado para previsão de vida nos componentes investigados.

O cálculo de fadiga é efetuado com base no resultado das distribuições de tensões obtidas no modelo de elementos finitos, construído no software Ansys, para a carga de projeto (neste caso PL) adotada para este estudo. O arquivo de resultados (.rst) do Ansys, é importado para o ambiente virtual do FE-Fatigue, onde são definidos o ciclo de carga variando de 0,5PL a PL. Considerando-se que as tensões no material serão superiores ao limite elástico, utilizou-se a correção de Neuber [26] na curva original experimental para inclusão dos efeitos de plasticidade do material.

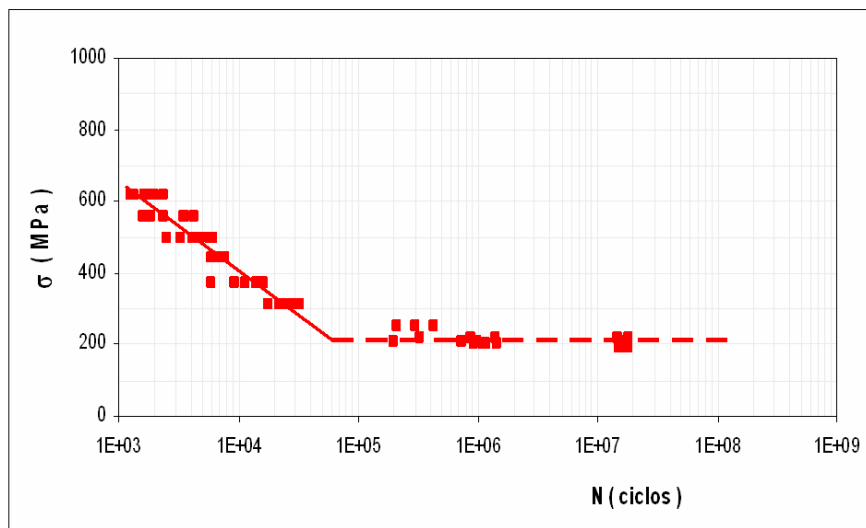


Gráfico 3.2 – Curva experimental tensão *versus* vida do material R4+.[15]

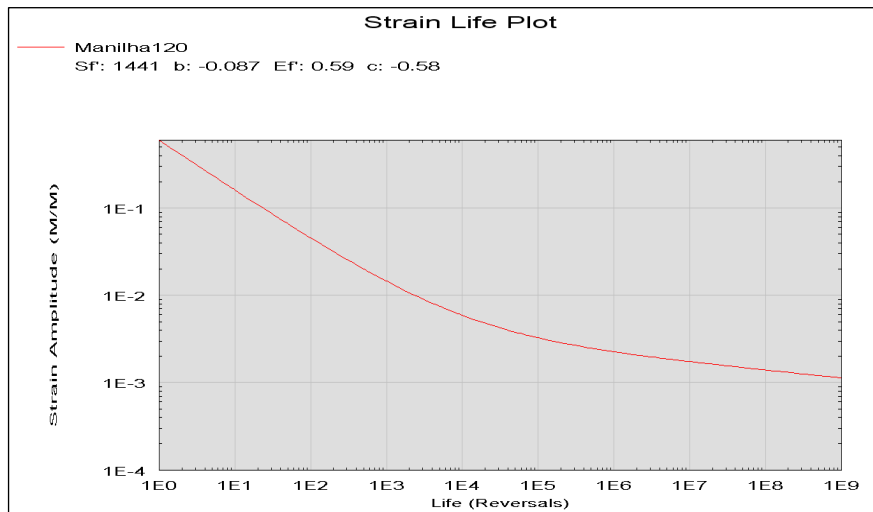


Gráfico 3.3 – Curva deformação *versus* vida ($\epsilon \times 2N$) do material R4+[25].

O Método de Análise de Fadiga *deformação x vida*, conhecido como fadiga de baixo ciclo, é mais adequado para o estudo de componentes que são submetidos a carregamentos cíclicos superiores ao limite elástico do material, como o que será ainda apresentado neste trabalho (Capítulo 4). Esta metodologia é amplamente descrita na literatura [24]. A equação abaixo representa a curva *deformação x vida* indicada no Gráfico 3.3 e será utilizada nos cálculos de previsão de vida da manilha, elo *Kenter* e elo *Multifuncional*. A equação se encontra inserida no programa FE-Fatigue, adotado neste trabalho.

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{K_s(\sigma'_f - \sigma_0)}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (14)$$

onde:

- K_s = Fator de Acabamento Superficial;
- σ'_f = Coeficiente de Resistência à Fadiga;
- σ_0 = Tensão Média;
- ϵ'_f = Coeficiente de ductilidade à Fadiga;
- b = Inclinação do trecho Elástico da Curva Deformação x Vida;
- c = Inclinação do trecho Plástico da Curva Deformação x Vida;
- $\Delta\epsilon$ = Variação de Deformação;
- $\Delta\sigma$ = Variação de Tensão;
- N_f = Número de ciclos para falha.