UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA

LUCIANO VALDOMIRO DOS SANTOS

Análise de falha de estruturas metal-polímero: enrijecedores à flexão

São Paulo

2014

LUCIANO VALDOMIRO DOS SANTOS

Análise de falha de estruturas metal-polímero: enrijecedores à flexão

Tese apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Doutor em Engenharia

São Paulo

2014

LUCIANO VALDOMIRO DOS SANTOS

Análise de falha de estruturas metal-polímero: enrijecedores à flexão

Tese apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Engenharia Mecânica de Projeto de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Edison Gonçalves

São Paulo

2014

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 16 de abril de 2014.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

Catalogação-na-publicação

Santos, Luciano Valdomiro dos
Análise de falha de estruturas metal-polímero: enrijecedores à flexão / L.V. dos Santos. -- versão corr. -- São Paulo, 2014.
129 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Fadiga dos materiais 2.Estruturas mistas 3.Imperfeições e falhas dos materiais 4.Enrijecedores à flexão I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Edison Gonçalves, pela orientação e pelo constante estímulo durante todo o trabalho.

Aos meus pais, por todo incentivo que me deram durante todo período em que estive focado neste trabalho.

À minha namorada, Andrea Serrano Rochlus, por todo apoio, incentivo e compreensão.

Ao professor Amilton Sinatora, por ter permitido gentilmente a utilização da infraestrutura do Laboratório de Fenômenos de Superfície da Escola Politécnica, onde foram efetuadas as medições de perda de massa e de topografias.

Ao Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos – PMR da Escola Politécnica (em especial aos técnicos Cícero, Fidel, Adilson e Cesar), por ter facilitado a utilização dos laboratórios onde foram preparados e executados os ensaios de deslizamento.

Aos professores Cláudio Schön e Izabel Machado, pelas orientações e conceitos transmitidos no decorrer deste trabalho.

Aos Srs. Fernando Rochlus e Fernando Serrano Rochlus, diretores da Metalúrgica Metalmatic Ltda., por terem confeccionado o dispositivo do ensaio de deslizamento.

Aos Srs. Antonio de Freitas e Noboru Eto, diretores da Petropasy Tecnologia em Poliuretanos Ltda., por terem cedido as amostras de poliuretano que foram ensaiadas.

RESUMO

Este trabalho apresenta um novo modelo de análise de falha em estruturas metal-polímero que, além de considerar a falha independente no metal ou no polímero, leva em consideração a falha na região de interface metal-polímero em decorrência de desgaste por deslizamento, quando existe movimento relativo entre as superfícies. Inicialmente, o estudo apresenta as principais características dos metais e polímeros e os mecanismos de falha mais relevantes. Faz a proposta do modelo de análise de falha e por último, apresenta a análise completa de falha de enrijecedores à flexão, uma estrutura metal-polímero utilizada pela indústria de óleo e gás. O modelo proposto permite fazer a previsão da taxa de desgaste de polímeros por deslizamento em função do ângulo da aspereza da superfície metálica, em situações onde a falha é gerada por fadiga de alto ciclo.

Palavras-chave: Fadiga. Enrijecedores à flexão.

ABSTRACT

This work presents a new model for evaluating the failure in polymer-metal structures that, besides considering the isolated failure in metal or polymer, considers the failure in the polymer-metal interface region due to sliding wear, when there is relative movement between the surfaces. Initially, the study presents the main characteristics of metals and polymers and the most relevant failure mechanisms. Makes the proposed failure analysis model and, finally, shows the complete analysis of failure in bending stiffeners, a polymer-metal structure used by the oil and gas industry. The proposed model allows the prediction of the wear rate of polymers by sliding a function of asperity´s angle of the metal surface in situations where failure is generated by high cycle fatigue.

Keywords: Fatigue. Bending stiffeners.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1. INTRODUÇÃO.....1

1.1 OBJETIVO.....3

1.2 IMPORTÂNCIA E JUSTIFICATIVA.....3

1.3 BREVE PESQUISA BIBLIOGRÁFICA.....4

1.4 ESCOPO.....7

2. CARACTERÍSTICAS DOS MATERIAIS.....8

3. MECANISMOS DE FALHA.....18

3.1 ESCOAMENTO.....18

3.2 VISCOELASTICIDADE.....20

3.3 FRATURA.....22

3.3.1 Fratura em polímeros.....23

3.3.2 Mecânica da fratura.....25

3.3.3 Fator de Intensificação de Tensão - K.....26

3.3.4 Tenacidade à fratura - K_c.....26

3.4 FADIGA.....27

3.4.1 Fatores que afetam a resistência à fadiga.....35

3.4.2 Curva sigmoidal - da/dN.....43

3.5 DESGASTE.....46

3.5.1 Desgaste de polímeros por deslizamento.....48

3.5.2 Teoria simples de desgaste por deslizamento.....59

4. MODELO PROPOSTO.....65

4.1 MODELO PARA ANÁLISE DE FALHA DE ESTRUTURAS.....65

4.2 MODELO PARA ANÁLISE DE FALHA SUPERFICIAL POR FADIGA.....67

4.3 ENSAIO DE DESLIZAMENTO 73

5. CASO EXEMPLO: ENRIJECEDORES À FLEXÃO..... 86

5.1 INTRODUÇÃO 86

5.2 REQUISITOS NORMATIVOS E CONSIDERAÇÕES DE FALHAS..... 90

5.3 CARACTERÍSTICAS DO ENRIJECEDOR SELECIONADO..... 106

5.4 ANÁLISE DE FALHA 110

6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES 122

6.1 CONCLUSÕES FINAIS.....122

6.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....123

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....124

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Resultados do ensaio de corrosão em atmosfera industrial..... 10

Figura 2.2- Resultados do ensaio de corrosão em atmosfera marinha..... 11

Figura 2.3- Escala de dureza dos polímeros..... 13

Figura 2.4- Curvas típicas de tensão-deformação para poliuretanos com durezas diferentes..... 14

Figura 2.5- Curvas típicas de tensão-deformação para poliuretanos utilizados em enrijecedores à flexão..... 14

Figura 2.6- Resistência à tração versus módulo de elasticidade para vários materiais 15

Figura 2.7- Tipo de solda e resistência à fadiga para aço estrutural..... 16

Figura 3.1- Comportamento viscoelástico de relaxação e fluência..... 21

Figura 3.2- Ensaio de fluência..... 21

Figura 3.3- Ensaio de relaxação de tensão..... 22

Figura 3.4- Falhas típicas por fadiga de membros roscados..... 25

Figura 3.5- Diferentes fases da vida à fadiga e fatores relevantes..... 28

Figura 3.6- Comportamento à fadiga S-N relativo sob várias condições ambientais..... 29

Figura 3.7- Diagrama S-N..... 30

Figura 3.8- Diagrama S-N *nylon*..... 31

Figura 3.9- Diagrama S-N poliestireno..... 31

Figura 3.10- Diagrama S-N poliuretano..... 32

Figura 3.11- Terminologia para tensão alternada..... 33

Figura 3.12- Diferença do gradiente de força entre peças grandes e pequenas. 36

Figura 3.13- Fator de acabamento superficial em peças de aço..... 38

Figura 3.14- Fator de rugosidade superficial em peças de aço..... 38

Figura 3.15- Diagrama S-N do PTFE para diferentes frequências de ensaio..... 39

Figura 3.16- Distribuição de tensões próximas a um furo circular em placa sujeita a carga axial..... 40

Figura 3.17- Distribuição de tensões próximas aos adoçamentos em barra chata sujeita a carga axial..... 40

Figura 3.18- Coeficiente de concentração de tensão K_t A – para uma barra chata carregada por um pino passando pelo furo transversal; B – para uma barra chata com um furo transversal sob tração axial..... 41

Figura 3.19- Comportamento sigmoidal esquemático do crescimento da trinca por fadiga versus ΔK..... 44

Figura 3.20- Taxa de propagação de trinca por fadiga por faixa de fatores de intensidade de tensão para o nylon 6.6 e o poliestireno 45

Figura 3.21- Taxa de propagação de trinca por fadiga por faixa de fatores de intensidade de tensão para poliuretanos termoplásticos rígidos DOW Isoplast 46

Figura 3.22- a) o perfil de uma superfície real, obtida em um perfilômetro, ampliada com a mesma escala nas duas direções; b) a mesma superfície, ampliada 5 vezes mais no sentido veritical do que no horizontal; c) a mesma superfície, ampliada 50 vezes mais no sentido veritical do que no horizontal.....47

Figura 3.23- Foto de Ilhabela, São Paulo, Brasil.....47

Figura 3.24- Coeficiente de correlação entre o coeficiente de atrito e o ângulo da aspereza de uma superfície.....49

Figura 3.25- Duas categorias gerais para processos de desgaste: desgaste coesivo e desgaste interfacial. A distinção aguda entre as duas regiões é artificial mas facilita a subdivisão dos processos de desgaste em duas classes..... 49

Figura 3.26- Taxa de desgaste para polietileno de ultra peso molecular deslizando contra uma contraface de aço, em função da rugosidade da superfície do aço 50

Figura 3.27- Diagrama esquemático mostrando a variação da importância dos mecanismos de abrasão e fadiga em polímeros em função do módulo de elasticidade do polímero e da rugosidade da contraface..... 53

Figura 3.28- Correlação entre a taxa de desgaste por abrasão de dois corpos e a dureza de diversos polímeros e metais.....54

Figura 3.29- Correlação de Ratner-Lancaster entre as taxas de desgaste de polímeros sob condições predominantemente abrasivas e a reciprocidade do produto de tensão e deformação na ruptura. Rugosidade da contra superfície R_a 1,2 μm..... 55

Figura 3.30- Variação das taxas de desgaste em função da força normal aplicada para polímeros deslizando contra contrafaces de aço polida (R_a = 0,15 μm) sem lubrificação..... 58

Figura 3.31- A variação da taxa de desgaste do estado estacionário com a velocidade de deslizamento para o nylon 6.6 deslizando contra uma contra superfície de aço lisa (R_a = 0,15 μm) sob condições não lubrificadas..... 59

Figura 3.32- Diagrama esquemático mostrando a evolução do ciclo de contato de duas asperezas movendo uma sobre a outra..... 60

Figura 3.33- Coeficiente de desgaste dimensional em função da rugosidade superficial para vários polímeros durante a abrasão de passe único..... 62

Figura 3.34- Coeficiente de desgaste dimensional em função do ângulo da aspereza da superfície medida em abrasão de passe único 63

Figura 4.1- Fluxograma do modelo proposto..... 66

Figura 4.2- Corpo flexível em contato com corpo rígido..... 68

Figura 4.3- Modelo esquemático de falha por fadiga da aspereza..... 71

Figura 4.4- Comparativo entre taxas de desgaste obtidas em ensaios e calculadas..... 73

Figura 4.5- Modelo esquemático do ensaio de deslizamento..... 74

Figura 4.6- Desenho de projeto do dispositivo de ensaio..... 74

Figura 4.7- Equipamento de ensaio com carga de 10 kgf..... 75

Figura 4.8- Dispositivo de ensaio com carga de 10 kgf.....75

Figura 4.9- Topografia da placa de aço lixada..... 76

Figura 4.10- Topografia da placa de aço retificado grosso..... 77

Figura 4.11- Taxa de desgaste do PU em função da rugosidade superficial..... 78

Figura 4.12- Taxa de desgaste média do PU em função da rugosidade superficial..... 79

Figura 4.13- Resíduos gerados na placa de aço lixada do PU 95 Shore A..... 80

Figura 4.14- Resíduos gerados na placa de aço lixada do PU 55 Shore D..... 81

Figura 4.15- Resíduos gerados na placa de aço retificada do PU 55 Shore D..... 82

Figura 4.16- Comparativo entre taxas de desgaste obtidas em ensaios e calculadas..... 84

Figura 4.17- Correlação de Ratner-Lancaster entre as taxas de desgaste de polímeros sob condições predominantemente abrasivas e a reciprocidade do produto de tensão e deformação na ruptura 85

Figura 5.1- Enrijecedor à flexão, plataforma tipo FPSO e linhas flexíveis..... 86

Figura 5.2- Linha flexível..... 87

Figura 5.3- Enrijecedor à flexão tradicional..... 88

Figura 5.4- Enrijecedor à flexão mínimo ou intermediário..... 88

Figura 5.5- Enrijecedor à flexão para boca de sino e *I tube*..... 89

Figura 5.6- Enrijecedor à flexão para boca de sino e *I tube* com prolongador.. 89

Figura 5.7- Enrijecedor à flexão para boca de sino e *I tube* sem prolongador (detalhes internos)..... 90

Figura 5.8- Enrijecedor à flexão para boca de sino e I tube com prolongador (detalhes internos)..... 90

Figura 5.9- Carregamento P e ângulo de utilização θ aplicados..... 94

Figura 5.10- Enrijecedor à flexão analisado..... 95

Figura 5.11- Distribuições das curvaturas para várias cargas de tração com ângulo de 45°..... 96

Figura 5.12- Raio de curvatura em função do ângulo de carregamento..... 97

Figura 5.13- Curva tensão deformação não linear do poliuretano..... 98

Figura 5.14- Distribuições de curvatura para carga de 250 kN com ângulo de 45°..... 99

Figura 5.15- Comparação da análise numérica linear de LEMOS com a análise analítica de BOEF e OUT.....100

Figura 5.16- Comparação da curvatura para materiais lineares e não lineares... 101

Figura 5.17- Função relaxação de tensões arbitrada..... 101

Figura 5.18- Variação da curvatura para $\boldsymbol{P}$ = 62.5 kN..... 102

Figura 5.19- Local de início da falha do enrijecedor..... 103

Figura 5.20- Teste de fadiga simulando detalhe da geometria da região sujeita à fadiga e detalhe da trinca produzida após o teste..... 104

Figura 5.21- Resultados de teste de fadiga e curva proposta..... 105

Figura 5.22- Áreas mais críticas para ocorrência de falha por fadiga..... 106

Figura 5.23- Enrijecedor à flexão montado à plataforma..... 107

Figura 5.24- Enrijecedor à flexão de BOEF e OUT modificado..... 107

Figura 5.25- Inserto metálico 108

Figura 5.26- Molde para enrijecedor à flexão..... 110

Figura 5.27- Curvatura para carregamento P=250 kN com ângulo de 45°..... 112

Figura 5.28- Modelo MEF..... 116

Figura 5.29- Configuração deformada..... 116

Figura 5.30- Tensão de von Mises..... 117

Figura 5.31- Deslocamento dos nós na região do torus parte inferior [m]..... 118

Figura 5.32- Deslocamento dos nós na região do torus parte superior [m]..... 118

Figura 5.33- Diagrama S-N do poliuretano nos pontos críticos do enrijecedor..... 120

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1- Efeito do tamanho no limite de resistência à fadiga..... 36

Tabela 3.2- Fator de concentração de tensões, K_t; fator de redução de resistência à fadiga, K_f; e índice de sensibilidade ao entalhe, q, para várias ligas em teste de flexão rotativa..... 42

Tabela 3.3- Coeficiente de atrito para alguns polímeros..... 48

Tabela 3.4- Valores médios dos ensaios para diferentes tipos de poliuretanos. 64

Tabela 4.1- Taxas de desgaste calculadas através do modelo proposto..... 72

Tabela 4.2- Resultados dos ensaios de deslizamento..... 78

Tabela 4.3- Resultados médios dos ensaios de deslizamento..... 79

Tabela 4.4- Taxas de desgaste calculadas através do modelo proposto..... 83

Tabela 5.1- Exemplo de programa de teste dinâmico de fadiga..... 93

Tabela 5.2- Curvaturas e momentos máximos para o modelo de viga..... 96

Tabela 5.3- Curvaturas e momentos máximos para vários modelos..... 98

Tabela 5.4- Resultados dos testes de fadiga..... 104

Tabela 5.5- Propriedades dos materiais presentes no enrijecedor à flexão selecionado..... 109

Tabela 5.6- Tensões nos pontos críticos..... 112

Tabela 5.7- Tensões máximas nos pontos críticos..... 113

Tabela 5.8- Tensões nos pontos críticos..... 114

Tabela 5.9- Amplitude de tensão alternada equivalente nos pontos críticos..... 115

Tabela 5.10- Comparativo entre resultado analítico e MEF..... 117

Tabela 5.11- Amplitudes de tensão alternada através do modelo proposto..... 119

Tabela 5.12- Valores a serem utilizados para obtenção da vida à fadiga..... 120

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Tamanho da trinca
a_i	Tamanho inicial da trinca
a_f	Tamanho de trinca final ou crítico
A	Área
A_r	Razão da amplitude
b	Proporção do contato de asperezas que geram partícula de desgaste
B	Coeficiente da equação de Paris
C	Fator de modificação
e	Espessura
E	Módulo de elasticidade em tração
$G(t)$	Função de relaxação
h	Altura da aspereza
H	Dureza
I	Momento de inércia de massa
$J(t)$	Função de fluência
k	Coeficiente de desgaste dimensional
k_r	Curvatura
K	Fator de intensificação de tensão
K_c	Tenacidade à fratura
K_d	Coeficiente de desgaste adimensional
K_f	Fator de redução de resistência à fadiga
K_t	Fator de concentração de tensão
K_{th}	Tenacidade à fratura limiar

M	Momento fletor
n	Número de ciclos
N	Número de ciclos para um determinado S ou vida à fadiga
o	Raio da área de contato
p	Coeficiente da equação de Paris
P	Força (carga)
P_t	Força tangencial
q	Fator de sensibilidade ao entalhe
Q	Volume desgastado por unidade de distância de deslizamento
r	Raio
R	Razão da tensão
R_a	Rugosidade média
R_{AV}	Média do raio de curvatura das asperezas
S	Resistência à fadiga
S_f	Limite de resistência à fadiga de um corpo de prova padronizado
S_f'	Limite de resistência à fadiga de um componente
t	Tempo
t_R	Tempo de relaxação
α	Parâmetro adimensional
ε	Deformação
θ	Ângulo
σ	Tensão normal
σ_a	Amplitude de tensão alternada
σ_{aeq}	Amplitude de tensão alternada equivalente
σ_m	Tensão média
$\sigma_{mín}$	Tensão mínima

$\sigma_{máx}$	Tensão máxima
σ_r	Limite de resistência à ruptura
σ_u	Limite de resistência à tração
σ_y	Limite de resistência ao escoamento
σ_s	Desvio padrão das alturas das asperezas
τ	Tensão de cisalhamento
$\mathcal{V}$	Coeficiente de Poisson
μ	Coeficiente de atrito

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

As estruturas compostas de metais e polímeros tiveram a sua utilização implementada no século passado. Dentre elas podem-se citar ferramentas de uso doméstico e industrial, pneus, tubulações flexíveis, cabos e fios elétricos, umbilicais, enrijecedores à flexão, etc. Nessas estruturas os metais e os polímeros têm funções distintas. Os metais têm geralmente a função de resistir aos carregamentos e os polímeros as funções secundárias de envolver para proteção dos metais, garantia de estanqueidade, sustentação das partes metálicas, entre outras.

Apesar dos polímeros terem geralmente um papel secundário nos aspectos de resistência mecânica, eles tem um papel preponderante para garantia da integridade destas estruturas.

Existem estruturas em que os polímeros têm a responsabilidade estrutural. É o caso dos enrijecedores à flexão onde o polímero tem a função de suportar os carregamentos impostos pelas tubulações flexíveis.

A análise criteriosa dos mecanismos de falhas destas estruturas passa pela correta avaliação da interação dos polímeros com os metais. Os mecanismos que são focados neste estudo são escoamento, viscoelasticidade, fratura, fadiga e desgaste.

Falhas devido a cargas repetidas, ou seja, fadiga, são responsáveis por, pelo menos, metade das falhas mecânicas, [1]. A porcentagem exata não está disponível na literatura.

A causa para a maioria das falhas estruturais geralmente se enquadra em uma das duas categorias abaixo:

1. Negligência durante o projeto, fabricação ou utilização da estrutura.

2. Introdução de um novo projeto ou material, que pode produzir resultado indesejável.

Para a primeira categoria, os procedimentos atualmente em uso são suficientes para se evitar falhas, mas não são seguidos por parte dos envolvidos, devido a erro humano, ignorância ou má conduta. Manufatura pobre, materiais inapropriados ou não padronizados, erros na análise das tensões e erros operacionais são exemplos de onde a tecnologia apropriada e a experiência estão disponíveis, mas não são aplicadas.

As falhas da segunda categoria são de prevenção mais difícil. Quando um projeto “melhorado” é introduzido, invariavelmente, há fatores que os projetistas não antecipam. Novos materiais podem oferecer grandes vantagens, mas também, problemas potenciais. Consequentemente, um novo projeto ou material deveria ser colocado em serviço somente após extensivos testes e análises. Tal abordagem reduziria a frequência de falhas, mas não as eliminaria completamente, pois existem fatores importantes que são negligenciados durante testes e análises.

Os enrijecedores à flexão, estruturas metal-polímero, surgiram pela necessidade de evitar raios de curvatura muito reduzidos que podem danificar a estrutura de tubulações flexíveis utilizadas na exploração de petróleo em alto mar (*offshore*). A avaliação correta dos enrijecedores à flexão pode significar a diferença entre uma operação segura de uma linha flexível ou de sua falha, principalmente em se tratando de unidades de plataformas tipo FPSO (*Floating Production, Storage and Offloading*) ou de maneira mais crítica em monoboias, [4]. As monoboias, especialmente em águas profundas, podem levar as linhas flexíveis a situações extremas em que além de sofrerem altos esforços de tração, estão sujeitas a altos esforços de flexão impostos pelos movimentos da monoboia. Esta situação tem despertado bastante preocupação nas empresas petrolíferas, em particular, na Petrobras, principalmente após as falhas registradas na Bacia de Campos, em 1998 e 1999, quando os enrijecedores à flexão da monoboia IMODCO III no campo Marlim, após seis meses de operação, sofreram falha, [2]. Uma grande quantidade de enrijecedores de mesmo projeto continua em operação em algumas FPSOs causando preocupação quanto a sua vida útil, [3]. A análise de falha desses enrijecedores à flexão conduziu à conclusão que o mecanismo de falha preponderante foi iniciado pela fadiga do polímero, [2].

1.1 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é propor um modelo de análise de falha em estruturas metal-polímero que, além de considerar a falha independente no metal ou no polímero, leve em consideração a falha na região de interface metal-polímero em decorrência de desgaste por deslizamento, quando existe movimento relativo entre as superfícies, e mostrar a sua aplicação na análise de falha de enrijecedores à flexão.

1.2 IMPORTÂNCIA E JUSTIFICATIVA

No passado os materiais poliméricos eram utilizados apenas em bens de consumos descartáveis ou em componentes com pouca ou nenhuma importância estrutural. Há algum tempo atrás eles passaram a ser utilizados, devido principalmente, à necessidade crescente de redução de custos sem perda de eficiência, em componentes vitais de diversos sistemas. Um exemplo dessa utilização relevante é na exploração de petróleo em alto mar. Nela são utilizadas tubulações flexíveis, compostas de metais e polímeros, que devem transportar com segurança todo o óleo ou gás extraídos do fundo do mar. A falha desse tipo de tubulação é catastrófica. Pode causar prejuízos incalculáveis do ponto de vista econômico e ambiental devido ao derramamento de petróleo no mar e à interrupção de produção de um poço. O ponto de maior risco de falha de uma tubulação flexível é na sua conexão com a plataforma de petróleo, [4]. O enrijecedor à flexão, outra estrutura metal-polímero, tem como finalidade prevenir falhas nesta conexão.

Pouco se encontra na literatura sobre o comportamento de estruturas metal-polímero utilizadas em tubulações flexíveis, principalmente os enrijecedores à flexão.

Em resumo, devido à falta de conhecimento sobre o comportamento mecânico, sempre se pode dobrar ou triplicar os fatores de segurança, fazendo com que estruturas metal-polímero, como por exemplo, enrijecedores à flexão, sejam superdimensionadas. Além de tais projetos não competirem no mercado atual em peso e custo, não haverá garantia de que não falharão. Dentro deste contexto, toda e qualquer pesquisa que tem como finalidade avaliar a falha de materiais

poliméricos, quando em uso com peças ou estruturas metálicas, é de grande valia já que pode proporcionar, com certeza, um aumento de confiabilidade com redução de custos em estruturas metal-polímero.

1.3 BREVE PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

BOEF e OUT, [5], modelam a conexão de topo da linha flexível com o enrijecedor como um problema de flexão pura. Comparam os resultados analíticos com os obtidos em análises com modelos de elementos finitos chegando à conclusão que: o enrijecedor à flexão é um meio eficiente de se prevenir dobras na tubulação flexível; o modelo de viga esbelta pode ser aplicado de forma mais prática como ferramenta de projeto quando comparada à análise de elementos finitos; para um projeto mais avançado são necessárias simulações utilizando o método dos elementos finitos.

LANE, MCNAMARA e GIBSON, [6], realizam uma revisão no estado da arte em materiais, construção, instalação e projeto de enrijecedores. Comparam o resultado de um programa comercial baseado no modelo de uma viga esbelta, [5], com modelos de elementos finitos em duas e três dimensões. Relatam que excelentes correlações são obtidas na comparação destes modelos, validando o modelo de viga esbelta para o caso linear elástico.

MENICONI e LOPES, [7], avaliam experimentalmente as propriedades dinâmicas de amostras de poliuretano retiradas de um enrijecedor que apresentou falha por fadiga em operação no campo Marlim em 1998 na monoboia IMODCO-III. Levantam as curvas tensão-deformação para carregamento monotônico e comparam com os resultados de testes cíclicos para confirmar o comportamento viscoelástico do poliuretano. Verificam também o comportamento assimétrico (respostas diferentes para o teste de tração e compressão). Levantam a curva de fadiga ε-N identificando que a rugosidade das perfurações executadas nos corpos de prova alteram significativamente os resultados do teste.

KIEPPER, [8], faz uma análise estrutural estática do segmento tubo flexível-enrijecedor através do método dos elementos finitos. Os resultados obtidos

apresentam concordância satisfatória quando comparados com os resultados obtidos pela simulação do mesmo elemento tubo flexível-enrijecedor usando um programa numérico desenvolvido pela Coppe/Petrobras. Apresenta também a modelagem por elementos finitos do ensaio de fadiga do segmento tubo flexível-enrijecedor que é realizado em escala real no aparato de fadiga vertical do Núcleo de Estruturas Oceânicas (NEO). Os valores obtidos apresentam boa concordância com os valores experimentais obtidos pelos sensores instalados no aparato de ensaio.

LEMOS, [4], apresenta uma metodologia de análise à fadiga de tubulações flexíveis. Mostra que o ponto mais importante para a avaliação da fadiga é o ponto de conexão com a unidade flutuante. Apresenta o efeito da distribuição de curvaturas provenientes da representação do enrijecedor à flexão considerando material linear elástico, não linear elástico assimétrico e viscoelástico.

CAIRE, [3], desenvolve modelos de viga representando o sistema linha flexível-enrijecedor com comportamento do poliuretano linear elástico, não linear elástico assimétrico e viscoelástico linear. Desenvolve um modelo para grandes áreas de contato que permite estimar as pressões de contato ao longo do comprimento do enrijecedor. Realiza ensaios experimentais de tração, compressão e fluência a partir de corpos de prova retirados de enrijecedores reais para caracterização de sua resposta mecânica.

MBAYE, [9], apresenta o desenvolvimento de um pré-processador para o sistema ANSYS, software de método de elemento finitos, para geração e edição de malhas de elementos finitos de linhas flexíveis utilizadas em plataformas marítimas. Modela uma linha flexível submetida a cargas de flexão para análise de seu comportamento através do ANSYS. Apresenta o desenvolvimento de um modelo analítico para calcular a variação da curvatura ao longo de um segmento de linha flexível-enrijecedor.

SOUZA, [10], apresenta uma análise estrutural estática de enrijecedores à flexão por meio de um modelo linear elástico, analiticamente formulado, que é governado por uma equação diferencial não linear de segunda ordem com coeficientes variáveis, resultando em um problema de valor de contorno. Desenvolve

um código escrito em MATLAB para solução numérica do problema de valor de contorno e realiza uma avaliação estrutural paramétrica (geométrica) de um enrijecedor à flexão de geometria complexa em uma instalação típica, sujeita a carregamentos extremos. Conclui que, dentre sete parâmetros geométricos de um enrijecedor cônico complexo, o comprimento total e o diâmetro máximo têm influência mais significativa na distribuição da curvatura do conjunto linha flexível enrijecedor.

MARTÍNEZ et al.,[11], relata o processo de obtenção de uma equação de desgaste por atrito que reproduz o comportamento de um par de contato entre uma sapata de guia de inserção , feita de poliuretano, e com a guia correspondente , feito de aço, em uma aplicação de sapata guia de elevador. Depois de identificar que o desgaste do poliuretano ocorre devido à fadiga, a equação de desgaste é montada a partir de ensaios realizados em um tribômetro, obtendo-se uma relação entre o volume gasto do poliuretano e duas variáveis fundamentais: a distância percorrida e a carga aplicada . A equação de ARCHARD, [12], é tomada como um ponto de partida , analisando sua validade. Por último, o estudo é concluído com uma análise da analogia entre o desgaste e a fadiga mecânica, relacionando ambos os fenômenos, a fim de confirmar a afirmação indicado em estudos anteriores: o processo de desgaste ocorre no poliuretano como resultado da propagação de trincas na camada da subsuperfície do material em pequena escala.

LEITE, [13], analisa enrijecedores à flexão com concentrador de tensões e propõe uma metodologia para definição da carga máxima admissível ao enrijecedor. Realiza ensaios de tração uniaxiais com corpos de prova retirados de enrijecedores reais com e sem concentrador de tensões com o objetivo de caracterizar o material através de um modelo hiperelástico e definir a tensão admissível do material. Compara os resultados dos ensaios experimentais com um modelo em elementos finitos. Utiliza um modelo em elementos finitos de um enrijecedor para verificar a tensão a que o enrijecedor é submetido com a aplicação de uma carga no tubo flexível com ângulos variados. Simula uma trinca como concentrador de tensões no enrijecedor. Com estes resultados, estabelece a carga máxima admissível no tubo flexível para cada ângulo de aplicação.

BAZÁNA et al., [14], apresenta uma nova metodologia para análise estrutural e otimização de juntas de conexão de tubulações flexíveis utilizando um procedimento com viga delgada para a análise da conexão e estratégias de evolução algoritmo de otimização multiobjetivo. Esta abordagem produz resultados semelhantes quando comparado com análises por elementos finitos do tubo flexível completo, mas com uma redução significativa dos custos computacionais. São apresentados exemplos numéricos que mostram a eficiência e a robustez do método sugerido.

1.4 ESCOPO

Após esta breve introdução, o capítulo 2 apresenta as principais características dos materiais metálicos e poliméricos em geral.

O capítulo 3 foca os mecanismos de falha relevantes dos materiais metálicos e poliméricos.

O capítulo 4 propõe um modelo de análise de falha em estruturas metal-polímero que, além de considerar a falha independente no metal ou no polímero, leva em consideração a falha na região de interface metal-polímero em decorrência de desgaste por deslizamento, quando existe movimento relativo entre as superfícies. Faz a aplicação da parte do modelo proposto relativo ao desgaste por deslizamento para o cálculo da taxa de desgaste existentes na literatura de dois polímeros e, por último, apresenta o resultado dos ensaios de deslizamento de poliuretanos de diferentes durezas e o cálculo de taxa de desgaste destes.

O capítulo 5 trata da análise completa de falha de um enrijecedor à flexão, caso exemplo de uma estrutura metal-polímero.

O capítulo 6 apresenta as conclusões e recomendações resultantes do desenvolvimento deste trabalho.

Capítulo 2

CARACTERÍSTICAS DOS MATERIAIS

O sucesso do emprego de materiais em aplicações de engenharia está na habilidade de os mesmos suportarem os requisitos de projeto, de serviço e de serem transformados dentro de dimensões adequadas. A capacidade de o material suportar estes requisitos é determinada através de suas propriedades mecânicas e físicas. As propriedades físicas são geralmente medidas através de métodos que não requerem a aplicação de uma força externa (carga). Exemplos típicos de propriedades físicas são densidade, propriedades magnéticas, calor específico e coeficiente de expansão térmica. As propriedades mecânicas são descritas através da relação entre forças (ou tensões) atuando no material e a resistência do material à deformação e à fratura. Contudo, esta deformação pode ser ou não evidente no material após a carga aplicada ser removida. Diferentes tipos de ensaios, que aplicam força, são empregados para medir propriedades como módulo de elasticidade, tensão de escoamento, tensão de ruptura, deformação plástica e elástica, dureza, resistência à fadiga e tenacidade a fratura. Abaixo está uma descrição resumida das principais propriedades:

- módulo de elasticidade: é um parâmetro mecânico que proporciona uma medida da rigidez de um material sólido. É uma propriedade intrínseca dos materiais, dependente da composição química, que pode ser obtida da razão entre a tensão exercida e a deformação sofrida pelo material no trecho reto do diagrama tensão-deformação;

- coeficiente de Poisson: é um parâmetro que mede a deformação transversal (em relação à direção longitudinal de aplicação da carga) de um material homogêneo e isotrópico. É o módulo da razão entre a deformação específica transversal e longitudinal;

- limite de resistência à tração: é a maior tensão que um material sob tração suporta antes da sua fratura;

- limite de escoamento: é a máxima tensão que um material sob tração suporta sem se deformar plasticamente;
- alongamento: representa o aumento percentual do comprimento de uma peça sob tração;
- resistência ao impacto: é a capacidade de um material absorver e dissipar energia;
- módulo de tenacidade: é o valor do trabalho de deformação necessário para provocar a ruptura do material. É igual à área total limitada pelo diagrama tensão-deformação;
- tenacidade à fratura: capacidade de um material resistir à propagação de trincas sob carregamento. Está relacionada com a quantidade de energia necessária para se produzir uma superfície com fratura;
- limite de resistência à fadiga: é a máxima amplitude de tensão alternada que um material suporta sem que ocorra fratura por fadiga;
- coeficiente de expansão térmica: mede a alteração relativa de comprimento ou volume de um corpo sob dilatação térmica.

Um metal pode ser definido como sendo um aglomerado de átomos com caráter metálico em que os elétrons da camada de valência fluem livremente. Uma liga metálica é uma mistura com propriedades específicas que contém ao menos dois elementos metálicos. Apresentam como principais características: condutibilidade térmica, maleabilidade, elasticidade e brilho. Dentre as ligas metálicas mais comuns está o aço, formado essencialmente por ferro e carbono, com percentagens deste último variando entre 0.008 e 2.11%. Distingue-se do ferro fundido, que também é uma liga de ferro e carbono, mas com teor de carbono entre 2.11 e 6.67%. Os aços ligas possuem a adição de outros elementos metálicos com o objetivo de promover mudanças nas propriedades físicas e mecânicas.

Os aços apresentam geralmente comportamento elasto-plástico. Logo, ocorre deformação permanente apenas se o carregamento aplicado ultrapassa a tensão de escoamento do mesmo. Apresentam também comportamento dúctil-frágil

dependente da temperatura de uso. Têm limite de resistência à fadiga bem definido e podem sofrer fluência, isto é, deformação permanente dependente do tempo e da temperatura de aplicação de uma carga constante, principalmente em altas temperaturas.

Abaixo está uma descrição qualitativa resumida dos materiais metálicos utilizados na fabricação de enrijecedores à flexão:

- ASTM A36: aço estrutural de baixo teor de carbono, baixa resistência mecânica, grande ductilidade, boa conformabilidade e soldagem;

- USI-SAC-350 (anteriormente denominado SAC-50): aço estrutural de baixo teor de carbono, microligado, com boa resistência à corrosão atmosférica, média resistência mecânica, boa conformabilidade e soldagem, não temperável. A adição de elementos de liga desenvolve uma camada de óxido altamente protetora durante o contato com o meio ambiente, conferindo boa resistência à corrosão atmosférica (figuras 2.1 e 2.2). As principais vantagens da sua utilização são o aumento do tempo de vida útil dos componentes, a melhoria da resistência mecânica dos conjuntos montados e a ótima relação custo benefício obtida em projetos da construção civil e da indústria em geral, [15];

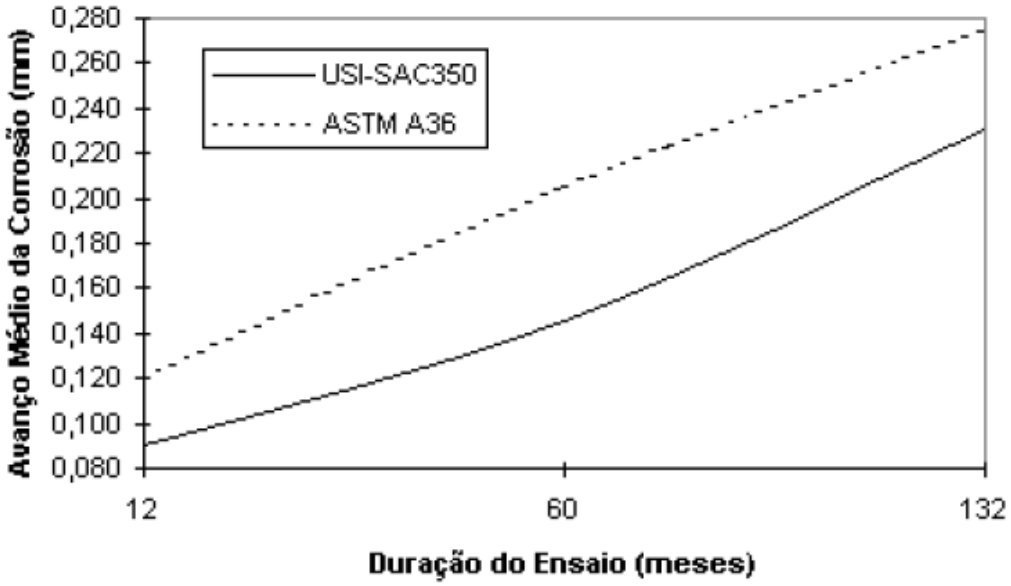

Figura 2.1 - Resultados do ensaio de corrosão em atmosfera industrial, [15].

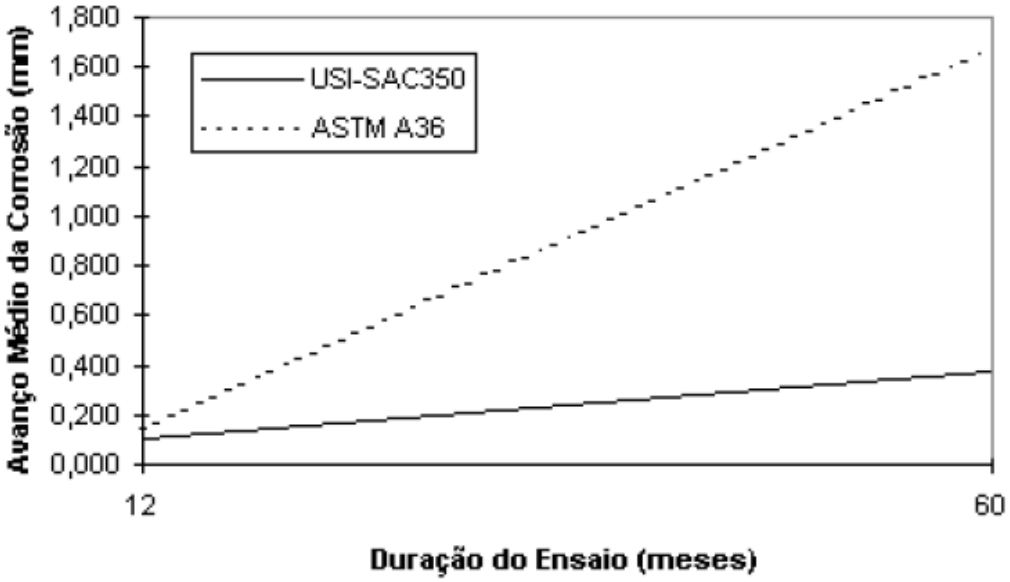

Figura 2.2 - Resultados do ensaio de corrosão em atmosfera marinha, [15].

- AISI 4130 (temperado e revenido): aço liga cromo molibdênio com baixa temperabilidade, alta usinabilidade e boa soldabilidade;

- AISI 4140 (temperado e revenido): aço liga cromo molibdênio com alta temperabilidade, razoável usinabilidade e má soldabilidade;

- AISI 1020: aço estrutural de baixo teor de carbono, baixa resistência mecânica, baixa usinabilidade e boa soldabilidade;

- inconel 625 (recozido): Liga de níquel, cromo e molibdênio, com alta resistência mecânica em temperaturas elevadas combinada com excelente resistência à corrosão. Alta resistência à fadiga, mesmo em corrosão sob fadiga. Baixa usinabilidade. Excelente soldabilidade (não é necessário pré-aquecimento, pós-aquecimento ou tratamento térmico posterior da junta soldada, [16]);

Os polímeros podem ser definidos como sendo compostos orgânicos de elevada massa molecular, resultante de reações químicas de polimerização. Trata-se de macromoléculas formadas a partir de unidades estruturais menores (os meros). O número de unidades estruturais repetidas numa macromolécula é chamado de grau de polimerização. Em geral, os polímeros contêm os mesmos elementos nas mesmas proporções relativas que seus monômeros, mas em maior quantidade absoluta. São divididos normalmente em termoplásticos, termorrígidos e

elastômeros. Apresentam geralmente comportamento visco-elasto-plástico, isto é, deslocamento em função do tempo de aplicação da carga e deformação permanente apenas se o carregamento aplicado ultrapassa a tensão de escoamento do mesmo.

Os polímeros são muito mais flexíveis do que os metais, com valores de módulo de elasticidade tipicamente 10 vezes menor ou até menores. As suas resistências são também muito menores e por isso, é razoável considerar superfícies metálicas, quando em deslizamento contra polímeros, como corpos rígidos, [17].

Os poliuretanos (PU) são utilizados em enrijecedores à flexão. Eles combinam a processabilidade de polímeros termoplásticos com as propriedades mecânicas da borracha vulcanizada. Substituem outros polímeros por causa de seu baixo custo, alta elasticidade, alta flexibilidade e resistência mecânica, recuperação elástica rápida e alta resistência a intempéries. Apresentam resistência muito alta à abrasão (uma das suas maiores qualidades, [18]), e, apesar de o material ser elástico, são bons absorvedores de ruídos e vibrações. Outra vantagem é que podem ser repetidamente fundidos e processados, devido à ausência de redes químicas normalmente presentes na borracha, mostrando típicas propriedades de elastômeros. No estado sólido é capaz de ser processado por métodos utilizados para os materiais termoplásticos a temperaturas elevadas. Tendo em conta todas estas vantagens, esses materiais são utilizados em muitos campos, alguns deles implicando contato contra superfícies metálicas, como é o caso do enrijecedor à flexão. As propriedades dos poliuretanos têm sido bastante estudadas objetivando a obtenção de dados para a sua grande variedade de aplicações.

As durezas dos poliuretanos podem variar conforme a figura 2.3, de 55 Shore A (região elastomêrica) até 75 Shore D (região plástica), logo, abrangendo uma grande faixa de utilização sem a utilização de plastificantes ou agentes reforçantes, [19]. Geralmente, em uretanos puros, conforme a dureza aumenta, [4]:

- as resistências à tração e ao rasgamento aumentam;
- o alongamento diminui;
- o peso específico aumenta;
- a rigidez aumenta;
- a resistência ao meio ambiente aumenta;

– a capacidade de suportar esforços (tensões compressivas) aumenta;

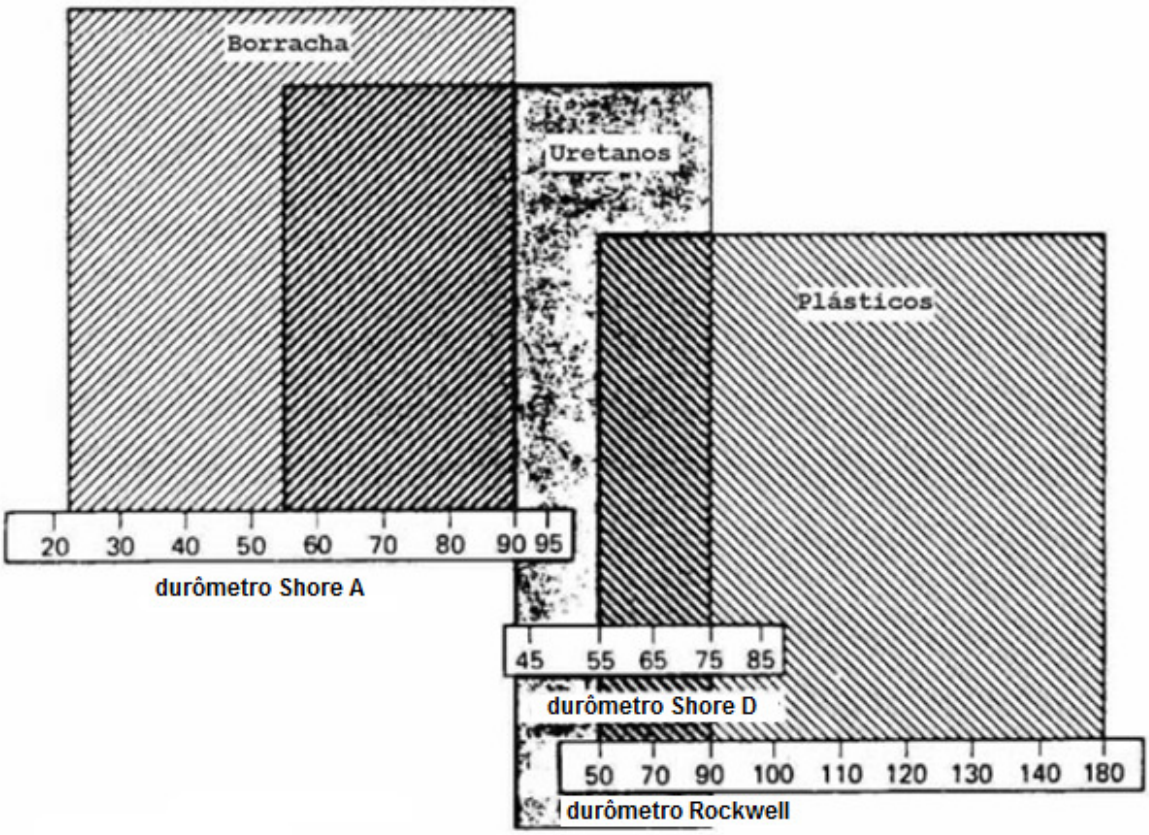

Figura 2.3 – Escala de dureza dos polímeros, [19].

A relação tensão-deformação em tração para poliuretanos é similar a de outros elastômeros e na figura 2.4 estão apresentadas curvas típicas para diferentes durezas. Tipicamente, para elastômeros, o formato da curva muda com o aumento da deformação. Logo, o comportamento elástico em toda a faixa de tensão deformação não pode ser definido simplesmente por um módulo de elasticidade.

Observando-se a figura 2.4 pode-se considerar o comportamento aproximadamente linear para baixos níveis de deformação, nesta escala de representação, sendo na realidade o comportamento quase totalmente não linear. Verifica-se também que após atingir o limite de escoamento, a tensão apresenta uma mudança de comportamento, podendo até diminuir de valor devido ao deslizamento dos segmentos das cadeias, [19]. Finalmente, para altos níveis de deformação, as tensões apresentam um aumento considerável devido à orientação das moléculas. Em ensaios realizados especificamente com dois tipos de poliuretanos utilizados em enrijecedores à flexão, o escoamento não foi identificado,

sendo o comportamento não linear elástico presente até valores acima de 100% de deformação (figura 2.5), [20].

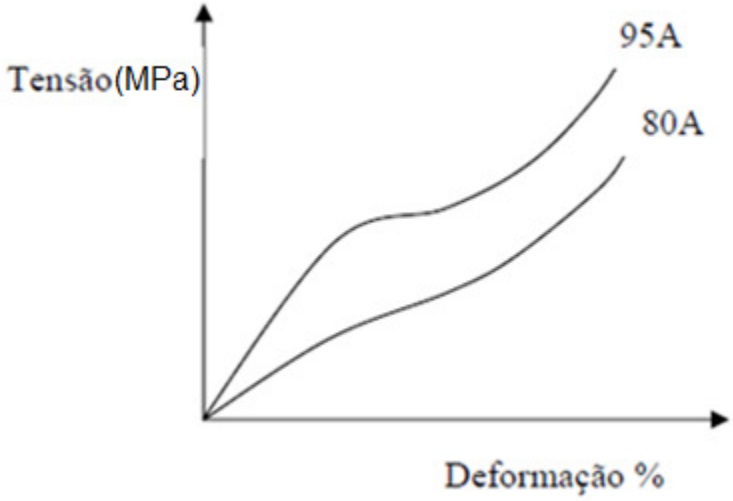

Figura 2.4 – Curvas típicas de tensão-deformação para poliuretanos com durezas diferentes, [4].

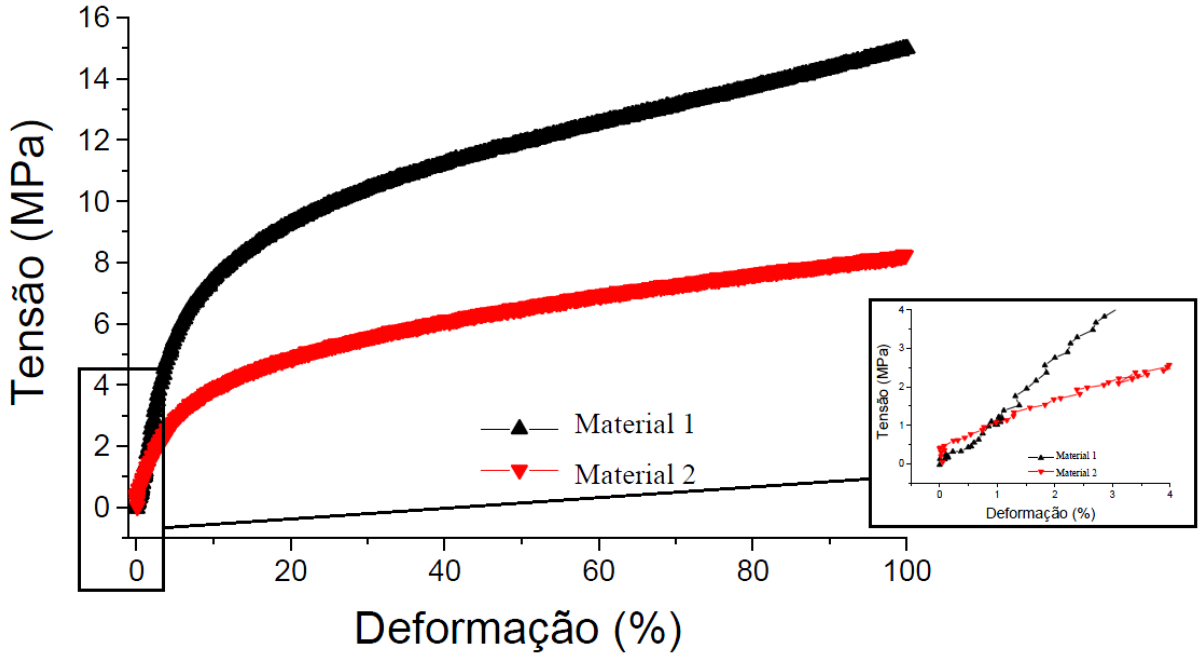

Figura 2.5 – Curvas tensão-deformação para poliuretanos utilizados em enrijecedores à flexão, [20].

Assumindo, entretanto, que o comportamento elástico ocorreu até cerca de 2 a 5% de alongamento, pode-se calcular valores de módulo de elasticidade para vários poliuretanos. Na figura 2.6 apresenta-se uma comparação do módulo de elasticidade e a resistência à tração de vários materiais, [21]. Nota-se que os poliuretanos são os materiais que apresentam maior faixa de módulo de elasticidade entre todos os considerados.

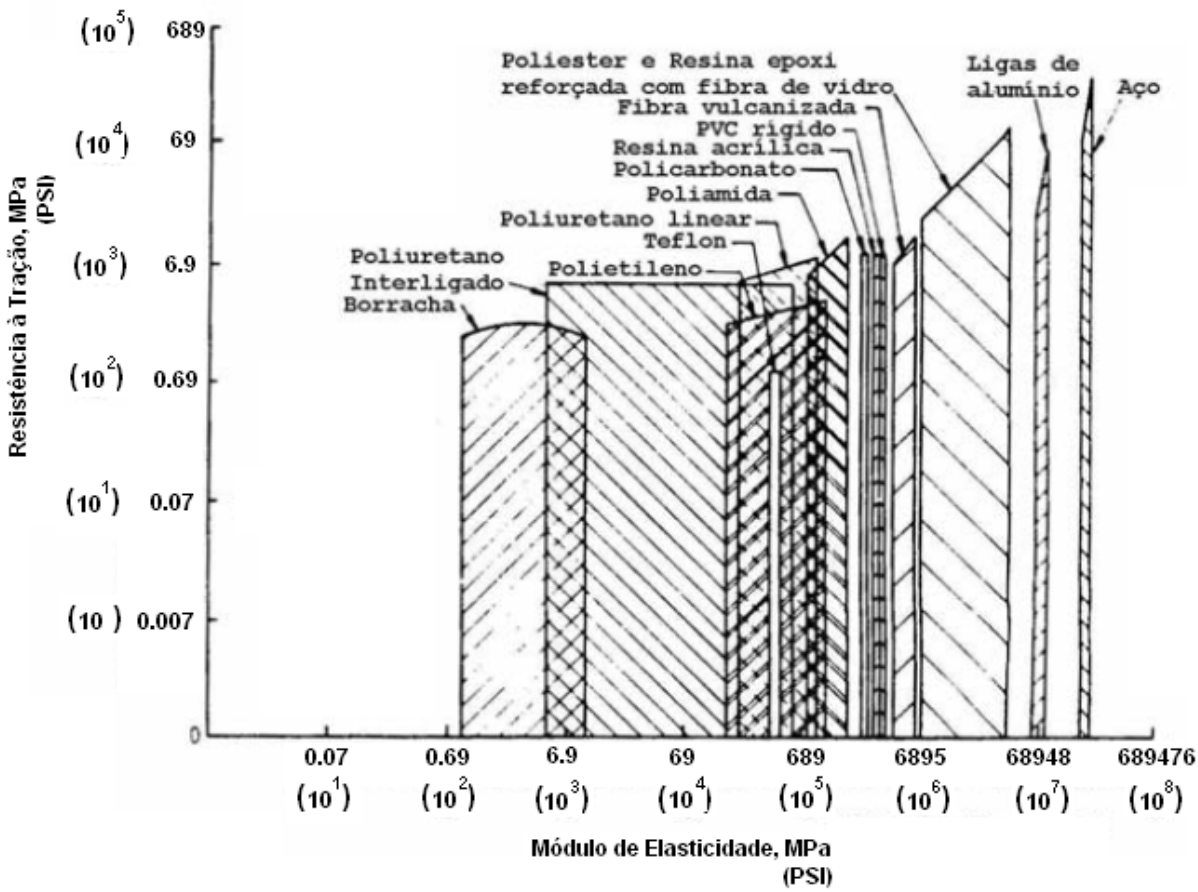

Figura 2.6 – Resistência à tração versus módulo de elasticidade para vários materiais, [21].

Em muitas estruturas metal-polímero, a parte polimérica envolve componentes soldados. Partes e estruturas são frequentemente soldadas devido a alguma razão, usualmente devido à eficácia de custo e peso. Os aços, seguidos pelas ligas de alumínio, são os metais mais soldados, enquanto alguns outros metais não podem ser efetivamente soldados, [1]. As juntas soldadas apresentam defeitos devido a macro e micro descontinuidades, tensões residuais e possibilidade de desalinhamento. Todos estes problemas podem variar entre peças nominalmente iguais. A soldagem, por si só, é um procedimento complexo que pode resultar na alteração das propriedades mecânicas, como a tenacidade à fratura e a resistência à fadiga. As condições de soldagem como, por exemplo, no caso de soldagem a arco, corrente elétrica, velocidade de soldagem e velocidade de resfriamento, podem alterar significamente a tenacidade à fratura, [22]. A qualidade do acabamento, a existência de trincas e as tensões residuais determinam a resistência à fadiga das juntas soldadas. O projeto, a execução da solda de forma correta e um adequado pós-aquecimento podem resultar em propriedades mecânicas equivalentes às de

uma peça forjada ou usinadas a partir de uma única peça, com custo muito menor, [1].

Diversas juntas soldadas típicas são mostradas esquematicamente na figura 2.7 com a indicação de sua resistência à fadiga para um certo aço estrutural a 2x10^6 ciclos com razão de tensão igual a zero (R=0), [23]. Estas juntas soldadas são bastante simplificadas, mas representam muitas peças e estruturas reais. São soldas de topo, filete e a ponto com diferentes formatos e configurações. As resistências à fadiga limites dadas na figura 2.7 ficam na faixa de aproximadamente 25 a 90% da resistência à fadiga de uma chapa, sem entalhes, laminada e fornecem um guia para a variação atual na resistência à fadiga de juntas soldadas, dependendo da configuração da mesma. A faixa de 25 a 90% indica uma diferença significante de resistência à fadiga de juntas soldadas.

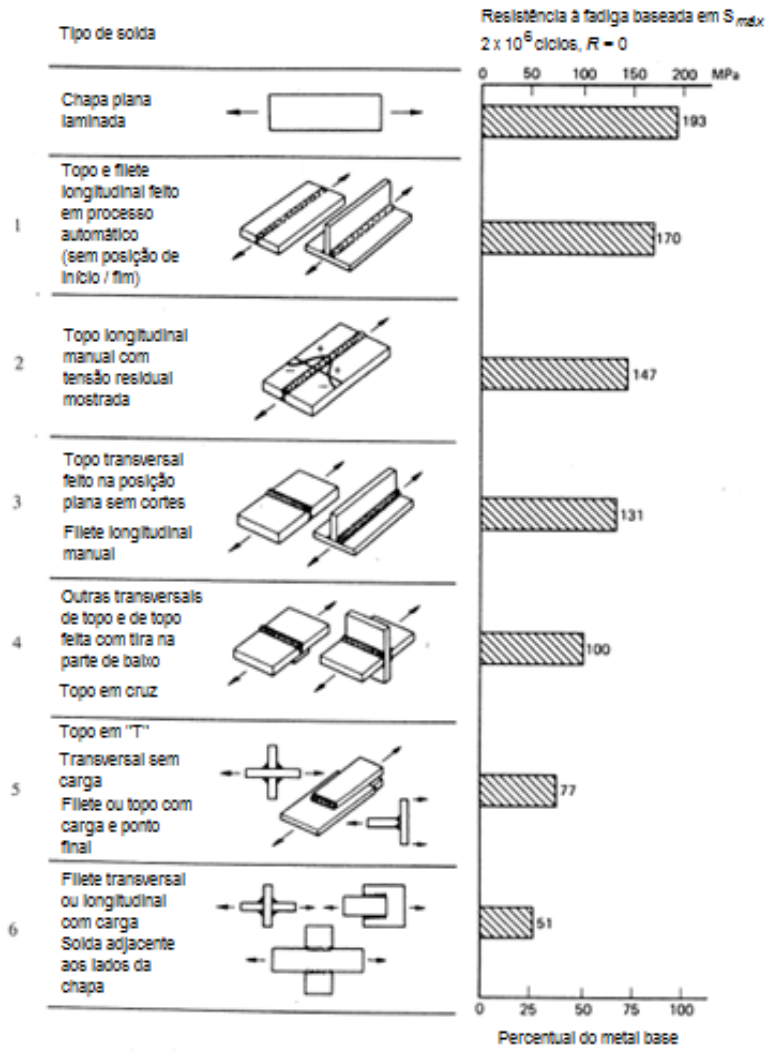

Figura 2.7 - Tipo de solda e resistência à fadiga para aço estrutural, [23].

Tensões residuais biaxiais ou triaxiais são formadas em todas as soldas devido aos gradientes de temperaturas não uniformes e a expansão e contração térmica que causam deformações elasto-plásticas durante a soldagem e o processo de resfriamento, [1]. Os perfis das tensões residuais e suas magnitudes são difíceis de quantificar. A figura 2.7, linha dois, mostra uma distribuição típica de tensões residuais na seção transversal em uma solda longitudinal. As tensões residuais são de tração na região da solda, as quais devem ser balanceadas com tensões residuais de compressão longe da solda. As tensões de tração podem alcançar valores iguais aos da resistência ao escoamento e podem contribuir para diminuir a resistência à fadiga de algumas juntas soldadas, [1].

Há sempre macro e/ou micro descontinuidades em juntas soldadas que fornecem locais para as trincas nuclearem. Algumas destas descontinuidades podem ser planas, como no caso das trincas, e por isso a vida à fadiga da nucleação da trinca pode ser nula ou pequena. Logo, a vida à fadiga de juntas soldadas é considerada envolvendo somente a vida do crescimento da trinca por fadiga, [1]. Se descontinuidades não existissem, a vida à fadiga da junta soldada poderia ser considerada consistindo a nucleação da trinca por fadiga, o crescimento de trincas por fadiga de micro trincas levando ao crescimento de trincas grandes, [1]. Seja qual for a filosofia ou a situação mais relevante, significante concordância existe que o crescimento da trinca por fadiga tem papel fundamental na fadiga de juntas soldadas. Um aspecto fundamental do projeto das juntas soldadas é, então, a redução das macro e micro descontinuidades a qual eleva a vida na nucleação da trinca por fadiga e consequentemente aumenta a vida total.

Capítulo 3

MECANISMOS DE FALHA

As estruturas metal-polímero podem falhar devido a inúmeros tipos de mecanismos de falha, em função da magnitude da deformação imposta (pequenas ou grandes deformações), do tipo de material, do tipo de carregamento aplicado, da geometria, de imperfeições iniciais, do meio ambiente e do processo de fabricação, entre outros. Neste capítulo serão abordados os principais mecanismos de falha que se aplicam às estruturas em geral. Os aspectos mais relevantes desses mecanismos são evidenciados para os materiais metálicos, poliméricos e quando os dois se interagem nas estruturas metal-polímero. Devido a isso, será visto neste capítulo conceitos de escoamento, viscoelasticidade, fratura, fadiga e desgaste.

3.1 ESCOAMENTO

Todos os materiais estruturais quando submetidos ao ensaio de tração apresentam, sob certa extensão, comportamentos elástico e plástico. O ponto de transição entre esses comportamentos é o limite de escoamento. Uma estrutura onde, sob carregamentos externos, as tensões e deformações não superem os valores estabelecidos neste ponto, tem a sua situação original restabelecida quando esses carregamentos cessam. É usual, na maioria das estruturas, que a ocorrência de deformação permanente seja considerada como sendo uma falha. Em outras estruturas, como por exemplo, nos enrijecedores à flexão, uma deformação não permanente fora dos limites previstos pelo projeto também seja considerada como sendo uma falha. Daí a importância em se conhecer a resposta de toda estrutura ao carregamento aplicado, importância esta que fica mais evidenciada quando se trata das estruturas metal-polímero.

Usualmente, a estrutura molecular dos corpos elásticos não é considerada. É considerado que o material do corpo elástico seja homogêneo, continuamente distribuído sobre seu volume e que o menor elemento retirado do corpo possua as

mesmas propriedades do corpo. Também é considerado que o corpo seja isotrópico, isto é, que as propriedades elásticas são as mesmas em todas as direções.

Os materiais estruturais normalmente não satisfazem as considerações de homogeneidade e isotropia. O aço, por exemplo, quando estudado com um microscópio, demonstra ser um material que consiste de numerosos grãos, de vários tamanhos e várias orientações. É um material que está bem longe de ser homogêneo, mas experiências mostram que as soluções da teoria da elasticidade baseadas nas considerações de homogeneidade e isotropia podem ser aplicadas a aço estruturais com grande grau de precisão, [24]. A explicação para isto é que os grãos são muito pequenos. Normalmente existem milhões deles em um centímetro cúbico de aço. Enquanto as propriedades em um único grão podem ser muito diferentes em diferentes direções, os grãos são normalmente distribuídos de forma aleatória e as propriedades elásticas em grandes peças de metais representam a média das propriedades dos grãos, [24]. Deste modo, desde que as dimensões geométricas que definem a forma do corpo sejam grandes quando comparadas com as dimensões de um único grão, a consideração de homogeneidade pode ser usada com grande precisão e se os grãos são orientados de forma aleatória, o material pode ser tratado como sendo isotrópico, [24].

Quando, devido a certas características do processo de fabricação (como as da laminação, por exemplo), os grãos ficam orientados para certa direção, as propriedades elásticas se tornam diferentes em diferentes direções e a condição de anisotropia deve ser considerada. Essa condição existe, por exemplo, no cobre laminado a frio.

O comportamento de muitos polímeros apresenta grandes deformações no regime elástico, além de suas relações tensão-deformação serem bastante complexas.

O comportamento elástico em pequenas deformações é baseado na elasticidade linear, isto é, deformações proporcionais aos carregamentos aplicados. As relações entre as componentes de tensão e as componentes de deformação foram estabelecidas experimentalmente e são conhecidas como leis de Hooke. Imaginando um elemento retangular paralelepípedo com os lados paralelos aos

eixos de coordenadas e submetidos à ação de uma tensão normal σ distribuída uniformemente sobre os dois lados opostos, experimentos mostram que para o caso de um material isotrópico, essas tensões normais não produzem qualquer distorção de ângulos do elemento, [24]. A magnitude de uma unidade de alongamento do elemento é dada pela equação:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \tag{3.1}$$

na qual E é o módulo de elasticidade em tração.

O comportamento elástico em grandes deformações é baseado na elasticidade não linear, isto é, deformações não proporcionais aos carregamentos aplicados. O conceito de energia de deformação é muito útil na determinação deste comportamento.

3.2 VISCOELASTICIDADE

Alguns materiais exibem um comportamento da tensão e da deformação dependentes do tempo. A esta característica se dá o nome de viscoelasticidade. Logo, a deformação permanente, que é considerada como falha em muitas estruturas passa a depender também do tempo de aplicação do carregamento. Em temperatura ambiente, esta característica é bastante comum em materiais poliméricos, [3], fazendo com que a viscoelasticidade possa ser um mecanismo relevante para as estruturas metal-polímero. A resposta mecânica de um sólido viscoelástico envolve aspectos da resposta de dois tipos de materiais: sólido elástico e fluido viscoso. Quando um corpo de prova é submetido a uma tensão instantânea σ_0 e mantida constante, os seguintes fatores podem ser observados na Figura 3.1: uma deformação instantânea OA é seguida de uma deformação ABC a uma taxa não constante. A deformação OA é característica de um sólido elástico, enquanto a deformação ABC é uma combinação de características elásticas e de fluidos viscosos. A deformação continuada sob tensão constante é denominada fluência. Quando um corpo de prova é submetido, no tempo $t = 0$, a uma deformação instantânea ε_0 e mantida constante, pode-se observar que a tensão dá um salto OA

e depois decai gradualmente com o tempo. O decaimento da tensão quando o material é submetido a uma deformação constante é denominado relaxação de tensão. Os sólidos elásticos não apresentam esta característica, mantendo um valor de tensão constante. Já os fluidos Newtonianos mostram relaxação de tensão instantânea.

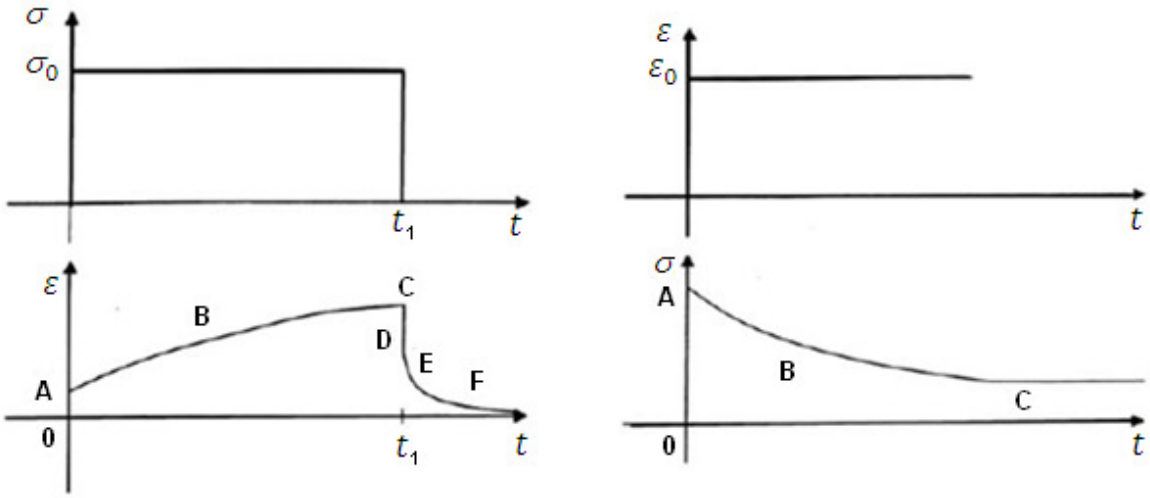

Figura 3.1 - Comportamento viscoelástico de relaxação e fluência, [3].

Os testes padrões utilizados para obter a curva que caracteriza a resposta de materiais viscoelásticos são descritos a seguir:

– Teste de fluência: são aplicadas tensões com valores diversos nos corpos de prova. Para cada tensão aplicada existe uma curva de deformação correspondente ($J\,(t,\sigma)$), como pode ser observado na figura 3.2.

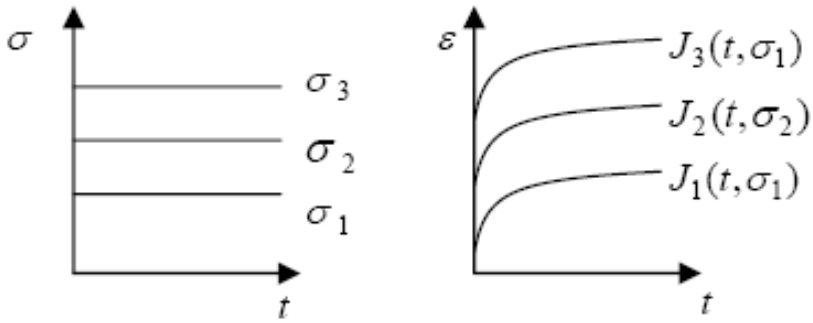

Figura 3.2 - Ensaio de fluência, [3].

– Relaxação de tensão: são aplicadas deformações com valores diversos nos corpos de prova. Para cada deformação aplicada existe uma curva de tensão correspondente ($G(t,\varepsilon)$), como pode ser observado na figura 3.3.

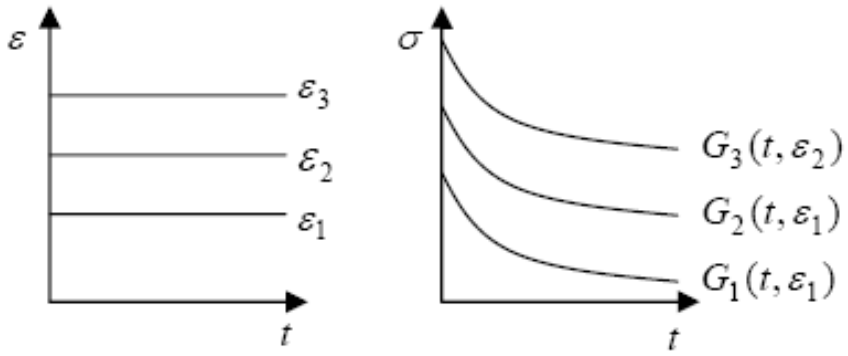

Figura 3.3 - Ensaio de relaxação de tensão, [3].

Assim como o módulo de elasticidade caracteriza a resposta de um sólido elástico, as funções $J\,(t)$ e $G(t)$ caracterizam a resposta mecânica de um material com comportamento viscoelástico linear,[3].

3.3 FRATURA

A presença de uma trinca pode fazer com que ocorra falha na estrutura sob níveis de tensão muito inferiores para os quais a mesma foi projetada. Essa trinca pode estar presente inicialmente na estrutura devido a algum defeito do material ou induzida pelos processos de fabricação como pela soldagem, por exemplo. Adicionalmente, a trinca pode surgir na estrutura pela aplicação de cargas alternadas, processo este conhecido como fadiga, que será abordado em item a seguir. As variáveis relevantes na análise de fratura são,[1]:

– o fator de intensificação de tensão, K;
– a tenacidade à fratura, K_c;
– a equação da taxa de crescimento da trinca por fadiga aplicável;
– o tamanho inicial da trinca, a_i;
– o tamanho de trinca final ou crítico, a_f;

3.3.1 Fratura em polímeros

Segundo LEMOS [4], a falha de um material está associada à presença de defeitos internos que agem como concentradores de tensão. A existência desses defeitos em um material sob tensão cria uma região altamente deformada em um campo hidrostático de tensões trativas e resulta na formação de vazios. Este processo é comum para todos os materiais. Todavia, nos polímeros, a orientação molecular das ligações existentes entre os vazios produz um endurecimento por deformação que aumenta a resistência da região porosa. Em consequência, sob tensão, a região porosa tem o seu comprimento aumentado sem sofrer fratura, como ocorre na maioria dos materiais. Esta região porosa, denominada fissura (*craze*), é definida como uma região fina e rasa de material polimérico poroso, unida ao material que a circunda, e que tem densidade e índice de refração diferentes do material de contorno. A iniciação da fissura depende simultaneamente de fatores associados ao estado macroscópico de tensões, à natureza e distribuição de impurezas dentro do material e ao comportamento molecular do polímero para um dado conjunto de condições térmicas e ambientais [25].

Na terminologia usual de fratura em polímeros o termo fissuramento (*crazing*) se refere a uma deformação plástica altamente localizada enquanto que a palavra trincamento (*cracking*) está relacionada a uma fratura frágil,[4]. Na trinca ocorre a separação de duas camadas adjacentes de átomos, enquanto que a fissura pode ser considerada como uma expansão lateral de uma camada de espessura definida. Eventualmente, a fratura pode ocorrer tanto no interior quanto no entorno da fissura, mas a existência de um estágio intermediário, com uma zona plástica, estável e porosa, é de fundamental importância para o entendimento da fratura em polímeros.

O processo de fratura em polímeros compreende as seguintes etapas, [4]:

- formação e crescimento de uma fissura;
- nucleação e propagação lenta de uma trinca dentro da fissura;
- fratura rápida da seção reta restante.

A propagação de uma trinca numa fissura pode ocorrer por um dos seguintes mecanismos, [4]:

- cavitação (*cavitation*), seguida de rasgamento (*tearing*), resultando na separação final do material da fissura;
- fendilhamento (*splitting*), ao longo da interface da fissura com o material de contorno da mesma.

No primeiro mecanismo de propagação, a superfície de fratura mostra uma região inicial com coalescência de cavidades contornada por uma zona estriada (*striated surface*), com aspectos secundários da fratura. No segundo mecanismo são criadas ilhas (*islands*) provenientes das camadas de fissura, que se unem na superfície de fratura. Neste caso o tamanho das ilhas vai diminuindo à medida que a trinca se aproxima da ponta da fissura [4].

Em temperaturas abaixo da temperatura de transição vítrea (Tg), normalmente o polímero apresenta em tração um comportamento linear elástico, podendo fraturar de maneira frágil. Neste caso o alongamento é pequeno e a fratura ocorre abruptamente embora tenha iniciado, provavelmente, por um escoamento localizado ou por fissuramento,[4].

O aumento da temperatura de ensaio pode produzir uma mudança no mecanismo de fratura, de frágil para dúctil, e o aparecimento de um ponto de escoamento antes da fratura. O ponto de escoamento em alguns casos é indicado por uma estricção. Um aumento adicional na temperatura produz uma estricção e a possibilidade de ocorrência de deformação a frio do material. A possibilidade de o material apresentar deformação a frio depende do balanceamento entre o aquecimento adiabático e o endurecimento por deformação que ocorrem durante a solicitação mecânica. Nesta situação o material apresenta um alto alongamento na fratura,[4].

Finalmente, em temperaturas ainda mais elevadas, o polímero apresenta um escoamento viscoso homogêneo. Nesta situação, os polímeros amorfos fraturam em níveis de tensão muito baixos.

O ponto em que ocorre a mudança no mecanismo de fratura é conhecido como transição dúctil-frágil. A transição pode ser induzida por alterações nas condições de trabalho (temperatura, velocidade de deformação ou geometria do material) ou por meio de modificações na estrutura, peso molecular ou composição

do material. Uma precisa determinação da transição é difícil, pois, de uma maneira geral, os materiais não mostram uma mudança abrupta do mecanismo de fratura.

3.3.2 Mecânica da fratura

A mecânica da fratura é usada para avaliar a resistência de uma estrutura ou componente com a presença de uma trinca ou imperfeição. Sua aplicação na fadiga envolve o processo de crescimento da trinca, cobrindo a faixa a partir de uma trinca detectável ou imperfeição até a fratura final. Este processo corresponde às regiões de crescimento de trinca por fadiga observadas na figura 3.4. A mecânica da fratura linear elástica (*Linear Elastic Fracture Mechanics*, LEFM) é utilizada geralmente para analisar o crescimento da trinca em materiais sob a consideração básica de que as condições dos mesmos são predominantemente lineares elásticas durante o processo de fadiga. Para condições de crescimento de trinca ou de fratura que violam esta consideração básica, a mecânica da fratura elasto-plástica é utilizada para descrever os processos de fadiga e fratura, [1].

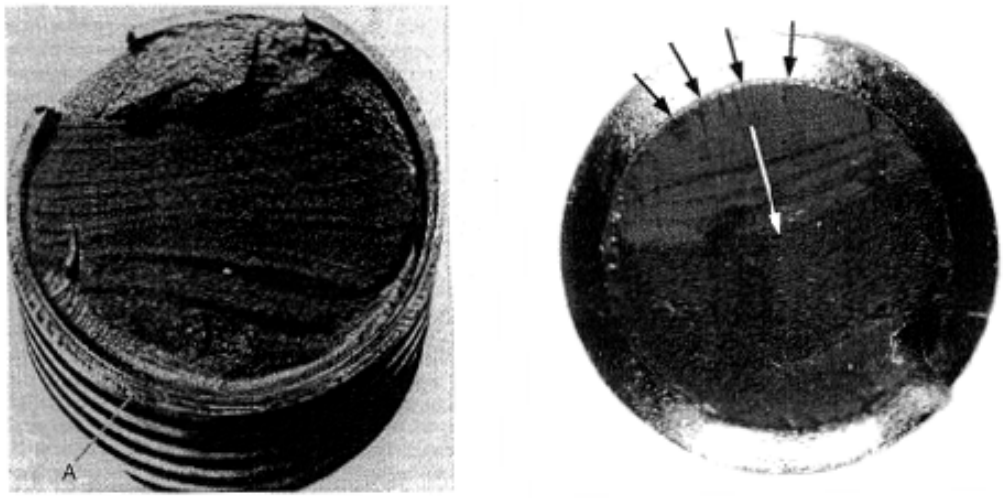

Figura 3.4 – Falhas típicas por fadiga de membros roscados, [1].

3.3.3 Fator de Intensificação de Tensão - K

A base do desenvolvimento do fator de intensificação de tensão K foi definida 90 anos atrás por Griffith. Ele mostrou que o produto do campo de tensão longe, a raiz quadrada do comprimento da trinca e as propriedades do material governam a extensão da trinca em materiais frágeis como vidro, por exemplo.

Os valores de K para vários carregamentos e configurações podem ser calculados usando a teoria da elasticidade envolvendo cálculos analíticos e computacionais juntamente com métodos experimentais,[1]. Quando a trinca é pequena em relação às outras dimensões do corpo ou componente, ela é vista como estando dentro de um corpo infinito, [1]. Devido a isso, o valor mais comum de referência de K é para uma trinca centrada em uma chapa infinita com duas dimensões e comprimento $2a$, submetida a uma tensão de tração uniforme σ. Para a chapa infinita, K é:

$$K = \sigma\sqrt{\pi a} \approx 1.77\sigma\sqrt{a} \tag{3.2}$$

Os fatores de intensificação de tensão para outras geometrias de trincas, configurações e carregamentos são geralmente modificações da equação 3.2, tal como:

$$K = \sigma\sqrt{\pi a}\,\alpha \quad ou \quad \sigma\sqrt{\pi a}\,f\left(\frac{a}{e}\right) \quad ou \quad \sigma\sqrt{a}\,Y_1 \tag{3.3}$$

onde α, $f(a/e)$ e Y_1 são parâmetros adimensionais, e é a dimensão da largura, e σ é a tensão nominal assumindo que a trinca não existe.

3.3.4 Tenacidade à fratura - K_c

Os valores críticos do fator K se referem à condição na qual uma trinca se estende de uma maneira rápida (instável) sem um aumento da carga ou energia aplicada. Os valores críticos de K são denotados com o subscrito c assim como mostrado a seguir:

$$K_c = \sigma_c\sqrt{\pi a_c}f\left(\frac{a_c}{e}\right) \tag{3.4}$$

onde σ_c é a tensão nominal aplicada na trinca na instabilidade e a_c é o comprimento da trinca na instabilidade. O fator K_c é chamado de tenacidade à fratura e depende do material, taxa de deformação, ambiente (por exemplo, temperatura), espessura, e, em menor grau, comprimento da trinca, [1]. A equação 3.4 fornece um parâmetro para projeto quantitativo para prevenir fratura do tipo frágil envolvendo tensão aplicada, seleção de material e tamanho da trinca. A tenacidade à fratura, K_c, pode ser obtida para materiais que exibem plasticidade limitada a partir de ensaios usando amostras trincadas por fadiga com expressões de K conhecidas. Logo, K_c representa o valor crítico para o fator de intensificação de tensões K para uma carga dada, comprimento de trinca e geometria requeridas para causar a fratura. O fator K_c representa também tipicamente o fator de intensificação de tensões no último ciclo da fratura por fadiga. Logo, também pode ser usado para se obter um tamanho de trinca crítico para a fratura sob carregamento cíclico.

3.4 FADIGA

Falha por fadiga, em metais e polímeros, é aquela que ocorre devido à aplicação de carregamentos alternados, mesmo que estes induzam tensões abaixo do limite de resistência à tração do material. Muitas estruturas metal-polímero são submetidas a carregamentos alternados que podem levar à falha por fadiga do metal ou do polímero. Usualmente, começa na superfície da peça em pontos de concentração de tensão. O processo de fadiga pode ocorrer de duas formas: iniciação e propagação. O processo de iniciação ocorre até o aparecimento de uma trinca, originada pela coalescência de micro fissuras não detectáveis à olho nu ou por outros procedimentos de inspeção, tais como partícula magnética e líquido penetrante. Uma vez formada a trinca, o efeito de concentração de tensão torna-se maior e a trinca progride de forma acelerada. À medida que a área tensionada diminui de tamanho, devido ao aumento da trinca, a tensão aumenta de intensidade até, finalmente, ocorrer a falha da estrutura por fratura frágil. A zona da fratura súbita assemelha-se muito à fratura de um material frágil, como ferro fundido, que tenha falhado à tração.

As fases de uma falha por fadiga e os fatores importantes para cada estágio são mostrados na figura 3.5. O fator de concentração de tensão será abordado adiante. No caso de fadiga de alto ciclo, o período de iniciação consome o maior percentual da vida à fadiga, [26].

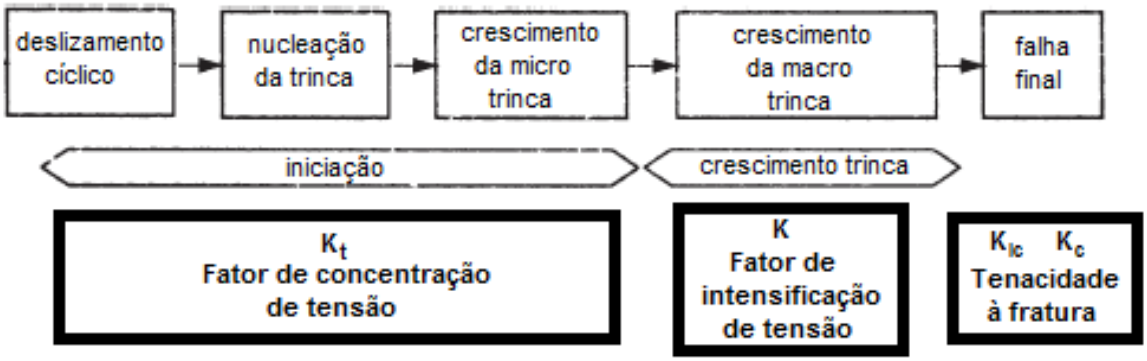

Figura 3.5 - Diferentes fases da vida à fadiga e fatores relevantes, [26].

O termo corrosão sob fadiga se refere à interação do ambiente corrosivo e de carregamento cíclico. A combinação sinérgica de ambos agindo juntos é mais prejudicial do que cada um agindo separadamente. Ou seja, o carregamento cíclico acelera a ação da corrosão e a ação da corrosão acelera os mecanismos mecânicos da fadiga, [1]. Nas estruturas metal-polímero, a parte metálica está muitas vezes sujeita a este mecanismo de falha.

Já que a maioria dos dados de fadiga é obtida em laboratório, no ar, tem-se em primeiro lugar, somente dados de corrosão sob fadiga ao nosso dispor já que o ambiente ar é certamente corrosivo, com a umidade relativa e o oxigênio sendo os dois fatores de influência principal, [1]. Contudo, os dados de fadiga em laboratório ao ar são geralmente usados como referência para comparação dos efeitos de outros ambientes na fadiga.

A figura 3.6 mostra esquematicamente diagramas S-N para amplitude constante obtidos sob quatro condições ambientais chave. O comportamento à fadiga relativo mostrado é muito realista. Se os ensaios no ar são tomados como referência, pode ser visto que os ensaios no vácuo tem pequeno efeito benéfico ao longo da vida à fadiga. Este benefício depende, contudo, do material e do ambiente atmosférico de referência. Uma atmosfera com alta umidade pode ser prejudicial ao comportamento à fadiga para vidas longas. Isto é particularmente verdadeiro em

ligas de alumínio. Amostras pré-umedecidas em um líquido corrosivo seguidas de ensaios no ar frequentemente causam um efeito prejudicial para vidas longas. Contudo, a combinação simultânea de ambiente corrosivo e carregamento repetido causa a mais drástica redução na resistência à fadiga para vida longa como mostrado na figura 3.6. O comportamento relativamente plano da curva S-N para vida longa que pode ocorrer no ar ou no vácuo é eliminado sob condições de corrosão sob fadiga. A resistência à fadiga para vida longa em R=-1 em vários ambientes pode variar aproximadamente de 10 a 100% da resistência à fadiga no ar, a qual é aproximadamente 3 a 40% do limite de resistência à tração. Para alguns materiais, as propriedades de fadiga no ar podem ser melhoradas para alguns ambientes como resultado de proteção superficial do oxigênio ou vapor d'água. Em vidas curtas, os ensaios nas quatro condições mostrados na figura 3.6 tendem a convergir. Isto ocorre principalmente devido ao tempo insuficiente para a corrosão influenciar o fenômeno, [1].

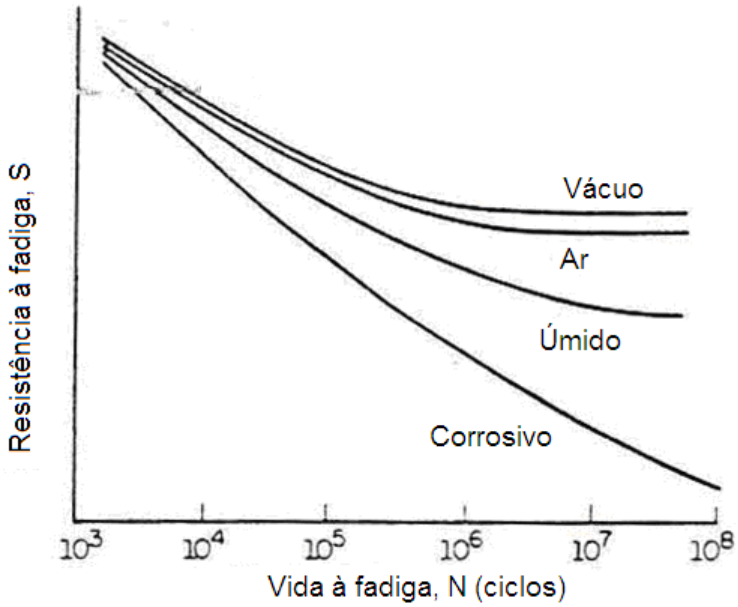

Figura 3.6 - Comportamento à fadiga S-N relativo sob várias condições ambientais, [1].

Em geral, materiais com melhor resistência à corrosão em um ambiente específico têm a melhor resistência à corrosão sob fadiga. Logo, uma chave para determinar uma boa resistência à fadiga durante o projeto de estruturas metal-polímero é procurar por alta resistência à corrosão para um determinado material e ambiente, [1].

A seguir são apresentados aspectos importantes no estudo da fadiga.

- Resistência e limite de resistência à fadiga

Para se estabelecer o limite de resistência à fadiga de um material, necessita-se de um grande número de testes, devido à natureza estatística da fadiga, [27]. Para o teste rotativo, aplica-se uma flexão constante e registra-se o número de revoluções (inversão de tensões) necessário para a falha do corpo de prova. Faz-se o primeiro teste com uma tensão solicitante um pouco menor do que o limite de resistência do material. O segundo teste faz-se com uma tensão inferior à utilizada no primeiro teste. Desta forma, excessivamente, pode-se obter um gráfico, como o diagrama S-N apresentado na figura 3.7, das tensões alternadas aplicadas nos corpos de prova versus o número de ciclos até que a falha ocorra.

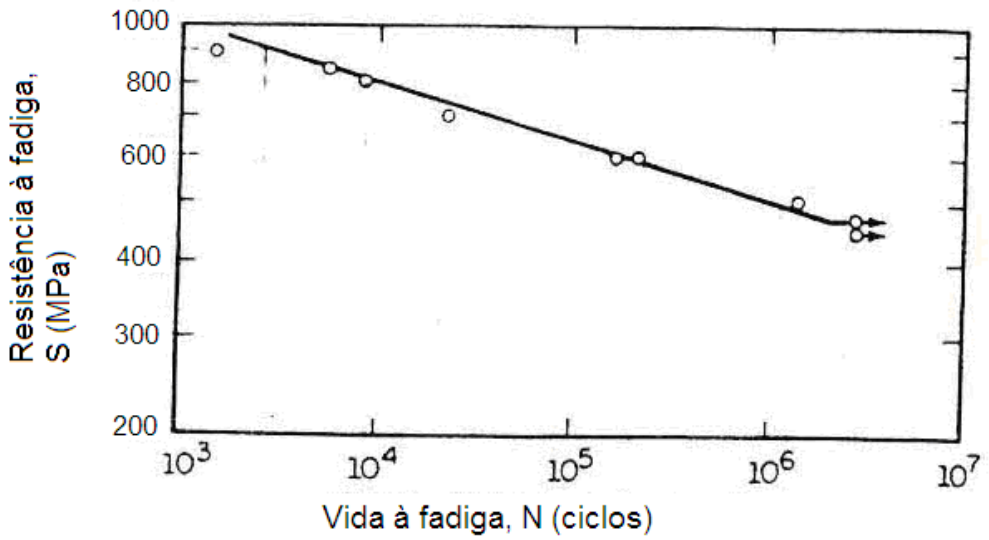

Figura 3.7 - Diagrama S-N, [27].

Chama-se resistência à fadiga (S) a ordenada do diagrama S-N; ao mencionar esta resistência, deve-se sempre explicitar o número de ciclos N ao qual ela corresponde.

No caso de aços, aparece uma inflexão no gráfico e abaixo deste ponto não ocorrerá falha, não importando o número de ciclos, [27]. A resistência correspondente a esse ponto de inflexão chama-se limite de resistência à fadiga (S_f) ou, simplesmente, limite de fadiga. O gráfico da figura, para metais não ferrosos e suas ligas nunca se torna horizontal e, portanto, esses materiais não têm limite de resistência à fadiga, [27]. O gráfico de alguns polímeros, como, por exemplo, a poliamida (n*ylon*) não apresenta nenhum tipo de inflexão na sua curva, conforme é

mostrado na figura 3.8. Já outros, como é o caso do poliestireno (PS), apresenta uma inflexão, conforme é mostrado na figura 3.9.

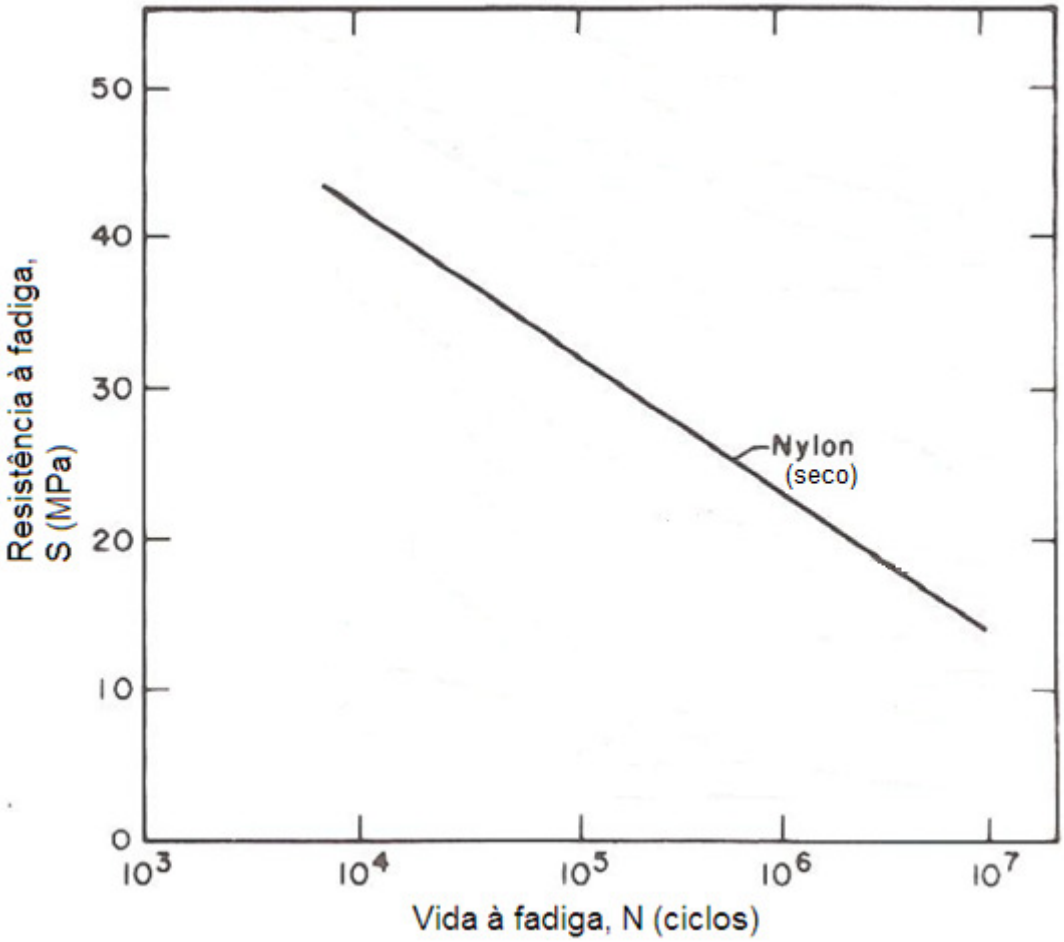

Figura 3.8 - Diagrama S-N nylon, [28].

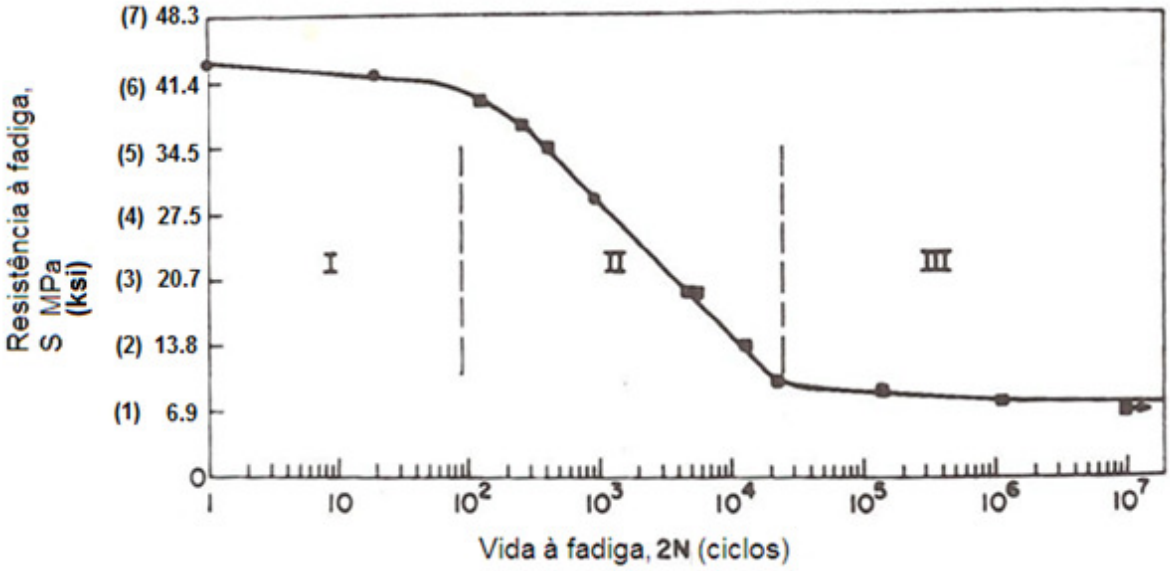

Figura 3.9 - Diagrama S-N poliestireno, [28].

A pesquisa, usando grande quantidade de dados de testes de tração e de testes rotativos de fadiga, mostra que há uma relação entre os resultados desses dois testes. Em uma análise dessa relação, chegou-se à conclusão que o limite de resistência à fadiga varia de 40 a 60% do limite de resistência à tração (σ_u) para aços com este limite até 1400 MPa, [27]. O limite de resistência à fadiga está em torno de 700 MPa, para resistências à tração de 1400 MPa ou maiores, [27]. É importante observar que a variação de 40 a 60% não se deve, de modo algum, a uma dispersão ou variação, nas resistências à tração dos corpos de prova testados. No caso de polímeros, não existe uma relação definida entre o limite de resistência à tração e o limite de resistência à fadiga. No entanto, da mesma forma que nos materiais metálicos, ocorre uma grande dispersão nas resistências a fadiga encontradas, conforme se pode ver na curva S-N da figura 3.10 de um tipo de poliuretano, construída a partir de resultados extraídos de MEAD, [29].

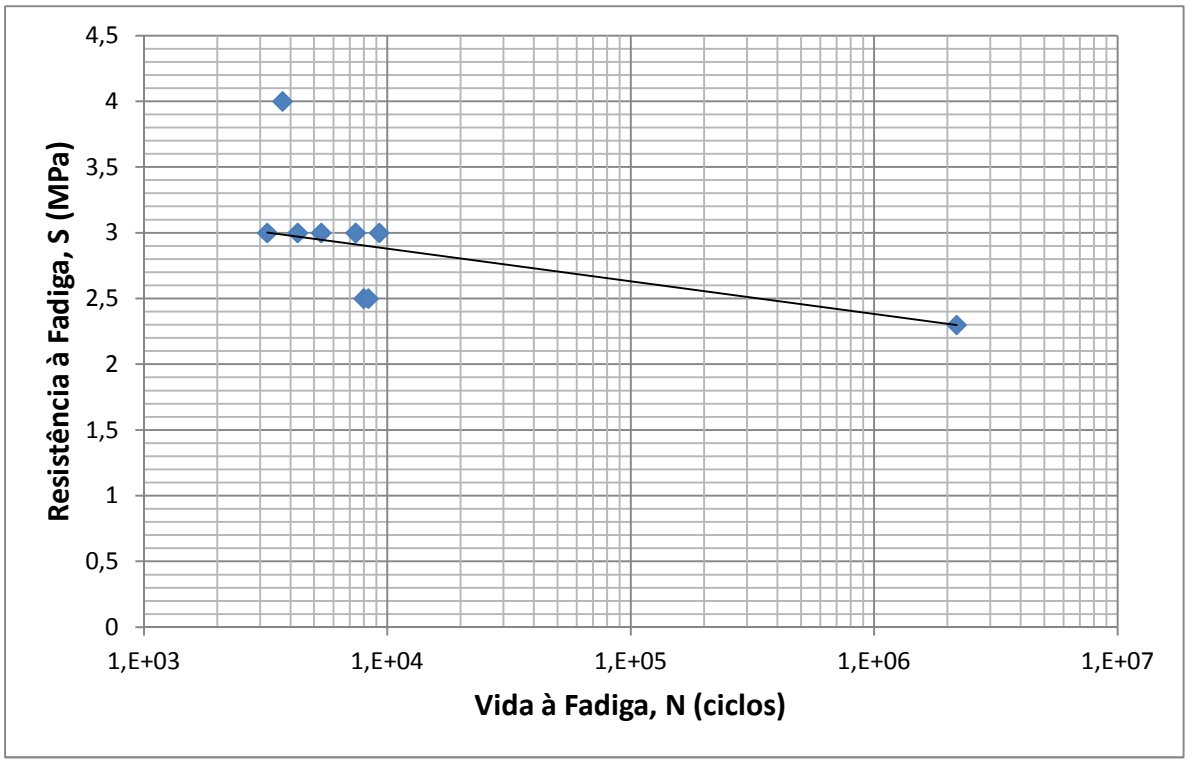

Figura 3.10 - Diagrama S-N poliuretano.

- Terminologia para tensão alternada

As relações e definições abaixo são utilizadas para análise de tensão alternada (figura 3.11):

– $\Delta\sigma = \sigma_{máx} - \sigma_{mín}$ = Faixa de tensão (3.5)

– $\sigma_a = (\sigma_{máx} - \sigma_{mín})/2$= Amplitude da tensão (3.6)

– $\sigma_m = (\sigma_{máx} + \sigma_{mín})/2$ = Tensão média (3.7)

– $R = \sigma_{mín}/\sigma_{máx}$ = Razão da tensão (3.8)

– $A_r = \sigma_a/\sigma_m$ = Razão da amplitude (3.9)

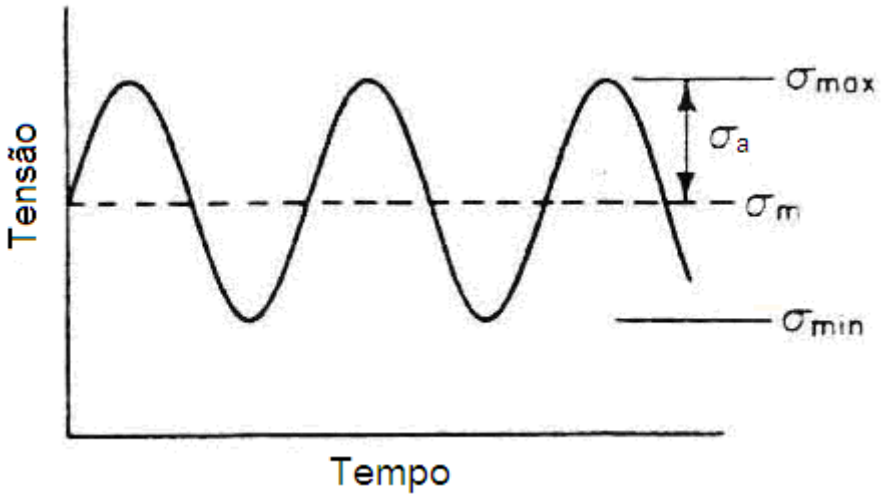

Figura 3.11 - Terminologia para tensão alternada, [30].

Para as seguintes situações de carregamento alternado, tem-se que os correspondentes valores de R e A_r são:

– totalmente reverso: R = -1 e A_r = infinito;
– zero até o máximo: R = 0 e A_r =1;
– zero até o mínimo: R = infinito e A_r = -1.

Na utilização da curva S-N de qualquer material, o valor da amplitude de tensão (σ_a) pode ser utilizado diretamente somente se a tensão média for igual a zero. Sempre que a tensão média for diferente de zero, é necessário encontrar um

valor de amplitude de tensão alternada equivalente (σ_{aeq}) para utilização na curva S-N, isto é, um valor onde a tensão média fosse igual a zero. As quatro formulações mais utilizadas para a obtenção da amplitude da tensão alternada equivalente são apresentadas a seguir:

Soderberg (EUA, 1930):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{aeq}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = 1 \tag{3.10}$$

Goodman (Inglaterra, 1889):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{aeq}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1 \tag{3.11}$$

Gerber (Alemanha, 1874):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{aeq}} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 = 1 \tag{3.12}$$

Morrow (EUA, 1960):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{aeq}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r} = 1 \tag{3.13}$$

onde: σ_y corresponde ao limite de resistência ao escoamento;

σ_u corresponde ao limite de resistência à tração;

σ_r corresponde ao limite de resistência à ruptura.

As seguintes observações podem ser feitas quanto aos métodos:

- o método de Soderberg é muito conservador e raramente utilizado;
- testes práticos tendem a apresentar resultados entre Goodman e Gerber, [30];
- o método de Goodmam é o mais utilizado, [31].

- Dano acumulado

Em 1945, M. A. Miner popularizou uma regra que havia sido proposta primeiramente por A. Palmgren em 1924. A regra, geralmente chamada de regra de Miner ou de regra de dano linear de Palmgren Miner, permite relacionar a vida para

ciclos de cargas de amplitudes de tensão alternada constantes com a vida para ciclos de cargas de amplitudes de tensão alternada aleatórias. Ela assume que para qualquer carga alternada particular onde somente n ciclos são aplicados, ao invés dos N ciclos que causariam a falha, o dano produzido é medido pela quantidade n/N. Claramente, quando a fração n/N for igual a 1, a falha ocorre. Para carregamento em diversos níveis diferentes de amplitudes de tensão alternada, diz-se que n_1 ciclos com uma amplitude de tensão alternada σ_{a1}, mais n_2 ciclos com uma amplitude de tensão alternada σ_{a2}, etc..., provocam a falha quando, [32]:

$$\frac{n_1}{N_1}+\frac{n_2}{N_2}+\ldots=1 \tag{3.14}$$

ou seja, quando:

$$\sum\frac{n}{N}=1 \tag{3.15}$$

3.4.1 Fatores que afetam a resistência à fadiga

Os resultados do teste de flexão rotativa de R.R. Moore são obtidos ensaiando corpos de provas extremamente polidos, com 6.35 mm de diâmetro e com cargas de flexão senoidal e reversas (tensão média igual a zero). Porém, na prática, existem algumas variáveis que afetam o limite de resistência encontrado experimentalmente, [30]. Abaixo estão algumas variáveis estudadas:

- tamanho (diâmetro);
- tipo de carga;
- acabamento da superfície;
- tratamento superficial;
- temperatura;
- geometria de entalhes.

Os resultados desses estudos foram quantificados como fatores de modificação (coeficientes) que são aplicados no gráfico S-N da seguinte maneira, [30]:

$$S_f' = S_f \; x \; C_{tamanho} x \; C_{carga} \; x \; C_{superfície} \; ... \qquad (3.16)$$

A notação linha de S_f' se refere ao limite de resistência à fadiga de um determinado componente. A modificação do limite de resistência tende a ser conservadora.

A seguir são apresentados alguns fatores de modificação importantes que afetam o limite de resistência à fadiga.

- Efeito do tamanho (diâmetro)

A falha por fadiga começa, usualmente, pela superfície do material. Então, por exemplo, quanto maior o diâmetro do material, maior é o volume do material na superfície submetido à tensão máxima (figura 3.12). Consequentemente, há uma probabilidade maior da iniciação de uma trinca por fadiga, [33]. Este fenômeno é evidente em um teste de fadiga utilizando-se corpos de prova com diâmetros diferentes conforme se pode ver na tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Efeito do tamanho no limite de resistência à fadiga, [33].

Diâmetro [mm]	**Limite de Resistência à Fadiga [MPa]**
7,62	227
38,1	190

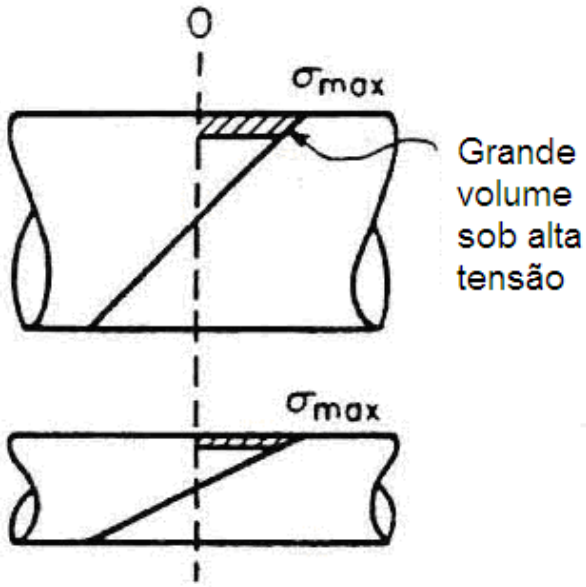

Figura 3.12 - Diferença do gradiente de força entre peças grandes e pequenas, [30].

- Efeito da carga

Quando os dados da resistência à fadiga sob flexão rotativa são relacionados com os dados sob cargas axiais em uma mesma peça, a ideia de volume submetido à tensão máxima é utilizada. Já que em cargas axiais, o volume de material submetido à tensão máxima é bem maior do que na flexão, tem-se uma relação entre limite de resistência em carga axial e na flexão entre 0.6 e 0.9 encontrada em ensaios comparativos. Um valor conservador estimado é, [30]:

$$S_f \text{ (axial)} \cong 0.70\ S_f \text{ (flexão)} \tag{3.17}$$

Já entre o limite de resistência na torção e na flexão, em ensaios comparativos, encontra-se uma relação entre 0.5 e 0.6. Um valor teórico de 0.577 pode ser encontrado utilizando-se o critério de von Mises. Então, uma estimativa razoável é, [30]:

$$S_f \text{ (torção)} \cong 0.577\ S_f \text{ (flexão)} \tag{3.18}$$

- Efeito do acabamento da superfície

As irregularidades presentes na superfície de um material funcionam como concentradores de tensão. Materiais com estrutura mais fina, isto é, com tamanho de grão mais fino, como aços de alta resistência, por exemplo, são mais afetados do que materiais com estrutura mais grosseira, como o ferro fundido, por exemplo, [30].

O fator de correção para acabamento superficial é algumas vezes apresentado em gráficos que usam uma descrição qualitativa da superfície, isto é, a sua forma de obtenção (figura 3.13). Outros gráficos usam uma descrição quantitativa, isto é, a rugosidade da superfície (figura 3.14).

- Efeito do tratamento da superfície

Como grande parte das falhas por fadiga se iniciam pela superfície, qualquer tratamento da mesma tem um efeito significativo na vida à fadiga. Além do efeito do acabamento da superfície já visto, outros três tipos de tratamento superficial também influenciam: revestimento superficial, tratamento térmico e trabalho mecânico. Nesses três casos, o efeito em relação à vida à fadiga deve-se à tensão residual

que, quando é de compressão, aumenta o limite de resistência à fadiga e, quando é de tração, diminui, [30].

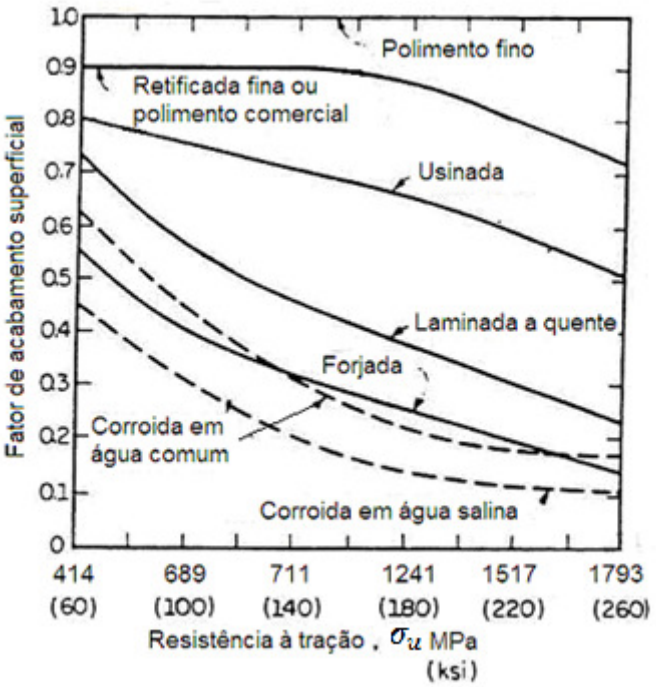

Figura 3.13 - Fator de acabamento superficial em peças de aço, [34].

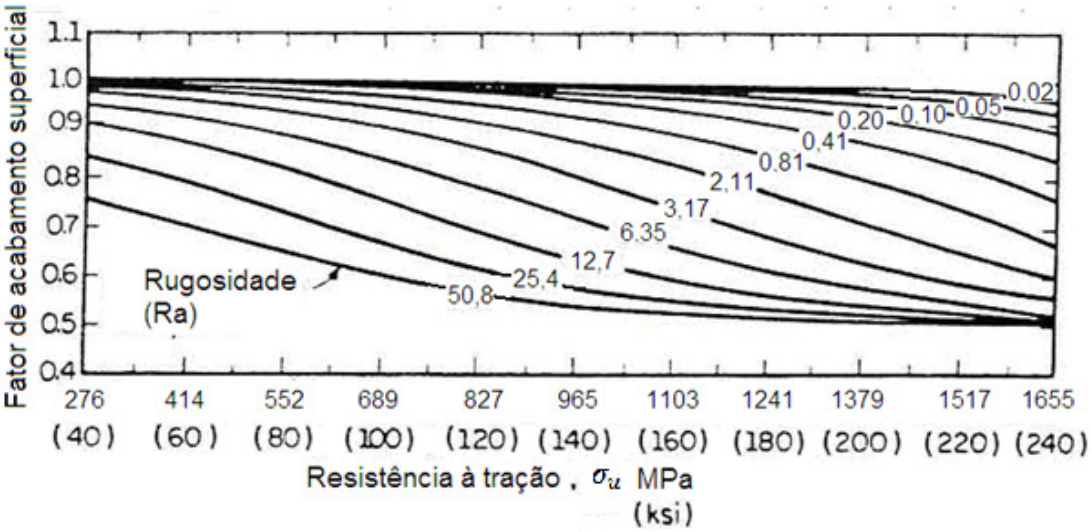

Figura 3.14 - Fator de rugosidade superficial em peças de aço, [35].

- Efeito da temperatura

O limite de resistência à fadiga dos metais e dos polímeros diminui quanto maior for a sua temperatura. Isto se deve à redução do limite de resistência à tração dos mesmos que ocorre com o aumento da temperatura, [30]. No caso de polímeros,

a frequência de operação de um determinado componente pode aumentar em muito a temperatura do material fazendo com que ocorra uma drástica redução no limite de resistência à fadiga, [28], conforme se pode ver na figura 3.15 que mostra a variação da resistência à fadiga em função da frequência de ensaio no politetrafluoretileno (PTFE).

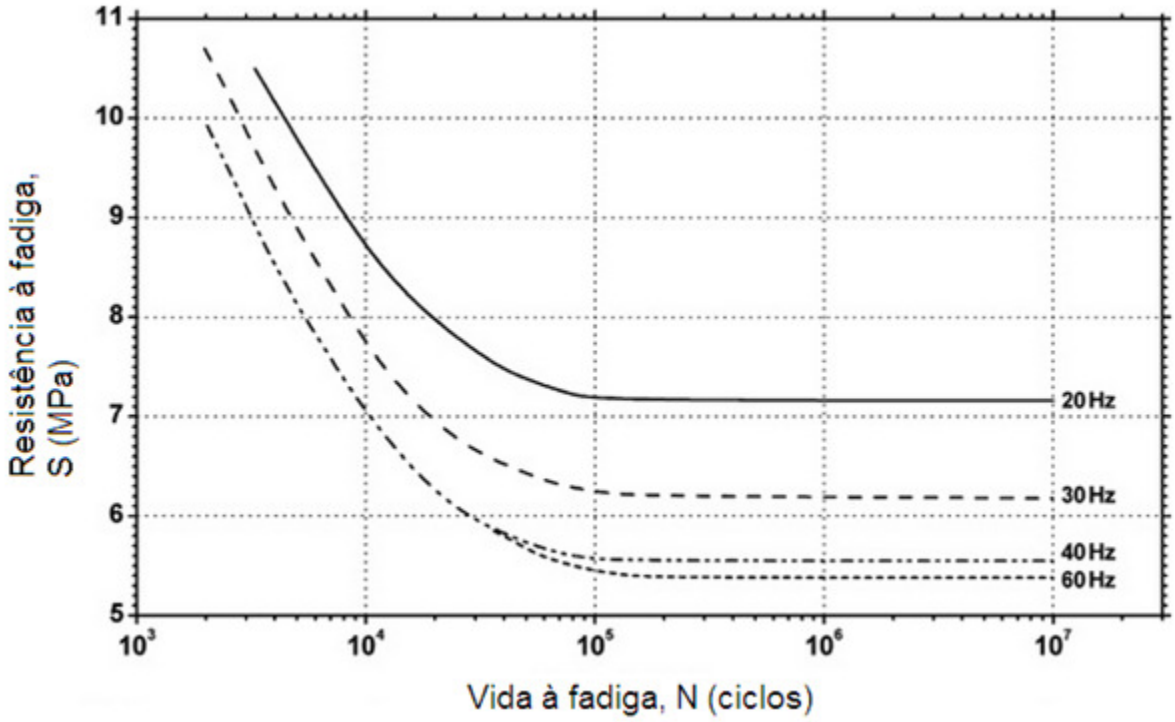

Figura 3.15 - Diagrama S-N do PTFE para diferentes frequências de ensaio, [28].

- Geometria de entalhes

Dependendo da geometria da peça pode ocorrer um acentuado incremento no nível de tensões. São os chamados concentradores de tensão. As figuras 3.16 e 3.17 exemplificam os dois casos, mostrando a distribuição de tensões em seções críticas. A figura 3.16 mostra o caso de uma placa com um furo circular, indicando a distribuição de tensões na seção que passa pelo centro do furo. A figura 3.17 se refere a uma barra chata que consiste de duas seções transversais diferentes, com arredondamentos efetuando a transição da forma da seção; a figura mostra a distribuição de tensões na parte mais estreita da transição, onde ocorrem as maiores tensões.

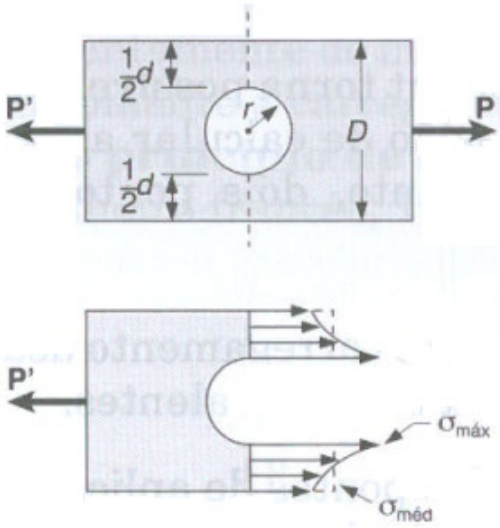

Figura 3.16 - Distribuição de tensões próximas a um furo circular em placa sujeita a carga axial, [36].

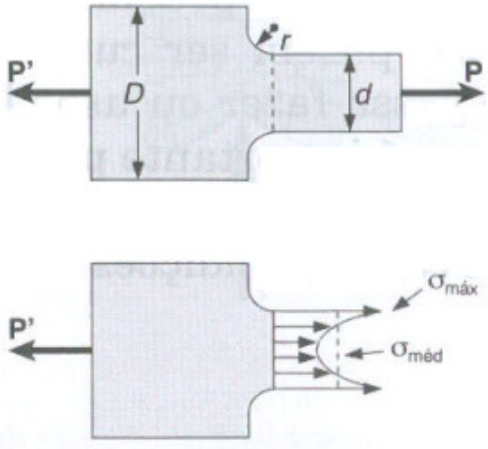

Figura 3.17 - Distribuição de tensões próximas aos adoçamentos em barra chata sujeita a carga axial, [36].

Esses resultados podem ser obtidos analítica ou experimentalmente através de método fotoelástico, [37]. Estes são independentes das dimensões das peças e do material usado; eles dependem unicamente das relações entre os parâmetros geométricos envolvidos, [36], quer dizer, da relação r/d no caso de furo circular e das relações r/d e D/d no caso de arredondamentos. A partir dos resultados obtidos, se define a relação:

$$K_t = \frac{\sigma_{máx}}{\sigma_{méd}} \tag{3.19}$$

entre a tensão máxima e a tensão média calculada na seção crítica (mais estreita) de descontinuidade. Essa relação é chamada coeficiente de concentração de tensão

para a descontinuidade em estudo. Os coeficientes de concentração de tensão podem ser expressos em termos de relações entre os parâmetros geométricos envolvidos. Os resultados obtidos são colocados em forma de tabelas ou gráficos como os da figura 3.18. Assim, para a determinação da tensão máxima atuante nas proximidades de um ponto de descontinuidade, deve-se determinar a tensão média na seção crítica (razão entre a força aplicada e a área da seção) e multiplicar o resultado obtido pelo coeficiente de concentração de tensão K_t apropriado. Este procedimento é válido para valores de tensão máxima que não ultrapassem o limite de proporcionalidade do material, pois os valores de K_t marcados na figura 3.18 foram obtidos adotando-se uma relação linear entre tensões e deformações específicas.

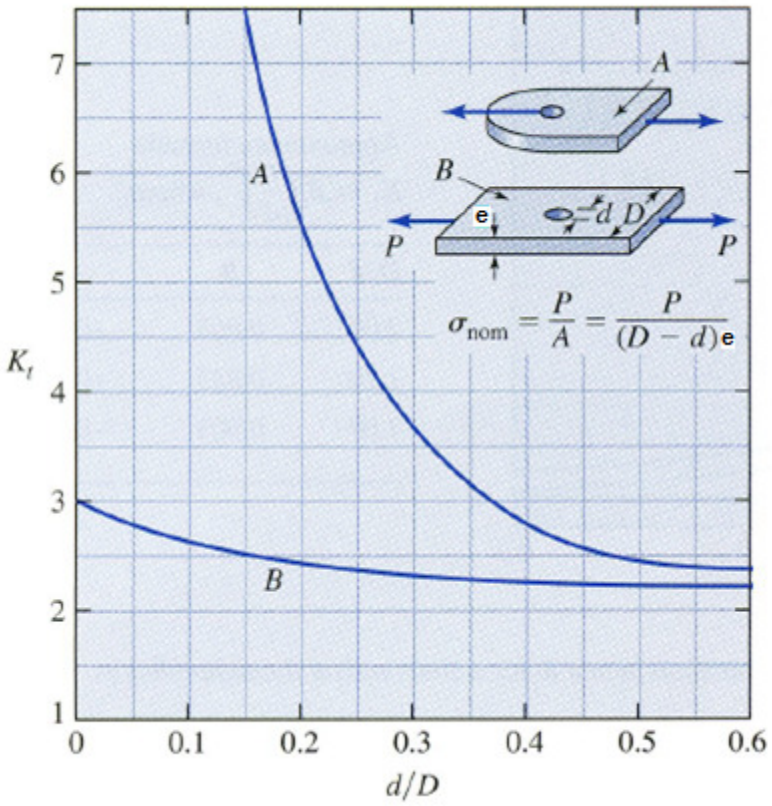

Figura 3.18 - Coeficiente de concentração de tensão K_t A – para uma barra chata carregada por um pino passando pelo furo transversal; B – para uma barra chata com um furo transversal sob tração axial, [38].

No entanto, muitos ensaios mostraram que o uso total do fator K_t em dimensionamentos contra a fadiga gera resultados muito conservadores, principalmente para materiais com um razoável grau de ductilidade onde, devido à aplicação de elevados números de cargas alternadas, ocorre deformação plástica

dos entalhes que reduz o efeito da concentração de tensão para um valor abaixo daquele obtido geometricamente, [39]. Por esse motivo, Neuber criou o fator de sensibilidade ao entalhe que é:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \tag{3.20}$$

onde K_f é o fator de redução de resistência à fadiga, obtido através da relação:

$$K_f = \frac{\text{resistência à fadiga de um corpo de prova sem irregularidades p/ } N \text{ ciclos}}{\text{resistência à fadiga de um corpo de prova com entalhe p/ } N \text{ ciclos}} \tag{3.21}$$

A escala do fator de sensibilidade ao entalhe para um material varia entre o sem efeito ao entalhe, onde q é igual a 0, e o efeito teórico total, onde q é igual a 1. A tabela 3.2 apresenta os valores de K_t, K_f e q para alguns tipos de materiais, obtidos em ensaios de flexão rotativa que submeteram corpos de provas entalhados a 5×10^6 ciclos. Estes valores obtidos não devem ser considerados como sendo dados representativos dos materiais analisados e sim somente como uma ilustração da variação de K_f e q para diferentes materiais. Observou-se que algumas ligas apresentam K_f igual a 1, indicando nenhuma redução da resistência à fadiga devido à presença do entalhe (q = 0), enquanto outras apresentam K_f igual a 1,6 indicando redução de resistência à fadiga igual ao valor do K_t do entalhe utilizado (q = 1).

Tabela 3.2 - Fator de concentração de tensões, K_t; fator de redução de resistência à fadiga, K_f; e índice de sensibilidade ao entalhe, q, para várias ligas em teste de flexão rotativa, [39].

Liga	K_t	K_f	q
Alumínio 2024-0	1,6	1,0	0
Magnésio AZ80-A	1,6	1,1	0,16
Aço Inox, tipo 18-8	1,6	1,0	0
Aço estrutural (dureza 120 HB)	1,6	1,3	0,5
Aço endurecido (dureza 200 HB)	1,6	1,6	1,0
Ferro fundido cinzento	1,6	1,0	0
Bronze forjado	1,6	1,0	0

3.4.2 Curva sigmoidal - da/dN

Possivelmente a grande importância do crescimento de trinca por fadiga e do projeto com tolerância ao dano em comparação aos conceitos do projeto que leva em consideração a fadiga está na existência de uma trinca. As trincas podem ser geradas devido à fadiga ou podem existir como consequência de processos de manufatura como, por exemplo, marcas de usinagem profundas ou vazios na solda e por descontinuidades metalúrgicas tal como inclusões de partículas estranhas, [1]. O uso da mecânica da fratura no crescimento de trinca por fadiga e no projeto com tolerância ao dano requer o conhecimento dessas trincas pré-existentes, assumindo um valor inicial ou encontrado usando ensaios não destrutivos. A mecânica da fratura está sendo usada profundamente nas indústrias aeroespacial, nuclear e naval, com uma recente expansão para a indústria automobilística.

Muitos dados de crescimento de trinca por fadiga têm sido obtidos em condições de teste de amplitude de carregamento constante usando corpos de prova trincados. O crescimento da trinca por fadiga modo I (abertura) recebeu maior atenção devido ao seu modo predominante de crescimento de trinca por fadiga macroscópico. Os fatores de intensificação de tensão nos modos II (deslizamento) e modo III (cisalhamento) geralmente têm apenas efeitos de segunda ordem na direção da trinca e no crescimento da trinca,[1]. A plotagem típica log-log de da/dN versus ΔK mostrada esquematicamente na figura 3.19 tem uma forma sigmoidal que pode ser dividida em três regiões principais. A região I é próxima da região limiar e indica o valor limiar, ΔK_{th}, o qual abaixo dele não é observado o crescimento da trinca. Este limiar ocorre com taxas de crescimento da trinca na ordem de $1x10^{-10}$m/ciclo (aprox. $4x10^{-9}$in./ciclo) ou menor, como definido na norma [40]. Abaixo de ΔK_{th}, as trincas por fadiga são caracterizadas como trincas sem propagação. Microestrutura, tensão média, frequência e ambiente controlam principalmente o crescimento da trinca na região I, [1]. A região II mostra essencialmente uma relação linear entre log da/dN e log ΔK, a qual corresponde a fórmula:

$$\frac{da}{dN} = B(\Delta K)^p \tag{3.22}$$

primeiramente sugerida por Paris. Aqui, p é a inclinação da linha e B é o coeficiente encontrado estendendo a linha reta para $\Delta K = 1MPa\sqrt{m}$ ou $1ksi\sqrt{in}$. A região II (região de Paris), de crescimento de trinca por fadiga, corresponde ao crescimento macroscópico estável que é tipicamente controlado pelo ambiente, [1]. A microestrutura e a tensão média tem menos influência no comportamento do crescimento da trinca por fadiga na região II do que na região I, [1]. Na região III, a taxa de crescimento da trinca por fadiga é muito alta assim que ela se aproxima da instabilidade e uma pequena vida para o crescimento da trinca por fadiga está envolvida. Esta região é controlada essencialmente pela tenacidade a fratura K_c ou K_{Ic}, que por sua vez depende da microestrutura, tensão média e ambiente.

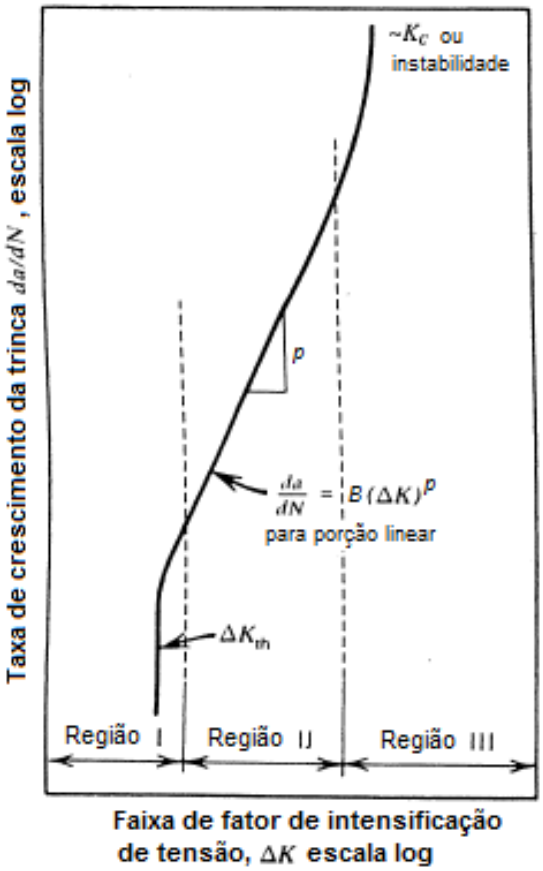

Figura 3.19 - Comportamento sigmoidal esquemático do crescimento da trinca por fadiga versus ΔK, [1].

Para um material e ambiente dados, o comportamento do crescimento da trinca por fadiga mostrado na figura 3.19 é essencialmente o mesmo para diferentes corpos de prova ou componentes porque a faixa do fator de intensificação de tensão é o principal fator controlador do crescimento da trinca por fadiga, [1]. Isto permite que os dados de taxa de crescimento da trinca por fadiga versus ΔK obtidos sob

condições de amplitude constantes com configurações de corpos de prova simples sejam utilizados em situações de projeto. Se a expressão do fator de intensificação do fator de concentração de tensões, K, é conhecida, para um dado componente e carregamento, a vida do crescimento da trinca por fadiga pode ser obtida através da integração da curva sigmoidal entre os limites dos tamanhos de trinca inicial e final. A equação 3.22 e outras relações empíricas descrevendo o comportamento do crescimento da trinca por fadiga são frequentemente utilizadas no procedimento de integração. A figura 3.20 mostra a taxa de propagação de trinca para os polímeros *nylon* e poliestireno. A figura 3.21 mostra a taxa de propagação de trinca de três tipos de poliuretano.

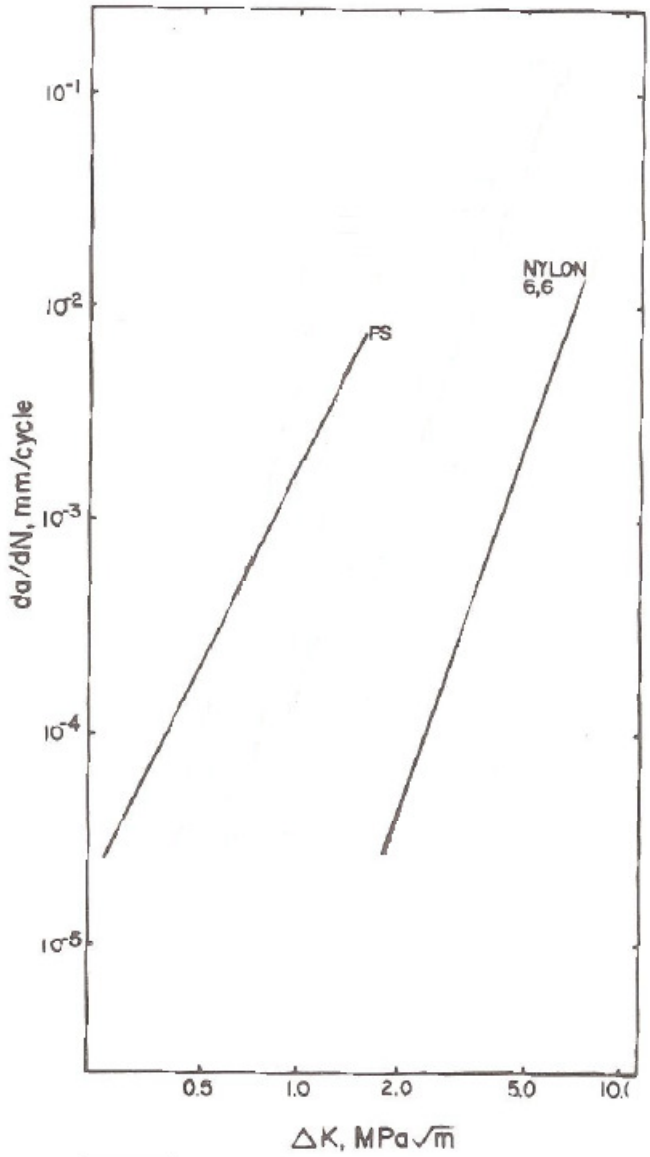

Figura 3.20 - Taxa de propagação de trinca por fadiga por faixa de fatores de intensidade de tensão para o nylon 6.6 e o poliestireno, [28].

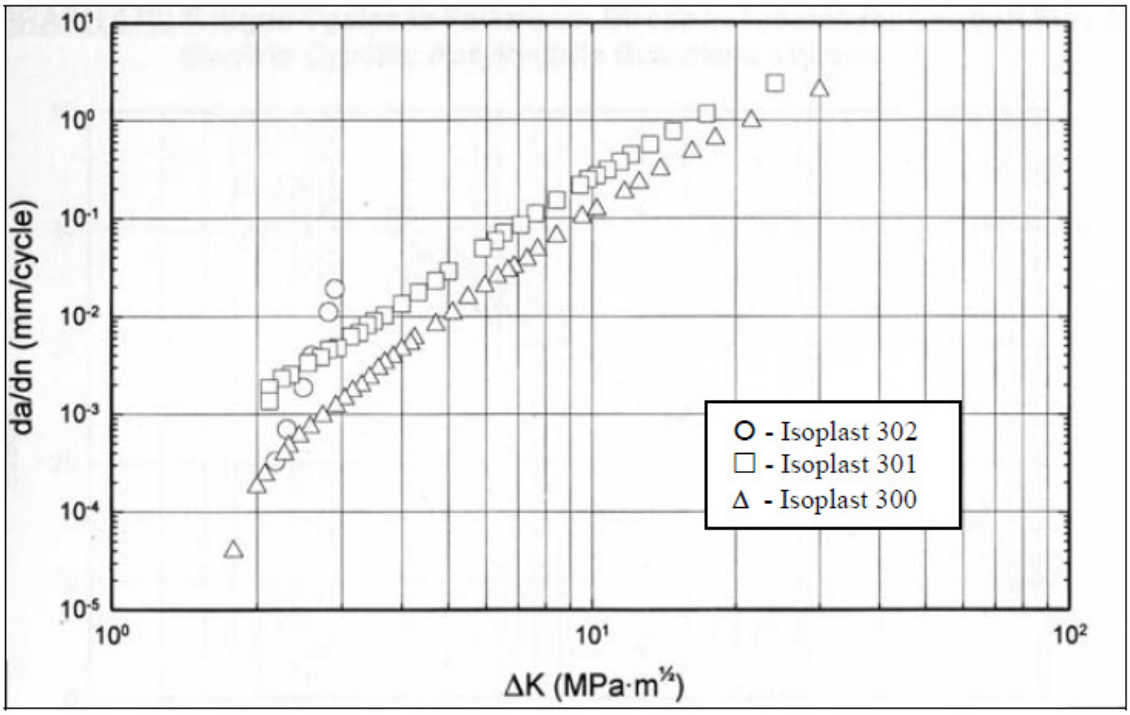

Figura 3.21 - Taxa de propagação de trinca por fadiga por faixa de fatores de intensidade de tensão para poliuretanos termoplásticos rígidos DOW Isoplast, [41].

3.5 DESGASTE

Em algumas estruturas metal-polímero não existe adesão entre a parte polimérica e a parte metálica em determinadas regiões devido à aplicação de algum agente desmoldante ou a adesão inicial é rompida com o uso da estrutura. Logo, existe movimento relativo entre as partes durante o uso destas estruturas. A falha por deslizamento ocorre quando duas superfícies sólidas, uma delas rígida e a outra flexível, deslizam uma sobre a outra em baixas velocidades, [17]. Este tipo de fenômeno pode ocorrer quando polímeros com baixo módulo de elasticidade deslizam contra superfícies metálicas lisas. O mecanismo de falha predominante é a fadiga, [17]. As superfícies lisas apresentam geralmente rugosidade média igual ou inferior a 1 μm.

A topografia de muitas superfícies sólidas rígidas apresenta contorno similar ao mostrado na figura 3.22. Alguns elementos presentes na natureza apresentam topografias semelhantes conforme se pode ver na figura 3.23.

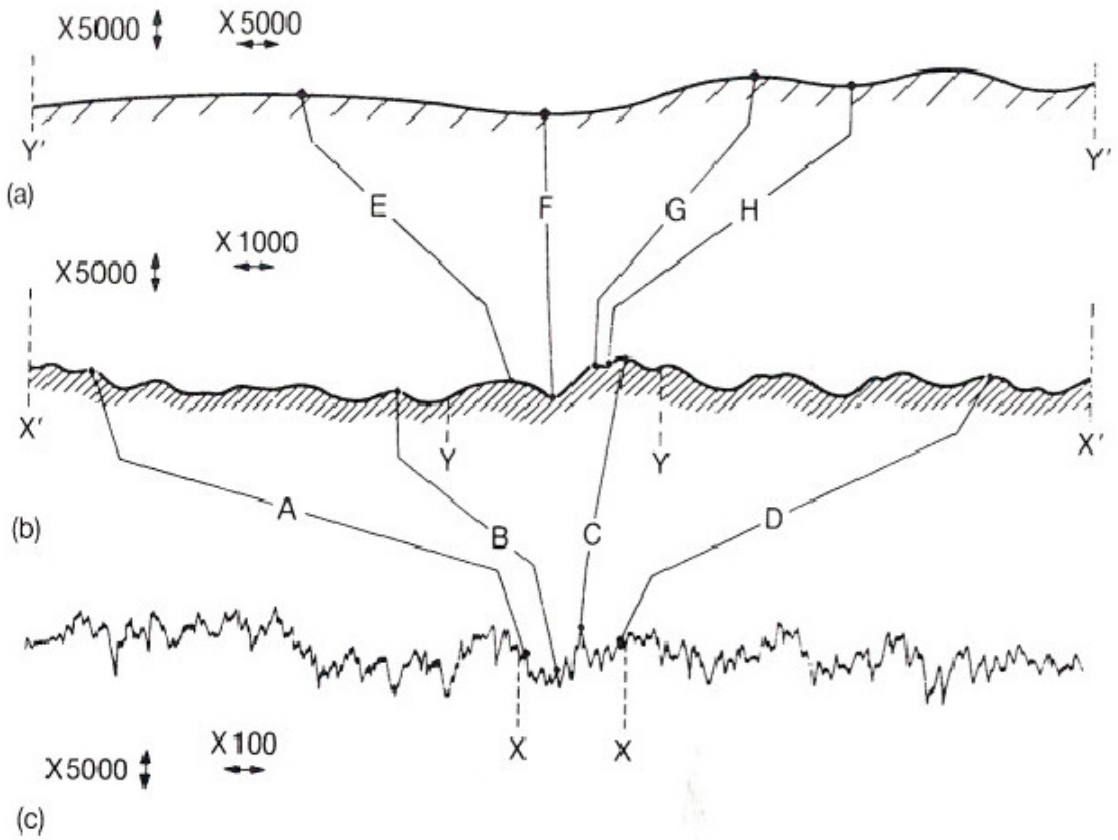

Figura 3.22 – a) o perfil de uma superfície real, obtida em um perfilômetro, ampliada com a mesma escala nas duas direções; b) a mesma superfície, ampliada 5 vezes mais no sentido vertical do que no horizontal; c) a mesma superfície, ampliada 50 vezes mais no sentido vertical do que no horizontal, [17].

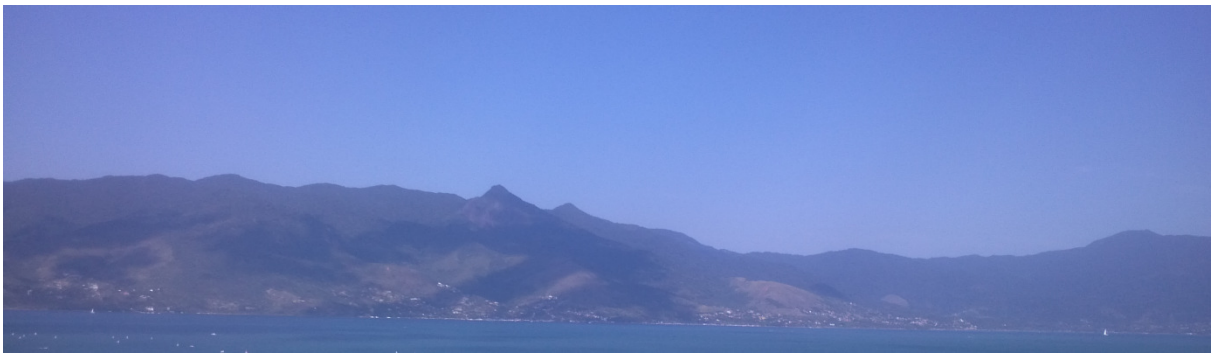

Figura 3.23 – Foto de Ilhabela, São Paulo, Brasil.

A existência de superfícies similares em escala macrométrica e micrométrica dá indícios de que teorias que explicam falhas de elementos de grandes dimensões podem explicar falhas em elementos de pequenas dimensões.

3.5.1 Desgaste de polímeros por deslizamento

Como dito anteriormente, o desgaste por deslizamento ocorre quando duas superfícies sólidas deslizam uma sobre a outra. Na maioria das vezes, esse fenômeno ocorre com atuação de lubrificação de alguma maneira. Quando duas superfícies deslizam uma sobre a outra sem lubrificação, apenas com a presença do ar, chama-se esse fenômeno de desgaste por deslizamento a seco, [17].

Em contraste com metais e cerâmicas, os polímeros exibem baixos coeficientes de atrito, com valores tipicamente entre 0,1 e 0,5, relativos a materiais iguais ou para deslizamento em outros materiais. Eles são frequentemente usados sem lubrificação em aplicações tribológicas, usualmente deslizando contra superfícies relativamente mais duras, [17]. A tabela 3.3 apresenta o coeficiente de atrito de alguns polímeros deslizando contra o aço.

Tabela 3.3 – Coeficiente de atrito para alguns polímeros, [42].

Material	**Coeficiente de atrito**
Nylon	0,3 a 0,5
Poliestireno	0,28 a 0,43
Poliuretano	0,35 a 0,51

O coeficiente de atrito depende de duas fontes: uma de adesão desenvolvida nas áreas de real contato entre as superfícies (as junções de asperezas) e uma força de deformação necessária para a aspereza da superfície mais dura passar pela superfície mais mole, [17]. O ângulo da aspereza é o parâmetro que apresenta melhor correlação com a parcela do coeficiente de atrito devido à força de deformação, [43], conforme se pode ver na figura 3.24.

Quase toda a deformação devido ao contato ou ao deslizamento ocorre dentro do polímero sendo que o acabamento da superfície relativamente mais dura tem uma forte influência no mecanismo de desgaste resultante, [17].

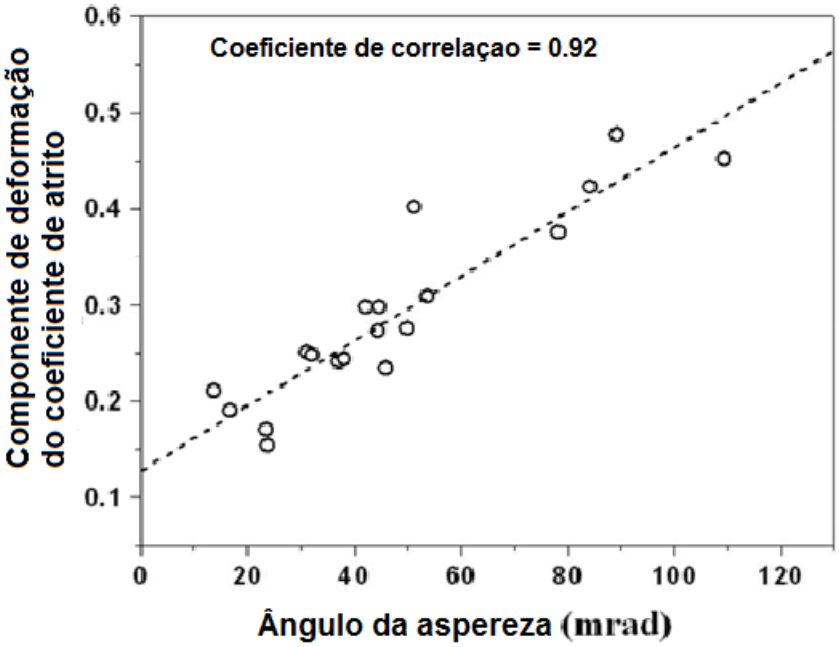

Figura 3.24 – Coeficiente de correlação entre o coeficiente de atrito e o ângulo da aspereza de uma superfície, [43].

Se a contra superfície é acentuadamente lisa, o desgaste pode resultar da adesão entre as superfícies e envolve deformação apenas nas camadas superficiais do polímero (processo de desgaste interfacial). Por outro lado, se a superfície possui um elevado grau de aspereza, ocorrerá deformação do polímero a uma profundidade significante (processo de desgaste coesivo), [17]. A figura 3.25 mostra um desenho esquemático com estes dois tipos de desgaste.

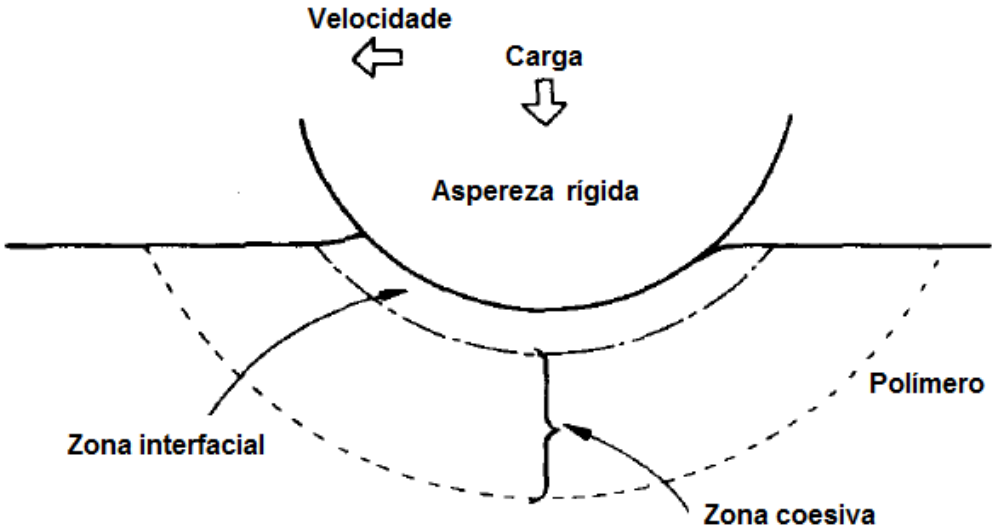

Figura 3.25 – Duas categorias gerais para processos de desgaste: desgaste coesivo e desgaste interfacial. A distinção aguda entre as duas regiões é artificial mas facilita a subdivisão dos processos de desgaste em duas classes, [44].

Assim como ocorre nos metais e nas cerâmicas, os efeitos químicos podem desempenhar também um papel importante no desgaste dos polímeros, por exemplo, através dos efeitos do ambiente no crescimento da trinca por fadiga ou através da degradação superficial a qual constitui mais um exemplo de processo de desgaste interfacial.

O nível de rugosidade da contra superfície na qual ocorre a transição entre o mecanismo de desgaste interfacial para o coesivo depende da natureza do polímero, mas corresponde tipicamente a valores de rugosidade média entre 0,01 e 0,1 μm, [17]. Em geral, polímeros deslizando contra superfícies polidas e duras sofrem desgaste por mecanismo adesivo, enquanto os deslizando contra superfícies ásperas sofrem desgaste por mecanismo coesivo. A transição entre os dois regimes pode levar a um ponto mínimo de taxa de desgaste para certa rugosidade superficial, como ilustrado na figura 3.26, extraída de HUTCHINGS, [17], para o polietileno de ultra alto peso molecular deslizando contra superfícies de aço inoxidável de diferentes rugosidades. A rugosidade na qual ocorre a transição pode ser influenciada também por fatores ambientais e especialmente pela presença de materiais interfaciais que reduzem a adesão superficial.

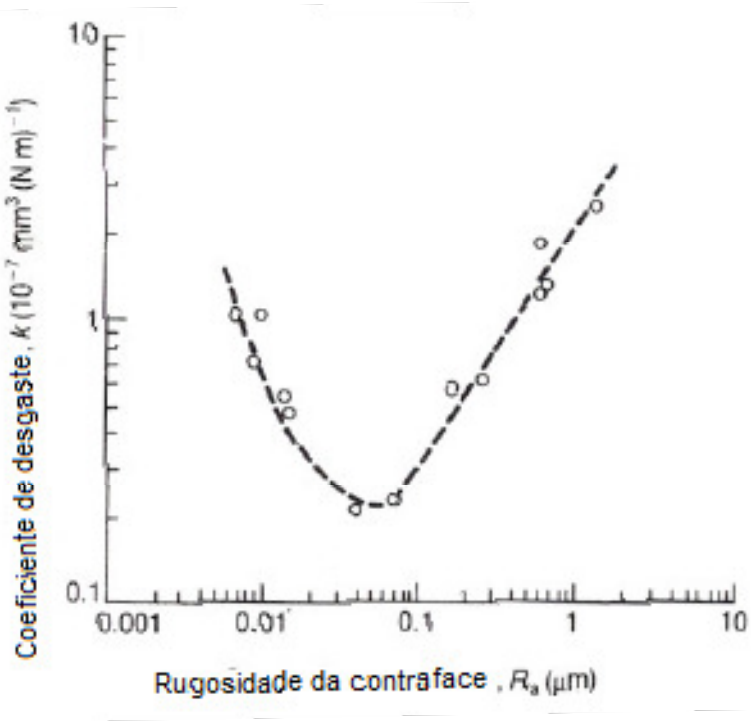

Figura 3.26 - Taxa de desgaste para polietileno de ultra peso molecular deslizando contra uma contraface de aço, em função da rugosidade da superfície do aço, [17].

De acordo com vários estudos, a interação das partículas abrasivas com o poliuretano produz deformação devido a tensões de tração, compressão e de cisalhamento na camada de superfície desgastada, formando nela trincas por fadiga devido à ação repetitiva dessas interações, [45]. Outras pesquisas indicam que a maior tensão de cisalhamento ocorre a certa profundidade abaixo da superfície, e que o aumento da força de atrito faz com este ponto esteja mais próximo da superfície [46,47]. Por outro lado, a deformação do material é maior na superfície, o que é propício à formação de trincas, mas ao mesmo tempo a tensão de compressão também é maior nesta área e restringe a formação de trincas. Com o aumento da distância para a superfície desgastada, a tensão de compressão diminui mais rápido do que a deformação, de modo que em alguma profundidade na camada desgastada, a tensão é quase de cisalhamento pura e as trincas são capazes de formar mais facilmente, [11]. Outro efeito para se levar em consideração é a influência da temperatura, provocada pelo atrito e pela histerese de deformação que produzem o efeito de aquecimento e o aumento da temperatura na camada de superfície desgastada. Na superfície, o calor facilmente se dissipa e a temperatura cai rapidamente; no entanto, na camada de superfície desgastada, a dissipação de calor é mais difícil e a temperatura é mais elevada, o que reduz a energia de coesão do material e envolve a formação de trincas. Finalmente, como um resultado da ação repetitiva de muitas partículas abrasivas, as trincas formadas se estendem e se interceptam, que conduz à formação de detritos de desgaste.

Outros estudos, confirmando os fatos explicados, indicam que as trincas formadas abaixo da superfície são desenvolvidas durante a aplicação de ciclos, por meio da deformação plástica causada pela tração da superfície, propagando as trincas vizinhas levando ao desprendimento de material por meio de placas cortadas, um processo denominado de delaminação de material por SUH et al., [48,49,50]. Qualquer partícula de desgaste gerada na superfície causa grande sulcamento e aumenta a força de atrito, o que acelera o processo de delaminação. Outro parâmetro importante é a temperatura alcançada pelo poliuretano na superfície desgastada, explicado por STACHOWIAK et al., [51]. A baixa temperatura em que a maioria dos polímeros derrete bem como a sua baixa condutividade térmica assegura que as temperaturas de contato de atrito podem atingir facilmente o ponto de fusão do polímero, fazendo com que a sua superfície se funda, por meio de

formação de proa. O efeito total das formações de proa sobre toda a superfície de contato do polímero é conhecido por outros autores, como BARTENEVEV et al., como fadiga por formação de ondas, [52].

- Mecanismos de desgaste coesivos

O desgaste coesivo resulta da deformação da superfície e da subsuperfície do material causada pela passagem de uma protuberância da contra superfície contra a superfície do polímero. A protuberância pode ser uma aspereza ou uma superfície dura que se sobressai da topografia, ou uma partícula parcialmente incorporada em uma contra superfície mole, ou possivelmente um aglomerado polimérico de detritos transferido para a contra superfície. A deformação resultante no polímero pode ser plástica (permanente) ou elástica (recuperável). No primeiro caso o mecanismo de desgaste pode ser chamado de abrasão enquanto no segundo pode estar associado com fadiga, [17].

A distinção entre esses dois tipos de mecanismos no desgaste de polímeros não é aguda. É mais adequado prever uma mudança progressiva ao invés de uma transição abrupta de um mecanismo para o outro assim que as propriedades mecânicas dos polímeros são alteradas. A figura 3.27 mostra esquematicamente como as proporções relativas da abrasão e da fadiga dependem da rugosidade superficial e da natureza do polímero, [17]. Em elastômeros, por exemplo, com baixo módulo de elasticidade, a deformação de contato será quase totalmente elástica e o mecanismo de fadiga será dominante. Os polímeros com alto módulo de elasticidade, tais como termorrígidos, por outro lado, mostram apreciável deformação plástica devido ao contato de asperezas e sofrem desgaste por abrasão, [17].

O mecanismo de desgaste por abrasão resulta do deslocamento plástico (aramento ou corte) do polímero por protuberâncias rígidas da contra superfície. Para isto ocorrer, o contato deve ser plástico, [17].

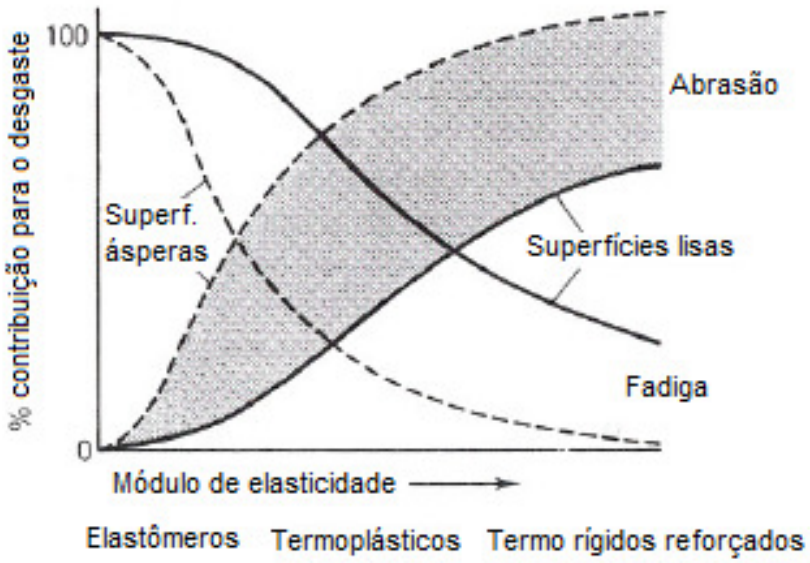

Figura 3.27 - Diagrama esquemático mostrando a variação da importância dos mecanismos de abrasão e fadiga em polímeros em função do módulo de elasticidade do polímero e da rugosidade da contraface, [17].

A teoria simples do desgaste por abrasão devido à deformação plástica prevê que a taxa de desgaste deveria ser proporcional à carga normal e à inclinação média da superfície. A teoria também prevê que a taxa de desgaste deveria ser inversamente proporcional à dureza H. Na prática, a correlação da taxa de desgaste abrasivo com a dureza é muito pior em polímeros do que em metais (figura 3.28). A razão para esta disparidade é dupla. A dureza, definida como carga por unidade da impressão residual no teste de penetração, fornece uma medida de diferentes propriedades para metais e para polímeros. Nos metais, reflete a facilidade do fluxo plástico e está correlacionada rigorosamente a tensão de escoamento, enquanto que nos polímeros muito do material deslocado ao redor da penetração é acomodado elasticamente e a medição da dureza incorpora contribuições de fontes elásticas e plásticas. A segunda razão para a pobre correlação é que mesmo polímeros duros deslizando em contra superfícies rugosas apresentam apreciável deformação elástica. Isto causa dano devido ao processo de fadiga o qual não é controlado por propriedades plásticas, [17].

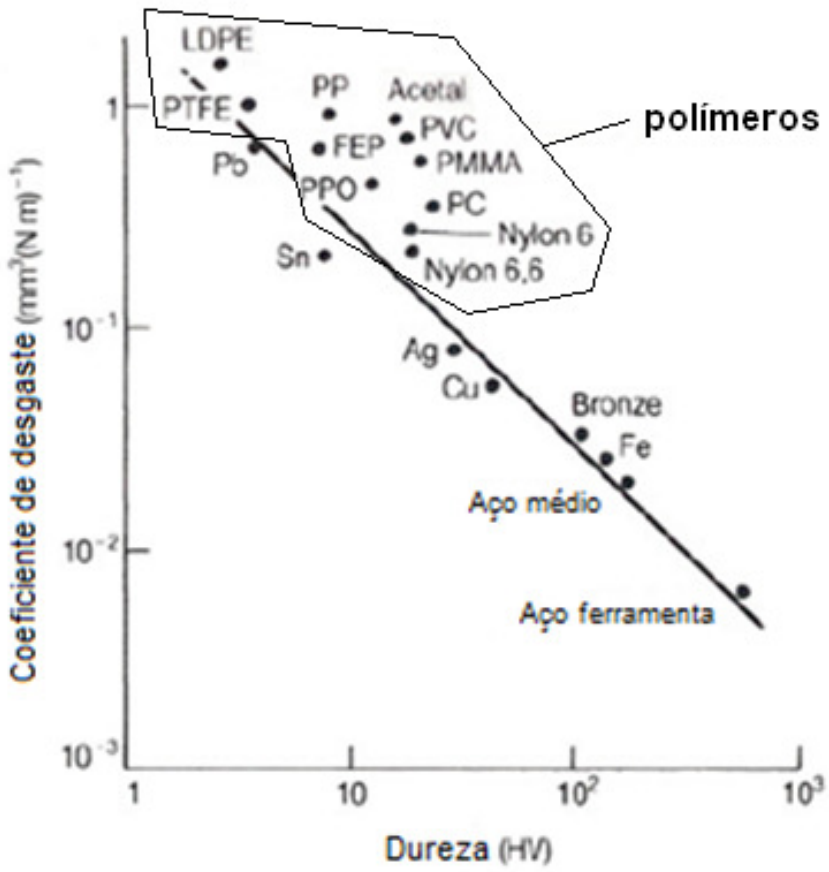

Figura 3.28 – Correlação entre o coeficiente de desgaste por abrasão de dois corpos e a dureza de diversos polímeros e metais, [17].

Uma correlação muito melhor é encontrada entre taxas de desgaste abrasivo e valores de $1/\sigma_u\varepsilon_u$, onde σ_u e ε_u são o limite de resistência à tração e o alongamento do polímero, medidos em teste convencional de tração. Embora as condições nas quais σ_u e ε_u são medidas diferem consideravelmente, especialmente em termos da taxa de deformação, daquelas encontradas no contato por deslizamento, a validade desta correlação, algumas vezes chamada de correlação de Ratner-Lancaster, é amplamente reconhecida. A figura 3.29 mostra a boa convergência encontrada para diversos termoplásticos.

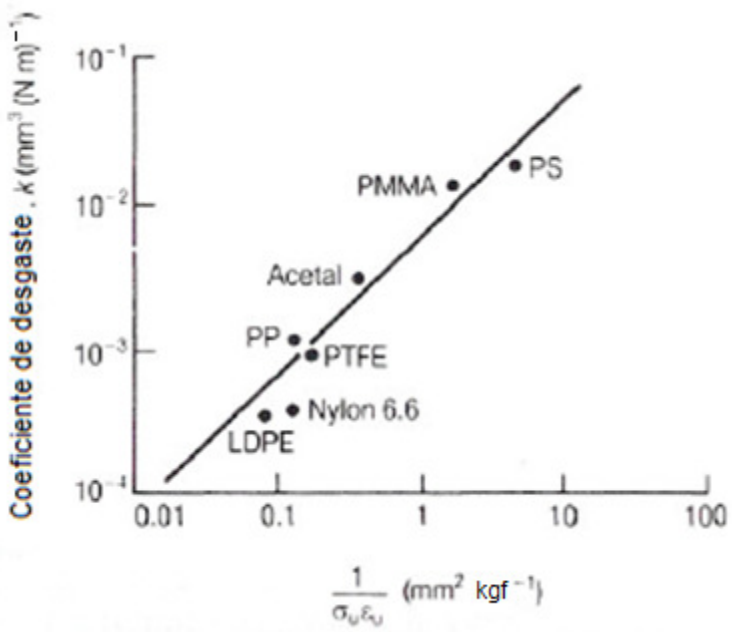

Figura 3.29 – Correlação de Ratner-Lancaster entre as taxas de desgaste de polímeros sob condições predominantemente abrasivas e a reciprocidade do produto de tensão e deformação na ruptura. Rugosidade da contra superfície $\boldsymbol{R_a}$ 1,2 um, [53].

O produto $\sigma_u \varepsilon_u$ é grosseiramente proporcional à área sob a curva tensão deformação do polímero para o ponto de tensão de ruptura, e então fornece uma medida do trabalho feito na produção do ensaio de resistência à tração, [17]. Logo, a relação de Ratner-Lancaster indica que o coeficiente de desgaste de polímeros, sob condições predominantemente abrasivas, é inversamente proporcional ao módulo de tenacidade do material, isto é, a capacidade do material absorver energia até a ruptura.

A figura 3.27 mostra que para polímeros com baixo módulo de elasticidade, tais como termoplásticos moles ou elastômeros, o processo de fadiga ocorre ao invés da abrasão. A fadiga também é importante para polímeros duros deslizando contra superfícies lisas. O desgaste devido à fadiga resulta da formação de trincas associada com a deformação predominantemente elástica. O dano é cumulativo e desenvolvido devido a um número de ciclos de contato. As partículas de desgaste tornam-se detritos removidos através do crescimento e inserção de trincas.

Em um modelo simples de desgaste por fadiga, a taxa de desgaste esperada está correlacionada com a taxa de crescimento da trinca por fadiga, [17]. Este geralmente segue a equação de Paris, vista anteriormente:

$$\frac{da}{dN} = B\ (\Delta K)^p \tag{3.22}$$

O valor do expoente p varia usualmente na faixa de 1,5 a 3,5 para elastômeros e de 3 a 10 para termoplásticos rígidos e termorrígidos. ΔK é proporcional à faixa de tensão $\Delta\sigma$ submetida a elementos do polímero durante o deslizamento. Se for assumido que o comprimento da trinca no qual o material se destaca é muito maior do que o tamanho do defeito a partir do qual o crescimento se inicia, a integração da equação 3.22 mostra que o número de ciclos necessários para remover o fragmento desgastado, N_f, é proporcional a $1/\Delta\sigma^p$. A taxa de desgaste será inversamente proporcional a N_f. Para simplificação $\Delta\sigma$ pode ser assumido como sendo a média da tensão do contato elástico devido a uma única aspereza de raio r sob uma carga P, e depende dessas quantidades como se pode ver a seguir:

$$\Delta\sigma \propto P^{1/3} r^{-2/3} \tag{3.23}$$

O raio o da área de contato é dado por:

$$o \propto P^{1/3} r^{1/3} \tag{3.24}$$

Se a amplitude e a largura da partícula de desgaste removida após N_f ciclos são proporcionais a o, e a sua profundidade é independente de o (sendo apenas o comprimento da trinca no qual ocorre a soltura), logo o volume de material removido por unidade de distância de deslizamento, Q, será dado por:

$$Q \propto \frac{o^2}{N_f} \tag{3.25}$$

Por isso, combinando as equações mostradas:

$$Q \propto r^{2(1-p)/3}\ P^{(2+p)/3} \tag{3.26}$$

Deve-se, portanto, esperar que a taxa de desgaste total devido à fadiga dependa fortemente da rugosidade da superfície (uma vez que esta controla r e também o número de asperezas de contato por unidade de área). Ainda pode ser observado: um aumento de dez vezes da rugosidade da contra superfície (por exemplo, R_a de

0,1 μm para 1,0 μm) pode levar a um aumento da taxa de desgaste do polímero de cem vezes. Uma forte dependência da taxa de desgaste em relação à carga normal também é observada, frequentemente seguindo a lei sugerida pela equação 3.26. O expoente da carga depende da natureza do polímero e da topografia da contra superfície.

Os elastômeros são distintos dos outros polímeros de engenharia devido ao seu baixo módulo de elasticidade e seus altos valores de tensão de tração de alongamento. O desgaste abrasivo verdadeiro devido a mecanismos de corte ocorre somente no deslizamento contra superfícies com asperezas extremamente agudas, [17]. Geralmente o desgaste ocorre devido ao crescimento progressivo de trincas com a propagação de trincas a partir da superfície sob carregamento cíclico, [17]. Uma contra superfície rugosa não é essencial para o desenvolvimento destas trincas, já que elas podem surgir diretamente a partir de trações de superfícies associadas com o deslizamento contra superfícies com alto coeficiente de atrito. Este processo de crescimento de trincas em elastômeros frequentemente leva a um padrão de abrasão da superfície.

- Mecanismos de desgaste interfaciais

No desgaste interfacial, o material removido resulta de processos ocorrendo próximo ou na superfície do polímero. O processo mais importante destes é o desgaste devido à adesão, o qual está diretamente relacionado com o componente adesivo do deslizamento. O desgaste adesivo ocorre somente quando a contra superfície é lisa e envolve a transferência do polímero para a contra superfície dura e na sequência a remoção do mesmo como detritos, [17]. Um período de acomodação ocorre frequentemente antes que as condições de estado estacionário sejam alcançadas. Durante o desgaste no estado estacionário, a taxa de desgaste é, frequentemente, diretamente proporcional à carga normal em uma faixa bem grande de valores (figura 3.30). Os valores correspondentes de coeficiente de desgaste dimensional k estão tipicamente numa faixa de 10^{-6} a $10^{-3}\ \mathrm{mm}^3(\mathrm{Nm})^{-1}$, [17].

Nem todos os polímeros apresentam desgaste adesivo deste tipo. Os termorrígidos, por exemplo, não transferem filmes, e o desgaste ocorre por processo de fadiga ou abrasão, ou em altas temperaturas interfaciais, por degradação térmica

da superfície, outra forma de desgaste interfacial, [17]. Em polímeros amorfos, tais como PS, PVC e PMMA, abaixo da temperatura de transição vítrea, a interface entre o polímero e a contra superfície é mais fraca do que a massa polimérica e o desgaste ocorre principalmente por fadiga ou abrasão como discutido na seção anterior, [17]. Uma vez que a temperatura interfacial esteja acima da temperatura de transição vítrea, contudo, os termoplásticos amorfos se desgastam por adesão, [17].

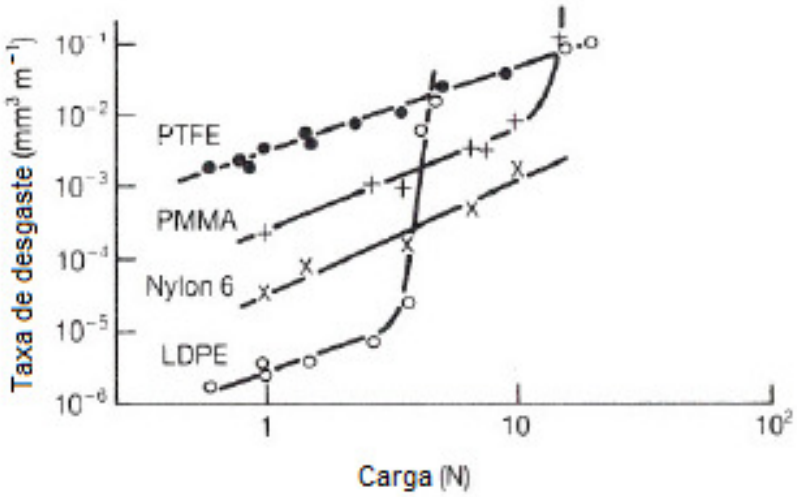

Figura 3.30 - Variação das taxas de desgaste em função da força normal aplicada para polímeros deslizando contra contrafaces de aço polida (R_a = 0,15 µm) sem lubrificação, [17].

O desgaste adesivo resulta a partir da adesão do material polimérico à contra superfície por forças eletrostáticas. A junção entre o polímero e a contra superfície é mais forte do que a do próprio polímero e a falha ocorre dentro da sua massa, levando à transferência de fragmentos. O deslizamento repetido sobre a contra superfície leva a um progressivo acúmulo de camada transferida o qual eventualmente se desprende. A transferência reversa do polímero também pode ocorrer, assim como uma incorporação do material a partir da contra superfície dentro da camada transferida. A taxa de desgaste aparenta ser ditada pela taxa de remoção do filme transferido da contra superfície ao invés da taxa de transferência do polímero para o filme. Há evidências de que os polímeros são relutantes a transferir mais para seus próprios filmes transferidos e se seus filmes transferidos aderem fortemente a contra superfície, a taxa de desgaste é baixa, [17].

Os termoplásticos geralmente apresentam baixa condutividade térmica e baixas temperaturas de amolecimento ou fusão, comparados com os metais. Ambos os fatores levam a um acentuado amolecimento térmico sob condições de

deslizamentos mais suaves do que as necessárias para os metais. O fenômeno é, contudo, exatamente o mesmo que o de transição da condição de deslizamento efetivamente isotérmica para o quase adiabática. Esta transição ocorre quando uma alta temperatura na interface alcança o ponto de amolecimento do polímero (figura 3.31). Acima desta transição térmica a taxa de desgaste é alta, com o material sendo removido a partir de uma massa fundida do polímero. A transição tem sido descrita como uma de desgaste médio para severo, [17].

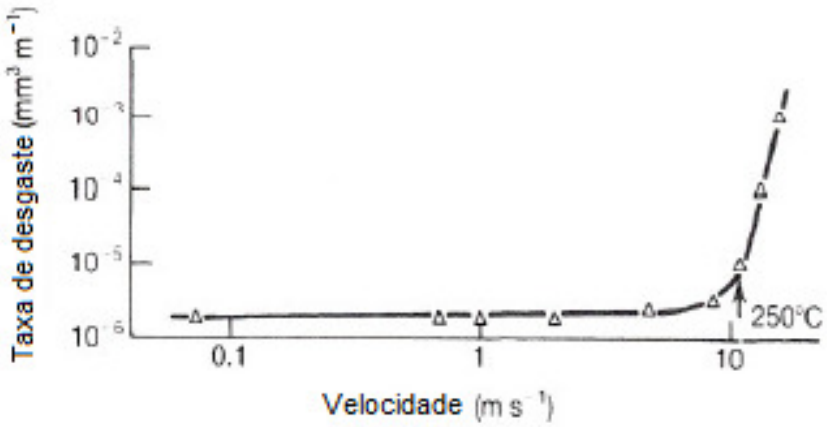

Figura 3.31 - Variação da taxa de desgaste do estado estacionário com a velocidade de deslizamento para o nylon 6.6 deslizando contra uma contra superfície de aço lisa (R_a = 0,15μm) sob condições não lubrificadas, [17].

A natureza da contra superfície também influência a condição na qual a temperatura de amolecimento ocorre. Para uma contra superfície metálica, relativamente boa condutora de calor, a velocidade crítica pode ser algumas centenas de vezes maior do que uma contra superfície polimérica que apresenta uma baixa condutividade, [17]. Parte dos efeitos benéficos dos preenchimentos metálicos é diminuir as taxas de desgaste dos polímeros compósitos em aplicações de rolamentos devido ao aumento da condutibilidade térmica causado por eles.

3.5.2 Teoria simples de desgaste por deslizamento

Quando duas superfícies em contato deslizam uma sobre a outra, uma ou ambas sofrerão desgaste. A figura 3.32, base para a teoria de ARCHARD, [12], mostra o contato de uma única aspereza, a qual é circular numa visão de planta e tem raio o em todas as fases de evolução do deslizamento. Na figura 3.32c o contato entre asperezas é máximo e a carga normal suportada por ela, δP, é dada por:

$$\delta P = \sigma_y \, \pi o^2 \tag{3.27}$$

onde σ_y é a tensão de escoamento para uma aspereza deformada plasticamente a qual é próxima da dureza de penetração H.

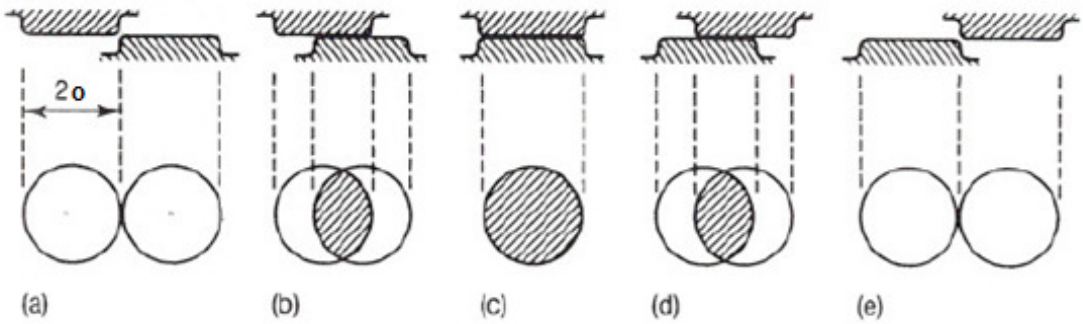

Figura 3.32 - Diagrama esquemático mostrando a evolução do ciclo de contato de duas asperezas movendo uma sobre a outra, [12].

Assim que o deslizamento continua, as duas superfícies se distanciam como mostrado nas figuras 3.32d e 3.32e, e a carga é progressivamente transferida para outra junção de asperezas em processo de formação. O deslizamento contínuo leva à contínua formação e destruição dos contatos individuais de asperezas. O desgaste está associado com o desprendimento de fragmentos de material das asperezas e o volume de cada fragmento de desgaste dependerá do tamanho da junção de asperezas da qual o fragmento é originado. É assumido que o volume do material removido por desgaste, δV, será proporcional ao cubo do contato da dimensão o, o que implica que a forma da partícula de desgaste deveria ser independente de seu tamanho. O volume pode ser considerado como sendo o de um hemisfério de raio o (embora isto não signifique que as partículas removidas sejam necessariamente esféricas), ou seja:

$$\delta V = \frac{2\pi o^3}{3} \tag{3.28}$$

Nem todas as asperezas em contato darão origem a partículas de desgaste. Supondo que somente uma proporção b dará origem. A média do volume de material removido por unidade de distância, δQ, devido ao deslizamento de um par de asperezas por uma distância $2o$ é portanto dada por:

$$\delta Q = \frac{b\delta V}{2o} = \frac{b\pi o^2}{3} \tag{3.29}$$

e a taxa de desgaste total, Q, decorrente do contato de todas as asperezas é a soma das contribuições sobre toda a área real de contato:

$$Q = \sum \delta Q = \frac{b}{3} \sum \pi o^2 \tag{3.30}$$

A força total normal P é dada por:

$$P = \sum \delta P = \sigma_y \sum \pi o^2 \tag{3.31}$$

e por isso:

$$Q = \frac{bP}{3\sigma_y} \tag{3.32}$$

É conveniente combinar o fator 1/3 dentro da constante de proporcionalidade colocando $K_d = b/3$, e assumir que $\sigma_y = H$, a dureza de penetração. Pode-se assim escrever a equação da seguinte forma:

$$Q = \frac{K_d P}{H} \tag{3.33}$$

Esta relação, que relaciona o volume desgastado por unidade de distância de deslizamento, Q, com o carregamento normal macroscópico, P, e a dureza da superfície mais mole, H, é frequentemente chamada de equação de desgaste de ARCHARD, [12]. A constante K_d, usualmente denominada coeficiente de desgaste, é adimensional e é sempre menor do que 1,[17].

O coeficiente de desgaste adimensional K_d é de fundamental importância já que é um meio valioso para comparação da severidade do processo de desgaste em diferentes sistemas. Contudo, para aplicações de engenharia, a razão K_d/H é frequentemente mais útil. Esta é dada pelo símbolo k e é chamada de coeficiente de desgaste dimensional. O k é geralmente cotado em unidade de $mm^3\,(Nm)^{-1}$ e representa o volume de material removido pelo desgaste por unidade de distância deslizada por unidade de carga normal de contato. A medição do desgaste fornecida

por k é particularmente de grande ajuda para a comparação das taxas de desgaste de diferentes classes de materiais. A figura 3.33 mostra o coeficiente de desgaste dimensional em função da rugosidade média superficial para diversos polímeros. A figura 3.34 mostra o coeficiente de desgaste dimensional em função do ângulo da aspereza para alguns polímeros. Nota-se, nestes casos, uma perfeita correlação entre ângulo de aspereza e rugosidade média.

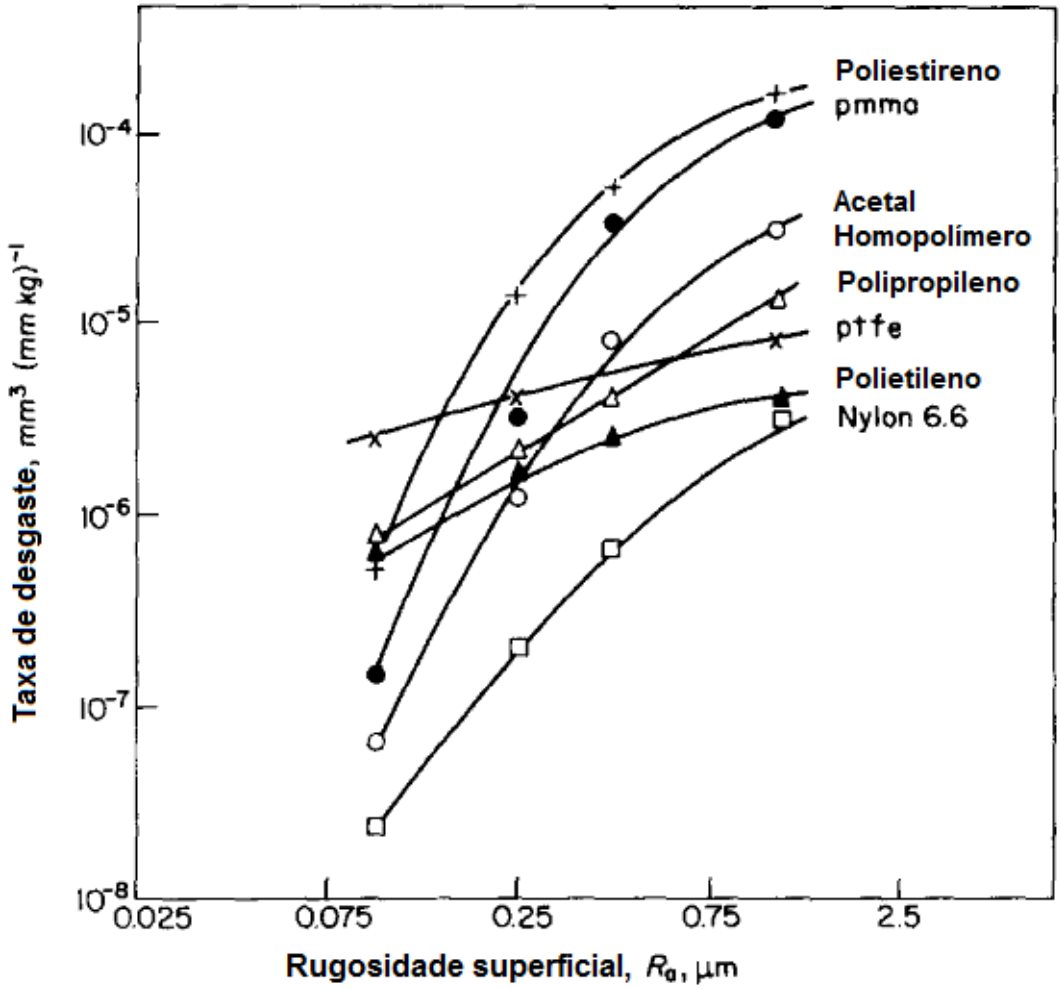

Figura 3.33 – Coeficiente de desgaste dimensional em função da rugosidade superficial para vários polímeros durante a abrasão de passe único, [54].

Na figura 3.34, o ângulo da aspereza é estimado a partir da relação $\tan\theta \cong \left({\sigma_s}/{2R_{AV}}\right)^{1/2}$ onde σ_s é o desvio padrão das alturas das asperezas e R_{AV} é a média do raio de curvatura das asperezas, [54].

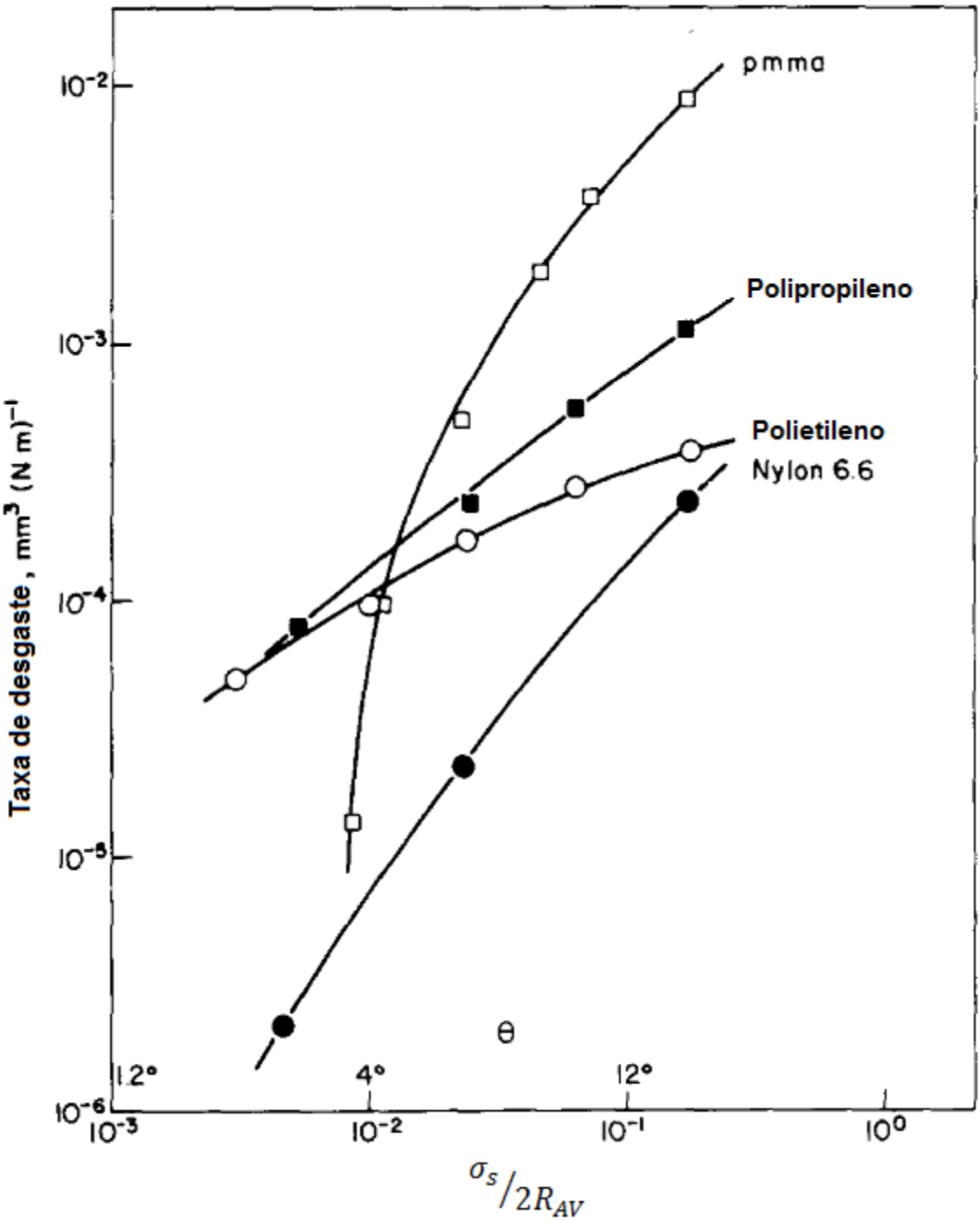

Figura 3.34 – Coeficiente de desgaste dimensional em função do ângulo da aspereza da superfície medida em abrasão de passe único, [54].

Nota-se que a taxa de desgaste dos polímeros deslizando contra superfícies lisas depende principalmente da resistência à fadiga dos mesmos. Observando as figuras 3.8, 3.9, 3.33 e 3.34, é possível concluir que os polímeros com maior resistência à fadiga apresentam menor taxa de desgaste do que os polímeros com menor resistência à fadiga.

Em alguns materiais, elastômeros, por exemplo, há alguns problemas para o uso do coeficiente adimensional K_d já que a dureza de penetração plástica H não pode ser definida. Nota-se também, através da tabela 3.4 que mostra a abrasão total para diferentes tipos de poliuretanos, que o aumento da dureza aumenta a taxa de desgaste contrariando assim a equação de ARCHARD, [12].

Tabela 3.4 - Valores médios dos ensaios para diferentes tipos de poliuretanos, [55]

Nomenclatura	Dureza [Shore A]	E 100% [MPA]	E 300% [MPa]	σ_u [MPa]	Along. Max. [%]	Resist. ao rasgo [N/mm]	Along. Max. ao rasgo [%]	Abrasão [mm^3]	Resil. [%]
	ASTM D2240	ASTM D412	ASTM D412	ASTM D412	ASTM D412	ASTM D624	ASTM D1817	DIN 53.516	DIN 53.512
E-575A1	77	3.8	9.4	33.4±1.7	468±8	70.8±1.5	200.9±8.1	172.1±5.0	53.6
E-585A1	86	6.9	15	30.6±6.4	430±35	94.7±0.6	133.8±0.8	217.2±5.2	47.8
E-590A1	90	8.7	17.4	34.1±0.9	423±38	107.3±1.2	112±16.8	240.3±2.0	41.4
E-595A1	95	11.5	20.9	30.0±5.1	403±50	121.4±7.3	83.5±6.4	275.5±4.0	38.8

Embora tenhamos definido K_d em termos da probabilidade da interação de cada aspereza resultar na produção de partículas de desgaste, é importante perceber que esta não é a única interpretação possível. Pode ser considerado também como sendo reflexo do número de ciclos de deformação necessários para cada aspereza antes do fragmento de material ser removido pelo processo de fadiga. Alternativamente, pode estar relacionado com o tamanho da partícula de desgaste removida por cada contato de aspereza, [17].

Dentro desse contexto, onde a equação original de ARCHARD não pode ser utilizada para elastômeros, se faz necessário um novo modelo para obtenção da taxa de desgaste, Q, a partir do processo de fadiga.

Capítulo 4

MODELO PROPOSTO

Conforme dito anteriormente, as estruturas metal-polímero são muito utilizadas atualmente e podem falhar devido a inúmeros tipos de mecanismos, entre eles escoamento, viscoelasticidade, fratura, fadiga e desgaste. Neste capítulo será proposto um modelo de análise de falha deste tipo de estrutura que, além de considerar a falha independente no metal ou no polímero, leva em consideração a falha na região de interface metal-polímero em decorrência de desgaste por deslizamento, quando existe movimento relativo entre as superfícies. Para esse fim, será feita também a proposta e validação experimental de um modelo para avaliar a falha de superfícies poliméricas devido ao deslizamento relativo a superfícies metálicas.

4.1 MODELO PARA ANÁLISE DE FALHA DE ESTRUTURAS

Para a análise de falha de estruturas metal-polímero, propõe-se a utilização do modelo apresentado no fluxograma da figura 4.1. O modelo começa com o cálculo das tensões (e deformações quando necessário) dos pontos críticos da estrutura, considerando também a viscoelasticidade quando aplicável, e a verificação da possibilidade de ocorrência de escoamento em alguma região através da comparação das tensões calculadas com o limite de escoamento dos materiais. Caso exista a possibilidade de ocorrência de escoamento, o projeto da estrutura deve ser revisado.

Para projeto com tolerância ao dano, deve ser efetuada a verificação do tamanho mínimo de trinca detectável nas inspeções previstas, o cálculo do fator de intensificação de tensão das regiões onde são admissíveis trincas utilizando a equação 3.3 e a verificação da possibilidade de ocorrência de fratura em alguma região através da comparação dos fatores calculados com a tenacidade à fratura dos materiais. Caso exista a possibilidade de ocorrência de fratura, o projeto da estrutura deve ser revisado.

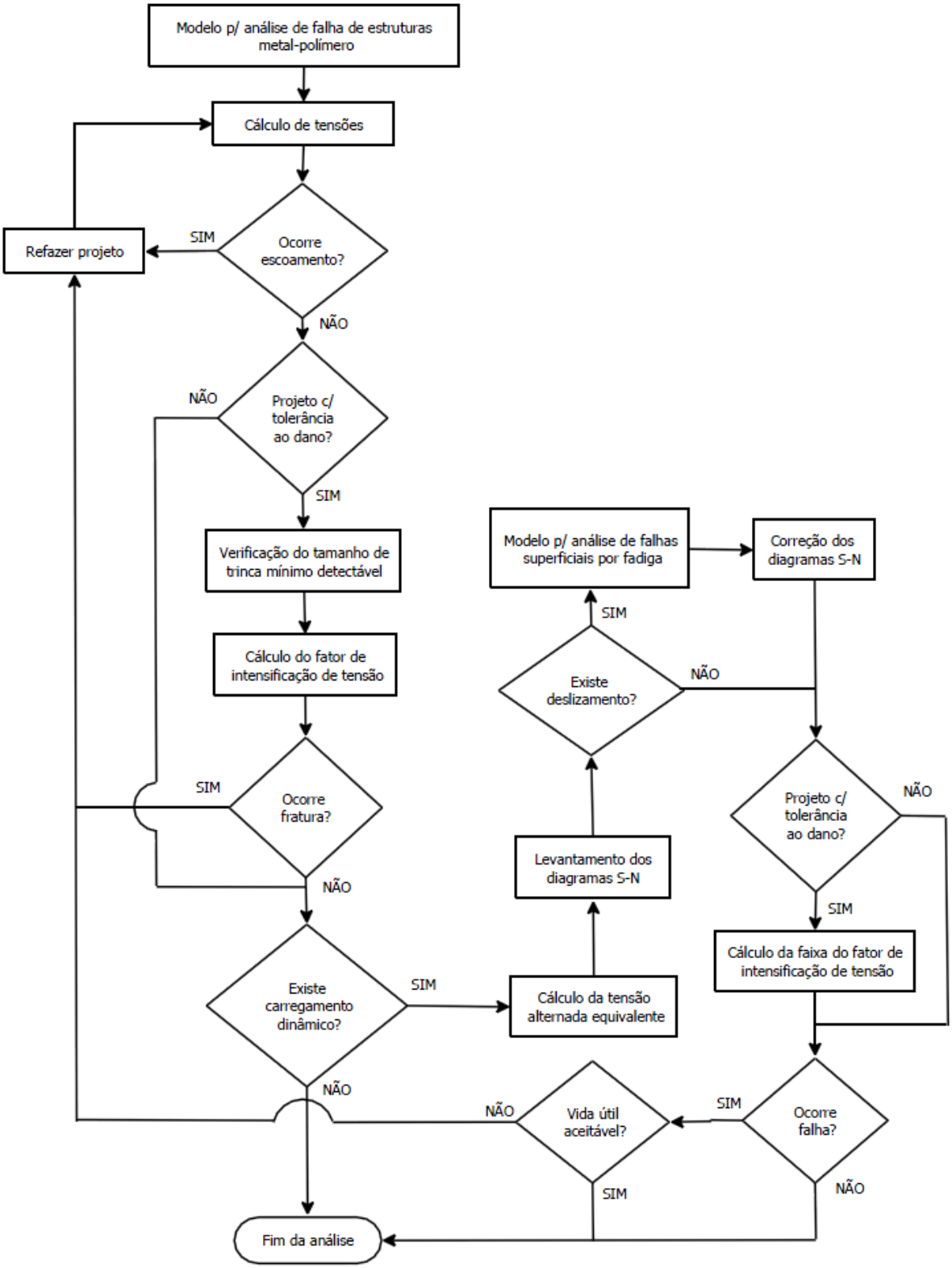

Figura 4.1 – Fluxograma do modelo proposto.

Para estrutura submetida a um carregamento dinâmico, deve ser calculada a amplitude de tensão alternada para os pontos críticos da estrutura utilizando a equação 3.6 e, se a tensão média for diferente de zero, deve ser calculada também

a amplitude de tensão alternada equivalente utilizando a equação 3.11. O fator de redução de resistência à fadiga (equação 3.21) deve ser considerado para o cálculo da amplitude de tensão alternada equivalente em regiões com concentradores de tensão. Em seguida, as curvas de resistência à fadiga dos pontos críticos da estrutura devem ser levantadas considerando a equação 3.16.

Caso exista deslizamento entre as superfícies poliméricas e metálicas, deve ser utilizado o modelo para análise de falha superficial por fadiga que será mostrado no item 4.2. Em seguida, as curvas de resistência à fadiga dos pontos críticos da estrutura que sofrem movimento relativo devem ser ajustadas considerando a redução da resistência à fadiga causada pela falha superficial.

Para projeto sem tolerância ao dano, à vida a fadiga em número de ciclos dos pontos críticos da estrutura deve ser obtida através da utilização do diagrama S-N e dos valores das amplitudes de tensão alternada equivalente. Para projeto com tolerância ao dano, devem-se calcular as faixas dos fatores de intensificação de tensão dos pontos críticos e verificar se existe a possibilidade de propagação de trinca. Caso exista a possibilidade de propagação de trinca, a vida à fadiga em número de ciclos dos pontos críticos da estrutura deve ser calculada através da utilização da equação 3.22. Caso exista a possibilidade de falha, isto é, a vida calculada não seja infinita e também não seja aceitável, o projeto da estrutura deve ser revisado.

4.2 MODELO PARA ANÁLISE DE FALHA SUPERFICIAL POR FADIGA

Assumindo que está correta a hipótese de que a taxa de desgaste está ligada ao número de ciclos de deformação necessário para remoção da aspereza pelo processo de fadiga, sugere-se a possibilidade de utilização de uma curva S-N para a obtenção do número de ciclos necessários para o desprendimento de uma partícula de desgaste. Outra hipótese adotada para a utilização deste conceito é de que a topografia de uma superfície com pequenas dimensões apresenta contorno similar a da topografia de uma superfície com grandes dimensões possibilitando assim a aplicação de teorias que estudam fenômenos em escala macrométrica para a explicação de fenômenos em escala micrométrica. Considera-se um corpo flexível

de espessura e em contato com um corpo rígido (figura 4.2) onde as topografias se encaixam perfeitamente, em movimento devido à aplicação de uma força tangencial P_t. A pressão permanente exercida pela força normal P é considerada como sendo a pressão aparente, isto é, a razão da força pela área:

$$pressão\ permanente = \frac{P}{A} = \frac{P}{L\,e} \tag{4.1}$$

A somatória das forças P_a exercidas na rampa de cada aspereza devido à força tangencial P_t é:

$$\sum P_a = P_t \operatorname{sen}\theta \tag{4.2}$$

A somatória das áreas das rampas de cada aspereza A_a é:

$$\sum A_a = \frac{\sum h\,e}{\operatorname{sen}\theta} \tag{4.3}$$

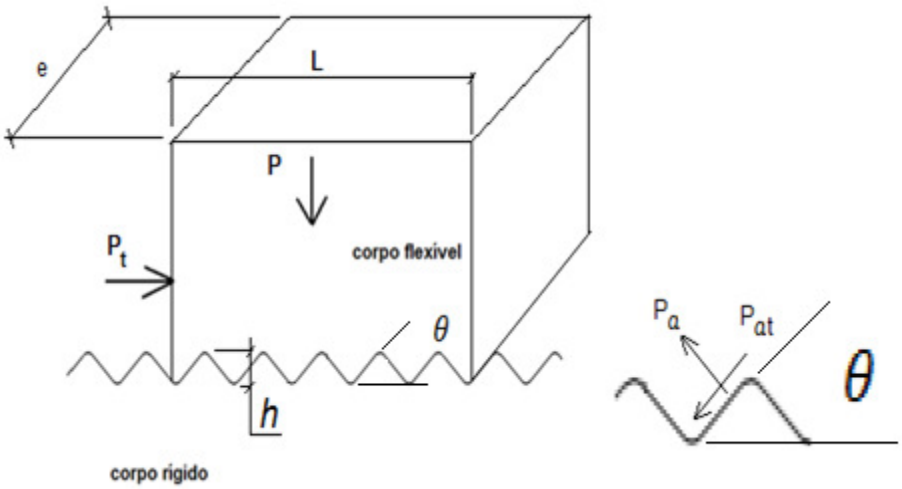

Figura 4.2 – Corpo flexível em contato com corpo rígido.

Logo, a pressão exercida na rampa de cada aspereza devido ao movimento é:

$$\sigma = \frac{\sum P_a}{\sum A_a} \tag{4.4}$$

$$\sigma = \frac{P_t \operatorname{sen}\theta}{\sum h\,e\,/\operatorname{sen}\theta} \tag{4.5}$$

$$\sigma = \frac{P_t}{\sum h\, e} sen^2\theta \tag{4.6}$$

Como:

$$P_t = \mu\, P \tag{4.7}$$

onde μ é coeficiente de atrito:

$$\sigma = \frac{\mu\, P}{\sum h\, e} sen^2\theta \tag{4.8}$$

Logo a pressão na rampa de cada aspereza é:

- instante inicial = $pressão\ permanente$;
- passagem de uma aspereza pela outra = $pressão\ permanente + \sigma$;
- após passagem de uma aspereza pela outra = $pressão\ permanente$.

Neste caso, é necessário o cálculo da amplitude de tensão alternada equivalente já que a tensão média é diferente de zero.

A somatória das forças P_{at} exercidas na rampa de cada aspereza devido à força tangencial P_t é:

$$\sum P_{at} = P_t \cos\theta \tag{4.9}$$

A somatória das áreas das rampas de cada aspereza A_a é:

$$\sum A_a = \frac{\sum h\, e}{\operatorname{sen}\theta} \tag{4.10}$$

Logo, a tensão de cisalhamento exercida na rampa de cada aspereza devido ao movimento, caso houvesse uma junção total de asperezas (soldagem), seria:

$$\tau_1 = \frac{\sum P_{at}}{\sum A_a} \tag{4.11}$$

$$\tau_1 = \frac{P_t \cos\theta}{\sum h\, e\, /\, \operatorname{sen}\theta} \tag{4.12}$$

$$\tau_1 = \frac{P_t}{\sum h\, e} cos\theta sen\theta \tag{4.13}$$

Utilizando novamente a equação 4.7, tem-se:

$$\tau_1 = \frac{\mu\, P}{\sum h\, e} cos\theta sen\theta \tag{4.14}$$

Como não existe uma junção total de asperezas, somente uma parcela da força tangencial P_{at} devido ao coeficiente de atrito de adesão gera tensão de cisalhamento, tem-se:

$$\tau_1 = \frac{\mu\, P \mu_{adesão}}{\sum h\, e} cos\theta sen\theta \tag{4.15}$$

Logo a tensão de cisalhamento na rampa da aspereza é:

- Instante inicial = 0;
- Passagem de uma aspereza pela outra = τ_1;
- Após passagem de uma aspereza pela outra = 0.

Neste caso, também é necessário o cálculo da amplitude de tensão alternada equivalente já que a tensão média é diferente de zero.

Nota-se a aplicação de uma pressão alternada compressiva e de uma tensão alternada de cisalhamento na rampa da aspereza. As tensões compressivas não causam falhas por fadiga. No entanto, conforme demonstrado pela análise de Hertz, a aplicação de uma pressão normal produz uma tensão de cisalhamento abaixo da superfície. Esta tensão de cisalhamento equivale a 0.47 vezes a pressão normal e a variação cíclica desta pode causar falha por fadiga da aspereza. Logo, a partir da equação 4.8 tem-se:

$$\tau_2 = 0.47\ \frac{\mu\, P}{\sum h\, e} sen^2\theta \tag{4.16}$$

O modelo esquemático para desprendimento da aspereza da figura 4.3 é proposto, válido apenas quando o contato é totalmente elástico, onde a maior parte da vida (ciclos) é gasta para a nucleação da trinca.

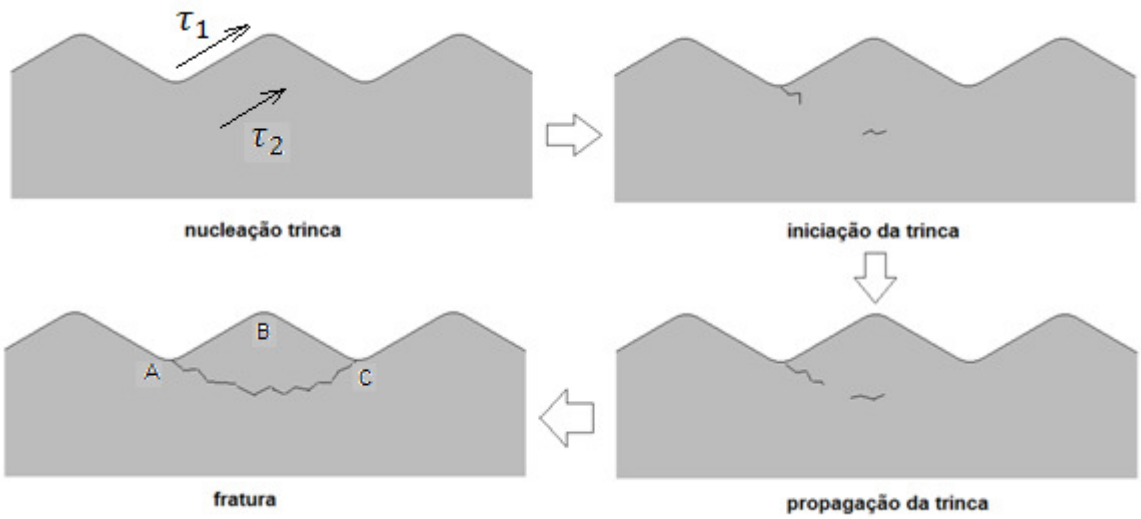

Figura 4.3 – Modelo esquemático de falha por fadiga da aspereza.

Sendo assim, a taxa de desgaste pode ser estimada considerando as variáveis: altura da aspereza, ângulo da aspereza, força normal, número de ciclos (dependente do comprimento do deslizamento), coeficiente de atrito e curva de resistência à fadiga do material. O volume de cada aspereza removida é considerado como sendo o produto de duas vezes a área do triângulo ABC indicado na figura 4.3 pela espessura do corpo flexível. A curva de resistência à fadiga deve considerar os fatores de modificação discutidos anteriormente no item 3.4.1. Uma forma prática proposta pelo autor para a descoberta de um coeficiente global de redução (CGR) da resistência à fadiga do material é fazendo o ajuste da taxa de desgaste calculada para um determinado ângulo de aspereza para valores próximos a de uma taxa de desgaste obtida experimentalmente para o mesmo ângulo de aspereza. Este coeficiente global de redução também faz com que não seja necessária a execução do cálculo das amplitudes de tensão alternada equivalente, pois a curva de resistência à fadiga do material é ajustada para uma condição onde a tensão média é diferente de zero. Para a utilização direta da curva S-N, a seguinte equação é proposta:

$$\sigma_a = CGR\frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \tag{4.17}$$

Para a validação do modelo proposto, este foi aplicado para a previsão de taxas de desgastes já conhecidas do *nylon* 6.6 e do poliestireno mostradas na figura 3.33. Os seguintes parâmetros foram adotados para os dois materiais:

- P = 100 N;
- L = 12 mm;
- e = 12 mm;
- h = 0,8 μm;
- θ = 1,7° / 4° / 7° / 11° ;
- Comprimento de deslizamento = 500 m;
- μ = 0,4;
- $\mu_{adesão}$ = 0,1.

As curvas S-N destes dois polímeros são mostradas respectivamente nas figuras 3.8 e 3.9. Utilizou-se um CGR de 562 para o *nylon* e de 220 para o poliestireno. Este fator foi obtido através do ajuste da taxa de desgaste obtida para o ângulo de 4° com aquela encontrada na figura 3.33. A tabela 4.1 mostra as taxas de desgaste calculadas:

Tabela 4.1 – Taxas de desgaste calculadas através do modelo proposto.

Ângulo aspereza [grau]	τ_1 **[MPa]**	τ_2 **[MPa]**	**CGR**	σ_a **[MPa]**	**Vida à fadiga [N]**	**Taxa de desgaste [mm3/(Nm)]**	**Material**
1,7	0,06	0,008	562	17,8	4,00E+06	5,3E-06	NYLON TEORIA
4	0,06	0,018	562	20,6	2,00E+06	2,5E-05	
7	0,05	0,032	562	24,3	8,00E+05	1,1E-04	
11	0,05	0,049	562	28,8	2,00E+05	7,0E-04	
1,7	0,06	0,008	220	7,0	5,00E+05	4,3E-05	PS TEORIA
4	0,06	0,018	220	8,1	5,00E+04	1,0E-03	
7	0,05	0,032	220	9,5	1,00E+04	8,8E-03	
11	0,05	0,049	220	11,3	5,00E+03	2,8E-02	

Os valores obtidos foram plotados, para efeito comparativo, nos diagramas das taxas de desgaste da figura 3.33. A figura 4.4 mostra o comparativo.

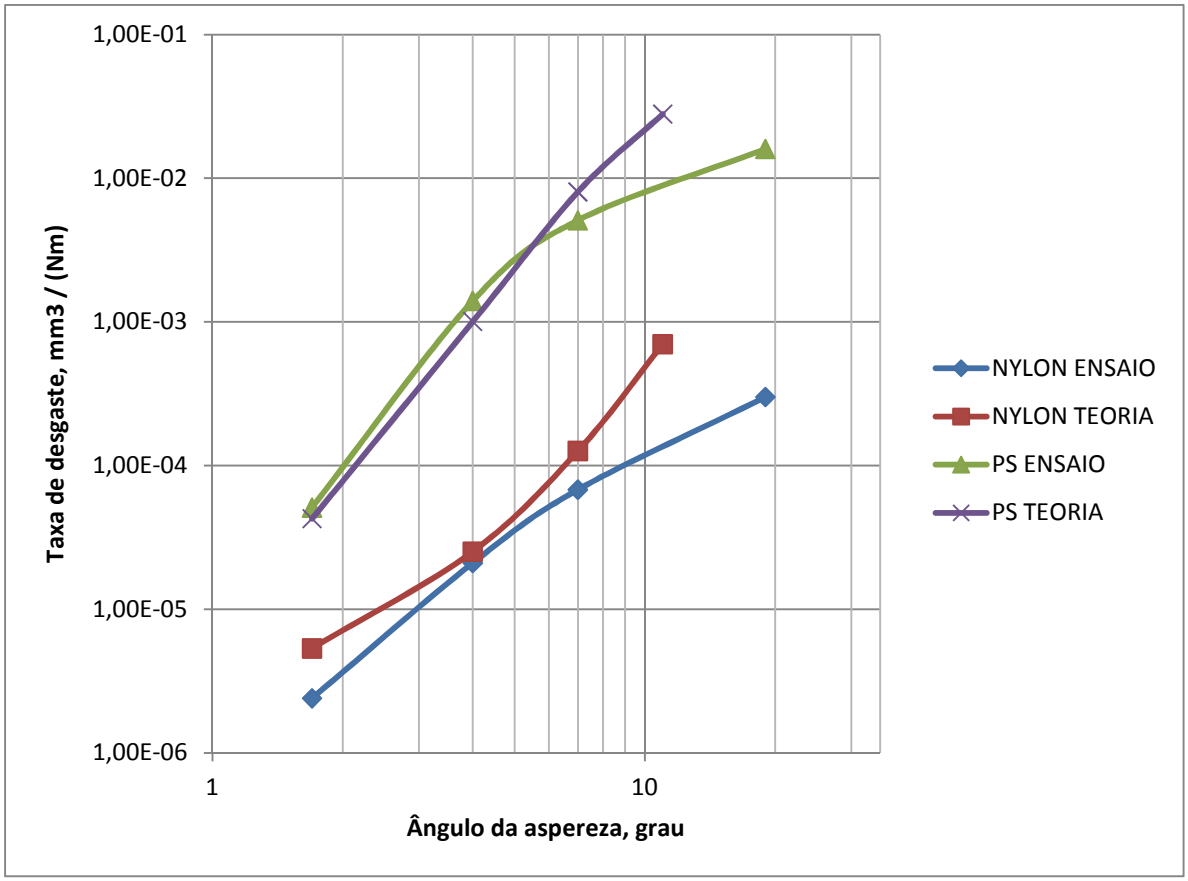

Figura 4.4 – Comparativo entre taxas de desgaste obtidas em ensaios e calculadas.

Nota-se uma boa correlação do modelo proposto com os resultados experimentais para ângulos de asperezas abaixo de 10 graus.

4.3 ENSAIO DE DESLIZAMENTO

Para o levantamento da taxa de desgaste por deslizamento do poliuretano, a qual não foi encontrada na literatura, foram realizados ensaios de deslizamento com configuração alternada plano no plano. Corpos de prova cilíndricos, com diâmetro de 12 mm e altura de 5 mm de poliuretano de dureza 95 Shore A e 55 Shore D, foram extraídos de barras redondas fornecidas pelo fabricante Petropasy e encapsulados em uma capa de aço de baixo teor de carbono. Estes foram postos em contato contra placas de aço de baixo teor de carbono com duas topografias diferentes, uma lixada manualmente e outra retificado grosso, ambas com riscos no sentido transversal. A configuração esquemática do ensaio é mostrada na figura 4.5. O

desenho esquemático do dispositivo de ensaio manufaturado é mostrado na figura 4.6.

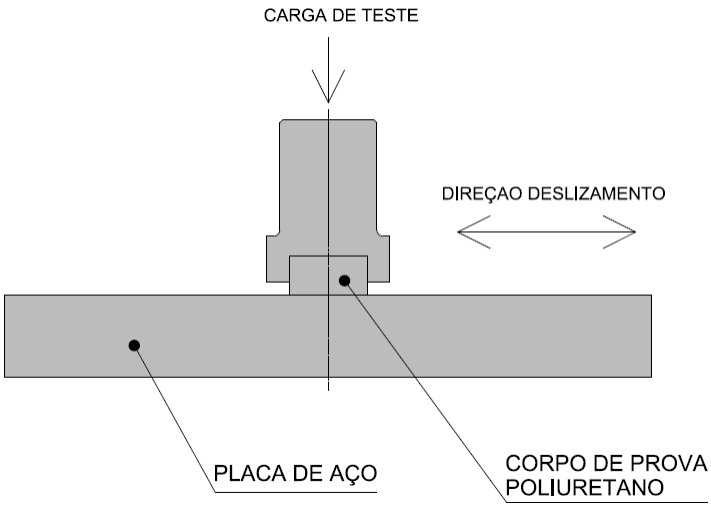

Figura 4.5 – Modelo esquemático do ensaio de deslizamento.

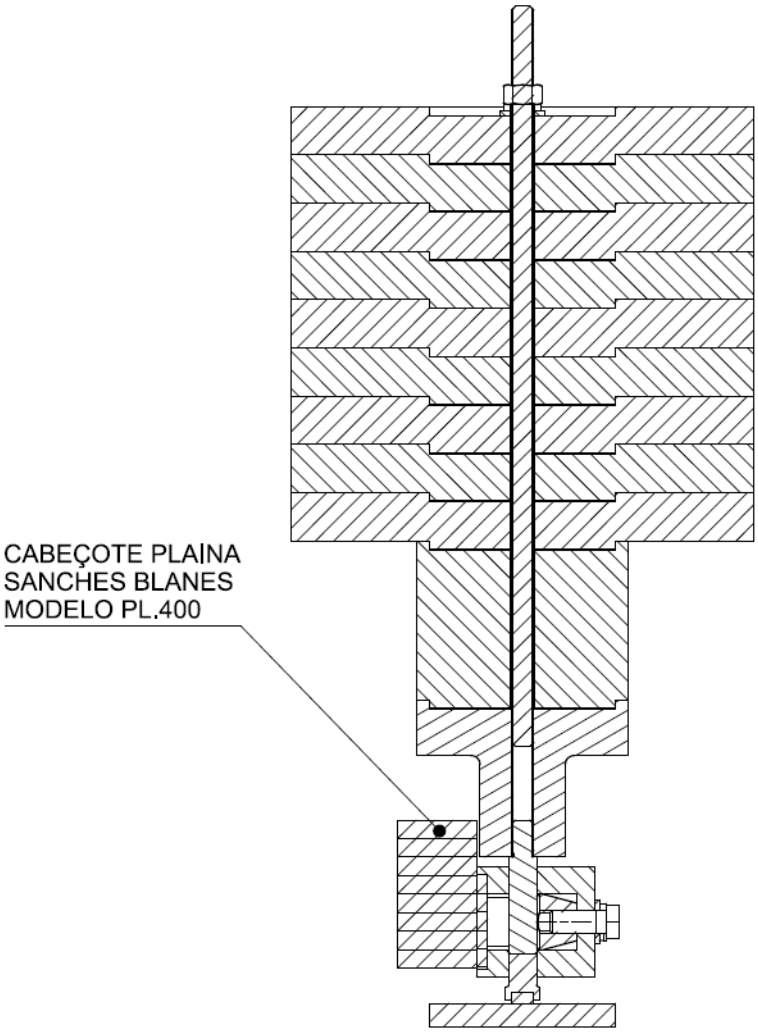

Figura 4.6 – Desenho de projeto do dispositivo de ensaio.

As figuras 4.7 e 4.8 mostram o dispositivo de ensaio, com carga de 10 kgf, acoplado a uma plainadora mecânica.

Figura 4.7 – Equipamento de ensaio com carga de 10 kgf.

Figura 4.8 – Dispositivo de ensaio com carga de 10 kgf.

As topografias das placas de aço foram medidas em interferômetro. A topografia da placa lixada é mostrada na figura 4.9. A topografia da placa retificada é mostrada na figura 4.10.

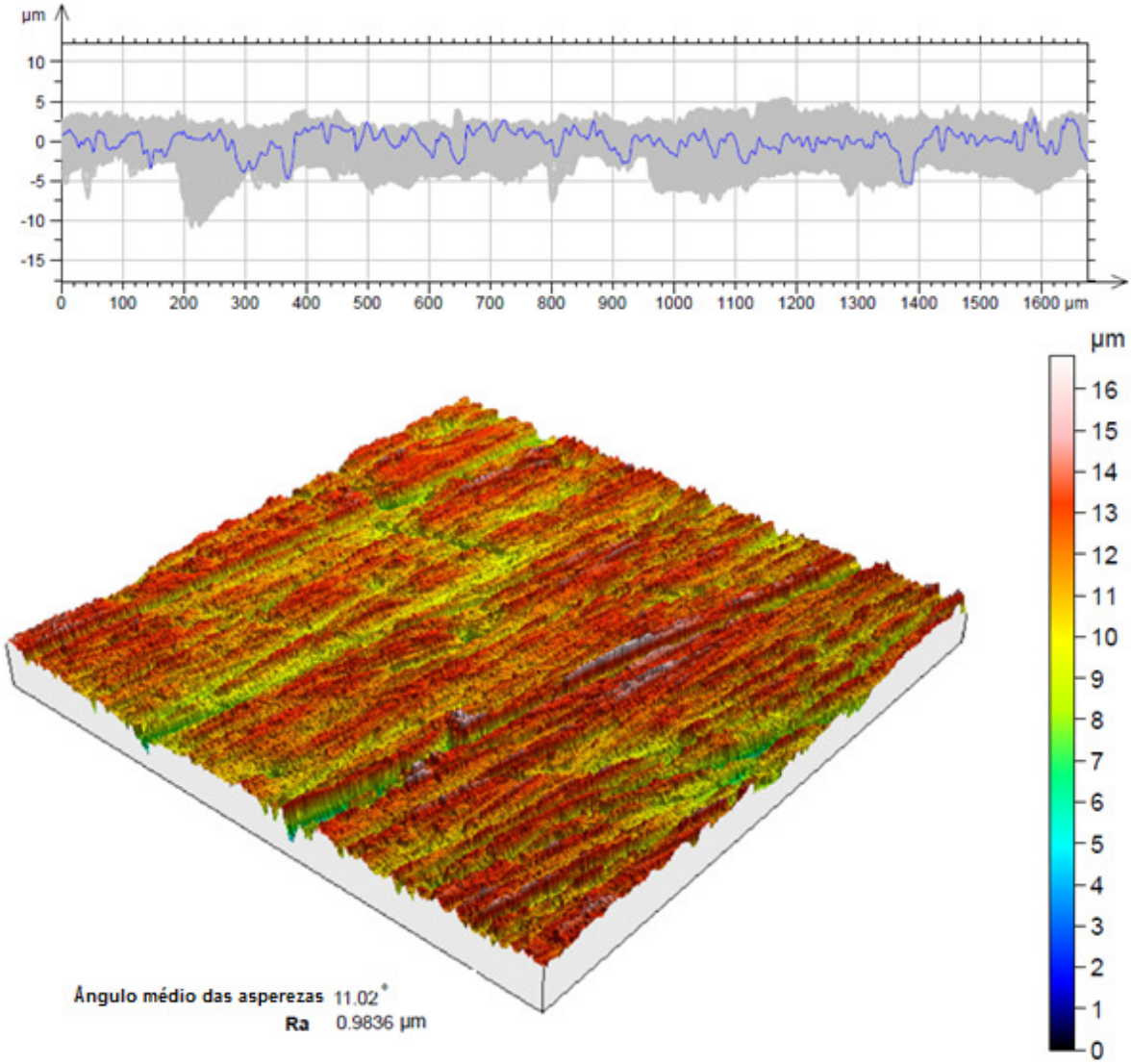

Figura 4.9 – Topografia da placa de aço lixada.

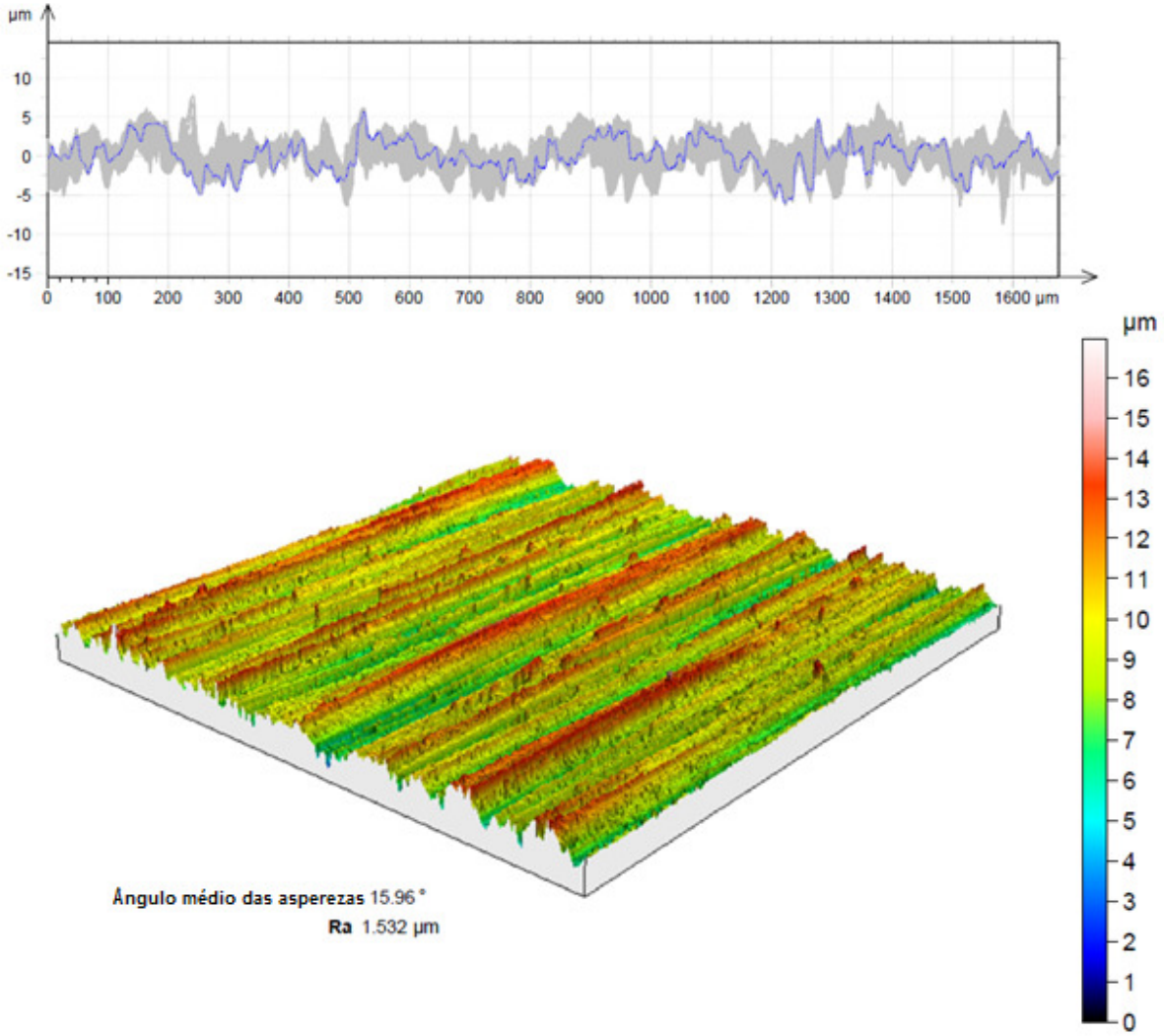

Figura 4.10 – Topografia placa de aço retificado grosso

A forma escolhida para o controle do desgaste dos corpos de prova foi através da medição de perda de massa no fim de cada ensaio. A carga de teste utilizada foi de 10 kgf. Esta foi escolhida de forma a manter o contato dentro da zona elástica. A fim de se evitar alteração das propriedades dos corpos de prova devido ao aquecimento, os ensaios foram realizados a uma frequência de 1,15 Hz (69 ciclos por minuto). O curso ajustado na plainadora foi de 10 mm (curso total de 20 mm ao final do ciclo). Os resultados de 13 ensaios realizados são mostrados na tabela 4.2. A plotagem destes resultados é mostrada na figura 4.11.

Tabela 4.2 – Resultados dos ensaios de deslizamento.

No amostra	Dureza	Rugosidade [um]	Percurso [m]	Perda de Massa [g]	Perda de Volume [mm3]	Coeficiente de Desgaste [mm3 / (Nm)]
1	95 Shore A	1	201	0,0004	0,333	1,7E-05
2	95 Shore A	1	119	0,0006	0,500	4,3E-05
3	95 Shore A	1	212	0,0004	0,333	1,6E-05
4	95 Shore A	1,5	76	0,0022	1,833	2,5E-04
5	95 Shore A	1,5	50	0,0015	1,250	2,6E-04
6	95 Shore A	1,5	25	0,0005	0,417	1,7E-04
7	95 Shore A	1,5	33	0,0009	0,750	2,3E-04
8	55 Shore D	1	200	0,0001	0,083	4,3E-06
9	55 Shore D	1	262	0,0003	0,250	9,7E-06
10	55 Shore D	1,5	25	0,0019	1,583	6,5E-04
11	55 Shore D	1,5	41	0,0030	2,500	6,2E-04
12	55 Shore D	1,5	50	0,0009	0,750	1,5E-04
13	55 Shore D	1,5	30	0,0019	1,583	5,4E-04

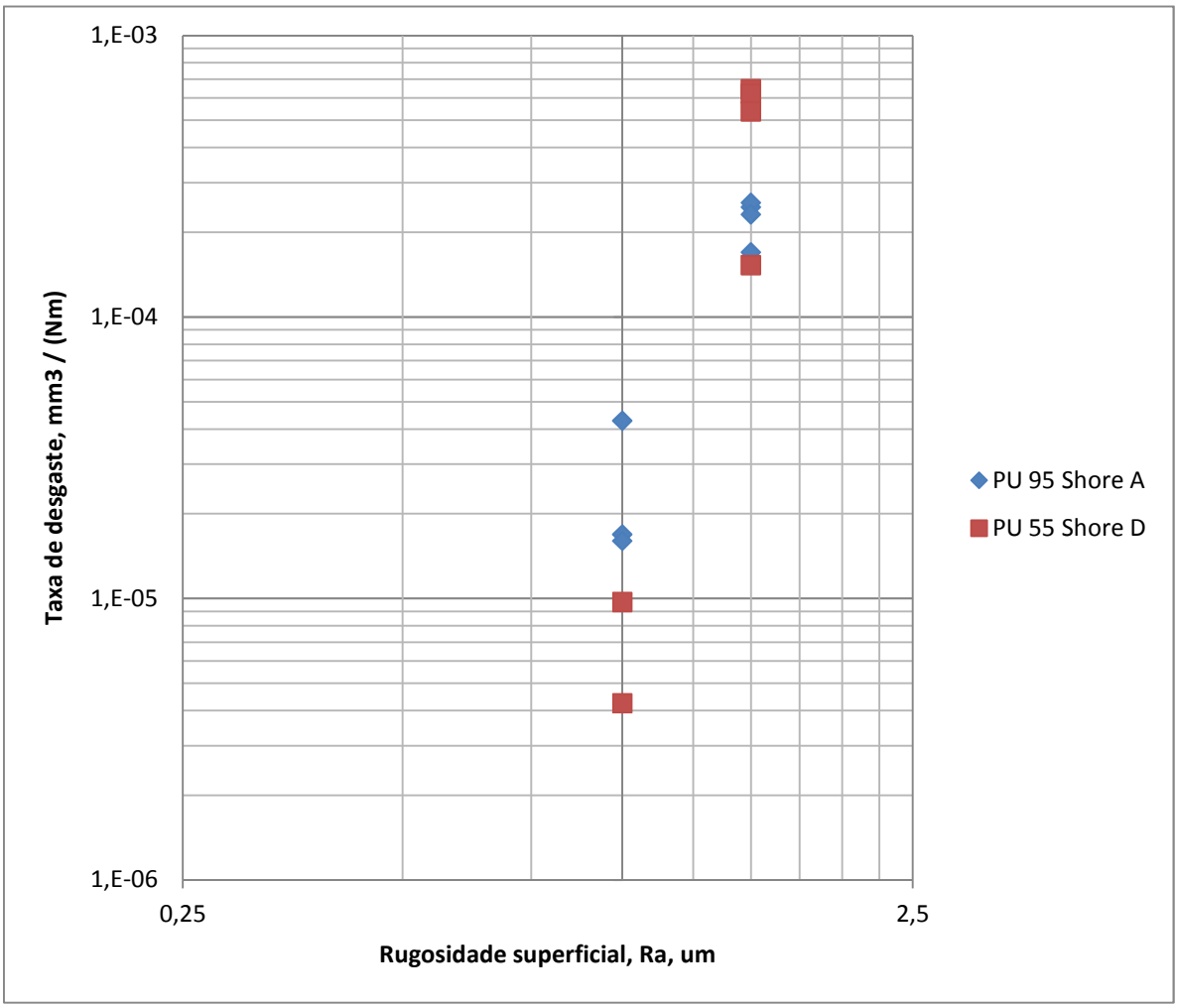

Figura 4.11 – Taxa de desgaste do PU em função da rugosidade superficial.

Os resultados médios para cada condição de ensaio (dureza do poliuretano versus rugosidade da contra superfície) são mostrados na tabela 4.3. A plotagem destes resultados é mostrada na figura 4.12.

Tabela 4.3 – Resultados médios dos ensaios de deslizamento.

Dureza	Rugosidade [um]	Coeficiente de Desgaste [mm3/(Nm)]
95 Shore A	1	2,5E-05
95 Shore A	1,5	2,3E-04
55 Shore D	1	7,0E-06
55 Shore D	1,5	4,9E-04

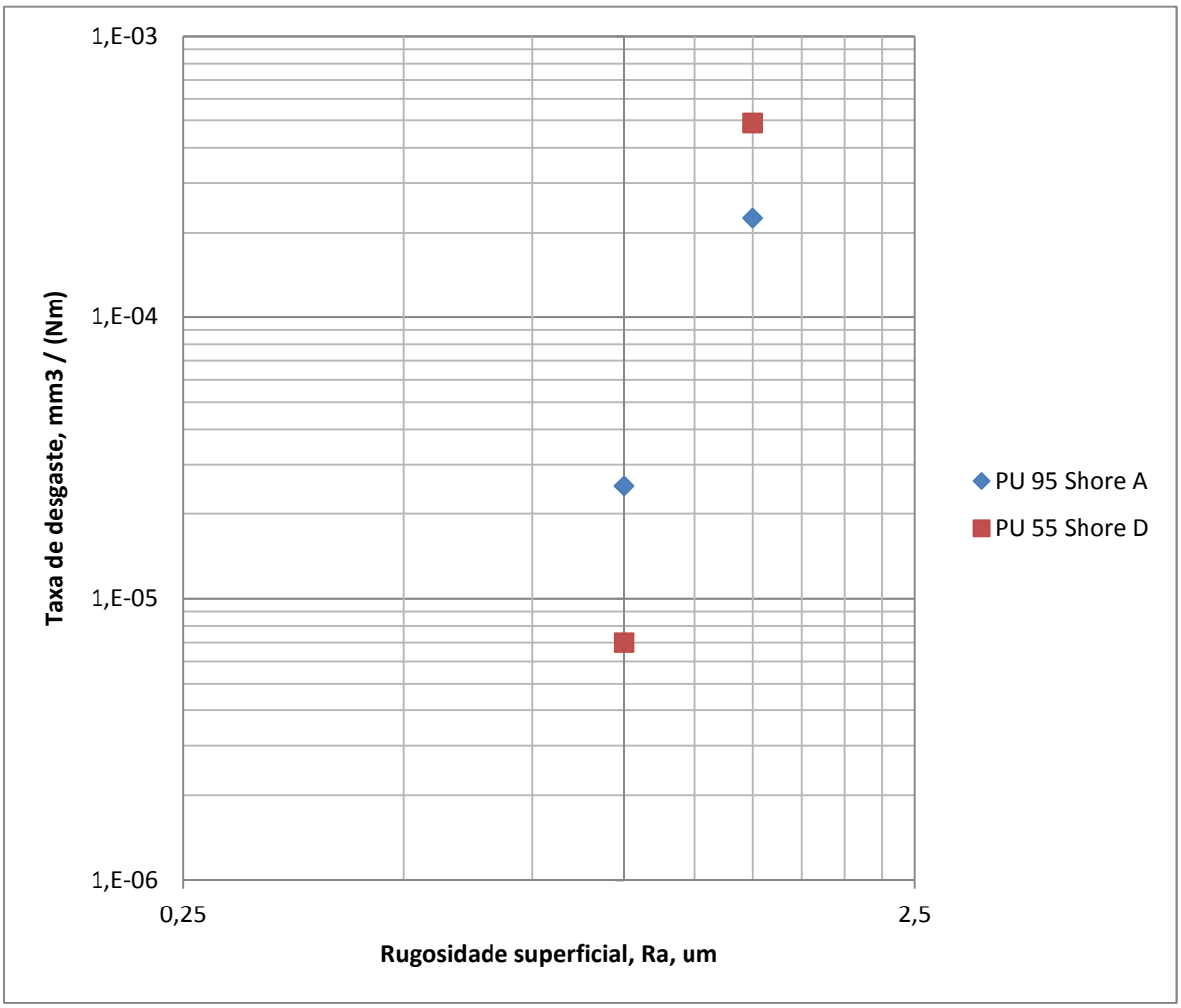

Figura 4.12 – Taxa de desgaste média do PU em função da rugosidade superficial.

A figura 4.13 mostra os resíduos gerados após o ensaio realizado na amostra No 3 (Poliuretano 95 Shore A / placa lixada).

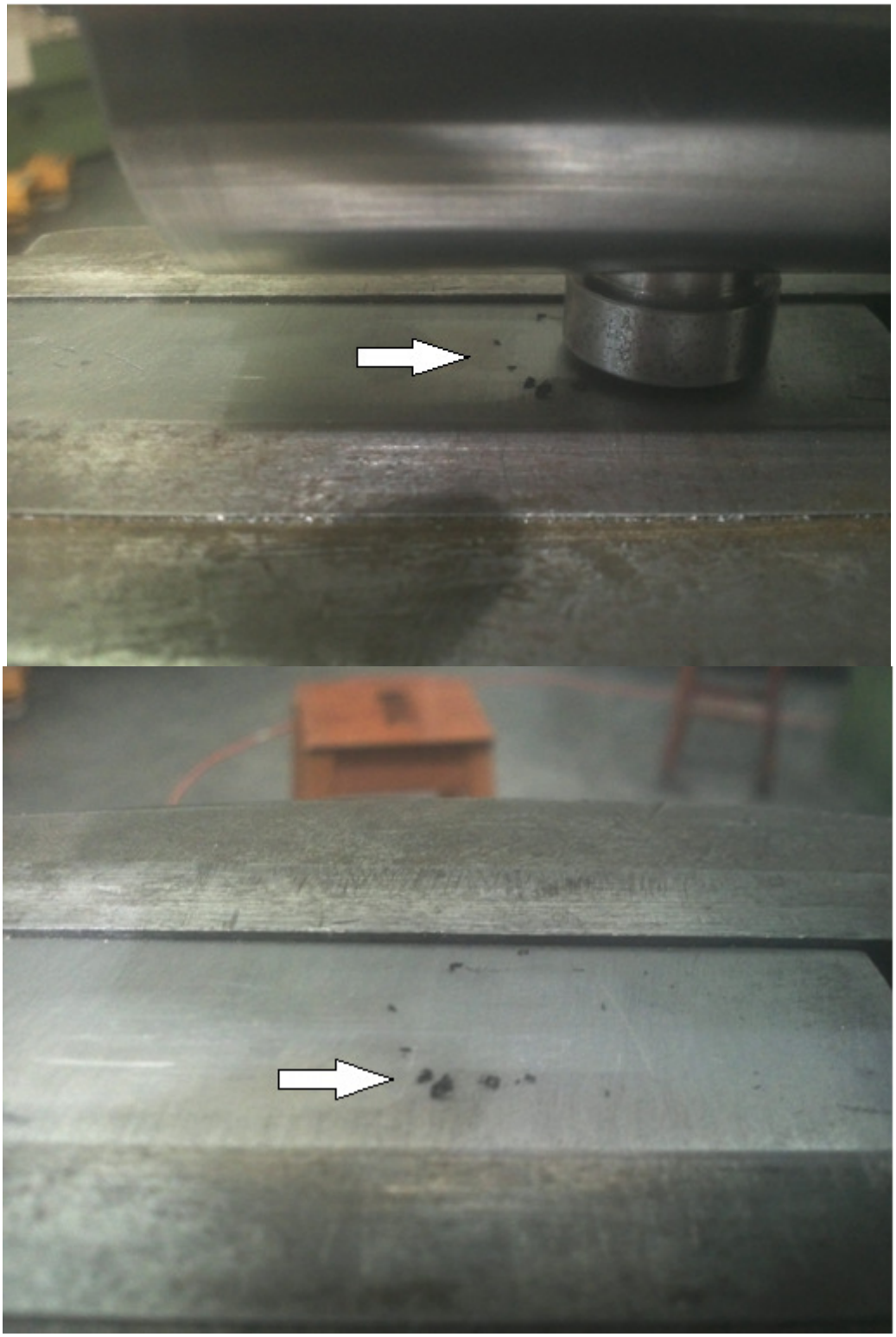

Figura 4.13 – Resíduos gerados na placa de aço lixada do PU 95 Shore A.

A figura 4.14 mostra os resíduos gerados após o ensaio realizado na amostra No 9 (Poliuretano 55 Shore D / placa lixada).

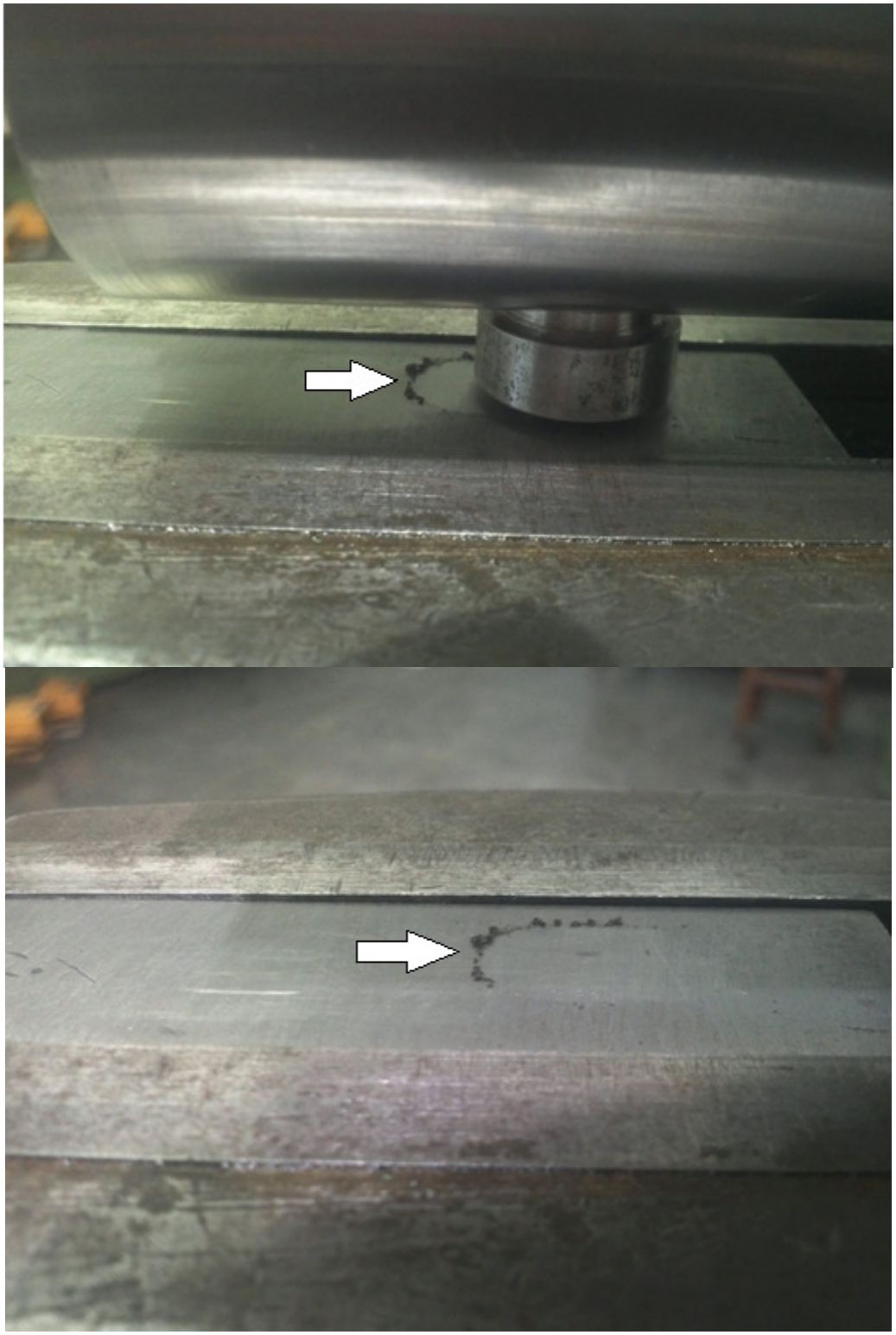

Figura 4.14 – Resíduos gerados na placa de aço lixada do PU 55 Shore D

A figura 4.15 mostra os resíduos gerados após o ensaio realizado na amostra No 12 (Poliuretano 55 Shore D / placa retificada).

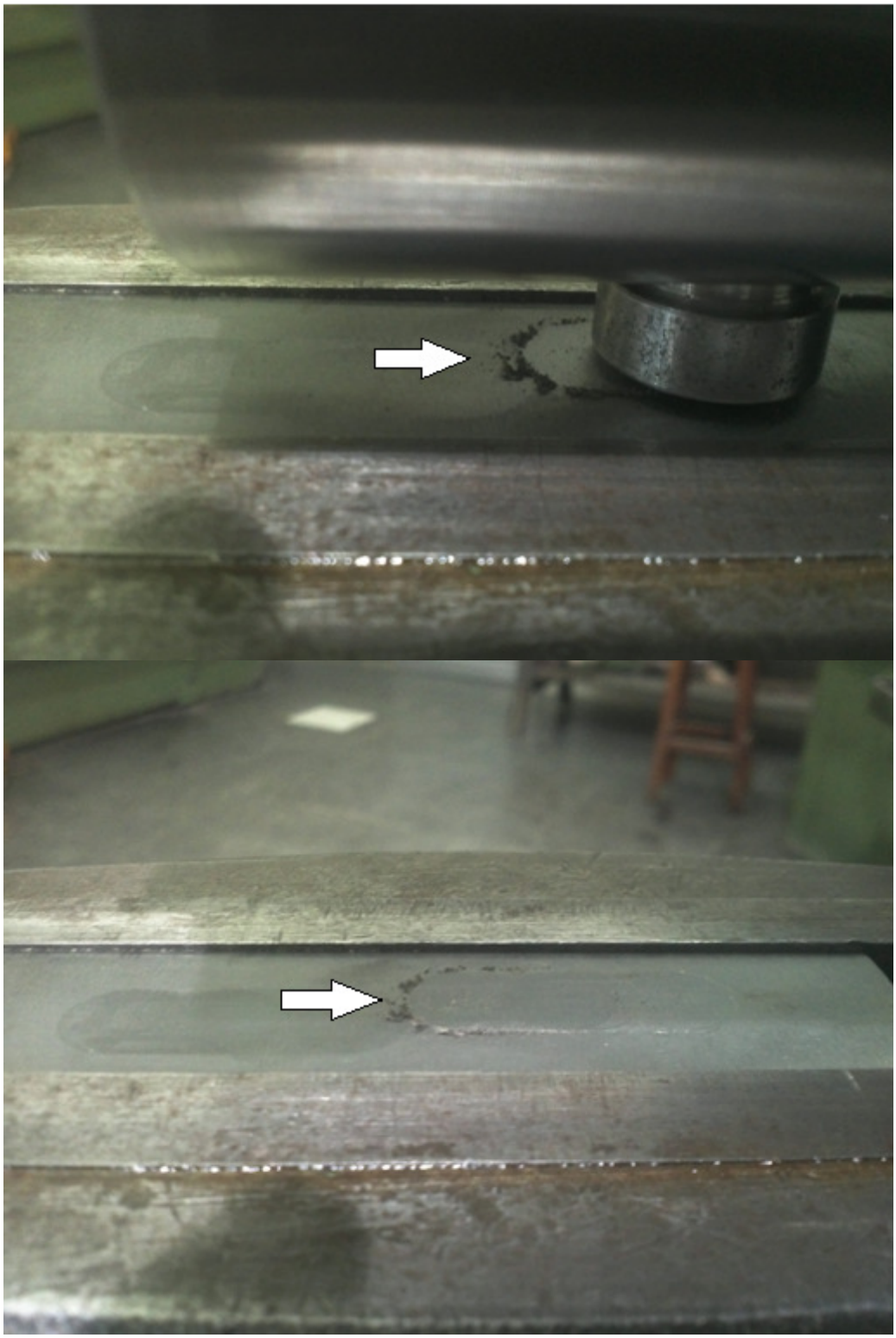

Figura 4.15 – Resíduos gerados na placa de aço retificada do PU 55 Shore D.

Nota-se que o aumento da dureza do poliuretano diminui a taxa de desgaste em baixas rugosidades superficiais e aumenta a taxa de desgaste em altas rugosidades superficiais. A tabela 4.4 mostra a taxa de desgaste calculada utilizando o modelo proposto. Os seguintes parâmetros foram adotados para o poliuretano:

- P = 100 N;
- L = 12 mm;
- e = 12 mm;
- h = 0,8 μm;
- θ = 11° / 16° ;
- Comprimento de deslizamento = 500 m;
- μ = 0,4;
- $\mu_{adesão}$ = 0,1.

A curva S-N deste polímero é mostrada figura 3.10. Utilizou-se um CGR de 41. Este fator foi obtido através do ajuste do resultado obtido para o ângulo de 11° com aquele encontrado na figura 4.12.

Tabela 4.4 – Taxas de desgaste calculadas através do modelo proposto.

Ângulo aspereza [grau]	$\boldsymbol{\tau_1}$ **[MPa]**	$\boldsymbol{\tau_1}$ **[MPa]**	**CGR**	$\boldsymbol{\sigma_a}$ **[MPa]**	**Vida à fadiga [N]**	**Taxa de desgaste [mm3/(Nm)]**
11	0,05	0,049	41	2,1	1,00E+07	1,4E-05
16	0,05	0,069	41	2,5	3,00E+05	6,9E-04

Os valores obtidos foram plotados, para efeito comparativo, nos diagramas das taxas de desgaste da figura 4.4. A figura 4.16 mostra o comparativo com a inclusão das taxas de desgaste do poliuretano obtidas em ensaio e calculadas através do modelo proposto.

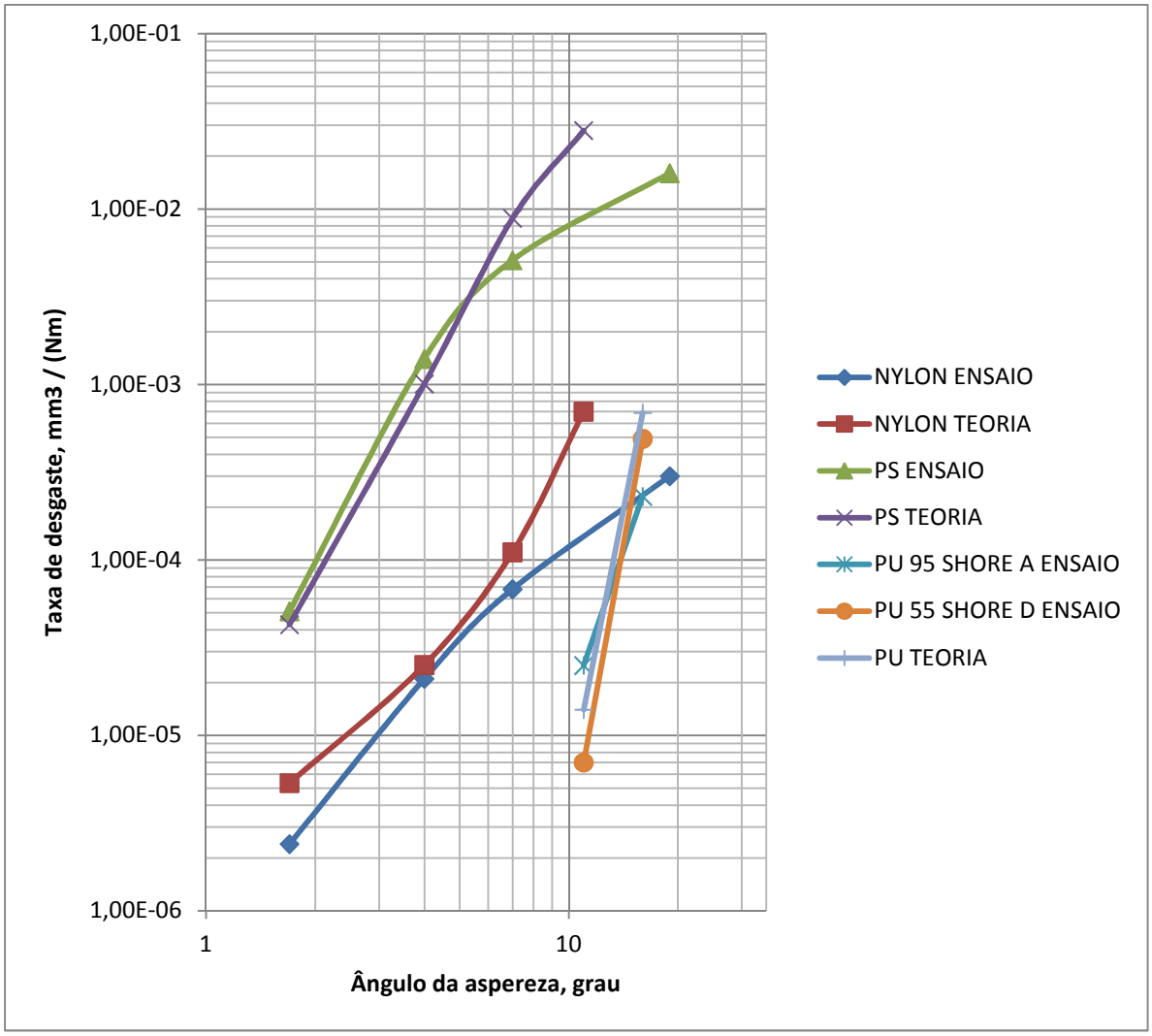

Figura 4.16 – Comparativo entre taxas de desgaste obtidas em ensaios e calculadas.

Nota-se uma boa correlação do modelo proposto com os resultados experimentais para o poliuretano e que o aumento da dureza do poliuretano gera uma menor taxa de desgaste somente em condições onde a falha da aspereza ocorre por fadiga. Conforme se pode ver na tabela 3.4 e na figura 4.16, em condições abrasivas, o aumento da dureza gera um aumento na taxa de desgaste.

A figura 4.17 mostra a plotagem das taxas de desgaste do poliuretano 95 Shore A obtidas experimentalmente e através do modelo proposto, para ângulo de aspereza de 16 graus, na figura 3.29. A correlação de Ratner-Lancaster foi calculada utilizando as propriedades mecânicas médias do poliuretano 95 Shore A informadas na tabela 3.4. Nota-se uma boa convergência dos valores.

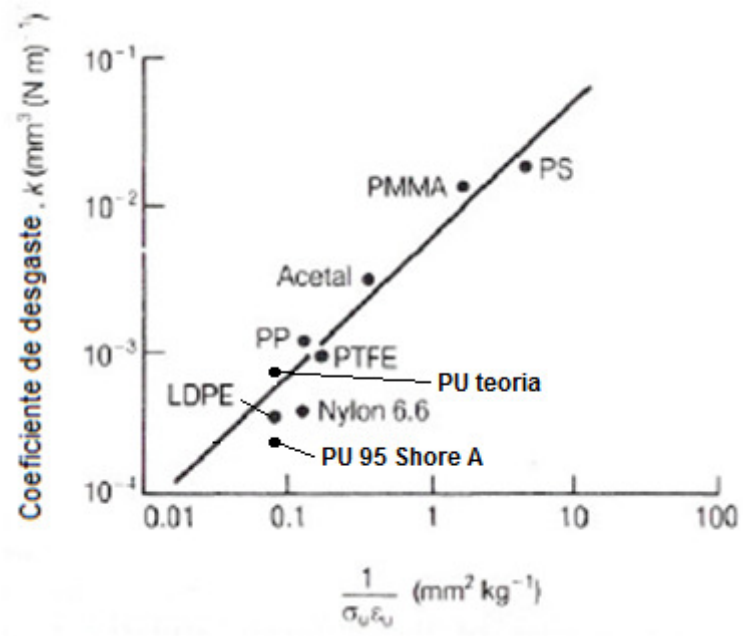

Figura 4.17 – Correlação de Ratner-Lancaster entre as taxas de desgaste de polímeros sob condições predominantemente abrasivas e a reciprocidade do produto de tensão e deformação na ruptura .

Conclui-se que o método proposto pode ser utilizado com grande confiabilidade para avaliação da variação de taxas de desgaste em função de alterações de topografias em situações onde a falha da aspereza ocorre por fadiga.

Capítulo 5

CASO EXEMPLO: ENRIJECEDORES À FLEXÃO

5.1 INTRODUÇÃO

Os enrijecedores à flexão (*bending stiffeners*) são estruturas compostas por uma parte polimérica, normalmente feita de poliuretano termoplástico poliéter, [4], ancorada a uma parte metálica que tem a finalidade de possibilitar a instalação do conjunto no local de utilização. São responsáveis pela transição suave da rigidez entre uma estrutura bastante maleável, linha flexível (*riser* ou umbilical), e outra extremamente rígida que é a estrutura de uma plataforma de petróleo (figura 5.1).

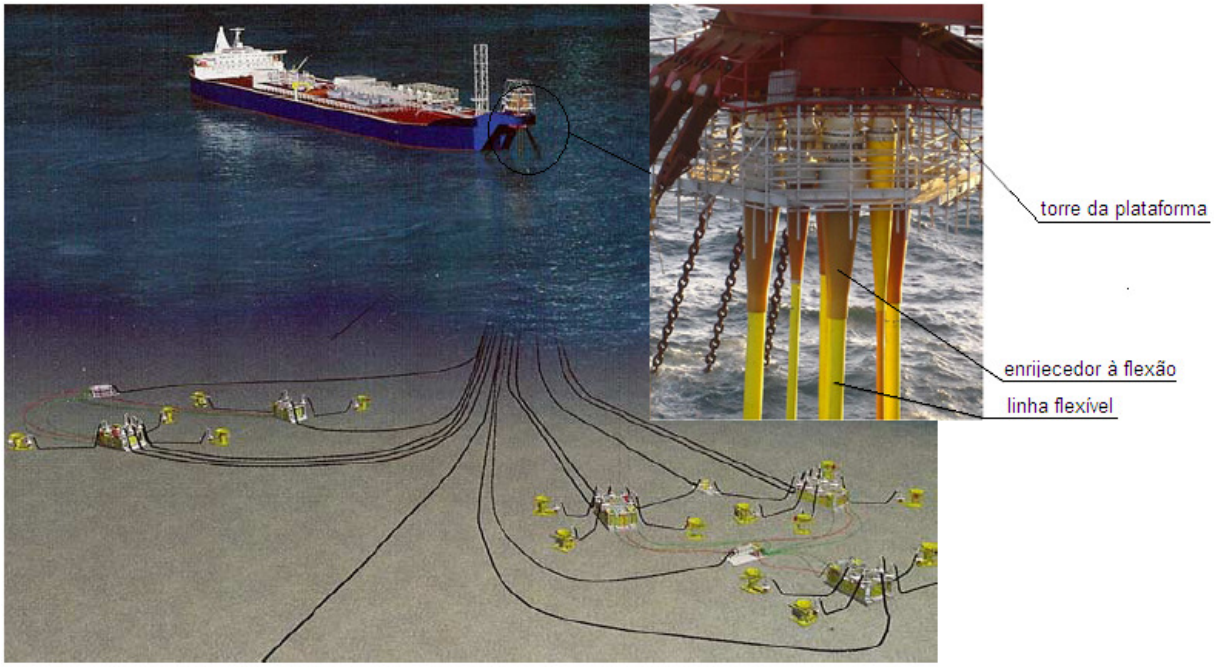

Figura 5.1 - Enrijecedor à flexão, plataforma tipo FPSO e linhas flexíveis, [3].

As linhas flexíveis (figura 5.2) vêm sendo cada vez mais utilizadas em aplicações para exploração de petróleo no mar (*offshore*) nos últimos anos. As mesmas são utilizadas para o transporte de vários tipos de fluídos que trabalham, usualmente, com altas pressões. Apresentam diversas camadas metálicas combinadas com camadas poliméricas concêntricas de modo a formar uma estrutura com grande rigidez axial e torcional, porém baixa rigidez à flexão, [4].

Figura 5.2 - Linha flexível, [4].

Os esforços gerados no engaste da linha flexível com a plataforma são de alta intensidade e alternados, decorrentes do elevado peso de toda a linha e do movimento relativo da plataforma flutuante em relação ao fundo do mar pela ação das ondas e correntes marinhas. Os enrijecedores à flexão devem evitar raios de curvatura muito reduzidos que podem danificar a estrutura da linha, devido à baixa rigidez flexional da mesma. Os enrijecedores são utilizados também, em alguns casos, para proteger a linha flexível durante a sua instalação.

Os enrijecedores à flexão são projetados para uma vida útil de 20 a 25 anos. Devem suportar mais que 10^8 ciclos em baixas frequências de oscilação (em torno de 0.1 Hz), podendo ser submetidos a vários níveis de deformação, dependentes da altura das ondas, [56].

Basicamente existem três tipos de enrijecedores à flexão classificados de acordo com o seu local de utilização. São eles:

- tradicionais;
- mínimos ou intermediários;
- para boca de sino e *I tubes.*

Os enrijecedores à flexão tradicionais (figura 5.3) são normalmente utilizados para instalações em plataformas fixas ou submersíveis com suportes para linhas flexíveis convencionais (tipo cônico ou tipo castelo). Possuem como característica

principal o fato de serem montados sobre o conector de topo da linha flexível.

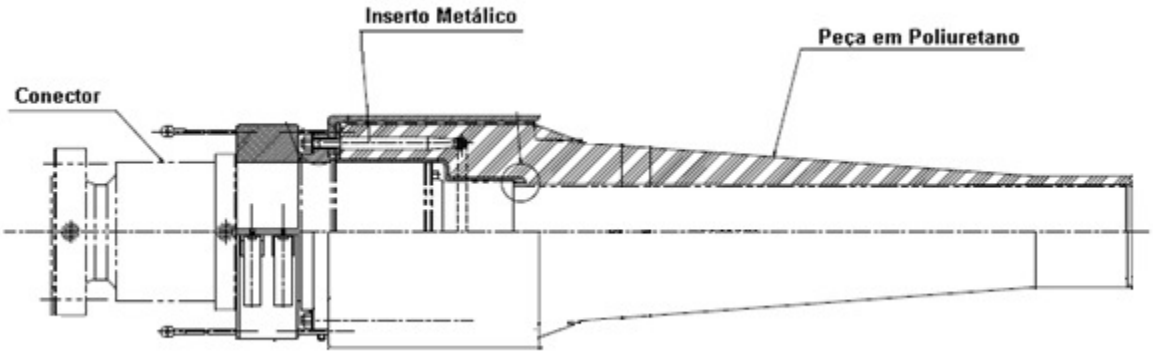

Figura 5.3 - Enrijecedor à flexão tradicional.

Os enrijecedores à flexão mínimos ou intermediários (figura 5.4) têm pequenas dimensões e são instalados em conexões intermediárias dinâmicas (conexões à meia água). Sua finalidade é basicamente proteger o tubo flexível durante o lançamento, pois normalmente, a conexão intermediária da linha flexível é posicionada em local de pouca flexão.

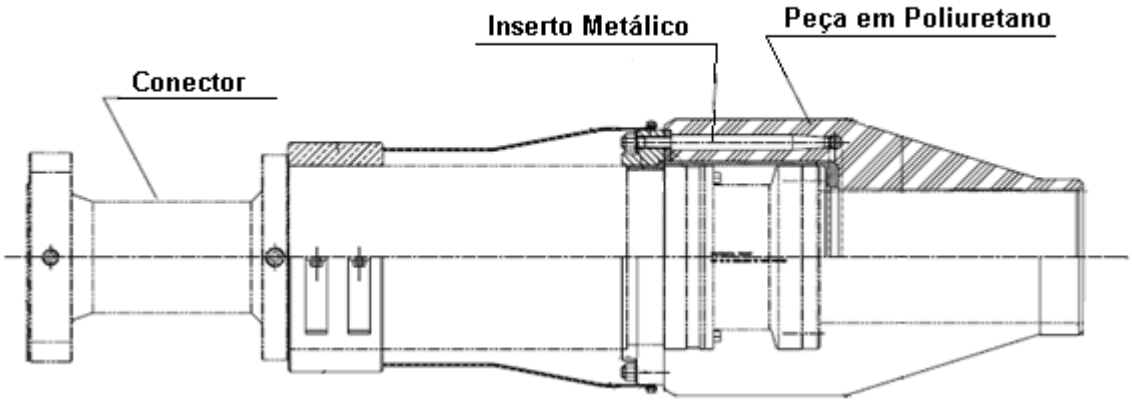

Figura 5.4 - Enrijecedor à flexão mínimo ou intermediário.

Enrijecedores à flexão para boca de sino e *I tubes* (figuras 5.5, 5.6, 5.7 e 5.8) são instalados em sistemas de conexão tipo “boca de sino” existentes em navios e semi submersíveis com *I tubes*. Neste caso, não são instalados sobre o conector de topo da linha flexível, mas em uma estrutura que ficará presa à boca de sino, enquanto o conector é apoiado no nível do convés. Este tipo de instalação tem como

característica o desacoplamento entre o ponto de aplicação de cargas verticais, isto é, o conector de topo, e o ponto de aplicação da flexão, isto é, o enrijecedor à flexão, sendo, portanto, mais favorável para a linha flexível, [4].

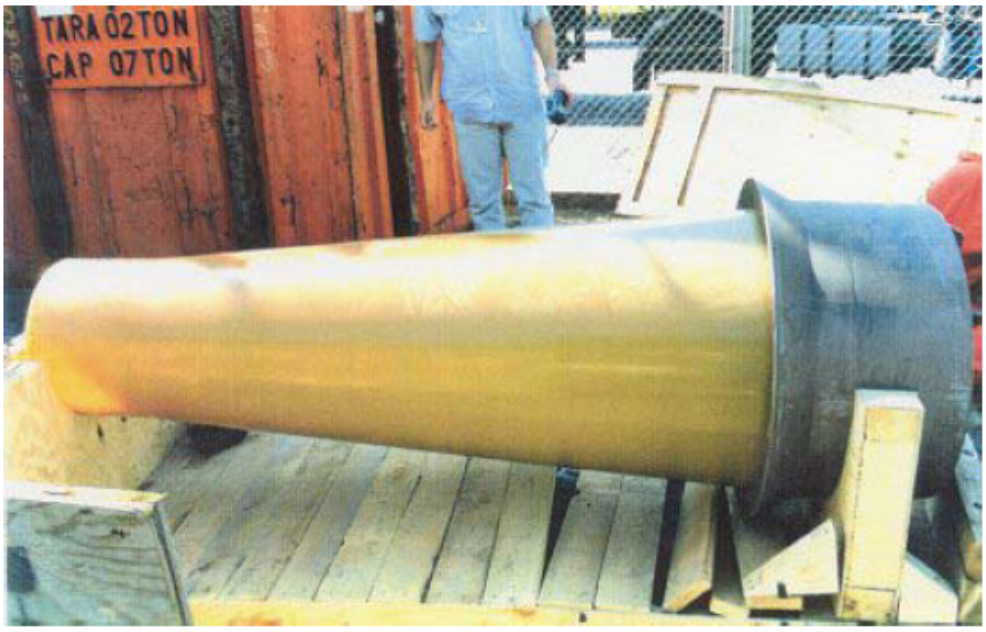

Figura 5.5 - Enrijecedor à flexão para boca de sino e *I tube*, [4].

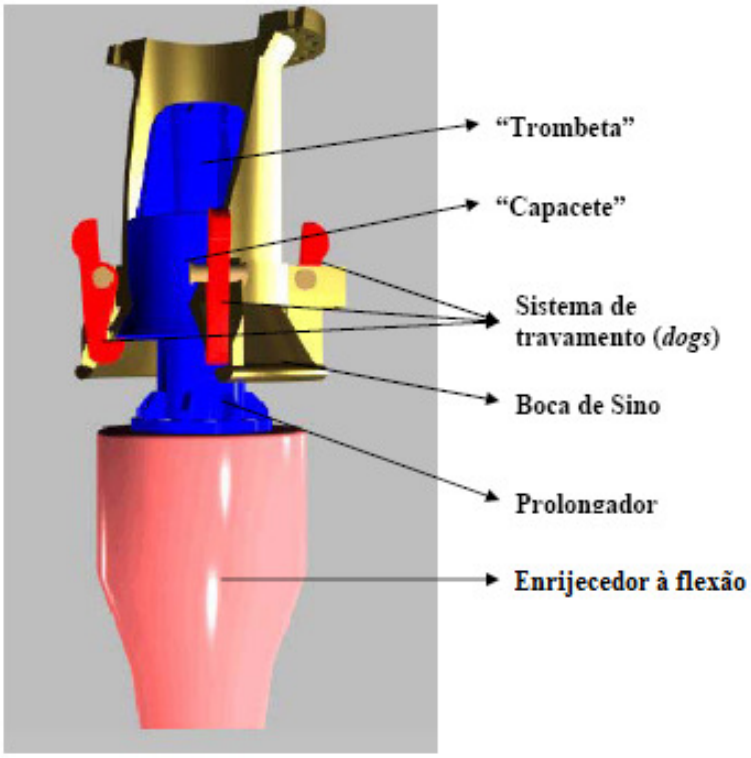

Figura 5.6 - Enrijecedor à flexão para boca de sino e *I tube* com prolongador, [4].

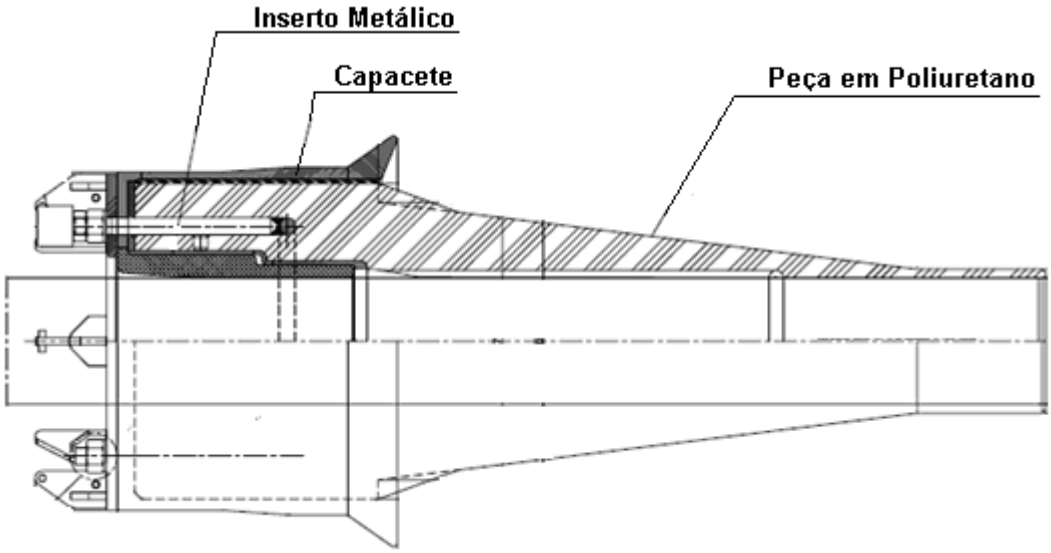

Figura 5.7 - Enrijecedor à flexão para boca de sino e *I tube* sem prolongador (detalhes internos).

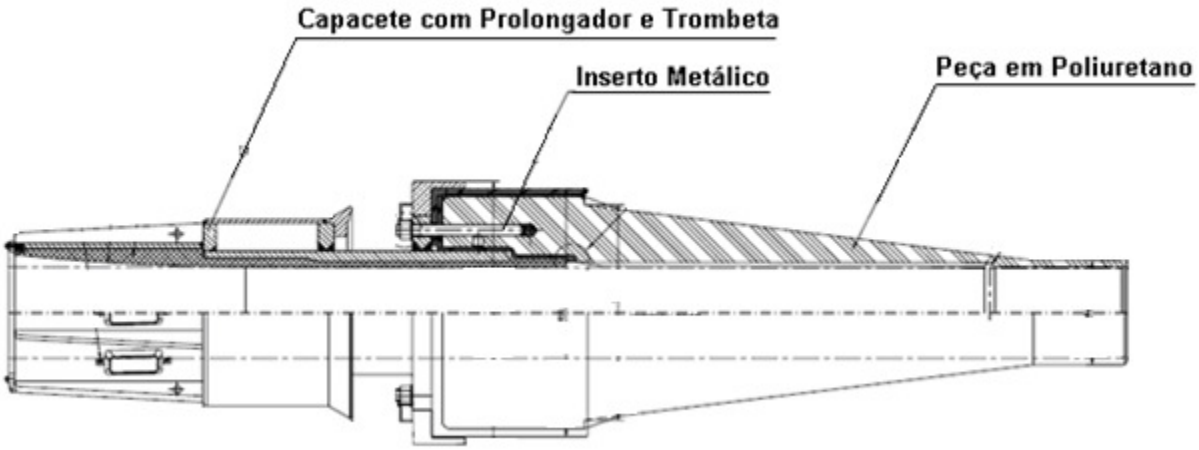

Figura 5.8 - Enrijecedor à flexão para boca de sino e I tube com prolongador (detalhes internos).

Neste capítulo será vista a análise de falha de enrijecedores à flexão. Para isso, serão mostrados os requisitos normativos para projeto de enrijecedores e as considerações de falhas, as características do enrijecedor selecionado e por último, a aplicação do modelo de análise de falha proposta para esta tese.

5.2 REQUISITOS NORMATIVOS E CONSIDERAÇÕES DE FALHAS

A norma API 17J Apêndice B, [57], apresenta os requisitos para o projeto de enrijecedores à flexão para tubulações flexíveis. O enrijecedor deve ser capaz de suportar todas as cargas de projeto e combinações das mesmas em uma vida útil

especificada. Seus materiais devem ser compatíveis aos ambientes aos quais são expostos e de acordo com os requisitos de corrosão especificados. As cargas para projeto devem ser definidas em termos de trações efetivas e variações angulares a partir da média. A combinação de tração e ângulo deve ser suficiente para abranger todos os casos de carregamento.

A metodologia de projeto dos enrijecedores deve considerar os seguintes modos de falha:

- destacamento ou ruptura na interface com os elementos metálicos;
- ruptura ou trinca do material elastômero;
- deterioração do material ao longo do tempo;
- fadiga;
- falha da estrutura de ancoragem.

O material do enrijecedor é geralmente um elastômero e deve atender aos requisitos funcionais. O mesmo pode ser reforçado. Os requisitos em relação às propriedades dos materiais poliméricos devem ser no mínimo os mencionados a seguir para determinadas faixas de temperatura:

- tensão de ruptura (ISO 868);
- alongamento na ruptura (ISO 527-1 e ISO 527-2);
- resistência ao rasgamento (ASTM D790);
- módulo de elasticidade (ASTM D790);
- curva tensão-deformação (ASTM D624);
- dureza (ISO 868);
- resistência ao impacto (ISO 527-1 e ISO 527-2);
- temperatura de distorção (ISO 75-1 e ISO 75-2);
- densidade (ISO 1183).

Todos os materiais do enrijecedor devem ser resistentes à água do mar, exposição química, exposição UV e temperaturas limites, quando aplicáveis, para o tempo de vida determinado. Onde aplicável, o fabricante do enrijecedor deve testar e documentar os efeitos da absorção de água, hidrólise, fluência e da temperatura no

material elastômero usado e confirmar a adequação deste para a determinada aplicação.

Todos os materiais metálicos devem ser protegidos contra a corrosão podendo ser o próprio resistente à corrosão, revestido adequadamente, com sistema de proteção catódica ou uma combinação destes para uma determinada vida útil.

O procedimento de manufatura do enrijecedor deve assegurar a adesão do material elastômero nas partes metálicas. A adesão deve ser mais forte do que os requisitos de desempenho ao longo da vida útil. O processo de injeção usado não deve permitir qualquer vazio na estrutura que afetaria o funcionamento do mesmo.

A metodologia do projeto dos enrijecedores deve ser documentada e verificada através de testes ou de análise de elementos finitos. Esta deve levar em conta os efeitos da abrasão, corrosão, processos de manufatura, contração, fluência e deterioração (devido à degradação mecânica, química ou térmica). Deve levar em conta também as propriedades não lineares dos materiais, em particular, do módulo de elasticidade do material do enrijecedor.

O enrijecedor deve ser projetado para atender aos requisitos funcionais sem deformação permanente ou perda de propriedades mecânicas. No mínimo, o fabricante deve demonstrar que o projeto atende aos requisitos sob todas as combinações possíveis de temperatura e rigidez à flexão do flexível. A ovalização do enrijecedor deve ser documentada de forma a não afetar o desempenho do mesmo

O fabricante deve demonstrar que para todas as combinações de carga possíveis, o enrijecedor está projetado de acordo com o requisito de mínimo raio de curvatura (MBR).

O enrijecedor deve ser compatível com todas as dimensões relevantes do flexível e da conexão de topo. As tolerâncias usadas em todos os componentes devem ser documentadas para não aumentar os níveis de tensão-deformação acima dos valores permitidos.

Quando o enrijecedor é montado a uma estrutura de suporte, o mesmo deve ser projetado para transferir com segurança as cargas para a estrutura de suporte. O projeto do enrijecedor deve garantir restrição axial.

Para aplicações dinâmicas, cálculos de resistência à fadiga ou testes devem ser realizados. A vida a fadiga prevista deve ser pelo menos dez vezes a vida de serviço do enrijecedor.

A norma API Recommended Practice 17B, [58], recomenda para ensaios de resistência à fadiga, a aplicação de ciclos de carregamento divididos geralmente em 7 blocos (mínimo 5 blocos) com diferentes ângulos de amplitude, frequência e número de ciclos. A frequência não deve exceder 1 Hz com valor recomendado de 0,2 Hz. O número total de ciclos de todos os blocos deve ser de 2 a 4 milhões. O número de ciclos de cada bloco depende da aplicação do enrijecedor. Um exemplo de programa típico de teste é mostrado na tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Exemplo de programa de teste dinâmico de fadiga, [58].

Bloco	**Ângulo médio [°]**	**Amplitude do ciclo [°]**	**Ângulo mínimo [°]**	**Ângulo máximo [°]**	**N° de ciclos relativos**
1	5,0	1,25	3,75	6,25	1,000
2	5,0	2,50	2,50	7,50	0,550
3	5,0	3,75	1,25	8,75	0,250
4	5,0	5,00	0,00	10,00	0,075
5	5,0	7,50	-2,50	12,50	0,025
6	5,0	10,00	-5,00	15,00	0,010
7	5,0	15,00	-10,00	20,00	0,001

A principal falha de um enrijecedor à flexão é o não atendimento da sua função principal que é não permitir a imposição de raios de curvaturas menores do que as linhas flexíveis suportam. Devido a isso, a maioria dos trabalhos publicados sobre os enrijecedores à flexão preocupa-se em fazer a análise do comportamento mecânico dos mesmos, isto é, demonstrar quais são os deslocamentos (curvaturas) ao longo do segmento tubo flexível-enrijecedor para cada carregamento P e ângulo de utilização θ aplicados, de forma a garantir que a curvatura máxima admissível na linha flexível não seja atingida (figura 5.9).

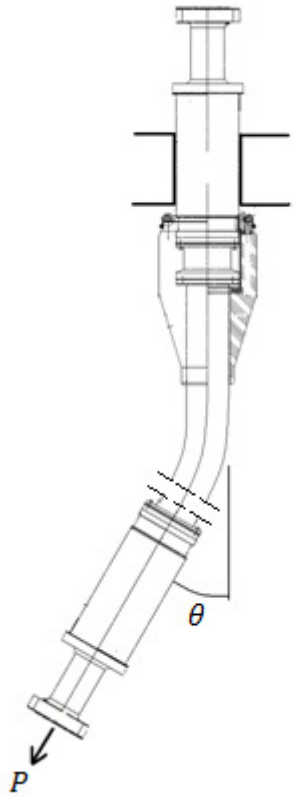

Figura 5.9 – Carregamento P e ângulo de utilização θ aplicados.

BOEF e OUT, [5], fizeram a análise pioneira sobre o comportamento mecânico dos enrijecedores à flexão. Tiveram como objetivo prever a distribuição da curvatura na tubulação flexível e as deformações e tensões na parte polimérica do enrijecedor em função da tração e do ângulo aplicados à linha flexível. Fizeram as seguintes considerações:

a) as seções sofrem grandes deslocamentos;
b) o problema é de flexão, mas com tração dominante e rigidez geométrica;
c) a seção transversal muda ao longo do comprimento devido ao formato cônico do enrijecedor à flexão;
d) o enrijecedor à flexão é uma viga atarracada e as deformações de cisalhamento não devem ser desconsideradas;
e) o poliuretano é um material não linear e incompressível;
f) a estrutura analisada consiste em dois elementos, o tubo sendo complacente na flexão, mas rígido axialmente, enquanto o enrijecedor à flexão sendo rígido na flexão.

Fizeram duas análises para investigar o problema. A primeira considerando um modelo de viga delgada levando em conta as considerações “a” e “c”. A segunda envolvendo um modelo de elemento finito não linear levando em conta todas as considerações. Uma terceira solução para o problema foi fornecida pelo fabricante. O enrijecedor da figura 5.10 foi analisado considerando:

- curvatura máxima admissível na tubulação flexível de 0.5 m^{-1} (raio de 2.0 m);
- carga máxima de tração aplicada de 250 kN com um ângulo de 45°.

e as seguintes simplificações para o modelo de viga:

- o tubo e enrijecedor estão presos próximos ao final da conexão metálica (inserto), levando a um modelo de viga com comprimento total de 3.2 m e um enrijecedor com comprimento de 1.9 m (0.2 m cilíndrico e 1,7 m cônico);
- diâmetro externo efetivo do enrijecedor no final da parte cônica igual ao diâmetro externo do tubo;
- rigidez à flexão constante de 10.0 kNm^2 para o tubo flexível;
- módulo de elasticidade do poliuretano constante de 45 MPa para deformação até 10%.

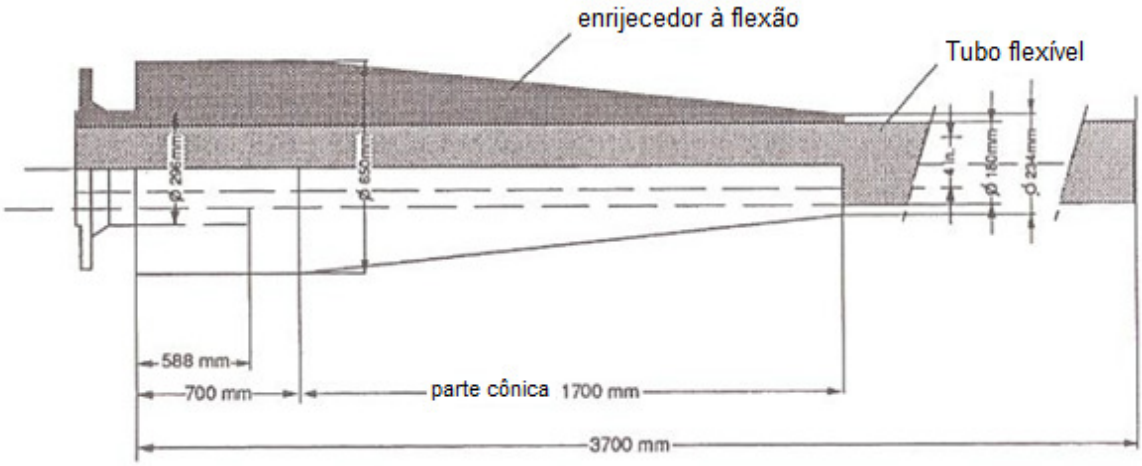

Figura 5.10 - Enrijecedor à flexão analisado, [5].

Para enfatizar o efeito do enrijecedor à flexão, a análise foi efetuada para o tubo flexível com e sem o enrijecedor à flexão. Para ambos os modelos, quatro casos de carga foram investigados: P = 62.5, 125, 250 e 500 kN. Os resultados para as máximas curvaturas e momentos estão listados na tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Curvaturas e momentos máximos para o modelo de viga, [5]

	Tubo Flexível		**Tubo Flexível + Enrijecedor**	
Tração [kN]	Curvatura [1/m]	Momento [kNm]	Curvatura [1/m]	Momento [kNm]
62.5	1.9	19	0.51	69
125.0	2.7	27	0.48	112
250.0	3.8	38	0.48	176
500.0	5.4	54	0.69	279

As distribuições de curvatura para os quatro casos de carga são mostradas na figura 5.11.

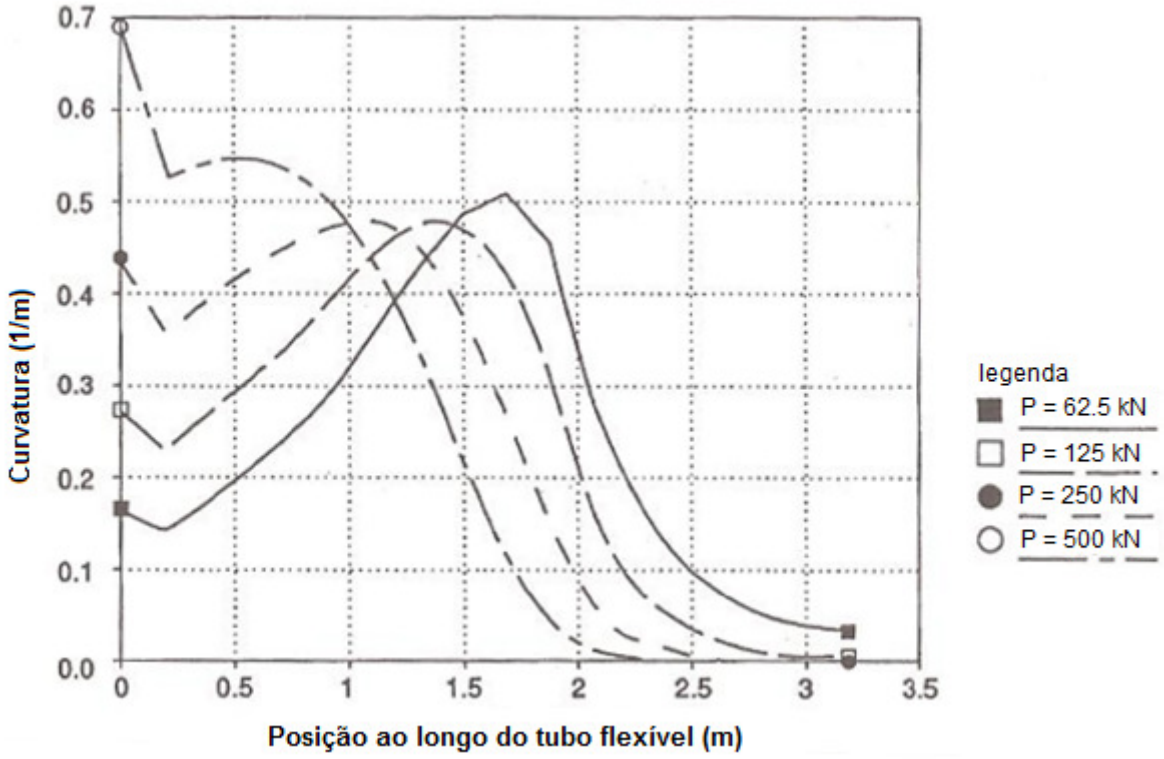

Figura 5.11 - Distribuições das curvaturas para várias cargas de tração com ângulo de 45°, [5].

A figura 5.12 mostra que o raio de curvatura é proporcional ao ângulo de carregamento.

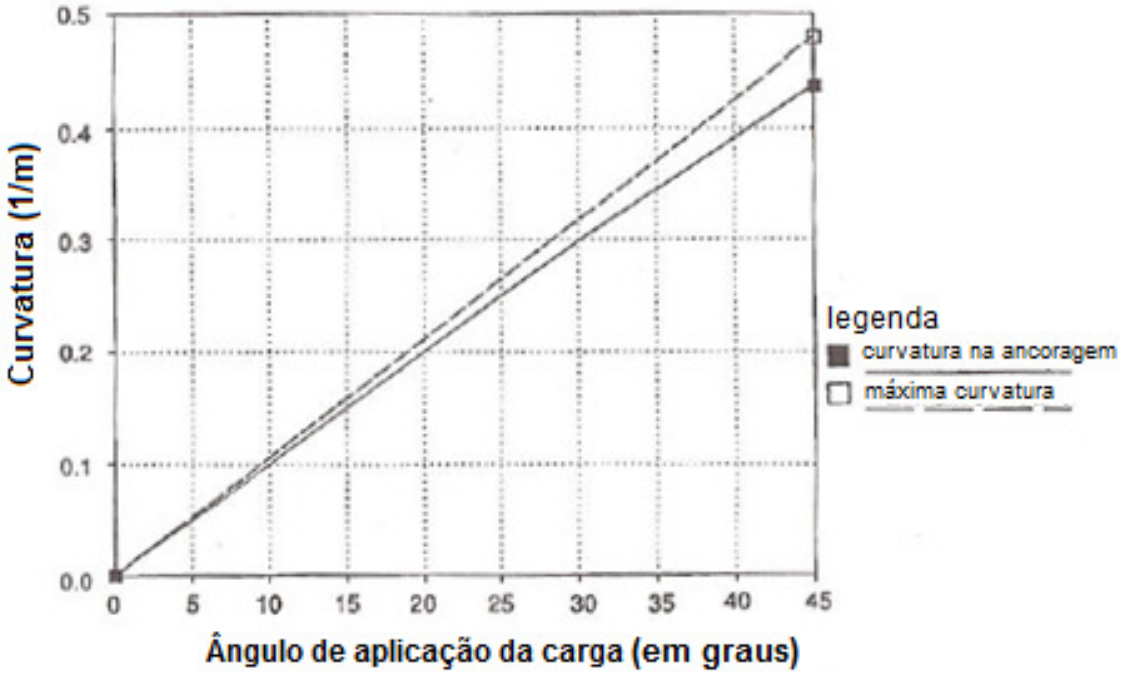

Figura 5.12 - Raio de curvatura em função do ângulo de carregamento, [5].

Foram efetuadas três análises por elementos finitos. Abaixo estão as características de cada uma:

- FE A moldado: modelo refinado com 2750 graus de liberdade moldado ao redor da conexão de topo sem restrição axial.
- FE B moldado: modelo grosseiro com 1525 graus de liberdade moldado ao redor da conexão de topo sem restrição axial.
- FE B travado: modelo grosseiro com 1525 graus de liberdade travado no final da tubulação flexível, isto é, com restrição axial na mesma seção da restrição axial do tubo flexível.

A curva tensão-deformação não linear utilizada para análise por elementos finitos é mostrada na figura 5.13.

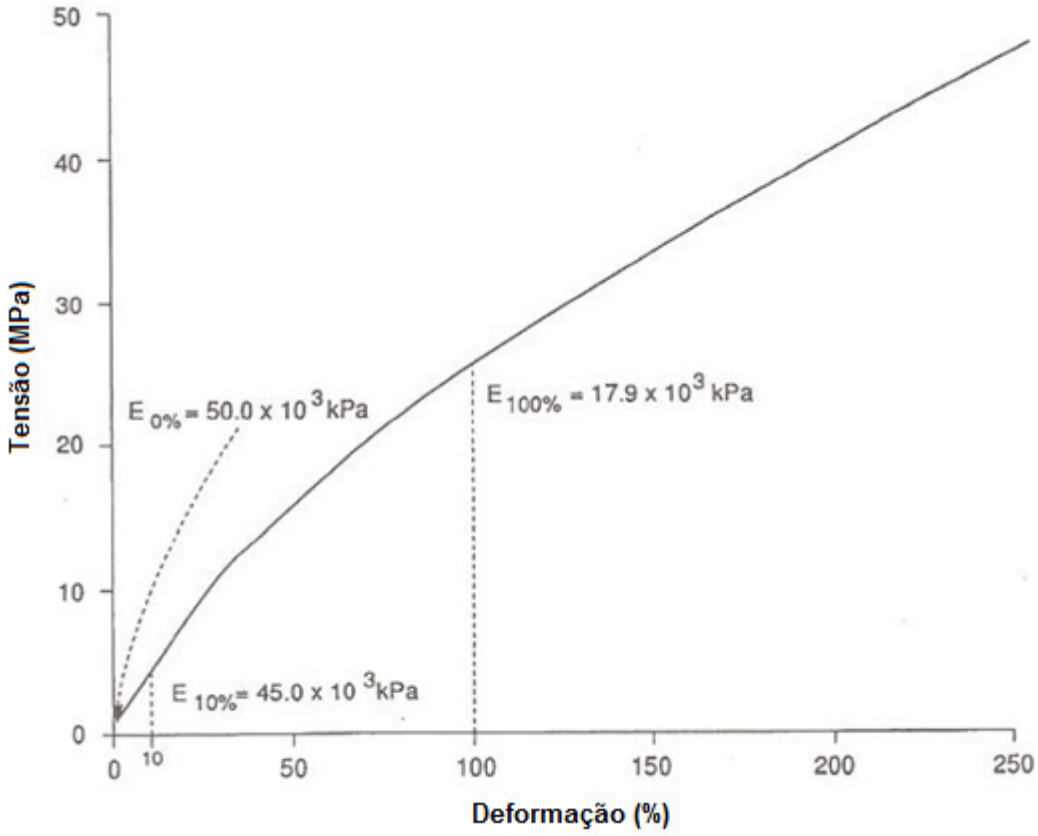

Figura 5.13 - Curva tensão-deformação não linear do poliuretano, [5].

A tabela 5.3 mostra as máximas curvaturas e tensões obtidas para todos os modelos.

Tabela 5.3 - Curvaturas e momentos máximos para vários modelos, [5].

	P = 250 kN			P = 500 kN		
	Curvatura máx. [1/m]	**Tensão máx. [MPa]**	**Tensão mín. [MPa]**	**Curvatura máx. [1/m]**	**Tensão máx. [MPa]**	**Tensão mín. [MPa]**
Modelo de viga	0.48	6.4	-6.4	0.69	9.9	-9.9
FEA A moldado	2.9	3.6	-5.4	4.4	4.6	-9.0
FEA B moldado	1.6	3.0	-4.4	-	-	-
FEA A travado	0.59	3.8	-5.4	-	-	-
Fabricante	0.50	-	-	-	-	-

A figura 5.14 mostra a distribuição de curvaturas obtidas em todos os modelos comparadas com a distribuição fornecida pelo fabricante do enrijecedor.

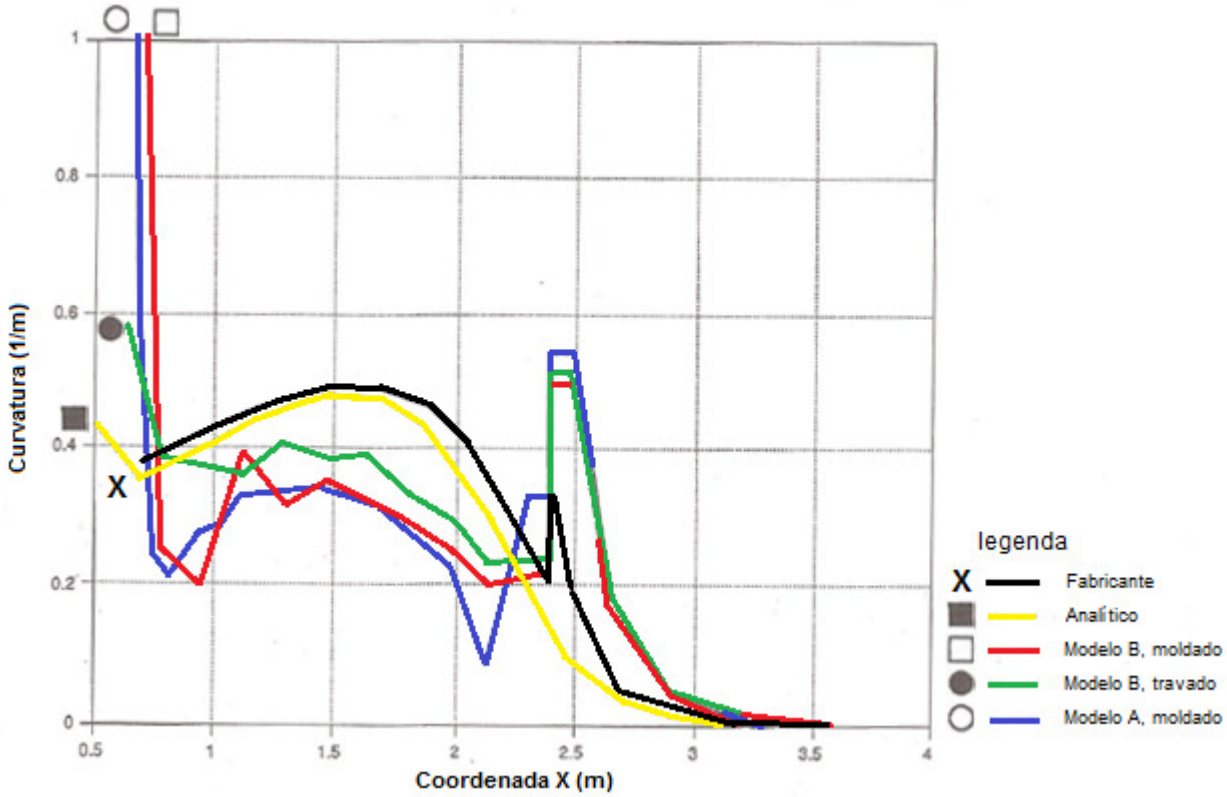

Figura 5.14 - Distribuições de curvatura para carga de 250 kN com ângulo de 45°, [5].

Nota-se que a solução analítica, utilizando o modelo de viga esbelta, foi a que apresentou melhores resultados em relação à curva do fabricante.

LEMOS, [4], efetuou diversas análises do mesmo enrijecedor estudado por BOEF e OUT, [5]. A primeira, numérica, com material linear elástico, convergiu perfeitamente com os resultados analíticos obtidos por BOEF e OUT conforme se pode ver na figura 5.15.

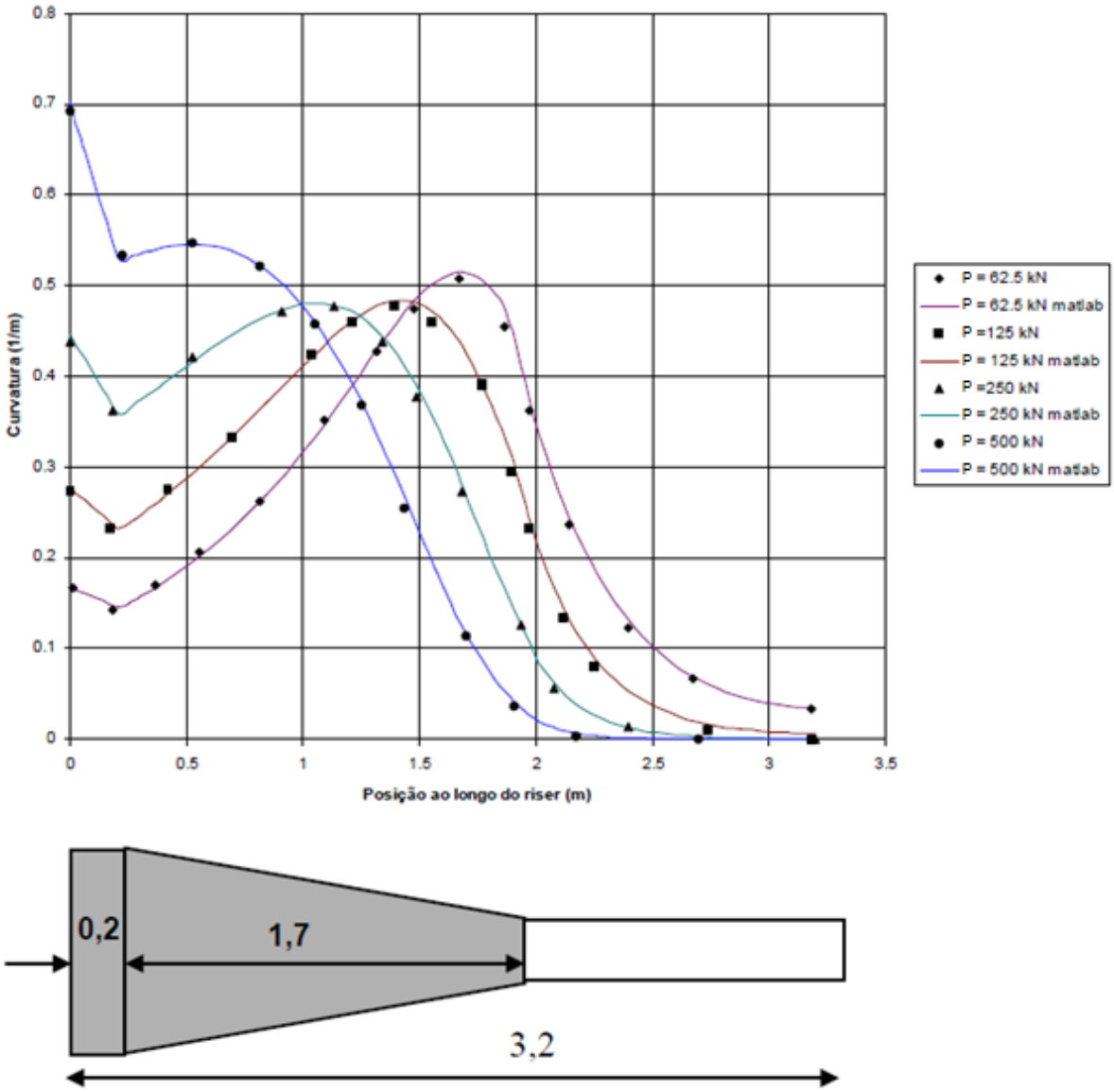

Figura 5.15 - Comparação da análise numérica linear de LEMOS, [4] com a análise analítica de BOEF e OUT, [5].

A segunda, numérica, considerando material não linear elástico, apresentou curvaturas menores abaixo da posição de 1.3m e curvaturas maiores acima de 1,3m comparadas com os resultados obtidos considerando material linear elástico conforme se pode ver na figura 5.16.

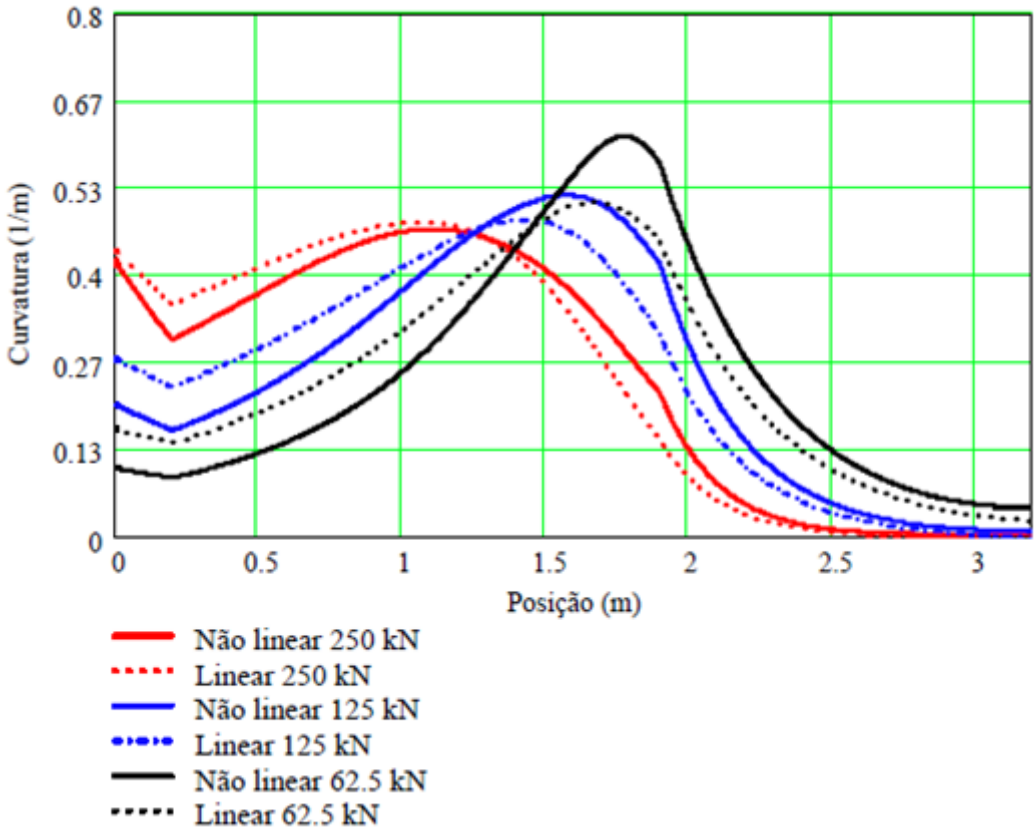

Figura 5.16 - Comparação da curvatura para materiais lineares e não lineares, [4].

LEMOS, [4] fez também uma análise com material viscoelástico utilizando uma curva de relaxação teórica representada para um sólido linear padrão, conforme apresentada na figura 5.17, e com G(0) = E = 45000 kPa, G(∞) = 35000 kPa e tempo de relaxação de tensão, t_R, = 10h.

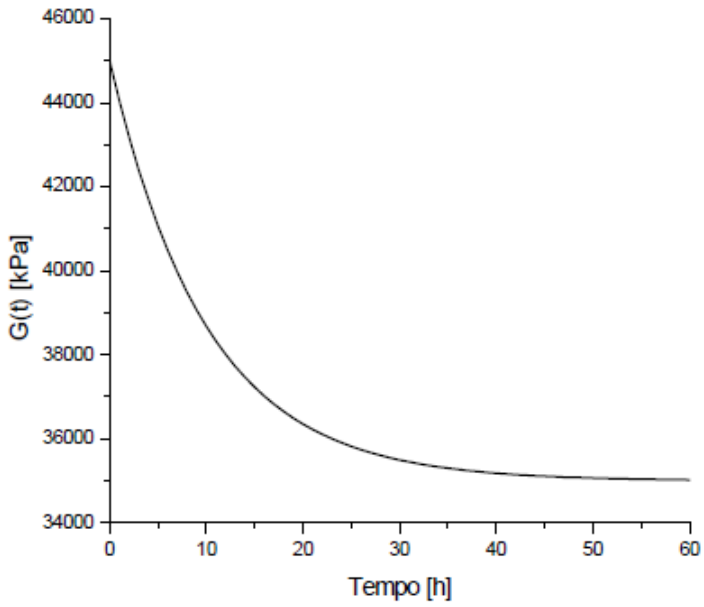

Figura 5.17 – Função relaxação de tensões arbitrada, [4].

A figura 5.18 mostra o resultado desta análise. Nota-se que a curvatura no engaste aumenta com o tempo e a curvatura máxima diminui com o tempo.

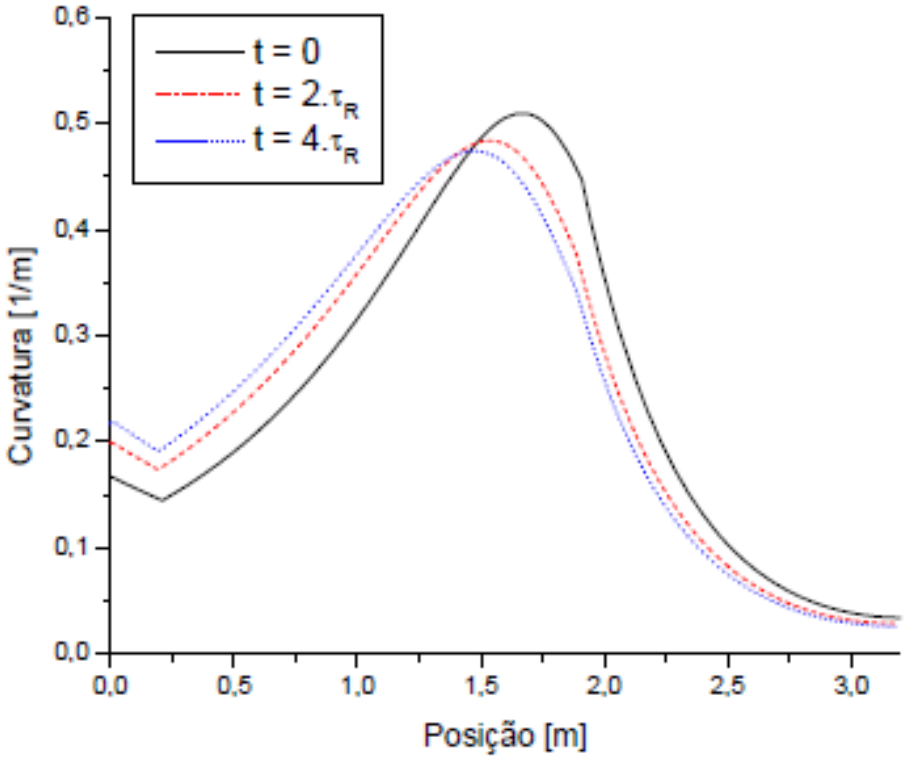

Figura 5.18 - Variação da curvatura para $\boldsymbol{P}$ = 62.5 kN, [4].

Alguns trabalhos encontrados sobre fadiga de enrijecedores à flexão tiveram como objetivo a análise das falhas ocorridas em tubulações flexíveis conectadas à uma monoboia no campo de extração de petróleo de Marlim. As falhas ocorreram em duas tubulações com diâmetro de 9.5” de exportação de óleo conectados à monoboia IMODCO III em operação à uma profundidade de 405 metros. Tais falhas ocorreram devido à fadiga do poliuretano do enrijecedor à flexão para boca de sino e I tube sem prolongador começando em um ponto de concentração de tensão no torus do inserto metálico (figura 5.19), [4].

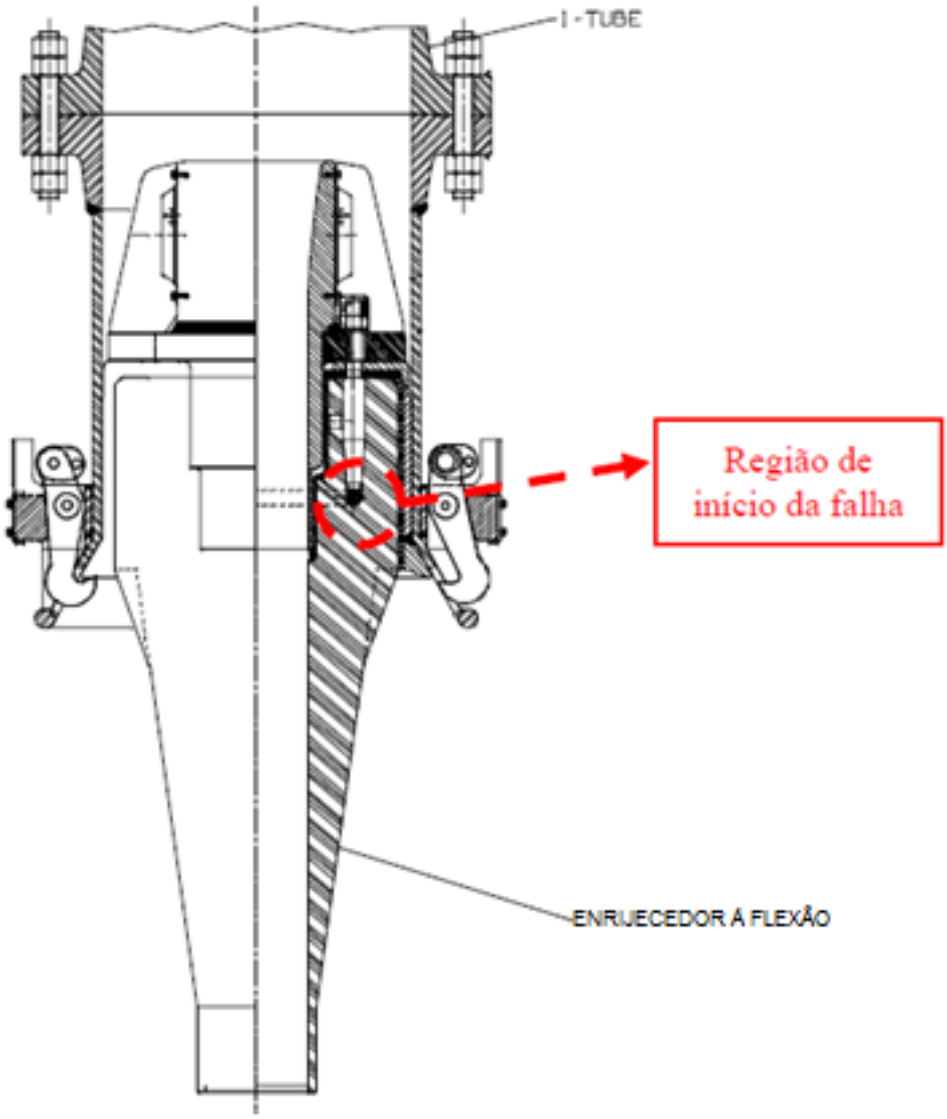

Figura 5.19 - Local de início da falha do enrijecedor, [4].

NETTO, [59], tentou avaliar numericamente estas falhas utilizando a mecânica da fratura. Devido ao desconhecimento do tipo de poliuretano específico do enrijecedor em questão e à falta de dados publicados sobre fadiga em poliuretanos, ele adotou os dados de propagação de trinca do poliuretano termoplástico rígido Isoplast 301 (figura 3.21) testado com razão de carregamento 0,1 e uma trinca inicial de 2mm, [41].

MENICONI e LOPES, [7] efetuaram o levantamento da curva ε-N do material extraído do próprio enrijecedor que falhou. Primeiramente levantaram a curva tensão-deformação. Posteriormente a curva de fadiga reproduzindo o detalhe de ancoragem da parte polimérica do enrijecedor na região da falha. Foram

estampados dois orifícios em blocos do material (figura 5.20) e testados com diferentes níveis de amplitude de deformação e dois tipos de rugosidades, mas sem avaliação da deformação média, conforme apresentado na tabela 5.4.

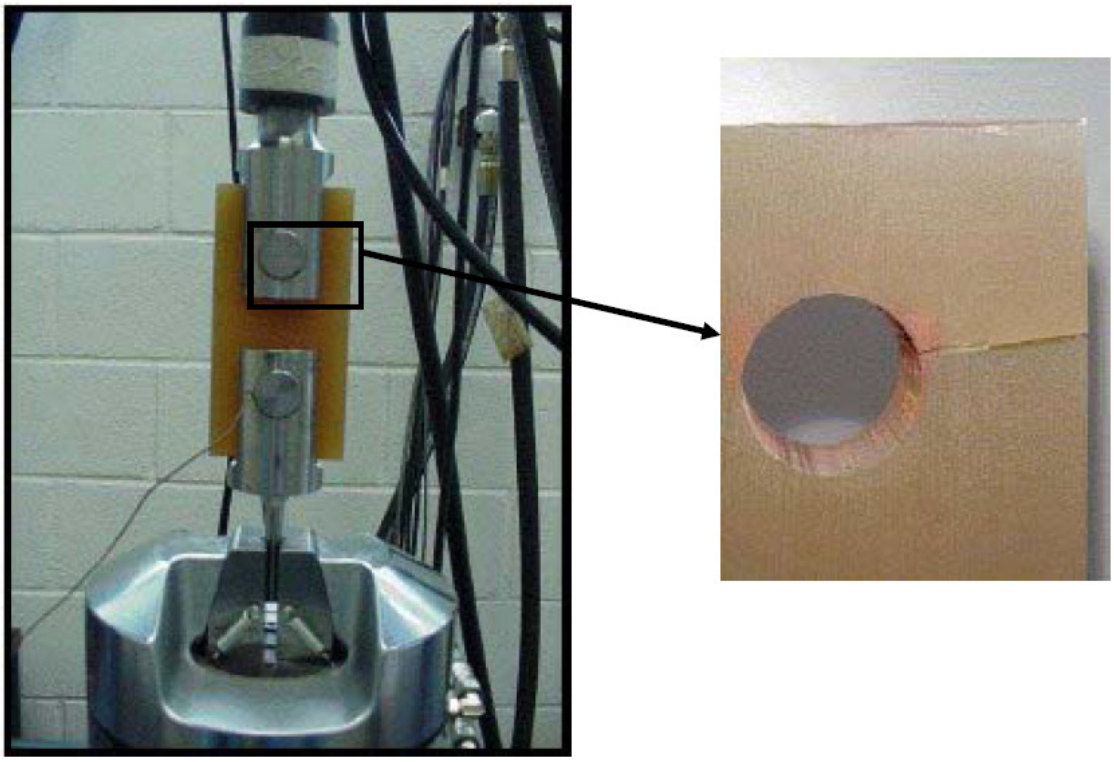

Figura 5.20 - Teste de fadiga simulando detalhe da geometria da região sujeita à fadiga e detalhe da trinca produzida após o teste, [7].

Tabela 5.4 - Resultados dos testes de fadiga, [7].

Corpo de prova	Rugosidade [μm]	Variação da deformação [%]	Número de ciclos
1	1,3	5,1	1 960 000
2	1,3	7,9	155 000
3	1,3	8,0	1 135 000
4	5,6	8,0	53 000
5	5,6	5,0	460 000
6	5,6	3,6	620 000

Verificou-se que a rugosidade das perfurações executadas nos corpos de prova influenciava em muito o resultado. Como a rugosidade medida na impressão deixada pelo torus do inserto metálico na parte polimérica do enrijecedor que falhou foi de 6,4 μm, adotou-se os valores dos corpos de prova 4,5 e 6 para levantamento da curva apresentada na figura 5.21.

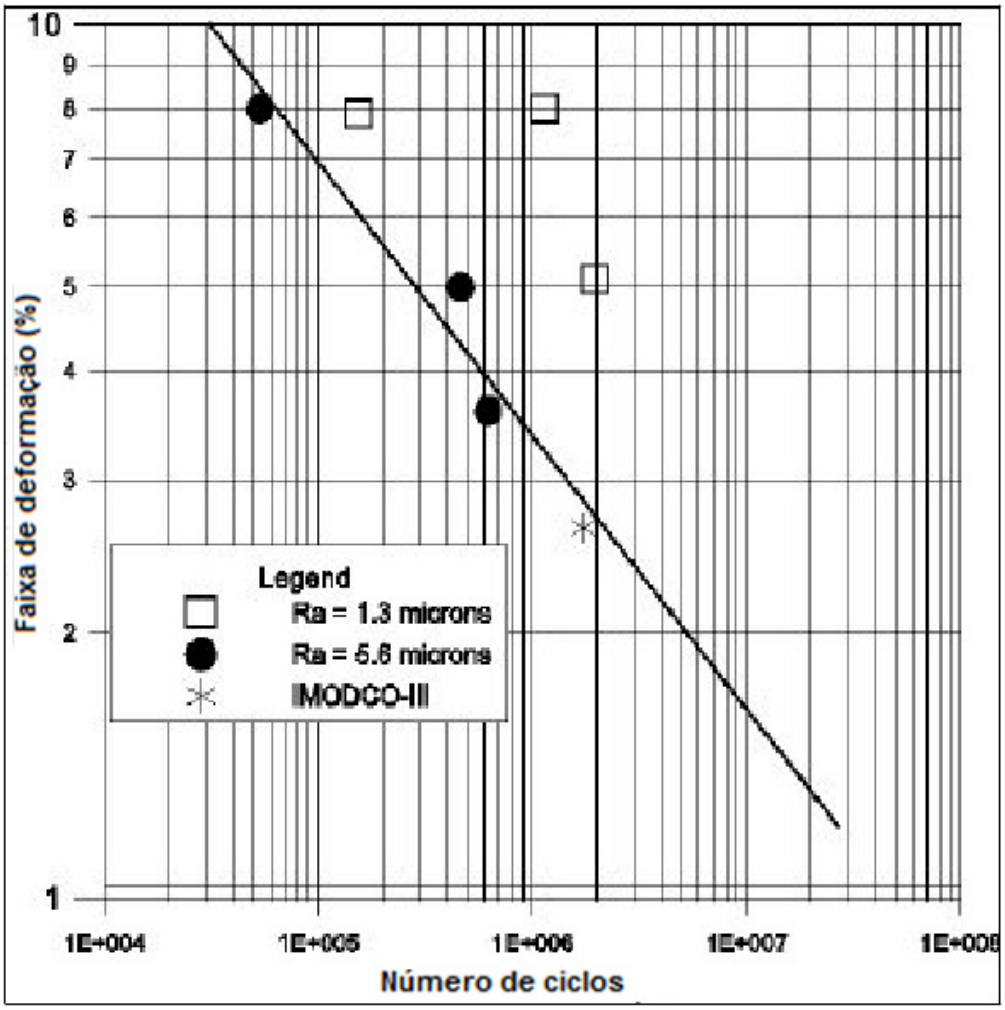

Figura 5.21 - Resultados de teste de fadiga e curva proposta, [7].

DEMANZE et al., [56], da empresa Technip, criaram uma metodologia para análise da vida à fadiga do poliuretano dos enrijecedores à flexão através da mecânica da fratura. Primeiramente apresentaram a teoria, baseada no fator de intensificação de deformação efetivo juntamente com resultados experimentais em laboratório de amostras entalhadas, sob deformação controlada e várias faixas de deformação, para obtenção da vida à fadiga em função da faixa do fator de intensificação de deformação. Em seguida apresentaram a figura 5.22 que mostra as áreas mais críticas para a propagação de trincas por fadiga. Por último, mostraram a

metodologia para cálculo da vida à fadiga das regiões críticas e o método de calibração da metodologia em função de resultados de ensaios de resistência a fadiga de enrijecedores à flexão em tamanho real e escala reduzida. Mostraram que em ensaios de resistência à fadiga realizados em 19 enrijecedores à flexão com geometrias diferentes, 6 falharam na parte polimérica. Destes, 3 falharam na área de máxima deformação (A1), 2 na área final do corpo do inserto (A3) e 1 na área do torus do inserto metálico (A2). A metodologia criada previu a falha de todos os 6 enrijecedores que falharam. No entanto previu também a falha de outros 6 enrijecedores que não falharam nos ensaios de resistência à fadiga.

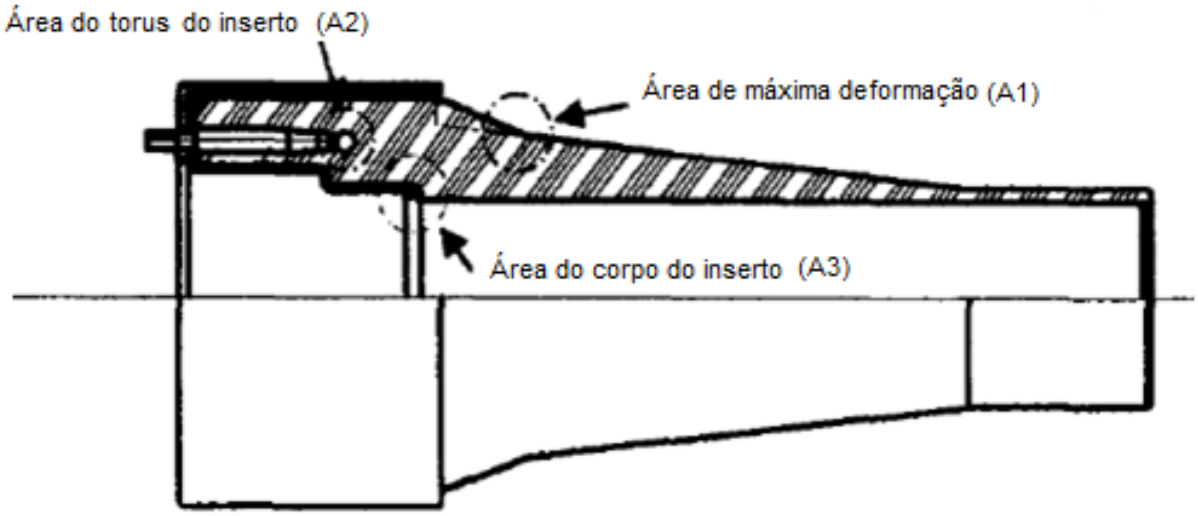

Figura 5.22 - Áreas mais críticas para ocorrência de falha por fadiga [56]

5.3 CARACTERÍSTICAS DO ENRIJECEDOR SELECIONADO

O enrijecedor à flexão selecionado para a análise de falha proposta foi o estudado inicialmente por BOEF e OUT, [5]. Este é do tipo tradicional, utilizado em aplicações dinâmicas, composto por uma parte polimérica ancorada a um inserto metálico, montado diretamente sobre o conector de topo da linha flexível que está apoiado diretamente no convés da plataforma de petróleo (figura 5.23).

A figura 5.24 mostra todas as medidas relevantes deste enrijecedor à flexão (arbitraram-se medidas para o inserto metálico).

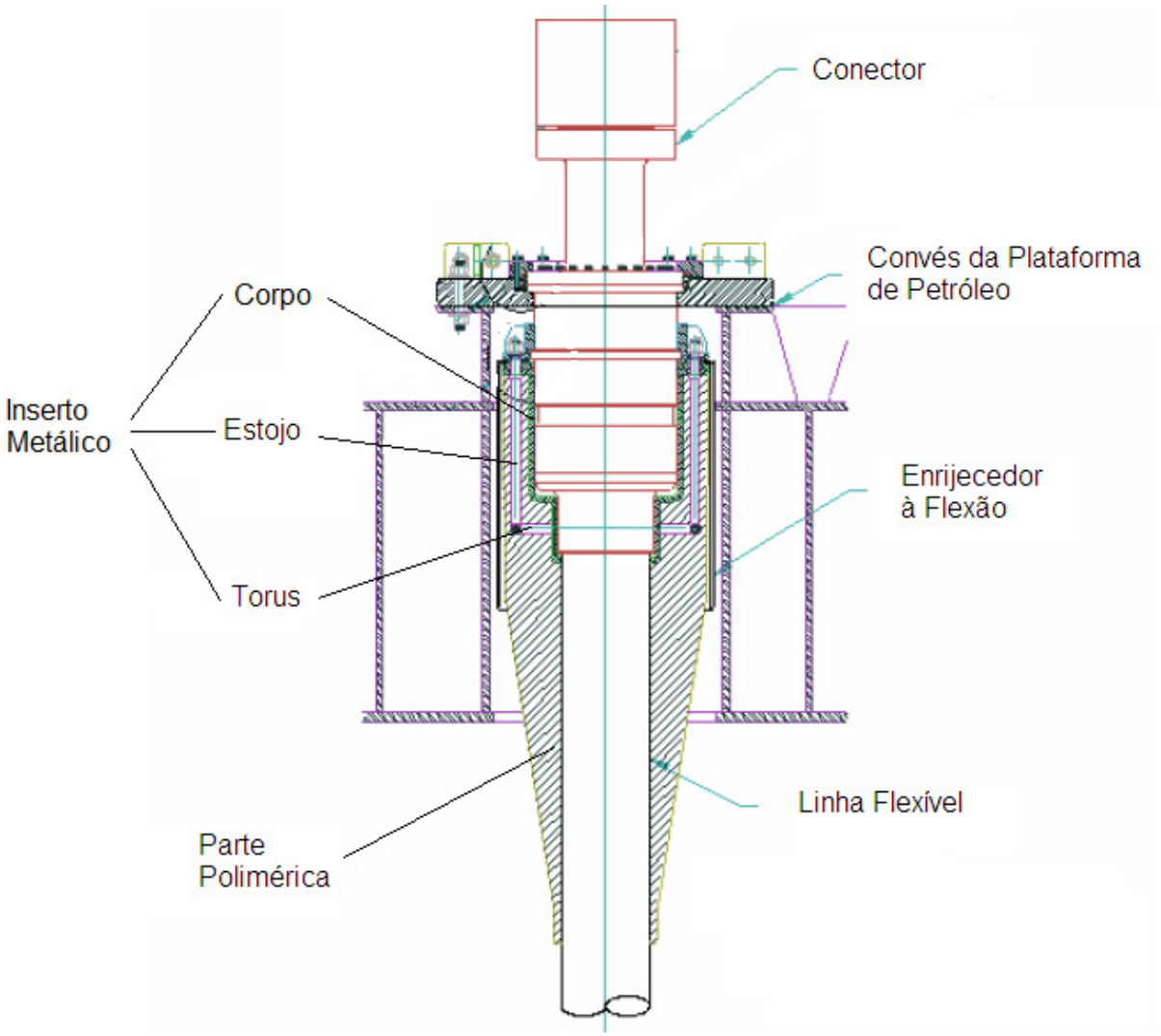

Figura 5.23 - Enrijecedor à flexão montado à plataforma, [60].

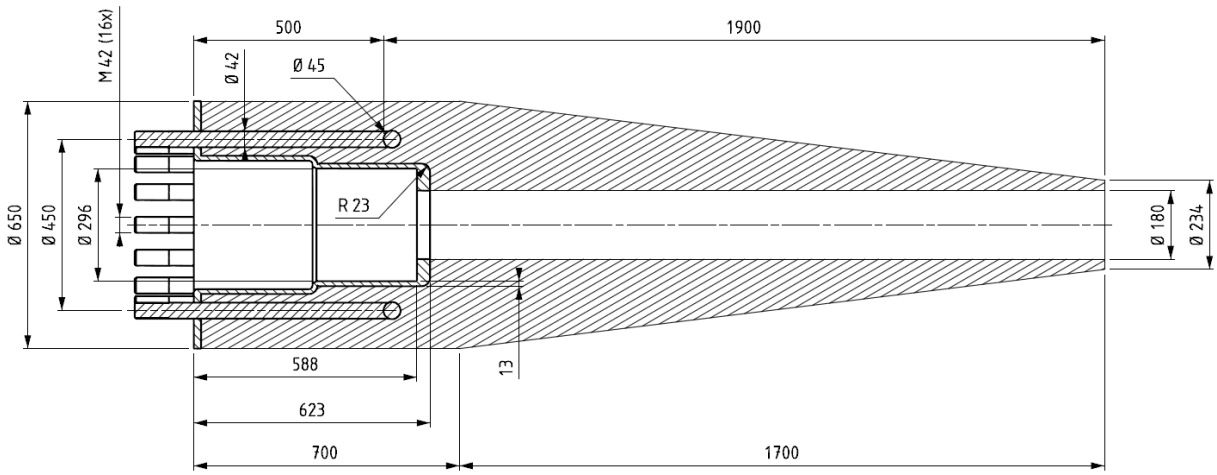

Figura 5.24 - Enrijecedor à flexão de BOEF e OUT modificado.

A parte polimérica deste enrijecedor à flexão é feita de poliuretano termoplástico poliéter. O inserto metálico é fundamentalmente composto por um corpo metálico escalonado soldado em aço estrutural USI SAC 350, revestido com níquel com interdifusão, com rugosidade média superficial de 3,2 μm e por um anel toroidal em Inconel 625 soldado a estojos também em Inconel 625, ambos com rugosidade média superficial de 0,8 μm, os quais se encontram perpendicularmente dispostos, de modo axial, em relação ao citado anel toroidal e ao flange do corpo metálico (figura 5.25). Esta configuração acaba conformando uma espécie de gaiola que contorna o perímetro circular da linha flexível. Desta forma, quando a parte polimérica do enrijecedor à flexão é submetida às flexões externas, o inserto mantém ancorada a base do enrijecedor à flexão. A configuração tipo gaiola é ideal para a garantia da ancoragem da parte polimérica.

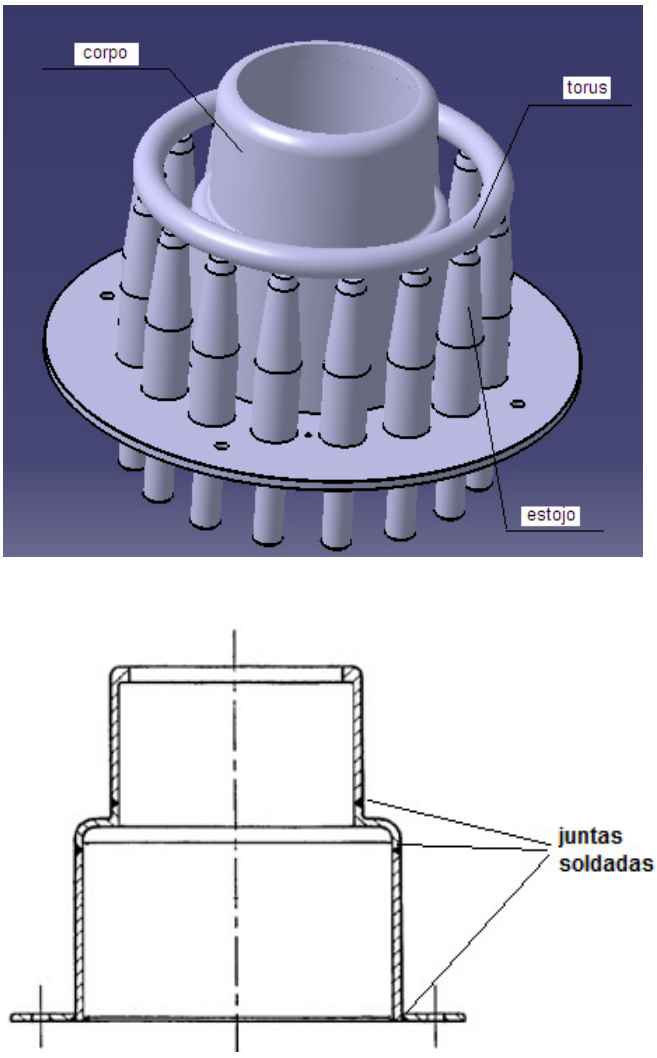

Figura 5.25 - Inserto metálico.

A tabela 5.5 mostra as propriedades relevantes de cada material utilizado na construção do enrijecedor à flexão selecionado. Nota-se que o custo do Inconel 625 é vinte e cinco vezes maior do que o do aço estrutural USI SAC 350.

Tabela 5.5 - Propriedades dos materiais presentes no enrijecedor à flexão selecionado.

Parte do enrijecedor à flexão		**Corpo do inserto**	**Estojos/torus do inserto**	**Segmento cônico**
Característica		**USI SAC 350**	**Inconel 625 recozido**	**Poliuretano termoplástico poliéter**
Carbono [%]		Máx. 0,25	Máx. 0,10	
Manganês [%]		Máx. 1,5	Máx. 0,50	
Enxofre [%]		Máx. 0,02	Máx. 0,015	
Fósforo [%]		0,01 a 0,06	Máx. 0,015	
Silício [%]		0,5 a 1,50	Máx. 0,50	
Cromo [%]		Máx. 0,60	20 a 23	
Molibdênio [%]			8 a 10	
Níquel [%]			Mín. 58	
Ferro [%]			Máx. 5,0	
Nióbio [%]			3,15 a 4,15	
Cobre [%]		0,05 a 0,4		
Módulo de elasticidade [GPa]		190 a 210	208	0,045
Coeficiente de Poisson		0,27 a 0,30	0,28	
Limite de resistência à tração [MPa]		500 a 650	827 a 1034	42
Tensão de escoamento [MPa]		Mín. 350	415 a 655	
Alongamento [%]		Mín. 16	30 a 60	325
Resistência ao impacto média [J]			66 (29°C) / 57 (-79°C)	
Resistência à fadiga [MPa]	**10^4 ciclos**			
	$4x10^4$ ciclos			
	10^5 ciclos			
	$4x10^5$ ciclos			
	10^6 ciclos		655	
	$4x10^6$ ciclos			
	10^7 ciclos		630	
	10^8 ciclos		621	
Custo [R$/kg]		8,00	200,00	
Referências		[15]	[61]	[4,62]

A fabricação deste enrijecedor é uma tarefa complexa e exigente. Essencialmente a operação envolve a construção de uma ferramenta molde. Um tubo central é posicionado dentro de uma casca externa formando assim uma cavidade da forma do componente requerido. O inserto é colocado na base da unidade selando a parte inferior da ferramenta, conforme mostrado na figura 5.26. O corpo metálico do inserto é revestido com uma cola apropriada. O anel toroidal e os estojos do inserto metálico, juntamente com as superfícies internas da ferramenta, são tratados com um agente desmoldante antes da montagem. Antes do enchimento o molde é aquecido a uma temperatura apropriada. O poliuretano então é

introduzido através de um orifício de enchimento normalmente localizado na parte inferior do molde. O líquido sobe, deslocando ar da cavidade através de um orifício, que é geralmente localizado no ponto mais alto da montagem. Quando a operação de enchimento é completada, a cura inicial do material toma lugar com a reação e solidificação do poliuretano. O componente solidificado é então desmoldado e sujeito a inspeção detalhada antes de ser aprovado. Este processo de fabricação tem como objetivo garantir uma perfeita adesão entre o poliuretano e o corpo do inserto, bem como um deslizamento entre o poliuretano e o torus do inserto.

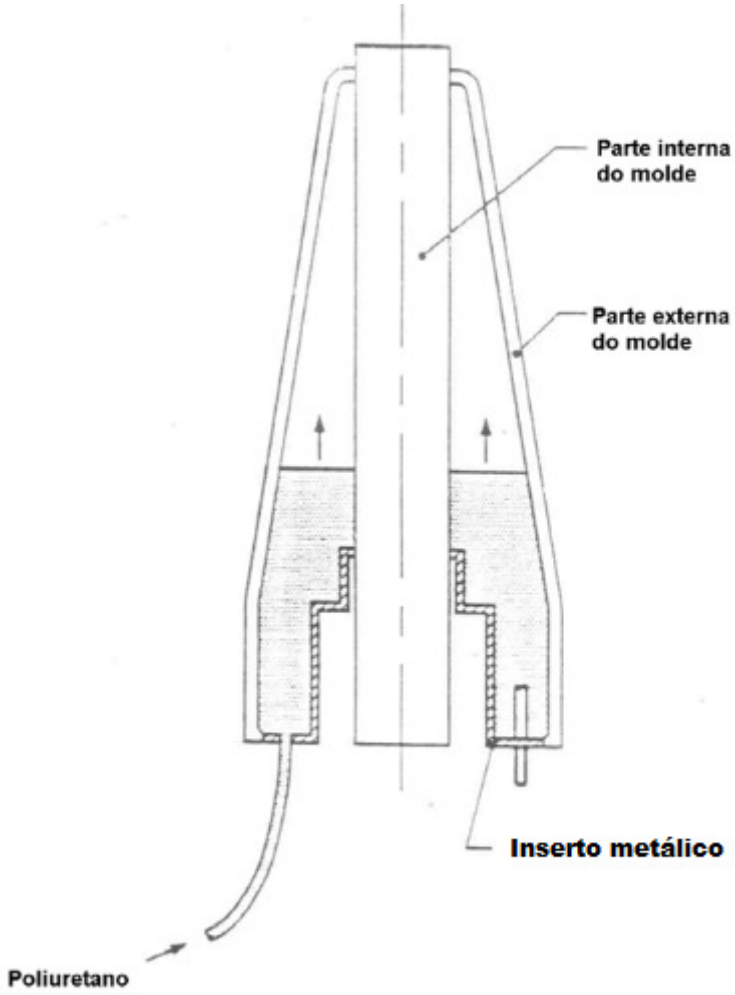

Figura 5.26 – Molde para enrijecedor à flexão, [8].

5.4 ANÁLISE DE FALHA

O enrijecedor à flexão apresentado no item 5.3 será analisado utilizando o modelo para análise de falha de estruturas metal-polímero apresentado no item 4.1.

A análise de falha do enrijecedor à flexão considera que a principal falha desta estrutura metal-polímero é a ruptura da parte polimérica devido à fadiga. Os principais pontos de falha considerados são os já mostrados na figura 5.22. Considera também que o projeto da parte polimérica não tem tolerância ao dano já que, conforme foi visto no item 5.2, não é permitido qualquer vazio na estrutura polimérica. Nota-se que as três regiões críticas estão localizadas na parte polimérica do enrijecedor. Devido a isso, não será feita a análise da parte metálica do enrijecedor à flexão.

A primeira análise a ser efetuada é referente à possibilidade de ocorrência de escoamento da parte polimérica. Da resistência dos materiais, a tensão normal presente em cada ponto do enrijecedor pode ser obtido utilizando a seguinte equação:

$$\sigma = \frac{M}{I}\, r \tag{5.1}$$

O momento fletor pode ser obtido utilizando a seguinte equação:

$$M = EIk_r \tag{5.2}$$

Logo:

$$\sigma = \frac{EIk_r}{I}\, r \tag{5.3}$$

ou:

$$\sigma = Ek_r r \tag{5.4}$$

Logo, para o cálculo das tensões nos pontos críticos se faz necessário inicialmente o cálculo das curvaturas ao longo do enrijecedor. Considerando o enrijecedor à flexão submetido a uma carga de teste de 250 kN com ângulo de 45° e utilizando o programa para cálculo de curvatura escrito por SOUZA, [10], chega-se à distribuição de curvatura em cada ponto do enrijecedor apresentada na figura 5.27.

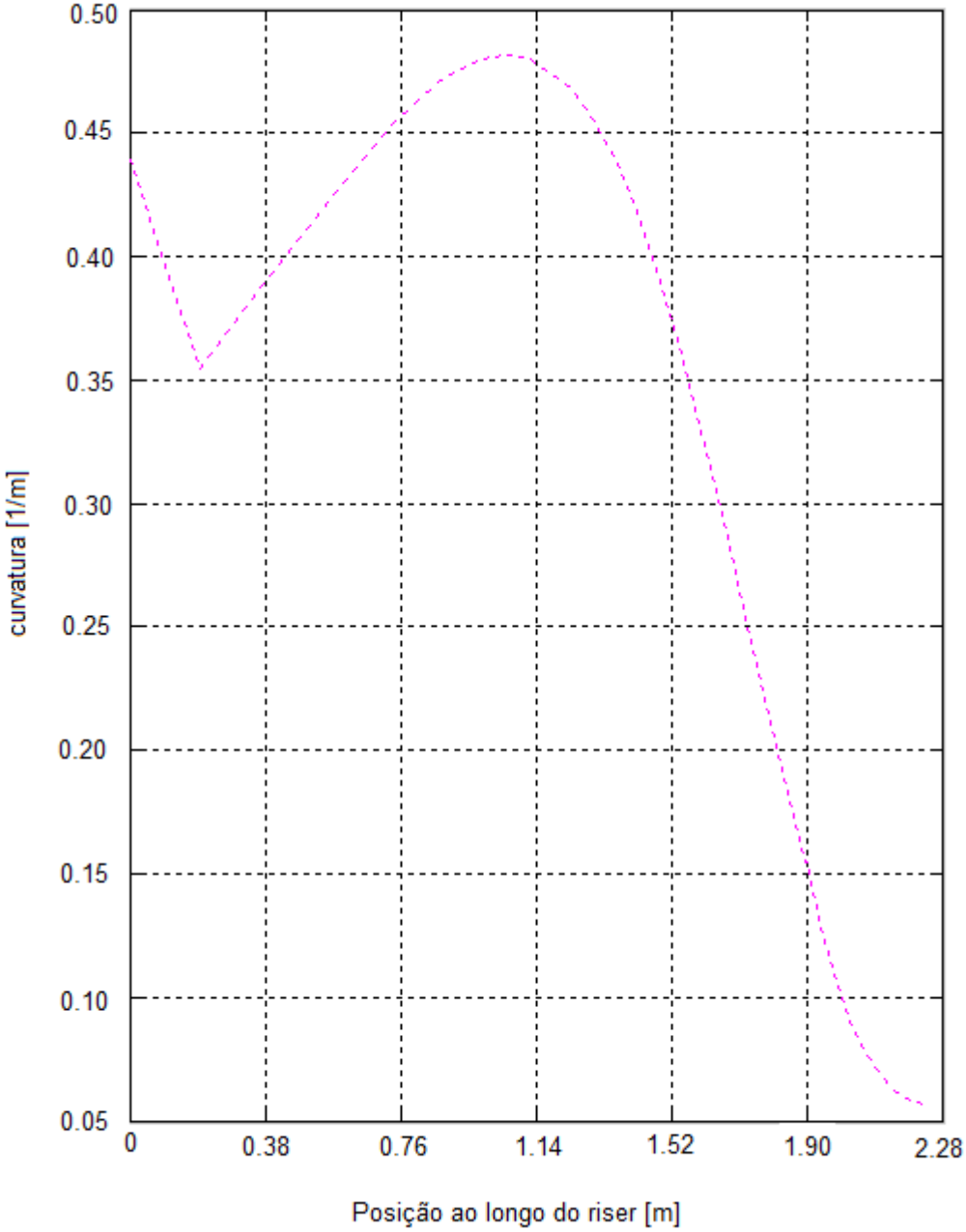

Figura 5.27 – Curvatura para carregamento P=250 kN com ângulo de 45°

Utilizando a equação 5.4, calculam-se as tensões nos pontos críticos. A tabela 5.6 apresenta os resultados.

Tabela 5.6 - Tensões nos pontos críticos.

Tensão média [MPa]		
A1 – máx. deformação	A2 - torus	A3 – corpo do inserto
5,3	4,9	2,9

O torus funciona como um concentrador de tensão. Utilizando a figura 3.18a chega-se a:

$K_t \cong 4$

A área da ponta do corpo do inserto também funciona como um concentrador de tensão. Utilizando a figura 3.18a chega-se a:

$K_t \cong 5$

A tabela 5.7 mostra as tensões nos pontos críticos considerando a concentração de tensão, calculadas utilizando a equação 3.19.

Tabela 5.7 – Tensões máximas nos pontos críticos.

Tensão máxima [MPa]		
A1 – máx. deformação	A2 - torus	A3 – corpo do inserto
5,3	19,6	14,5

A tabela 5.5 não apresenta o limite de escoamento do poliuretano e sim o seu limite de resistência à tração. Analisando a figura 2.4, nota-se que o escoamento dos dois tipos de poliuretanos mostrados ocorre com a aplicação de aproximadamente 50% da tensão limite de resistência à tração. Assumindo esta relação como verdadeira para a análise em questão, chega-se a um limite de escoamento de 21 MPa. Logo, observando a tabela 5.7, chega-se a conclusão de que não ocorre escoamento. Não foi considerada a viscoelasticidade do poliuretano já que o tempo de relaxação de tensão deste material (considerado por LEMOS como sendo de 10h, conforme foi visto no item 5.2) é muito maior do que o tempo de aplicação de carga neste tipo de estrutura (frequência em torno de 0,1 Hz conforme visto anteriormente).

A segunda análise a ser efetuada é referente à possibilidade de ocorrência de falha por fadiga da parte polimérica. Considera-se o enrijecedor à flexão submetido

ao carregamento dinâmico mostrado na tabela 5.1. Como o raio de curvatura é proporcional ao ângulo de carregamento, conforme foi demonstrado através da figura 5.12, pode-se calcular o raio de curvatura para a carga de teste 250 kN para diferentes ângulos de aplicação de carregamento. Calculam-se as tensões nos pontos críticos da parte polimérica do enrijecedor para cada bloco utilizando as equações 5.4, 3.6 e 3.7. A tabela 5.8 apresenta os resultados.

Tabela 5.8 - Tensões nos pontos críticos.

			Tensão média [MPa]			**Amplitude tensão alternada [MPa]**		
Bloco N°	ângulo médio	ângulo de amplitude	A1	A2	A3	A1	A2	A3
1	5°	1,25°	0,59	0,54	0,32	0,15	0,14	0,08
2	5°	2,5°	0,59	0,54	0,32	0,29	0,27	0,16
3	5°	3,75°	0,59	0,54	0,32	0,44	0,41	0,24
4	5°	5°	0,59	0,54	0,32	0,59	0,54	0,32
5	5°	7,5°	0,59	0,54	0,32	0,88	0,82	0,48
6	5°	10°	0,59	0,54	0,32	1,17	1,09	0,64
7	5°	15°	0,59	0,54	0,32	1,76	1,63	0,97

Como não se encontra na literatura dados sobre a sensibilidade ao entalhe do poliuretano, mas sabe-se que o mesmo apresenta resistência muito alta à abrasão, conforme visto anteriormente, assume-se que q é igual 0. Utilizando a equação 3.20, chega-se a $K_f = 1$, isto é, nenhuma redução da resistência à fadiga devido à presença de entalhes.

Devido ao fato da tensão média ser diferente de zero, é necessário calcular a amplitude de tensão alternada equivalente para o uso na curva S-N. A tabela 5.9 mostra esta com a utilização da equação de Goodman (equação 3.11). Nota-se que pelo fato da tensão média ser muito pequena, não ocorrem alterações significativas.

Tabela 5.9 - Amplitude de tensão alternada equivalente nos pontos críticos.

	Amplitude tensão alternada equivalente [MPa]		
Bloco N°	A1	A2	A3
1	0,15	0,14	0,08
2	0,30	0,28	0,16
3	0,44	0,41	0,24
4	0,59	0,55	0,32
5	0,89	0,83	0,49
6	1,19	1,10	0,65
7	1,78	1,65	0,97

A tabela 5.5 não apresenta dados referentes à resistência à fadiga do poliuretano utilizado no enrijecedor. Somente para esta análise, adota-se o diagrama da figura 3.10 como sendo válido para a verificação da vida à fadiga do enrijecedor e assume-se também todos os fatores de modificação de resistência à fadiga da equação 3.16 iguais a 1.

A terceira análise a ser efetuada é devido à existência de movimento relativo na região A2 da parte polimérica em relação ao torus. Efetuou-se uma análise pelo método dos elementos finitos (MEF) com uma carga de teste de 250 kN com ângulo de 45° para verificação da amplitude deste movimento relativo. A malha gerada é mostrada na figura 5.28. A configuração deformada, após a aplicação do carregamento, é mostrada na figura 5.29.

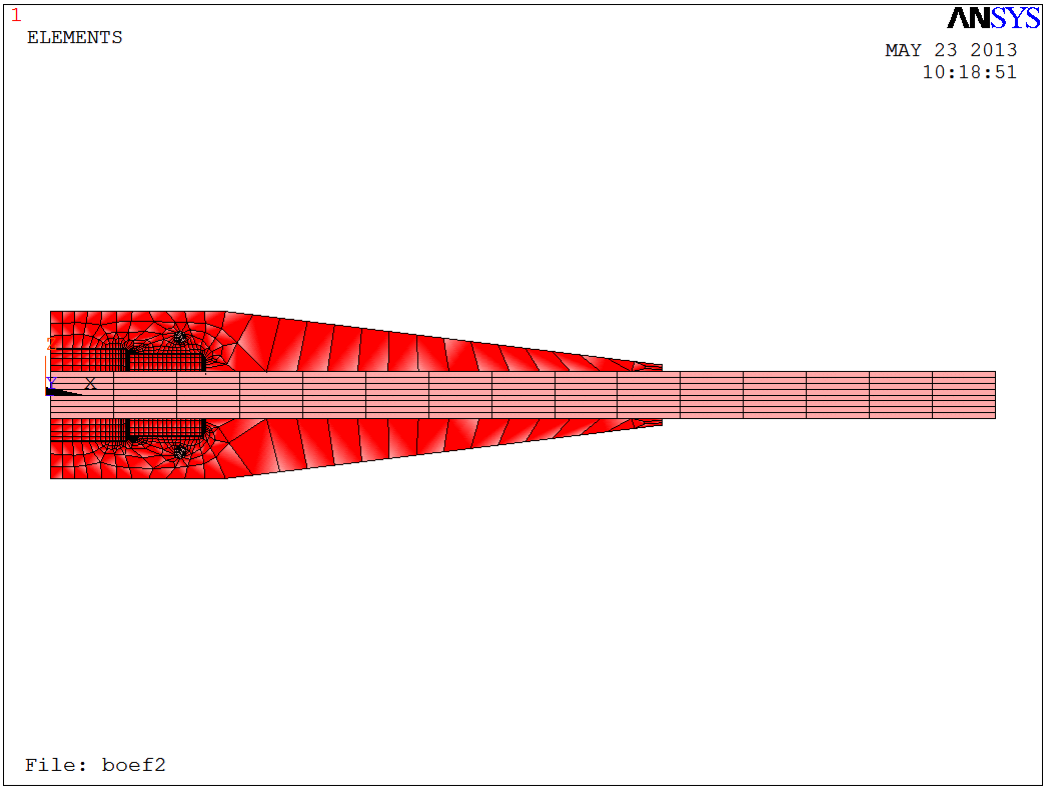

Figura 5.28 – Modelo MEF.

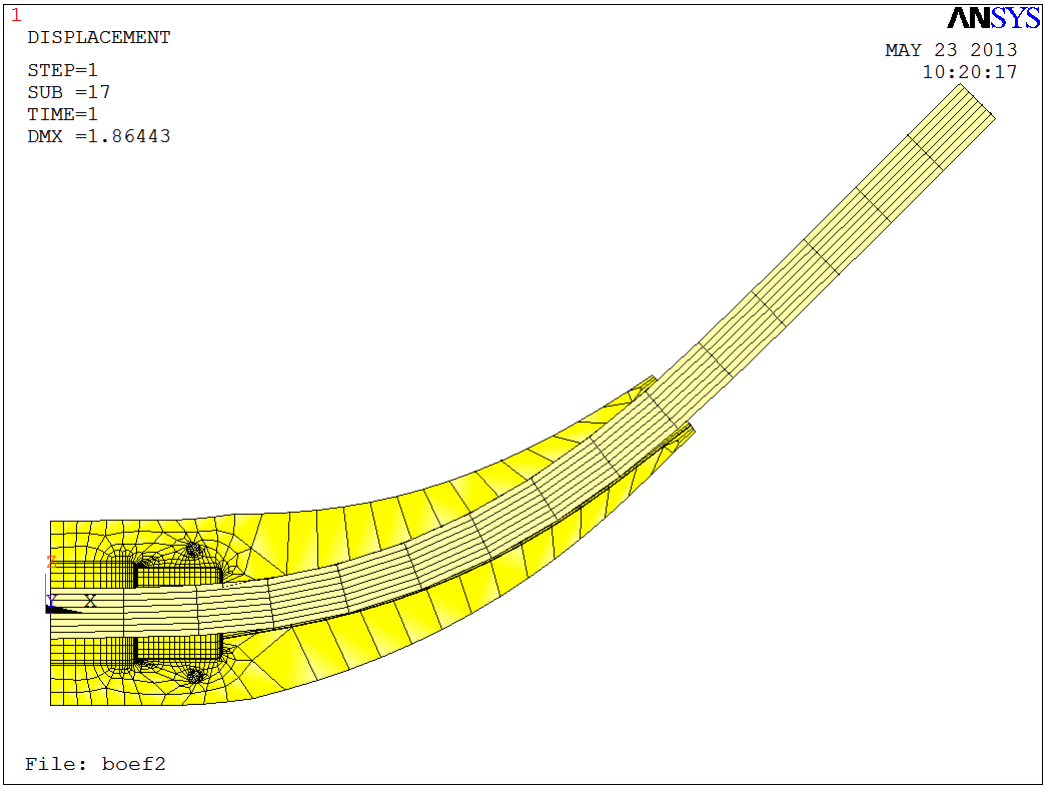

Figura 5.29 – Configuração deformada.

As tensões presentes na parte polimérica nos pontos críticos são mostradas na figura 5.30.

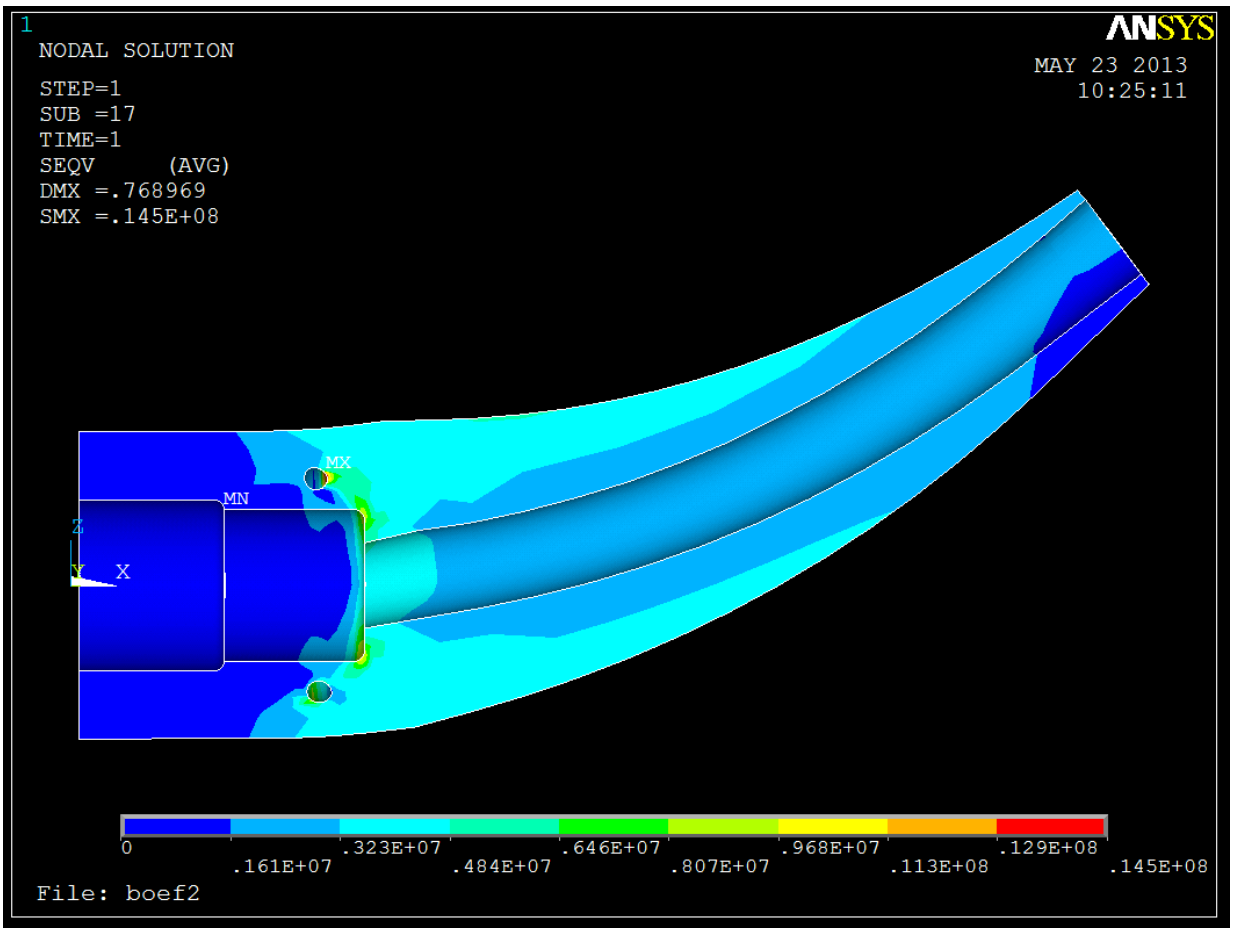

Figura 5.30 – Tensão de von Mises [Pa].

A tabela 5.10 mostra um comparativo das tensões obtidas através do modelo por elementos finitos com os resultados analíticos. Nota-se uma boa correlação dos resultados.

Tabela 5.10 – Comparativo entre resultado analítico e MEF.

	A1 – máx. deformação [MPa]	**A2 – torus [MPa]**	**A3 – corpo do inserto [MPa]**
Analítico	5,3	19,6	14,5
MEF	4,5	14,5	10,4
MEF/Analítico	0,85	0,74	0,72

As figuras 5.31 e 5.32 mostram respectivamente o deslocamento dos nós da malha da parte polimérica na região inferior e superior do torus.

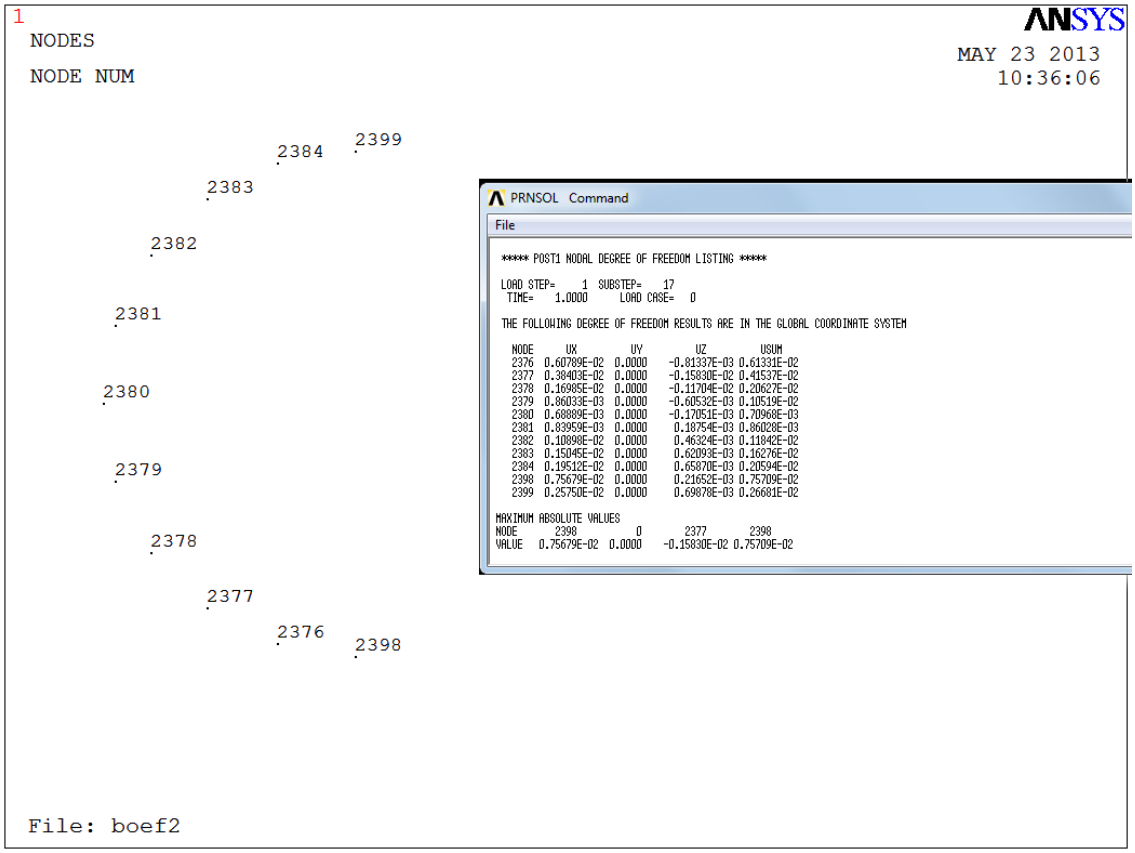

Figura 5.31 – Deslocamento dos nós na região do torus parte inferior [m].

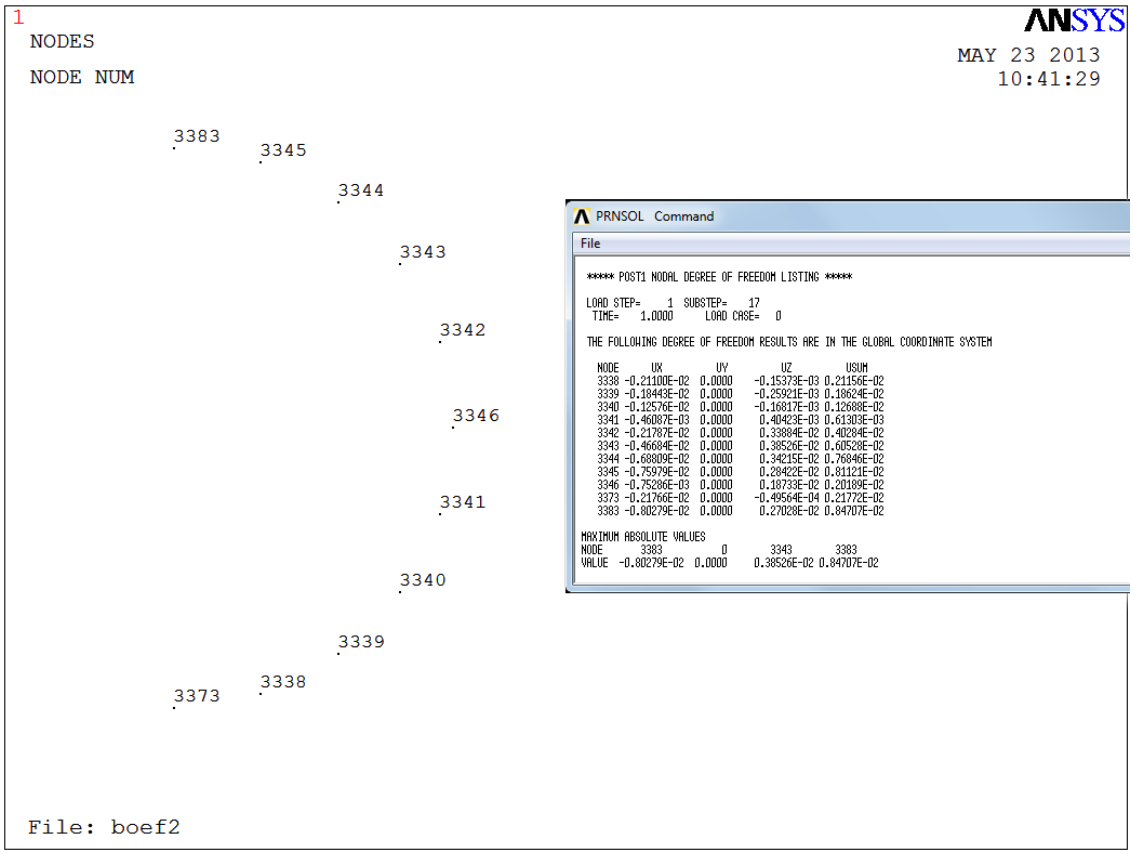

Figura 5.32 – Deslocamento dos nós na região do torus parte superior [m]

Nota-se um deslocamento máximo de aproximadamente 8 mm da parte polimérica em relação ao torus.

A falha por deslizamento por fadiga faz com que a resistência à fadiga do enrijecedor na área do torus do inserto metálico (A2) seja reduzida. A tabela 4.4 mostra que um aumento da rugosidade de 1,0 μm para 1,5 μm (ângulo da aspereza de 11° para 16°) provoca um aumento de 19% na amplitude de tensão alternada. Substituindo os ângulos de asperezas utilizados para o cálculo da taxa de desgaste da tabela 4.4 por 4°, teoricamente equivalente a uma rugosidade média de 0,25 μm (polimento fino) e 12°, teoricamente equivalente a uma rugosidade média de 0,75 μm (polimento comum), chega-se aos valores de amplitude de tensão alternada mostrados na tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Amplitudes de tensão alternada calculadas através do modelo proposto.

Ângulo aspereza [grau]	τ_1 **[MPa]**	τ_2 **[MPa]**	**CGR**	σ_a **[MPa]**
4	0,06	0,018	41	1,5
12	0,05	0,053	41	2,2

Nota-se que o aumento de rugosidade em questão provoca um aumento de 47% na amplitude de tensão alternada. Isto equivale a um fator de redução de resistência à fadiga de aprox. 0,7. Logo, este valor deve ser considerado como fator de redução de resistência à fadiga devido ao aumento de rugosidade superficial em superfícies em movimento relativo na utilização da curva S-N do poliuretano para a região A2. A figura 5.33 mostra as curvas a serem utilizadas para a previsão da vida à fadiga do enrijecedor.

A tabela 5.12 mostra os valores que devem ser utilizados para a obtenção da vida à fadiga de cada ponto crítico utilizando a curva S-N do poliuretano do enrijecedor (figura 5.33) considerando o número de ciclos relativos da tabela 5.1 e um teste com duração de 3 milhões de ciclos.

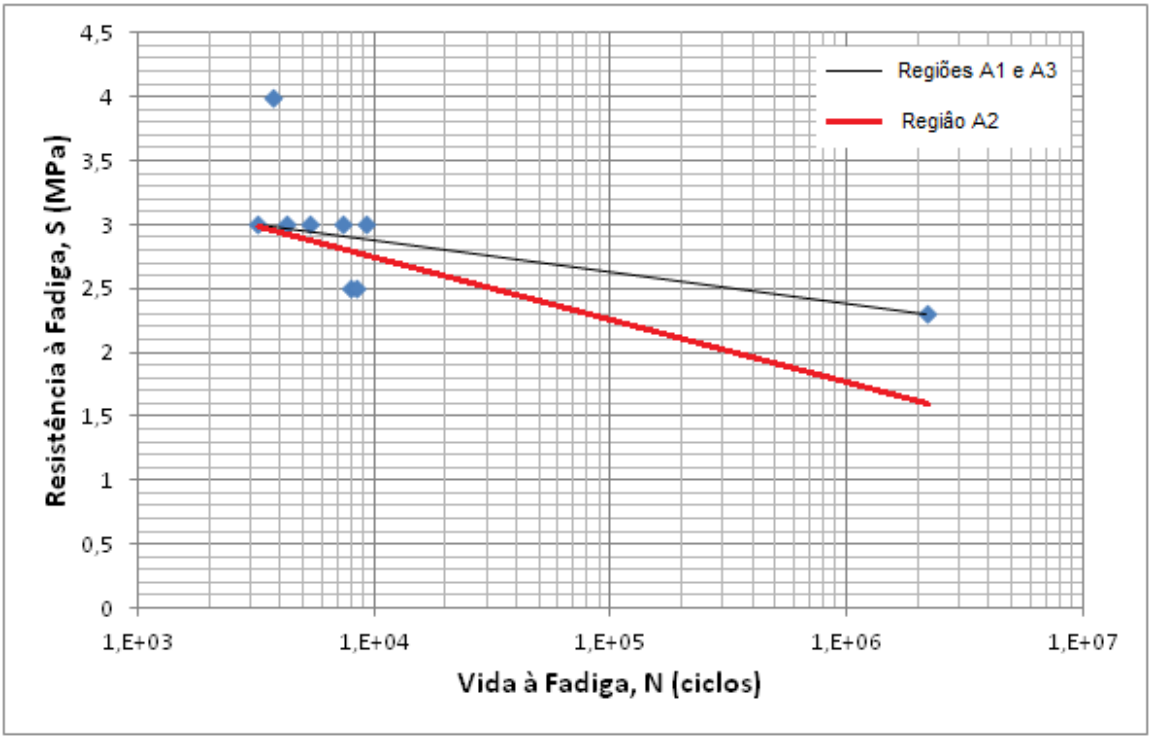

Figura 5.33 - Diagrama S-N do poliuretano nos pontos críticos do enrijecedor.

Pelo fato da amplitude de tensão não ser constante, deve-se utilizar a regra do dano acumulado (equação 3.15) para verificar se os pontos críticos estão sujeitos ou não à falha por fadiga.

Tabela 5.12 - Valores a serem utilizados para obtenção da vida à fadiga.

	Amplitude tensão alternada equivalente [MPa]				
Bloco N°	A1	A2	A3	N° relativo de ciclos	N° absoluto de ciclos
1	0,15	0,14	0,08	1	1 569 859
2	0,30	0,28	0,16	0,55	863 422
3	0,44	0,41	0,24	0,25	392 465
4	0,59	0,55	0,32	0,075	117 739
5	0,89	0,83	0,49	0,025	39 246
6	1,19	1,10	0,65	0,01	15 699
7	1,78	1,65	0,97	0,001	1 570
				total	3 000 000

Comparando os valores da tabela 5.12 com o diagrama da figura 5.33, nota-se que somente a amplitude de tensão alternada da região A2, bloco No 7, provoca dano na estrutura polimérica do enrijecedor. Para a tensão de 1,65 MPa, a vida à fadiga seria de aproximadamente 2 milhões de ciclos. A quantidade de ciclos de carregamento aplicado é de 1570 ciclos. Utilizando a equação 3.15 chega-se a:

$$\frac{1570}{2000000} = 0{,}0008$$

ou seja, um dano abaixo de 1. Logo, chega-se a conclusão de que também não ocorre falha por fadiga.

Capítulo 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 CONCLUSÕES FINAIS

Após o término do presente estudo, algumas conclusões de caráter geral merecem destaques. As conclusões são as seguintes:

i. A rugosidade, da mesma maneira que reduz o limite de resistência à fadiga de peças metálicas, reduz também o limite de resistência à fadiga de peças poliméricas deslizando contra peças metálicas e que o ângulo da aspereza da superfície metálica deveria ser utilizado como parâmetro para projeto de peças de interface, já que apresenta forte influência na ocorrência de falha por deslizamento.

ii. A taxa de desgaste dos polímeros deslizando contra superfícies metálicas de baixa rugosidade depende da resistência à fadiga dos mesmos. Os polímeros com maior resistência à fadiga apresentam menor taxa de desgaste do que os polímeros com menor resistência à fadiga.

iii. O aumento da dureza do poliuretano gera uma menor taxa de desgaste somente em condições onde a falha da aspereza ocorre por fadiga. Em condições abrasivas, o aumento da dureza gera um aumento na taxa de desgaste.

iv. É possível fazer a previsão da taxa de desgaste de polímeros por deslizamento em função do ângulo da aspereza utilizando o modelo proposto para análise de falha superficial por fadiga. Este modelo é válido apenas para a falha gerada por fadiga de alto ciclo da aspereza, onde o período de iniciação da trinca consome o maior percentual da vida à fadiga.

v. A geometria do inserto é um fator fundamental para garantir um bom desempenho do enrijecedor à flexão fazendo com que haja uma redução na ocorrência de falhas por fadiga na parte polimérica do mesmo.

6.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O desenvolvimento do presente trabalho revelou alguns tópicos de pesquisa dignos de serem implementados em estudos futuros. Os principais tópicos de pesquisa sugeridos são os seguintes:

i. A execução de ensaios de resistência à tração e a fadiga do poliuretano utilizado em enrijecedores à flexão e em outros polímeros para levantamento de curvas tensão-deformação e curvas S-N.

ii. A realização do ensaio de falha por deslizamento nestes mesmos polímeros com a instrumentação do equipamento de ensaio a fim de se obter melhor controle sobre outras variáveis que podem afetar a taxa de desgaste durante o ensaio (variação do coeficiente de atrito, da força, da umidade e da temperatura em função do tempo).

iii. A modelagem por elementos finitos do ensaio de falha por deslizamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] STEPHENS, R. I. et al. **Metal Fatigue in Engineering**. 2nd ed. New York: John Wiley and Sons, Inc, 2001.

[2] POPE, A. M.; CARDOSO, L. G. C.; SANTOS, J. M. **Análise de Falha do Enrijecedor do Riser Flexível da Monoboia IMODCO III**. Comunicação técnica interna Petrobras No 127/08; CENPES/SUSEP/DIPLOT/SEMEC. Outubro de 1998.

[3] CAIRE, M. **Análise de Enrijecedores à Flexão**. 2005. 115 f. Dissertação (Mestrado em Ciências), COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2005.

[4] LEMOS, C. A. D. **Análise de Fadiga em Risers**. 2005. 248 f. Tese (Doutorado em Ciências) - COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2005.

[5] BOEF, W. J. C.; OUT, J. M. M. **Analysis of a Flexible Riser Top Connection with Bend Restrictor**. Proceedings of the 22nd Offshore Technology Conference, OTC 6436, Houston, Texas, EUA, Maio de 1990.

[6] LANE, M.; MCNAMARA, J. F.; GIBSON, R. **Bend Stiffeners for Flexible Risers**. Proceedings of the Offshore Technology Conference, OTC 7730, Houston, Texas, EUA, Maio de 1995.

[7] MENICONI, L. C. M.; LOPES, T. A. P. **Fatigue Analysis of Bend Stiffeners**. Proceedings of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE2001/OFT-1215, Rio de Janeiro, Brazil, Junho de 2001.

[8] KIEPPER, B.O. **Análise Estrutural Estática, Via Elementos Finitos do Segmento Tubo Flexível-Enrijecedor**. 2004. 95 f. Dissertação (Mestrado em Ciências), COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2004.

[9] MBAYE, M. **Implementação de ferramentas para análise local de linhas flexíveis pelo método dos elementos finitos**. 2006. 96 f. Dissertação (Mestrado em Ciências), COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2006

[10] SOUZA, J. R. **Análise estrutural de enrijecedores a flexão de geometria complexa utilizados em operações offshore**. 2008. 78 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia), POLI/USP, São Paulo, SP, Brasil, 2008.

[11] MARTÍNEZ, F. J.; CANALES, M.; BIELSA, J.M.; JIMÉNEZ, M.A. **Relationship between wear rate and mechanical fatigue in sliding TPU–metal contacts.** Wear journal 268 (2010) p. 388-398.

[12] ARCHARD, J.F. **Contact and Rubbing of Flat Surfaces**, J. Appl. Phys., Vol 24, 1953, p 981

[13] LEITE, R. D., **Análise de Enrijecedores à Flexão com Concentrador de Tensões**. 2010. 108 f. Dissertação (Mestrado em Ciências), COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2010.

[14] BAZÁNA, F. A. V.; LIMA, E. C. P.; SIQUEIRA, M. Q.; SIQUEIRA, E. F.;, LEMOS, C. A. D. **A methodology for structural analysis and optimization of riser connection joints.** Applied Ocean Research journal 33 (2011) p. 344–365.

[15] Site www.usiminas.com

[16] Site www.australwright.com.au/n06625-inconel-alloy-625.

[17] HUTCHINGS, I. M. **Tribology Friction and Wear of Engineering Materials**. Cambridge: Butteworth-Heinemann, 1992.

[18] WIEBECK, H.; HARADA, J. **Plásticos de Engenharia**. São Paulo: Artliber Editora, 2005.

[19] WALKER, B. M. **Handbook of Thermoplastic Elastomers**. Melbourne, Florida: Robert E. Krieger Publishing Company, 1986

[20] VAZ, M. A.; FERREIRA, M.; CÓS, C. A., et al. **Caracterização do Comportamento Viscoelástico de Poliuretano Utilizado em Bend Stiffeners.** UFRJ/COPPE/PENO e METALMAT, 2004.

[21] HEPBURN, C. **Polyurethane Elastomers**. Elsevier Applied Science, 1989.

[22] ASM Handbook. **Welding, Brazing, and Soldering.** Volume 6, 1993.

[23] RICHARDS, K. G., **Fatigue Strength of Welded Structures**. Cambridge: The Welding Institute, 1969.

[24] TIMOSHENKO, S.; GOODIER, J. N. **Theory of Elasticity**. 2nd ed. California: McGraw-Hill Book Company Inc, 1951.

[25] CASTRODEZA, E. M.. **Mecânica da Fratura Aplicada a Polímeros Termoplásticos.** Monografia de Curso de Materiais Poliméricos do Programa de Engenharia Metalúrgica da COPPE/UFRJ, 1998.

[26] SCHIJVE, J. **Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art**. International Journal of Fatigue 25, p. 679–702, 2003.

[27] SHIGLEY, J. E.. **Elementos de Máquinas**. Tradução: Carvalho, E. P.. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1984.

[28] HERTZBERG, R. W.; MANSON, J. A.. **Fatigue of Engineering Plastics**. New York: Academic Press, Inc, 1980.

[29] MEAD, J. L.. **Mechanical Degradation of a Polyurethane Elastomer**. 1985. 126 f. Tese (Doctor of Philosophy) – MIT, Massachusetts, EUA, 1985.

[30] BANNATINE, J. A.; COMER, J. J.; HANDROCK, J. I. **Fundamentals of Metal Fatigue Analysis**. EUA: Prentice Hall, 1990.

[31] ASM Handbook. **Fatigue and Fracture.** Volume 19, 1996.

[32] HEYWOOD, R. B. **Designing Against Fatigue**. London: Chapman and Hall Ltd., 1962.

[33] FAUPEL, J. H.; FISHER, F. E. **Engineering Design**. New York: Wiley-Interscience, 1981.

[34] JUVINALL, R. C. **Engineering Considerations of Stress, Strain, and Strength**. New York: McGraw-Hill, 1967.

[35] JOHNSON, R. C. **Machine Design**. vol 45, No. 11, pág. 108, Penton, Cleveland,OH, 1973,

[36] BEER, F. P. et al. **Mechanics of Materials**. 5th ed. New York: McGraw-Hill Companies, Inc, 2009.

[37] FROCHT, M. M.. **Estudos Fotoelásticos de Concentração de Tensões**. Mechanical Engineering , agosto 1936, p. 485-489.

[38] COLLINS, J.A. **Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis, Prediction, Prevention**. 2nd ed. New York: John Wiley and Sons, Inc, 1993.

[39] OSGOOD, C.C. **Fatigue Design**. 2nd ed. Oxford: Pergamon Press, 1982.

[40] **Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates, ASTM E647**, Vol. 03.01, A.S.T.M., West Conshohocken, PA, 2000, p. 591.

[41] Plastic Design Library, **Fatigue and Tribological Properties**. PDL Handbook Series, 1997.

[42] ASM Handbook. **Friction, Lubrication, and Wear Technology**. Volume 18, 1992.

[43] MENEZES, P. L.; KISHORE; KAILAS, S. V. **Influence of Roughness Parameters on Coefficient of Friction under lubrificated Conditions**. Sadhana, Vol. 33, Part 3 , India, 2008, p. 181-190.

[44] BRISCOE, B.. **Wear of Polymers: an essay on fundamental aspects**. Tribology International Journal August 1981, p. 231-243.

[45] JIA, X.; LING, R.. **Two-body free-abrasive wear of polyethylene, nylon1010, expoxy and polyurethane coatings.** Tribology International 40 (8) (2007) p. 1276–1283.

[46] MARCHENKO, E.A. **Essentials of Friction Breakage for Metals Surface**. National Defence Industry Press, Beijing, 1990, p. 1–8.

[47] LIU, J.J.; ZHOU, P.A.; SUN, X.T.; LIAO, Q.C. et al.. **Adhesive Wear and Fatigue Wear of Materials**. Machinery Industry Press, Beijing, 1989, p. 234–323.

[48] SILVA, R.C.L.; SILVA, C.H.; et al.. **Is there delamination wear in polyurethane.** Wear 263 (7–12) (2007) p. 974–983.

[49] SUH, N.P.; MOSLE, M.; ARINEZ, J.. **Tribology of polyethylene homocomposites**. Wear 214 (1998) p. 231–236.

[50] JOHNSON, K.L.. **Contact mechanics and the wear of metals.** Wear 190 (1995) p. 162–170.

[51] STACHOWIAK, G.W.; BATCHELOR, A.W.. **Engineering Tribology**. 3rd Ed. EUA: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.

[52] BARTENEVEV, G.M.; LAVRENTEV, V.V.. **Friction and Wear of Polymers.** Tribology Series no. 6, Elsevier Scientific Publishing Company, 1981.

[53] EVANS, D.G.; LANCASTER, J.K. **The Wear of Polymer in Material Science and Technology**. Wear, Ed. Scott D., vol 13. Academic Press, 1979, p. 36-140.

[54] LANCASTER, J. K.. **Friction and Wear**. Chapter 14. Polymer Science, A Materials Science Handbook. Ed. Jenkins A. D.. North Holland Publishing Co. 1972.

[55] MORAES, J. O.et al. **Efeito das Propriedades Mecânicas no Desgaste Abrasivo de Poliuretanos MDI-BD**. 15º POSMEC – Simpósio do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Minas Gerais, 2005

[56] DEMANZE, F. et al. **Fatigue Life Analysis of Polyurethane Bending Stiffeners**. Proceedings of 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. OMAE 2005-67506, Halkidiky, Greece, Junho de 2005.

[57] **API SPEC 17J Specification for Unbonded Flexible Pipe**, AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, 2008.

[58] **API Recommended Practice 17B Recommend Practice For Flexible Pipe**. AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, 1999.

[59] NETTO, T. A.; PASQUALINO, I. P.; ESTEFEN, S. F. **Análise de Falha de Riser Flexível em Monoboia a 875 m na Bacia de Campos. Parte III – Resistência Estrutural da Região de Transição Conector / Linha Flexível**. Relatório COPPETEC – ET-170381, Rio de Janeiro, 1999.

[60] CLEVELARIO, J. **Introduction to Unbonded Flexible Pipe Design and Manufacturing**. USP Course on Flexible Pipes.

[61] Site www.specialmetals.com.

[62] Site www.exsto.com