



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ESTUDO DO DESGASTE DE COMPONENTES
DE SISTEMAS DE AMARRAÇÃO DE
PLATAFORMAS *OFFSHORE***

Por,
Narciane Lorena Muniz da Silva

Brasília, 22 de Junho de 2016

UNIVERSIDADE DE BRASILIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ESTUDO DO DESGASTE DE COMPONENTES
DE SISTEMAS DE AMARRAÇÃO DE
PLATAFORMAS *OFFSHORE***

POR,

Narciane Lorena Muniz da Silva

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

Banca Examinadora

Prof. Thiago Doca, UnB/ ENM (Orientador)

Prof. Cosme Roberto Moreira da Silva, UnB/ ENM

Prof. Edson Paulo da Silva, UnB/ ENM

Brasília, 22 de Junho de 2016

Dedicatória

Dedico este trabalho ao meus pais que, apesar de todas as dificuldades, me proporcionaram chegar até aqui e à minha primeira professora, minha irmã.

Narciane Lorena Muniz da Silva

RESUMO

A exploração de petróleo em águas ultra profundas apresenta muitos desafios tecnológicos. Em operações *offshore* os elementos de amarração desempenham um papel fundamental, pois eles são responsáveis pela comunicação entre a plataforma e o leito marinho. Nesse contexto, o objetivo do presente trabalho é analisar a região de contato entre os componentes de amarração, identificando os esforços envolvidos e o nível de desgaste para o caso onde há atrito e o material ainda se encontra no regime elástico através de simulações numéricas utilizando o pacote comercial de análise numérica ABAQUS. Do ponto de vista metodológico, os resultados numéricos obtidos para as variáveis de contato são comparados com a solução analítica provida pela teoria de Hertz. Para estimar o tempo de vida dentro do regime elástico e obter volume de desgaste abrasivo utiliza-se a formulação clássica de Archard e o método da energia dissipada. A partir dos resultados obtidos, verifica-se o impacto do aumento da carga no tempo de vida dos componentes.

ABSTRACT

The exploration of oil in ultra deep water locations has many technological challenges. Mooring components play a fundamental role in offshore operations, because they are responsible for the restraint of the platform on the seabed. In this context, the objective of this work is to analyze the contact mechanics of mooring components, identifying the loading conditions and the wear levels while considering the influence of friction and avoiding plastic strains with the commercial package for numerical analysis ABAQUS. Regarding the methodology, the numerical results are compared to the problem's analytical solution provided by the Hertz formulae. To estimate the lifetime on the elastic regime and the corresponding wear volume for the case of abrasive wear were used the classical approach of Archard and the Dissipated Energy method. Based on the work's results is possible to verify the impact of an increase in the workload on the lifetime of components.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTO E MOTIVAÇÃO	1
1.1.1	SISTEMAS DE AMARRAÇÃO	1
1.1.2	DESCRIÇÃO DO PROBLEMA	2
1.2	OBJETIVO	4
1.3	ESTRUTURA DO RELATÓRIO	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	MECÂNICA DO CONTATO	5
2.1.1	CARGA NORMAL	8
2.1.2	CARGA TANGENCIAL	11
2.2	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	12
2.2.1	FORMULAÇÃO FORTE E VARIACIONAL	12
2.3	IMPOSIÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTATO	13
2.3.1	FORMULAÇÃO GERAL SEM ATRITO	13
2.3.2	FORMULAÇÃO GERAL COM ATRITO	15
2.3.3	MÉTODO DAS PENALIDADES	16
2.3.4	MÉTODO DOS MULTIPLICADORES DE LAGRANGE	17
2.3.5	MÉTODO DO LAGRANGIANO AUMENTADO	19
2.4	TIPOS DE DESGASTE MECÂNICO	19
2.4.1	DESGASTE ADESIVO	20
2.4.2	DESGASTE POR FADIGA	21
2.4.3	DESGASTE CORROSIVO	21
2.4.4	DESGASTE ABRASIVO	22
2.4.5	DESGASTE EROSIVO	24
2.4.6	DESGASTE POR <i>FRETTING</i>	24
2.5	MÉTODOS DE ESTIMATIVA DO VOLUME DESGASTADO	25
2.5.1	MÉTODO DE ARCHARD	25
2.5.2	MÉTODO DA ENERGIA DISSIPADA	27
3	ESTUDO PRELIMINAR	31
3.1	CONFIGURAÇÕES DE ESTUDO	31
3.2	MODELAGEM DO PROBLEMA	32
3.2.1	DOIS ELOS DE CORRENTE	33
3.2.2	TRÊS ELOS DE CORRENTE COM EFEITO DA FORÇA PESO	34
3.3	RESULTADOS	35
3.3.1	UM ELO DE CORRENTE	35
3.3.2	DOIS ELOS DE CORRENTE	36
3.3.3	TRÊS ELOS DE CORRENTE COM EFEITO DA FORÇA PESO	38
4	ANÁLISE DAS VARIÁVEIS DE CONTATO E DE DESGASTE	44
4.1	SIMPLIFICAÇÃO DO PROBLEMA	44
4.2	MODELAGEM DO PROBLEMA	45
4.3	RESULTADOS	49
4.3.1	CONTATO DE CILINDROS SOB EFEITO DA FORÇA NORMAL	49
4.3.2	CONTATO DE CILINDROS SOB EFEITO DA FORÇA NORMAL E DESLOCAMENTO TANGENCIAL	53
4.3.3	CÁLCULO DO VOLUME DE DESGASTE	56
4.3.4	ESTIMATIVA DO TEMPO DE VIDA	58
5	CONCLUSÕES	61
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	62
	ANEXO	64

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Ancoragem de uma plataforma (Fonte: [3]).	2
Figura 1.2. Disposição e composição de um sistema de amarração.	3
Figura 1.3. Elo comum sem malhete.	3
Figura 1.4. Manilha de união.	4
Figura 2.1. Representação de dois corpos em contato (Fonte: [7]).	6
Figura 2.2. Geometria de contato entre dois cilindros de diâmetros iguais com eixos perpendiculares (Fonte: [8]).	9
Figura 2.3 Representação 2D do contato entre dois cilindros perpendiculares.	9
Figura 2.4 Contato de cilindros sujeito a uma força normal e uma força tangencial.	11
Figura 2.5. a) Massa pontual suportada por uma mola b) Energia do sistema massa mola.	13
Figura 2.6. Força de reação versus deslocamento normal.	15
Figura 2.7. Sistema massa mola sob força tangencial.	15
Figura 2.8. Diagrama carga-deslocamento para contato com atrito.	16
Figura 2.9. Massa pontual suportada por uma mola e uma mola de penalidade devido ao termo de penalidade.	17
Figura 2.10. Diagrama de corpo livre para o sistema massa mola para o método do multiplicador de Lagrange.	18
Figura 2.11 Abordagem de desgaste do terceiro corpo.	20
Figura 2.12. Desgaste adesivo e desgaste por fadiga.	21
Figura 2.13. Desgaste corrosivo e abrasivo.	22
Figura 2.14 Mecanismos de desgaste abrasivo.	23
Figura 2.15. Modos de desgaste abrasivo. Adaptado de [8].	23
Figura 2.16 Campo de tensão normal e tangencial para contato Hertziano com e sem deslizamento.	25
Figura 2.17 Análise do ciclo de <i>fretting</i> .	28
Figura 2.18 Definição da razão de deslizamento "e" (Adaptado de [28]).	29
Figura 2.19 Definição das condições de deslizamento como uma função da evolução da máxima densidade de energia.	30
Figura 3.1. <i>Sketch</i> da corrente.	33
Figura 3.2. Partições do modelo.	33
Figura 3.3. Condições de contorno em um elo.	33
Figura 3.4. Discretização de dois elos de corrente.	34
Figura 3.5. Geometria em corte para três elos de corrente.	34
Figura 3.6 Tensões em uma corrente para uma força de 150 ton.	35
Figura 3.7 Tensões em uma corrente para uma força de 250 ton.	35
Figura 3.8. Tensões em uma corrente para uma força de 600 ton.	36
Figura 3.9. Tensões em duas correntes para uma força de 150 ton.	36
Figura 3.10. Zoom da região de contato entre dois elos de corrente.	37
Figura 3.11. Tensões em duas correntes para uma força de 250 ton.	37
Figura 3.12. Tensões em duas correntes para uma força de 600 ton.	38
Figura 3.13. Contato com o elo superior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 150ton.	38
Figura 3.14. Contato com o elo inferior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 150ton.	39
Figura 3.15. Contato com o elo superior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 250ton.	39
Figura 3.16. Contato com o elo inferior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 250ton.	40
Figura 3.17. Contato com o elo superior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 600ton.	40
Figura 3.18. Contato com o elo inferior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 600ton.	41

Figura 3.19. Contato com o elo superior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 30mm.....	41
Figura 3.20. Contato com o elo inferior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 30mm.....	42
Figura 3.21. Tensão máxima para cada configuração de estudo.....	42
Figura 4.1 Dois elos de corrente em contato. Fonte: [33].	45
Figura 4.2 Zoom da região de contato entre dois elos de corrente.	45
Figura 4.3 Contato entre cilindros com eixos perpendiculares.....	45
Figura 4.4 Formulação do problema.	46
Figura 4.5 Zoom da partição próximo a área de contato.	46
Figura 4.6 Dimensões das partições da geometria.	47
Figura 4.7 Condições de Contorno do Problema 2D.	47
Figura 4.8 Discretização da região de contato utilizando elementos finitos de 0,02 mm.	48
Figura 4.9 Comparação entre o resultado analítico e numérico para pressão de contato em função da posição relativa para uma força aplicada de 50N, 100N e 200N.	49
Figura 4.10 Comparação entre o resultado analítico e numérico para pressão de contato em função da posição relativa para uma força aplicada de 1000N.	50
Figura 4.11 Distribuição de pressão para uma força normal de 100N.....	50
Figura 4.12 Distribuição da tensão na direção y para forças aplicadas de 50N, 100N e 200N.	52
Figura 4.13 Distribuição da tensão de von Mises para $F = 50N$	52
Figura 4.14 Distribuição da tensão de von Mises para $F = 100N$	53
Figura 4.15 Distribuição de Tensão após a aplicação de um deslocamento recíproco de 6mm e força normal de 50N.	54
Figura 4.16 Distribuição de Tensão após a aplicação de um deslocamento recíproco de 6mm e força normal de 100N.....	54
Figura 4.17 Força normal de contato em função do deslocamento para um carregamento externo de 50N e deslocamento prescrito de 6 mm na direção x.	55
Figura 4.18 Força de atrito em função do deslocamento prescrito para um coeficiente de atrito de 0,62.....	55
Figura 4.19 Altura de desgaste em função do número de ciclos.	58
Figura 4.21 Volume de desgaste em função do número de ciclos	60

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1. Configurações de carregamento.....	31
Tabela 3.2. Propriedades materiais do aço 1020.....	32
Tabela 3.3. Parâmetros para elasto-plasticidade.....	32
Tabela 4.1 Propriedades do aço 1524.....	45
Tabela 4.2 Etapas para Resolução do problema 2D.	48
Tabela 4.3 Comparação entre os resultados analíticos e numéricos para a máxima pressão de contato e área de contato.....	51
Tabela 4.4 Comparação entre a solução numérica e analítica para a tensão máxima de compressão para forças de 50N, 100N, 200N e 1000N.	51
Tabela 4.5 Parâmetros de entrada para o cálculo do desgaste.	56
Tabela 4.6 Resultados de desgaste para um ciclo.	57
Tabela 4.7 Número máximo de ciclos de acordo com a força aplicada.	58

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

a	Dimensão linear da área de contato
D_f	Diâmetro Final
d	Diâmetro da Corrente
E	Módulo de Young
E^*	Módulo de Young reduzido
Ed	Energia dissipada
E_L	Energia limite
Ed_h	Densidade de Energia dissipada
e	Razão de deslizamento
F	Vetor Força Global
F_{at}	Força de atrito
F_T	Força aplicada tangencialmente ao plano
f_R	Força de reação
g	Aceleração da gravidade
H	Dureza do material
h	Separação entre duas superfícies
K	Coefficiente de desgaste
k	Rigidez da mola
k_e	Coefficiente de desgaste pela energia dissipada
k_w	Coefficiente dimensional de desgaste
l	Dimensão do corpo lateralmente
M	Matriz de rigidez global
m	Massa
P	Carga normal
$p(x)$	Distribuição de pressão de contato
p_0	Pressão máxima de contato
p_m	Pressão de contato média
Q	Força tangencial
$q(x)$	Distribuição de tensão cisalhante superficial
q_0	Tensão cisalhante máxima
R	Raio relativo
R', R''	Raios principais de curvatura relativos
R_1, R_2	Raio do cilindro
R^*	Raio relativo
R_N	Força de reação normal
R_T	Força de reação tangencial
S	Distância de deslizamento
U	Vetor de deslocamento
u	Deslocamento relativo
\bar{u}_z	Deslocamento das superfícies
V	Volume de desgaste
z	Perfil da superfície
w	Taxa de desgaste

Símbolos Gregos

ε	Deformação
σ_0	Tensão de Escoamento
ν	Coefficiente de Poisson
σ	Tensão normal
τ	Tensão de cisalhamento
τ_1	Tensão de cisalhamento principal
μ	Coefficiente de atrito
Π	Energia do sistema
λ	Multiplicador de Lagrange
ϵ	Rigidez da mola na interface de contato
δ	Deslocamento

Siglas

DP	Posicionamento Dinâmico
EDO	Equação Diferencial Ordinária
EDP	Equação Diferencial Parcial
GPS	Sistema de Posicionamento Global
MEF	Método dos Elementos Finitos
PDA	Profundidade De Água

Subscritos

<i>adh</i>	Adesivo
<i>abr</i>	Abrasivo
<i>m</i>	Média
<i>max</i>	Máximo

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO E MOTIVAÇÃO

Os contínuos avanços tecnológicos na área de extração de petróleo têm permitido o acesso a áreas outrora impossíveis. A exploração de águas ultra profundas é um novo desafio para a indústria, ela traz diversos problemas de engenharia. No entanto, a exploração dessas áreas permitirá um aumento substancial na produção. Essa tendência deve ser mantida por um longo período: “A maior parte de nossas reservas de petróleo está em campos marítimos, o que tem levado nossas atividades de perfuração a atingirem profundidades cada vez maiores” [1].

Embora a perfuração marítima proporcione uma maior produção, ela apresenta um alto nível de complexidade que requer pesquisa e inovação nessa área. Destaca-se o desenvolvimento de equipamentos submarinos capazes de operar em PDA (profundidade de água) acima de 2 km. Ao aumentar a profundidade de instalação de equipamentos submarinos como dutos rígidos e flexíveis, *manifolds*, válvulas submarinas, flutuadores, separadores submarinos e bombeio multifásico, aumenta-se também o nível de solicitação sobre esses equipamentos, por exemplo: aumento do peso da catenária dos *risers* conectados à plataforma [2].

Geralmente a solução analítica exata para diversos problemas de engenharia, compreendendo os problemas da indústria petrolífera, é difícil de ser obtida. Isso se intensifica em análises que envolvem contato e atrito. No entanto, é possível obter soluções numéricas para esse tipo de problema utilizando, por exemplo, o Método dos Elementos Finitos.

1.1.1 SISTEMAS DE AMARRAÇÃO

Uma plataforma de petróleo em meio marítimo precisa de um sistema de amarração que irá comunicar o fundo marítimo e a estrutura flutuante. Esse sistema é composto pela linha de amarração, âncora e conectores, como mostra a Figura 1.1.

Os sistemas utilizados para manter a plataforma estacionária no mar, segundo Morais [4], são:

- Posicionamento dinâmico (DP): Nesse sistema atuam sensores de posição, com o uso de GPS e outros sensores, os quais podem ser instalados no leito marinho ou serem utilizados remotamente. É possível manter a posição da plataforma através de propulsores no casco que a movimentam nas direções necessárias restaurando a posição correta, sobre o poço ou sobre poços adjacentes.
- Ancoragem: Na ancoragem o posicionamento se mantém devido a utilização de linhas de amarração, que podem ser compostas por cabos de aço, correntes e/ou cabos de poliéster, que interligam a plataforma às âncoras que estão fixadas no leito marinho. O desenvolvimento de campos de petróleo com profundidade superior a 1000 metros dificultou a ancoragem de plataformas flutuantes de produção.



Figura 1.1. Ancoragem de uma plataforma (Fonte: [3]).

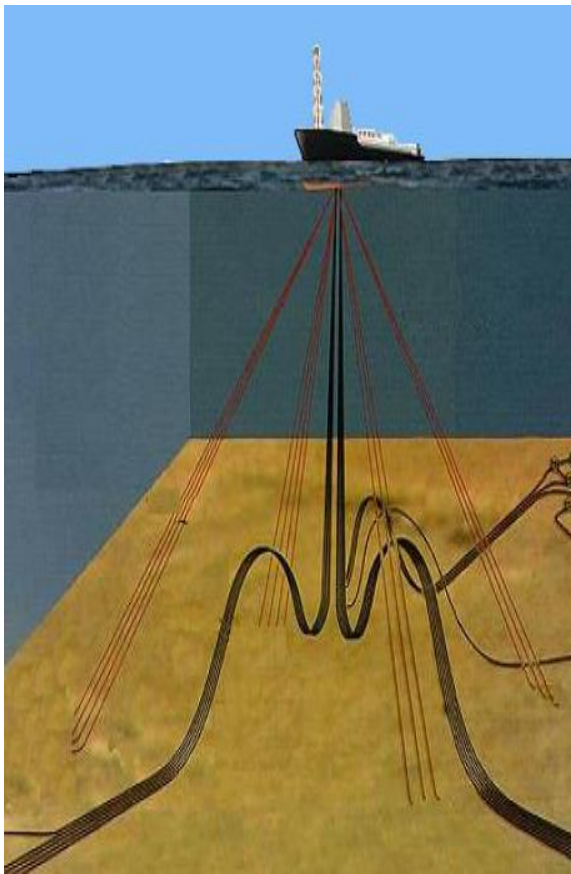
O uso de correntes de aço em catenária eleva bastante a carga vertical que deve ser suportada pela plataforma, e conseqüentemente aumenta o risco de rompimento das correntes. Para solucionar esse problema é preciso aumentar os diâmetros das correntes, o que eleva o seu custo. Esse problema levou ao desenvolvimento de novas soluções para a ancoragem de plataformas, com novos materiais, sob forma de cabos de poliéster e de âncoras com carga vertical [5].

O desenvolvimento de cabos sintéticos de poliéster permitiu a substituição das correntes de aço das plataformas por cordas/cabos de poliéster, em sistemas *taut leg* ou em catenária.

1.1.2 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O cabo de fixação de uma plataforma petrolífera flutuante é uma estrutura bastante complexa, como mostra a Figura 1.2a. Ele é composto por diversos componentes, os principais são os cabos de poliéster, correntes, sistemas de engate e encaixe e os conectores. A Figura 1.2b mostra uma distribuição típica desses componentes. A linha de fixação está exposta a diferentes tipos de solicitação, cujo nível de importância está vinculado à profundidade marinha. Em águas ultra profundas, fenômenos físicos e ambientais (como atrito, empuxo, arrasto ou presença de vida marinha) tornam-se mais acentuados.

Dentre os componentes da linha de fixação, o mais solicitado é o subsistema de amarras (Figura 1.2b -item 16). Os elos de corrente que compõem esse subsistema (Figura 1.3 e Figura 1.4) estão sujeitos aos níveis mais críticos de carregamento mecânico, pois devem suportar todo o peso da estrutura. Adicionalmente, estão expostos ao ambiente (corrosão), o carregamento varia constantemente devido a alteração do nível das marés e os elos estão em contato deslizante entre si e com uma estrutura de engate denominada “*fairlead*”.



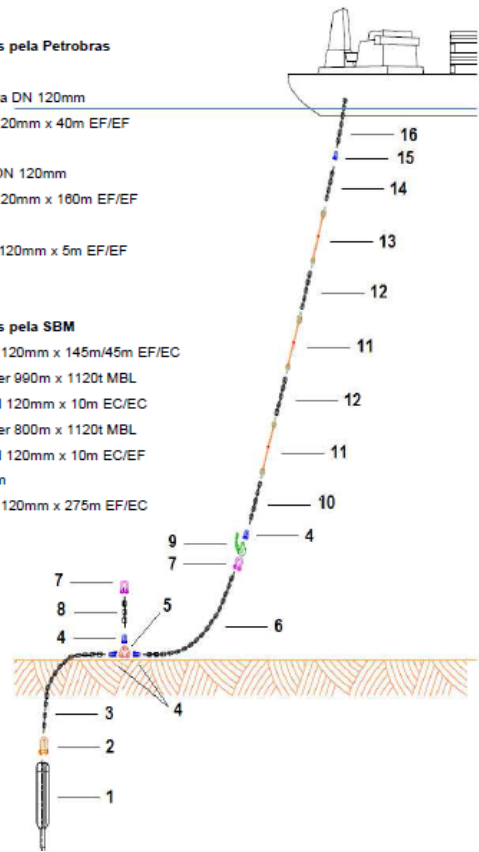
Legenda

Materiais fornecidos pela Petrobras

- 1 – Torpedo T-120
- 2 – Manilha de âncora DN 120mm
- 3 – Amarra s/m DN 120mm x 40m EF/EF
- 4 – MUF DN 120mm
- 5 – Placa triangular DN 120mm
- 6 – Amarra s/m DN 120mm x 160m EF/EF
- 7 – MKS 50
- 8 – Rabicho s/m DN 120mm x 5m EF/EF
- 9 – Gancho KS 50

Materiais fornecidos pela SBM

- 10 – Amarra s/m DN 120mm x 145m/45m EF/EC
- 11 – Cabo de poliéster 990m x 1120t MBL
- 12 – Rabicho s/m DN 120mm x 10m EC/EC
- 13 – Cabo de poliéster 800m x 1120t MBL
- 14 – Rabicho s/m DN 120mm x 10m EC/EF
- 15 – MUA DN 120mm
- 16 – Amarra s/m DN 120mm x 275m EF/EC



a) Sistema de amarração

b) Componentes de uma linha de fixação

Figura 1.2. Disposição e composição de um sistema de amarração(Fonte: [5]).

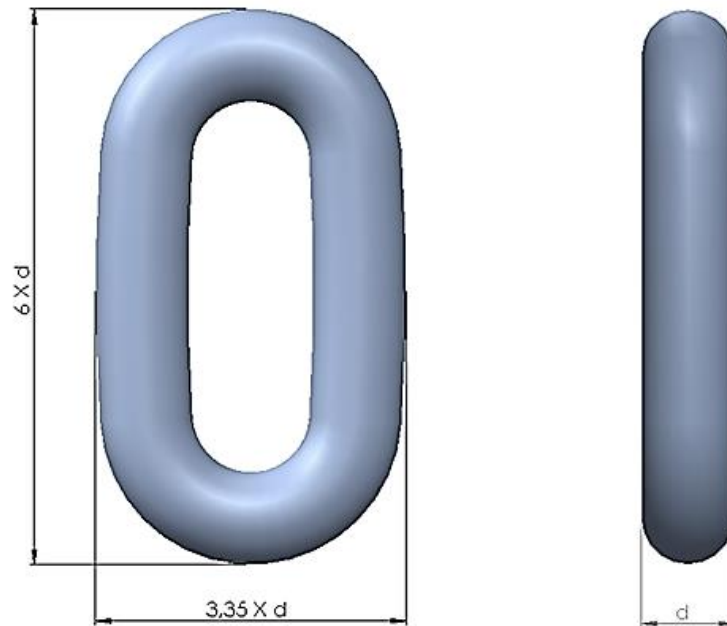


Figura 1.3. Elo comum sem malhete.

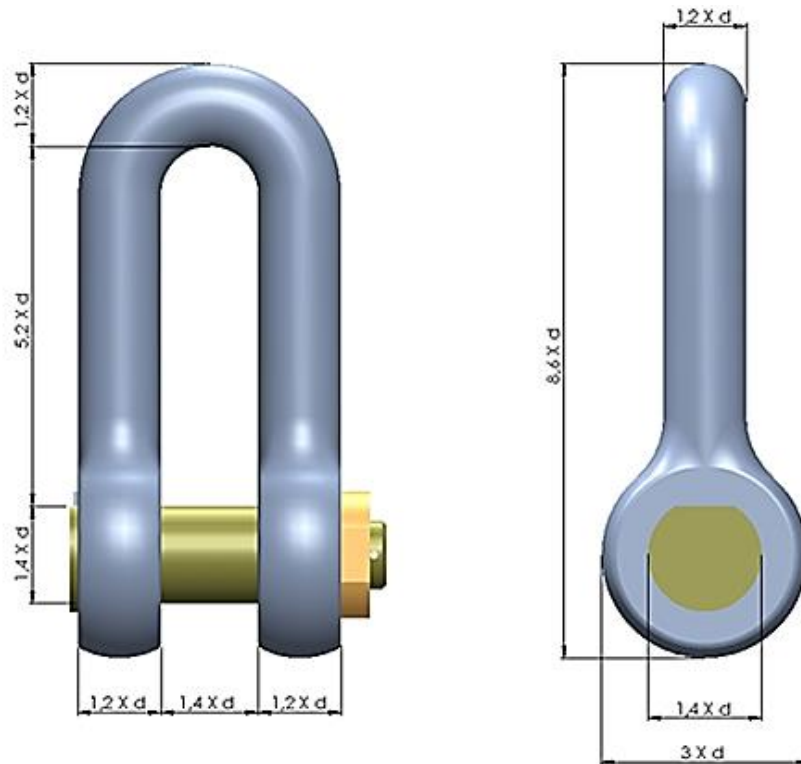


Figura 1.4. Manilha de união.

1.2 OBJETIVO

O objetivo do trabalho é modelar e simular o desgaste de componentes de fixação utilizados em sistemas de amarração de plataformas petrolíferas *offshore* utilizadas em águas ultra profundas, identificar os níveis de esforços mecânicos, analisar as forças de contato, determinar o volume de desgaste e o tempo de vida do conjunto mecânico elos de corrente/conector. O mecanismo deve operar em baixa frequência de carregamento e pequenas amplitudes de deslocamento. O sistema de amarração se encontra em equilíbrio estático, sob baixas tensões e dentro do regime elástico.

1.3 ESTRUTURA DO RELATÓRIO

O presente trabalho está organizado em cinco capítulos. O primeiro capítulo apresenta a contextualização e motivação para o desenvolvimento do trabalho, a descrição do problema analisado e os objetivos. O segundo capítulo apresenta a revisão bibliográfica abordando os seguintes assuntos: mecânica do contato, métodos de imposição das condições de contato, tipos de desgaste mecânico e métodos de estimativa do volume de desgaste. O terceiro capítulo faz um estudo preliminar do problema e o quarto uma análise das variáveis de contato e de desgaste. No capítulo cinco são apresentadas as conclusões.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta o embasamento teórico necessário para o desenvolvimento do projeto. A teoria aqui apresentada está dividida em mecânica do contato, métodos de imposição das condições de contato, tipos de desgaste mecânico e métodos de estimativa do volume de desgaste.

2.1 MECÂNICA DO CONTATO

A mecânica do contato é o estudo das tensões e deformações que surgem quando corpos no espaço são colocados em contato. É possível verificar a presença de contato mecânico em quase todos os processos de manufatura, fenômenos naturais e em nossas atividades cotidianas, sendo o contato e o atrito praticamente um pré-requisito para que ocorra tensão/deformação e movimento [6].

No antigo Egito já era possível verificar problemas que envolviam contato com atrito, já que, conceitos de lubrificação eram usados para reduzir a força de atrito na interface de contato de grandes blocos de pedra. No século XV esses conceitos foram bastante explorados resultando na conhecida Lei de Coulomb, a qual considera que os corpos são não deformáveis, reduzindo a sua gama de aplicações, já que, ela não permite prever as tensões e deformações internas do corpo [6].

Uma solução mais realista foi desenvolvida por Hertz onde a teoria da elasticidade era aplicada com o intuito de obter uma solução analítica para descrever as tensões e deformações próximas ao ponto de contato. Outras aproximações foram desenvolvidas, mas devido à complexidade no tratamento da não linearidade associada com a área de contato, o número de problemas que poderiam ser resolvidos continuava muito restrito [6].

Somente na metade dos anos 70, com o desenvolvimento de computadores digitais e códigos de elementos finitos, baseados nos métodos das Penalidades e do multiplicador de Lagrange, foi possível obter a solução numérica de uma grande quantidade de problemas de contato.

É possível classificar os problemas de contato de diversas maneiras, entre elas: contato conforme, contato não-conforme, contato com atrito e contato sem-atrito. O contato conforme ocorre quando os corpos em contato se tocam em múltiplos pontos antes de se deformarem, já no não-conforme, as formas dos corpos fazem com que, sem carga, eles se toquem em um ponto ou ao longo de uma linha. Nesse caso, a área de contato é finita embora muito pequena quando comparada às dimensões dos dois corpos, fazendo com que as tensões estejam fortemente concentradas nessas áreas. No contato sem atrito, há deslizamento entre os sólidos sem resistência na direção tangencial à superfície de contato, já o contato com atrito pode ocorrer com ou sem deslizamento tangencial.

O contato entre dois corpos gera um problema altamente não linear, isso acontece porque há o comportamento não linear devido à energia de dissipação associada ao contato de atrito e também porque a área de contato tem uma evolução não linear. Na verdade, a hipótese linear só é válida em circunstâncias especiais e geralmente envolve pequenas deformações e pequenos deslocamentos. Essas

aproximações são feitas por proporcionarem um método de resolução simplificado. Contudo, com a evolução da tecnologia e da mecânica computacional, a solução de diversos problemas que incluem fenômenos de contato não linear pôde ser obtida numericamente [6].

Quando dois sólidos não conformes estão em contato eles se tocam inicialmente em um único ponto ou ao longo de uma linha. Sob a ação de uma pequena carga eles se deformam na vizinhança do seu primeiro ponto de contato fazendo com que eles comecem a se tocar sob uma área finita, mas muito pequena quando comparada com as dimensões dos dois corpos. Há necessidade de uma teoria de contato para prever a forma dessa área de contato e como ela cresce com o aumento da carga aplicada.

Antes do problema elástico ser formulado é necessário fazer uma descrição da geometria de contato das superfícies, a qual é representada de forma esquemática na Figura 2.1. O contato entre dois corpos elásticos similares ocorre pela aplicação de uma força (P) ou de um deslocamento (δ), que geram um comprimento de contato ($2a$).

Como referência para desenvolver a Teoria de Hertz foi considerado o livro de mecânica do contato do Johnson [7].

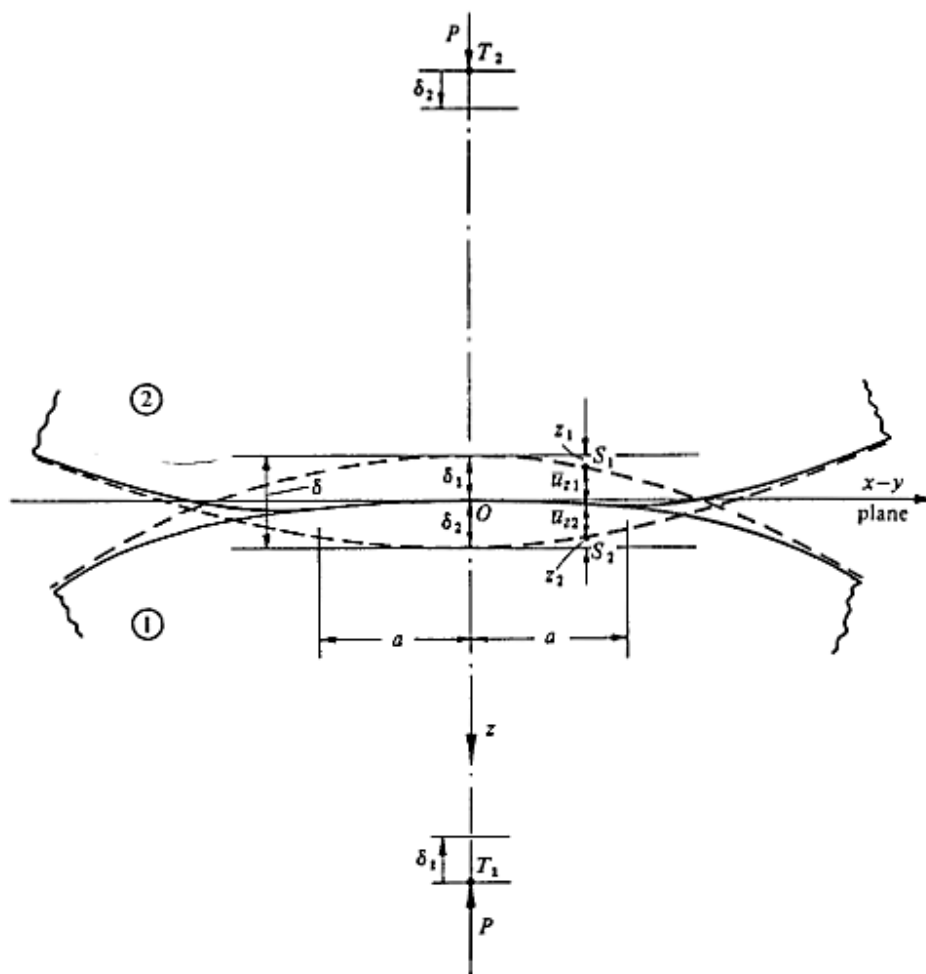


Figura 2.1. Representação de dois corpos em contato (Fonte: [7]).

A separação entre as duas superfícies é dada por $h = z_1 - z_2$, a qual também pode ser expressa da seguinte forma:

$$h = Ax^2 + By^2 = \frac{1}{2R'}x^2 + \frac{1}{2R''}y^2, \quad (2.1)$$

A e B representam constantes e R' e R'' são definidos como os raios principais de curvatura relativos.

É evidente da Eq. (2.1) que o contorno possui uma forma elíptica. Um caso especial acontece quando dois cilindros iguais de raio R estão em contato com seus eixos perpendiculares. Nesse caso os contornos são círculos, como os que acontecem quando uma esfera de mesmo raio R está em contato com uma superfície plana.

Antes da deformação a separação entre dois pontos correspondentes das superfícies $S_1(x, y, z_1)$ e $S_2(x, y, z_2)$ são dados pela Eq. (2.1). Durante a compressão os pontos T_1 e T_2 se movem em direção ao ponto O , na direção paralela ao eixo z , com deslocamentos δ_1 e δ_2 respectivamente. Devido a pressão de contato, a superfícies de cada corpo sofre um deslocamento paralelo a O_z de uma quantidade \bar{u}_{z1} e \bar{u}_{z2} .

Para resolver o problema é necessário achar a distribuição de pressão transmitida entre os dois corpos nas suas superfícies de contato com os deslocamentos elásticos normal a superfície satisfazendo a Eq. (2.2) para a região a contato e a Eq. (2.3) fora da região de contato.

$$\bar{u}_{z1} + \bar{u}_{z2} = \delta - h, \quad (2.2)$$

$$\bar{u}_{z1} + \bar{u}_{z2} > \delta - h. \quad (2.3)$$

Sendo $\delta = \delta_1 + \delta_2$ e h dado pela Eq. (2.1).

Tem-se que a pressão de contato média atuando mutuamente em cada sólido é proporcional à dimensão linear da área de contato, como mostra a Eq. (2.4).

$$p_m \propto \frac{a \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}, \quad (2.4)$$

Onde “ E ” é o módulo elástico e “ a ” a dimensão linear da área de contato.

No caso de contato de cilindros, tem-se que a pressão de contato é proporcional à raiz quadrada da carga aplicada como mostra a Eq. (2.5).

$$p_m \propto \left\{ \frac{P \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}} \right\}^{1/2}. \quad (2.5)$$

Sendo R_1 e R_2 , nesse caso, os raios dos cilindros e P é a carga por tamanho axial unitário.

No caso de contato de esferas, ou outros sólidos de revolução, a pressão de contato aumenta com a raiz cúbica da carga (Eq. (2.6)).

$$p_m \propto \left\{ \frac{P \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^2}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)^2} \right\}^{1/3}. \quad (2.6)$$

Sendo R_1 e R_2 , nesse caso, os raios das esferas.

Maiores informações sobre as equações descritas acima podem ser encontradas em Johnson (2003).

2.1.1 CARGA NORMAL

Segundo Johnson (1985) a primeira análise satisfatória das tensões no contato de dois sólidos elásticos foi formulada por Heinrich Hertz. As equações analíticas desenvolvidas por Hertz geram resultados que podem ser comparados a resultados de simulações numéricas de programas de elementos finitos, por exemplo.

Sendo a a dimensão da área de contato, R^* o raio relativo de curvatura, R_1 e R_2 os raios de ambos os corpos em contato e l as dimensões dos corpos tanto lateralmente como em profundidade, é possível resumir as hipóteses feitas por Hertz da seguinte forma:

- i) As superfícies são contínuas e não-conformes: $a \ll R^*$;
- ii) As deformações são pequenas: $a \ll R^*$;
- iii) Cada sólido pode ser considerado com um meio-espaço elástico: $a \ll R_{1,2}$, $a \ll l$;
- iv) Não há atrito: $qx = qy = 0$;

Assim, para garantir que as três primeiras hipóteses sejam satisfeitas é necessário que a área de contato seja muito menor que o raio do corpo analisado. Por considerar pequenas deformações, o corpo deve ser analisado somente no regime elástico, não ocorrendo deformações plásticas.

Para o caso geral, a separação é dada pela Eq. (2.1). Assume-se que a área de contato possui uma forma elíptica, possuindo semieixos a e b .

A distribuição de pressão é semi elipsoidal e, pelo volume conhecido de um elipsoide, pode-se concluir que a carga total P é dada pela Eq. (2.7)

$$P = \left(\frac{2}{3} \right) p_0 \pi ab. \quad (2.7)$$

Assim,

$$p_m = \left(\frac{2}{3} \right) p_0. \quad (2.8)$$

Se a e b forem tomados nas direções x e y respectivamente com $a > b$, no centro da superfície de contato o campo de tensões é dado pelas Eq. (2.9) e Eq. (2.10)

$$\sigma_x = -p_0\{2\nu + (1 - 2\nu)b/(a + b)\}, \quad (2.9)$$

$$\sigma_y = -p_0\{2\nu + (1 - 2\nu)a/(a + b)\}. \quad (2.10)$$

Para o caso de dois cilindros de mesmo diâmetro que se tocam perpendicularmente, a área de contato tem formato circular (Figura 2.2).

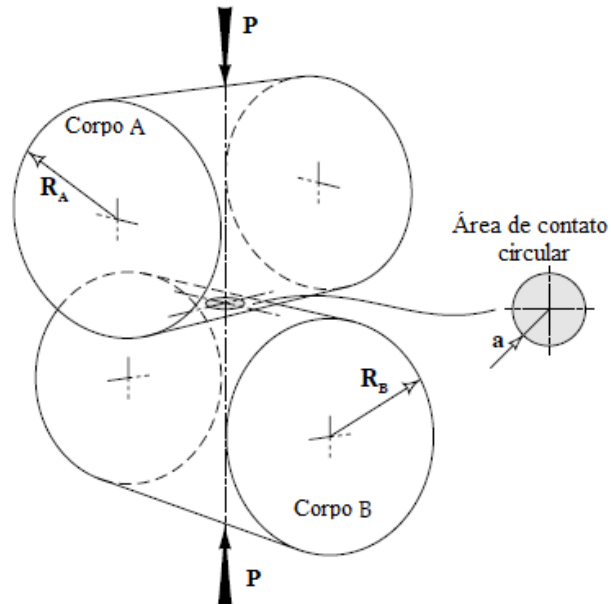


Figura 2.2. Geometria de contato entre dois cilindros de diâmetros iguais com eixos perpendiculares (Fonte: [8]).

O problema ilustrado pela Figura 2.2 pode ser representado como um problema bidimensional, vide Figura 2.3.

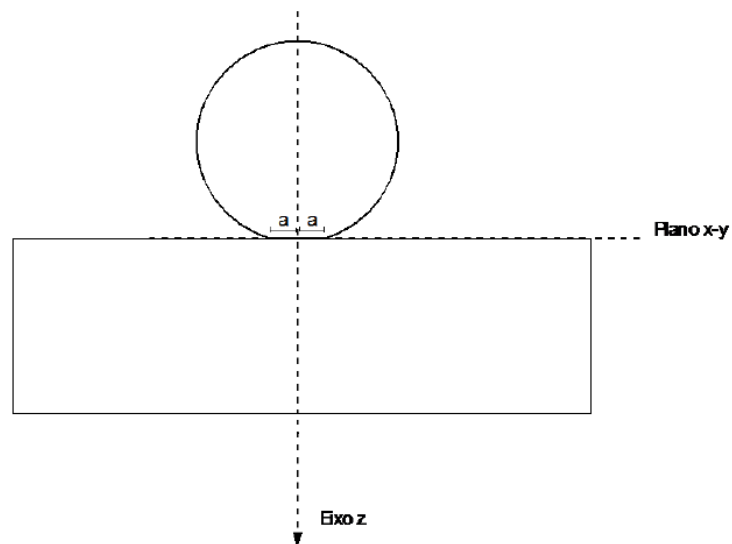


Figura 2.3 Representação 2D do contato entre dois cilindros perpendiculares.

Com o plano x-y tangente à zona de contato.

O raio relativo dos cilindros é dado por:

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_A} + \frac{1}{R_B}, \quad (2.11)$$

R_A e R_B são os raios dos corpos A e B

A força P atuante sobre os cilindros é dada por:

$$P = \frac{\pi a^2 E^*}{4R^*}. \quad (2.12)$$

O módulo de Young reduzido é definido como:

$$E^* = \left[\frac{1 - \nu_A^2}{E_A} + \frac{1 - \nu_B^2}{E_B} \right]^{-1}, \quad (2.13)$$

Onde, ν_A e ν_B são os coeficientes de Poisson dos corpos A e B em contato, E_A e E_B são os módulos de Young dos corpos A e B em contato, respectivamente.

Ao se aplicar um carregamento P nos corpos (Figura 2.2), é gerada uma pressão de contato na linha de contato dos corpos, a qual é dada pela Eq. (2.14)

$$p(x) = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}. \quad (2.14)$$

Sendo p_0 a máxima pressão de contato. Tal valor pode ser calculado a partir da Eq. (2.15).

$$p_0 = \frac{2P}{\pi a}, \quad (2.15)$$

O valor do semi comprimento de contato a , é obtido através da Eq. (2.16)

$$a = \sqrt{\frac{4PR^*}{\pi E^*}}. \quad (2.16)$$

Além da distribuição de pressão e do valor da área de contato, através da equação de Hertz também é possível determinar distribuição das tensões internas gerados pela aplicação da carga normal, como mostram as Equações (2.17) e (2.18).

$$\sigma_x = -\frac{p_0}{a} \left\{ (a^2 + 2z^2)(a^2 + z^2)^{-\frac{1}{2}} - 2z \right\}, \quad (2.17)$$

$$\sigma_z = -p_0 a (a^2 + z^2)^{-\frac{1}{2}}. \quad (2.18)$$

Como σ_x e σ_z são tensões principais, a tensão principal de cisalhamento é dada por:

$$\tau_{xz} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} = -\frac{p_0}{a} \{z - z^2 (a^2 + z^2)^{-1/2}\}. \quad (2.19)$$

A partir da Eq. (2.19), conclui-se que

$$(\tau_{xz})_{max} = 0,30p_0, \text{ em } z = 0,78a. \quad (2.20)$$

2.1.2 CARGA TANGENCIAL

Na seção anterior o contato sem atrito sob carga vertical foi discutido e as formulações foram feitas. Nesta seção, é feita uma análise sobre a aplicação subsequente de uma carga vertical Q , conforme a Figura 2.4.

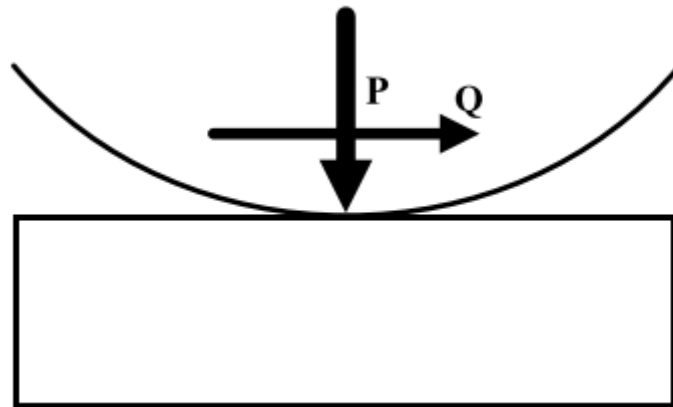


Figura 2.4 Contato de cilindros sujeito a uma força normal e uma força tangencial.

Se houver forças tangenciais suficientes para causar o escorregamento, forças de superfícies limitadas ao coeficiente de atrito surgirão. A relação entre forças tangenciais e forças de cisalhamento é dada pela Eq. (2.21)

$$q(x) = \mu p(x), \quad (2.21)$$

Sendo q a tensão cisalhante, p a pressão normal e μ o coeficiente de atrito.

Substituindo a Eq. (2.14) na Eq. (2.21), tem-se

$$q(x) = \mu p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} = q_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}. \quad (2.22)$$

É possível determinar o valor da máxima tensão de cisalhamento, q_0 , substituindo a pressão máxima (Eq. (2.15)) na Eq. (2.21), obtendo-se:

$$q_0 = \mu \frac{2P}{\pi a}. \quad (2.23)$$

2.2 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Uma grande parte dos problemas de engenharia podem ser expressos através de equações diferenciais ordinárias (EDOs) e equações diferenciais parciais (EDPs). No entanto, somente uma pequena fração desses problemas possuem uma solução analítica, sendo necessário utilizar soluções numéricas que aproximem a solução. Nesse contexto, aparece o Método dos Elementos Finitos (MEF) que são basicamente métodos numéricos para aproximar a solução de problemas descritos por EDOs e EDPs.

A ideia central do MEF é discretizar o domínio, representando-o, ainda que de forma aproximada, por uma reunião de um número finito de elementos; e resolver não o problema original, mas sim um que lhe é associado – sua forma fraca. No caso de um domínio plano, os elementos podem ser triângulos ou quadriláteros [9].

O Método dos Elementos Finitos permite a análise de problemas de engenharia com geometrias complexas, carregamentos combinados e sob a ação de múltiplos fenômenos físicos. Dois tipos de formulação são utilizados dependendo da complexidade do problema em questão: Formulação Forte e a Formulação Variacional (ou fraca).

2.2.1 FORMULAÇÃO FORTE E VARIACIONAL

A partir da equação de equilíbrio, da equação constitutiva do material e das condições de contorno do problema é possível descrever o problema através de equações diferenciais. Essa formulação, chamada Formulação Forte, é aplicável quando a geometria e o carregamento são simples, estando limitada a casos contínuos. Com essa formulação é possível obter a resolução direta das equações que governam o problema físico e das suas condições de contorno.

Uma solução alternativa para a solução de equações diferenciais (formulação forte), é a formulação variacional (fraca). A base dessa formulação é a discretização do meio contínuo, empregando, por exemplo, o Método de Elementos Finitos (MEF). Essa formulação utiliza o princípio dos trabalhos virtuais ou da energia potencial mínima, podendo ser empregada quando a formulação forte não é evidente.

A resolução do Método dos Elementos Finitos se resume a solução do seguinte sistema de equações algébricas lineares,

$$MU = F, \quad (2.24)$$

Onde M é matriz de rigidez global, U o vetor de deslocamento e F o vetor força global que corresponde à soma das forças de contato e de campo menos a força devido aos deslocamentos prescritos. Essa formulação torna-se vantajosa por solucionar problemas não contínuos.

As duas formas de resolução são equivalentes e admitem uma única solução, a escolha sobre qual das duas formulações adotar depende da complexidade do problema abordado [10].

2.3 IMPOSIÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTATO

Embora seja fácil encontrar situações que envolvam problemas de contato, não é uma tarefa fácil modelá-los. Problemas de contato envolvem grandes fontes de não linearidade, tornando sua resolução muito mais instável. No entanto, os *softwares* que incluem algoritmos de contato, tais como, Ansys Workbench da Ansys Solution Inc., Abaqus da Dassault Systems, MSC Marc da MSC Software Corporation, entre outros, ainda não conseguem resolver alguns problemas de contato quando a geometria ou os carregamentos em questão são muito complexos [6].

O método de Lagrange e das Penalidades são usados de diversas maneiras para atender a diversidade de condições e complexidade dos problemas reais, por isso, será feita uma breve apresentação sobre o Método das Penalidades, Método dos multiplicadores de Lagrange e Método do Lagrangiano Aumentado.

Para as formulações de contato, Wriggers [11] analisou o contato em um sistema massa mola. O método é mostrado a seguir.

2.3.1 FORMULAÇÃO GERAL SEM ATRITO

Considerando um problema de contato consistindo de um ponto de massa m sob a ação da gravidade e que é suportado por uma mola de rigidez k . A deflexão do ponto m é restringida por um plano rígido, como mostra a Figura 2.5a.

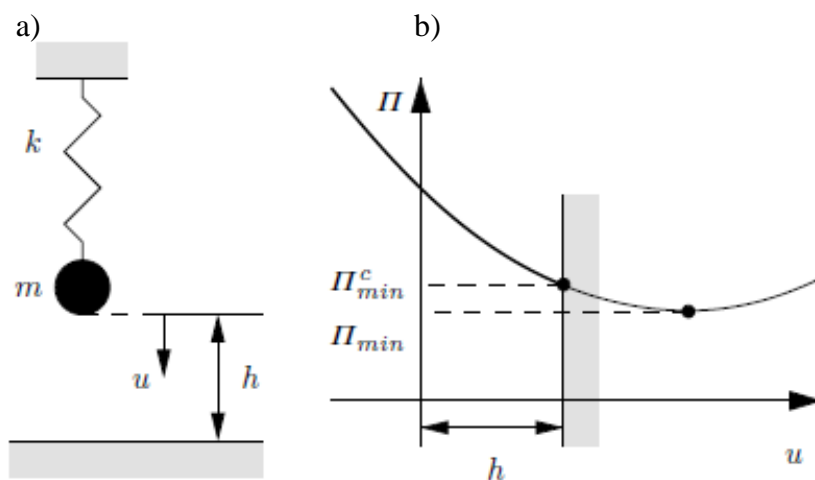


Figura 2.5. a) Massa pontual suportada por uma mola b) Energia do sistema massa mola.

A energia do sistema pode ser descrita por

$$\Pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu. \quad (2.25)$$

O extremo dessa equação é dado por

$$\delta\Pi(u) = ku\delta u - mg\delta u = 0. \quad (2.26)$$

A restrição do movimento da massa presa a mola é dada por

$$c(u) = h - u \geq 0. \quad (2.27)$$

A qual exclui penetração como uma restrição de desigualdade. Para $c(u) > 0$ há um espaço entre a massa e o plano rígido. Para $c(u) = 0$ o espaço é fechado.

$$ku\delta u - mg\delta u \geq 0. \quad (2.28)$$

O sinal de maior é utilizado porque a força mg é maior que a força da mola kh no caso de contato, e a variação $\delta u < 0$ no plano rígido. A Eq. (2.28) é chamada de desigualdade variacional. Devido à restrição do espaço de solução pela Eq. (2.27) a solução da Eq. (2.25) não é no ponto de mínimo associado com Π_{min} , mas com o ponto associado a Π_{min}^c , que representa a mínima energia associada com o espaço de solução possível.

As desigualdades variacionais não podem ser aplicadas diretamente para resolver o problema de contato. Para isso, deve-se utilizar alguns métodos especiais que serão discutidos nas seções que seguem.

Quando a massa entra em contato com a superfície rígida, uma força de reação f_R aparece. Na mecânica do contato clássica, assume-se que a força de reação em uma superfície rígida e a massa pontual é negativa. Essa hipótese exclui forças de adesão na interface de contato e leva à seguinte restrição:

$$R_N \leq 0. \quad (2.29)$$

Assim, tem-se dois casos possíveis:

1. A rigidez da mola é suficientemente grande para que a massa pontual não toque a superfície rígida.

$$c(u) > 0 \text{ e } R_N = 0. \quad (2.30)$$

2. A massa pontual toca a superfície rígida

$$c(u) = 0 \text{ e } R_N < 0. \quad (2.31)$$

Esses casos podem ser combinados da seguinte forma:

$$c(u) \geq 0, R_N \leq 0 \text{ e } R_N c(u) = 0. \quad (2.32)$$

Que são conhecidas como condições de Hertz-Signorini-Moreau na mecânica do contato e coincidem com as condições complementares de Kuhn-Tucker na teoria de otimização.

O resultado das considerações feitas a cima é representado na Figura 2.6, que mostra a força de reação versus o espaço entre a massa e a superfície sólida. Como há a presença de um canto, não é possível derivar essa curva na maneira padrão.

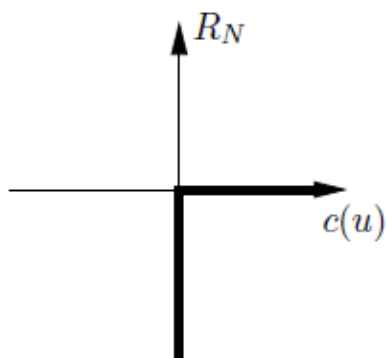


Figura 2.6. Força de reação versus deslocamento normal.

2.3.2 FORMULAÇÃO GERAL COM ATRITO

Usando o mesmo sistema, pode-se incluir o atrito no sistema massa-mola. A partir da Figura 2.7 obtemos as seguintes equações:

$$R_N + mg - kh = 0, \quad (2.33)$$

$$R_T - F_T = 0. \quad (2.34)$$

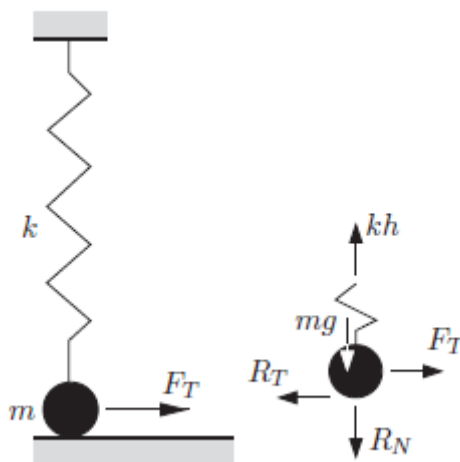


Figura 2.7. Sistema massa mola sob força tangencial.

O modelo mais simples de atrito é a lei de Coulomb, a qual apresenta uma desigualdade envolvendo as forças de reação normal e tangencial.

$$f(R_N, R_T) = |R_T| + \mu R_N \leq 0, \quad (2.35)$$

Onde μ é o coeficiente de atrito.

No caso em que não houver deslocamento tangencial relativo entre a massa e o plano rígido, tem-se

$$|R_T| < -\mu R_N. \quad (2.36)$$

Quando há deslocamento tangencial relativo entre a massa e o plano rígido:

$$|R_T| = -\mu R_N. \quad (2.37)$$

Novamente essas desigualdades podem ser escritas na forma de Kuhn-Tucker

$$|u_T| \geq 0, f \leq 0 \text{ e } |u_T|f = 0. \quad (2.38)$$

Sendo $|u_T|$ o deslocamento relativo entre a massa e o plano rígido.

Essa análise leva ao diagrama da força tangencial versus o deslocamento tangencial mostrado na Figura 2.8. Assim como no caso sem atrito esse diagrama apresenta um comportamento não suave que leva a dificuldades matemáticas, pela não diferenciabilidade dos cantos.

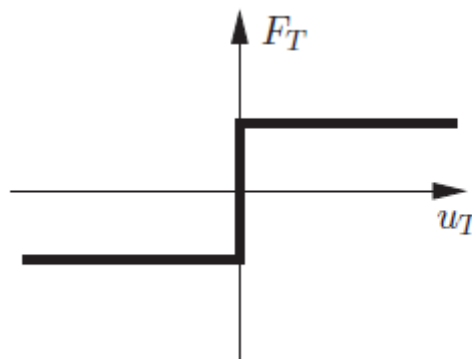


Figura 2.8. Diagrama carga-deslocamento para contato com atrito.

2.3.3 MÉTODO DAS PENALIDADES

É a abordagem desenvolvida mais simples para impor as restrições de contato. Ela consiste basicamente em adicionar os parâmetros de penalidades na forma fraca, de forma a satisfazer as condições de restrição. A principal vantagem do método das penalidades é a manutenção do número total dos graus de liberdade (e também do número de equações do sistema). No entanto, as restrições são satisfeitas de uma forma aproximada e somente se a gama correta de parâmetros de penalidade for escolhida.

Nesse método adiciona-se um termo de penalidade à Eq. (2.25),

$$\Pi(u) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu + \frac{1}{2}\epsilon[c(u)]^2. \quad (2.39)$$

A solução da Eq. (2.39) é

$$u = \frac{(mg + \epsilon h)}{k + \epsilon}, \quad (2.40)$$

$$c(u) = h - u = \frac{kh - mg}{k + \epsilon}. \quad (2.41)$$

Como $mg \geq kh$ no caso de contato, a Eq. (2.41) significa que ocorre penetração da massa no plano rígido, o que é fisicamente equivalente à compressão da mola (ver Figura 2.9). A equação de restrição só é cumprida no limite $\epsilon \rightarrow \infty \Rightarrow c(u) \rightarrow 0$. Assim, no método das penalidades pode-se distinguir dois casos de limite:

$\epsilon \rightarrow \infty \Rightarrow u - h \rightarrow 0$, que leva à solução correta para grandes parâmetros de penalidade.

$\epsilon \rightarrow 0$. No caso de contato, uma solução com parâmetros de Penalty muito pequenos levam a uma grande penetração.

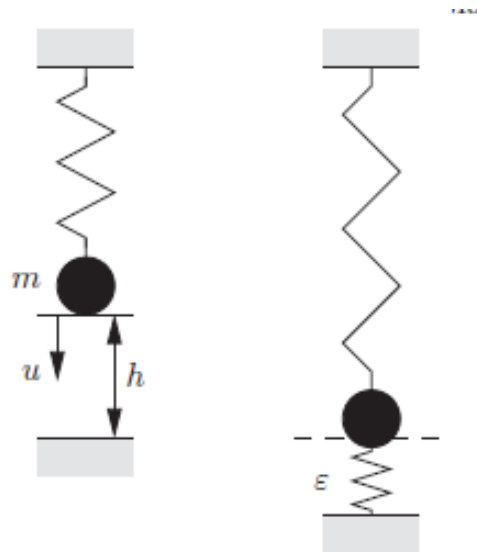


Figura 2.9. Massa pontual suportada por uma mola e uma mola de penalidade devido ao termo de penalidade.

2.3.4 MÉTODO DOS MULTIPLICADORES DE LAGRANGE

Esse método consiste no uso de multiplicadores indeterminados para achar o mínimo de uma função. Ao que se refere à mecânica do contato, esse método é usado para satisfazer as condições de contato ao introduzir variáveis auxiliares (multiplicadores de Lagrange).

O método dos multiplicadores de Lagrange resulta em equações adicionais ao sistema, o que requer mais espaço de armazenamento e mais tempo computacional para resolver o sistema de equações. No entanto, como os multiplicadores de Lagrange refletem a força requerida para impor as restrições, as equações são satisfeitas de forma exata.

A solução de problema de contato onde a movimento é restrito por uma desigualdade pode ser obtido pelo método dos multiplicadores de Lagrange o qual acrescenta um terceiro termo à Eq. (2.25).

$$\Pi(u, \lambda) = \frac{1}{2}ku^2 - mgu + \lambda c(u), \quad (2.42)$$

Onde o multiplicador de Lagrange (λ) é equivalente a força de reação f_R . Variando a Eq. (2.42), tem-se:

$$ku\delta u - mg\delta u - \lambda\delta u = 0, \quad (2.43)$$

$$c(u)\delta\lambda = 0. \quad (2.44)$$

A Eq. (2.43) representa o equilíbrio entre a massa incluindo a força de reação quando ela toca a superfície rígida (ver Figura 2.10) e a Eq. (2.44) satisfaz a Eq. (2.27) indicando que houve contato ($u = h$). Assim, é possível resolver a equação para o multiplicador de Lagrange que é equivalente à força de reação R_N .

$$\lambda = kh - mg = R_N. \quad (2.45)$$

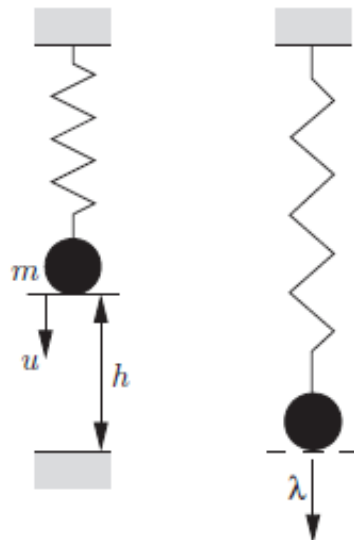


Figura 2.10. Diagrama de corpo livre para o sistema massa mola para o método do multiplicador de Lagrange.

2.3.5 MÉTODO DO LAGRANGIANO AUMENTADO

Apesar de não ter sido utilizado para o desenvolvimento do projeto, foi feita uma breve revisão sobre esse método, pois ele combina o método das penalidades e dos multiplicadores de Lagrange, minimizando as desvantagens de ambos. Suas vantagens são: não há necessidade de equações adicionais, bom condicionamento da matriz de rigidez (já que, não há mais a necessidade de grandes parâmetros de penalidade), e por fim, a vantagem da obtenção de uma solução numérica precisa.

As buscas por melhorias no campo da mecânica do contato computacional levaram à divisão dos algoritmos de contato em duas formulações principais: formulação das inequações variacionais e formulação das igualdades variacionais.

A formulação das igualdades variacionais possui uma maior gama de aplicações que as inequações variacionais na solução de problemas práticos de contato com atrito. Essa formulação permite não somente a resolução de problemas elasto-estáticos como também dinâmicos com materiais e geometrias não lineares e influência de efeitos térmicos, permitindo uma abordagem que pode ser convenientemente incorporada em vários códigos de elementos finitos existentes. Já a formulação das inequações variacionais para problemas de contato com atrito ainda não estão completamente estabelecidas.

Embora eficaz, a formulação das igualdades variacionais é enfadonha e pode acarretar em algumas dificuldades de convergência numérica. Apesar do método das igualdades variacionais ter sido incorporado em programas de elementos finitos de uso geral, é requerida uma cuidadosa seleção dos parâmetros numéricos para chegar em uma solução confiável.

Atualmente, o aperfeiçoamento de estratégias de soluções computacionais de mecânica do contato está centrado em dois campos. O primeiro é o desenvolvimento de algoritmos robustos, capazes de resolver problemas complexos de contato com atrito envolvendo dissipação de energia, efeitos termodinâmicos e propagação de trincas (as quais estão presente na maior parte dos problemas reais). O segundo campo está relacionado ao desenvolvimento das leis da interface para refinar os procedimentos de detecção do contato [8].

2.4 TIPOS DE DESGASTE MECÂNICO

As definições de desgaste incluem a perda de material da superfície, transferência de material de uma superfície para outra ou movimento de material em uma mesma superfície [12]. Uma definição mais específica define desgaste como perda progressiva de substância da superfície de um corpo que ocorre devido ao movimento relativo na superfície [13].

O trabalho de pesquisa desenvolvido por Godet [14] e subsequentemente por Berthier et al. [15] mostra que o desgaste é uma consequência da formação e ejeção dos fragmentos. Para ilustrar essa ideia, a Figura 2.11 mostra que a taxa de desgaste é controlada pelo balanço entre o fluxo de formação de fragmentos e ejeção de fragmentos.

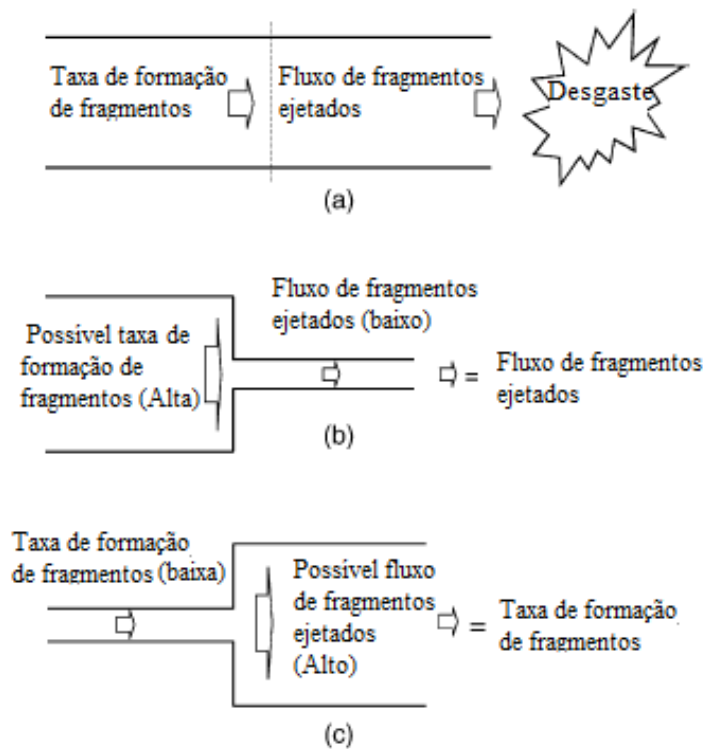


Figura 2.11 Abordagem de desgaste do terceiro corpo [16].

Alguns contatos conformes tendem a manter os fragmentos na interface, permitindo a acomodação do terceiro corpo. Como o fluxo de ejeção de fragmento é baixo, é isso que controla a taxa de desgaste e indiretamente monitora a formação de fragmentos.

Já para geometrias não conformes, como configurações do tipo esfera ou cilindro em contato com um plano os fragmentos são ejetados mais facilmente da interface. O comportamento de contato é menos dependente da acomodação do terceiro corpo. Assim, a taxa de desgaste é controlada mais pela taxa de formação de fragmentos. No entanto, deve-se analisar a natureza do material e as condições ambientes.

Seis modos de desgaste serão apresentados em seguida.

2.4.1 DESGASTE ADESIVO

Se a interface de contato entre duas superfícies sob contato plástico tem força de aderência adesiva suficiente para resistir ao deslocamento relativo, uma grande deformação plástica causada pelo deslocamento é introduzida na região de contato sob compressão e cisalhamento. Como resultado da grande deformação na região de contato, uma trinca se inicia e se propaga na forma de fratura combinada de tração e cisalhamento. Quando a trinca atinge a interface de contato um desgaste de partícula é formado e a transferência adesiva se completa. Esse tipo de desgaste é representado na Figura 2.12a. O volume de desgaste para o desgaste adesivo é dado pela Eq. (2.46):

$$V = K_{adh} \frac{P}{H} S. \quad (2.46)$$

2.4.2 DESGASTE POR FADIGA

Ocorre devido a ciclos repetidos de contato que geram partículas de desgaste. No caso de contato elástico geralmente observado em elementos rolantes, o principal mecanismo de desgaste é fratura por fadiga de alto ciclo na região de contato. Fricção elástica ou elastoplástica causa o acúmulo de deformação local plástica sobre alguns pontos de concentração de tensão, gerando trincas após se atingir um certo número de ciclos de fricção. O mecanismo de iniciação e propagação de trinca nesse caso se dá pela fratura por fadiga, no qual o processo é controlado pela não homogeneidade da microestrutura do material. Esse tipo de desgaste é representado na Figura 2.12b [17].

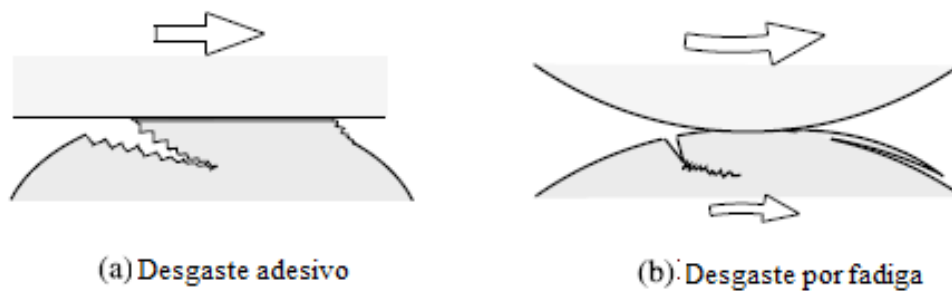


Figura 2.12. Desgaste adesivo e desgaste por fadiga.

2.4.3 DESGASTE CORROSIVO

Quando há deslizamento, especialmente em líquido ou gases corrosivos, produtos de reação são formados na superfície principalmente por interações químicas ou eletroquímicas. Se os produtos dessas reações se aderem à superfície e se comportam como material de consumo, o mecanismo de desgaste deve ser praticamente o mesmo do material de consumo. Em alguns casos, no entanto, esses produtos de reação se comportam de uma forma bem diferente do material de consumo. Assim, o desgaste vai ser bem diferente do desgaste do material de consumo, e é dominado pelos produtos de reação formados pela interação de materiais sólidos com o ambiente corrosivo. Esse tipo de desgaste tribo-químico acelerado pelo meio corrosivo é chamado de desgaste corrosivo.

No desgaste corrosivo, a reação tribo-química produz uma camada de reação na superfície. Ao mesmo tempo, essa camada é removida por fricção. Assim, uma taxa relativa de crescimento e uma taxa de remoção determinam a taxa de desgaste das camadas de reação, e como resultado, do material de consumo. Assim, modelos de crescimento de camadas de reação, assim como, da remoção da camada são muito importantes. Esse tipo de desgaste é representado na

Figura 2.13a [17].

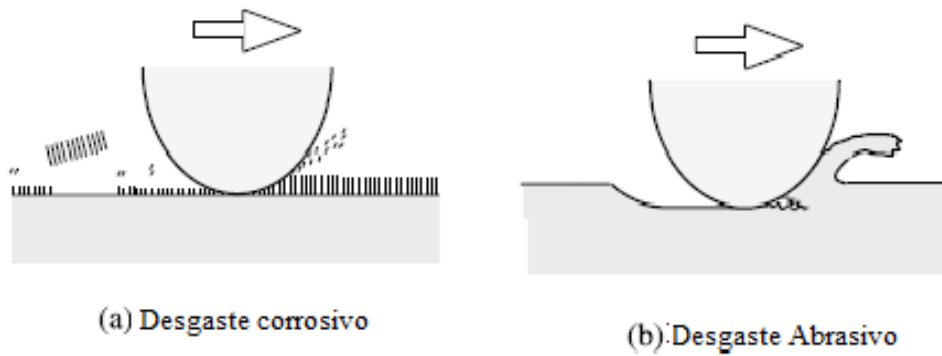


Figura 2.13. Desgaste corrosivo e abrasivo.

2.4.4 DESGASTE ABRASIVO

Desgaste abrasivo é a perda de material pela passagem de partículas duras sobre uma superfície, como mostra a

Figura 2.13b. Ele ocorre quando um objeto sólido é carregado contra partículas de um material que possui uma dureza igual ou superior [18].

Abrasão e erosão em particular são formas rápidas e severas de desgaste e podem resultar em custos significantes se não forem controladas adequadamente [19]. A equação de desgaste abrasivo é dada pela Eq. (2.47)

$$V = K_{abr} \frac{P}{H} S. \quad (2.47)$$

Embora não sejam contados na equação a forma e o tamanho das partículas abrasivas, elas afetam o desgaste. Em geral, partículas redondas causam menos desgaste do que partículas com arestas afiadas.

Há quatro tipos de mecanismos de desgaste abrasivo:

a) Corte: é o modelo clássico onde um grão afiado ou de grande aspereza corta a superfície macia. O material que é cortado é removido como resíduo de desgaste (Figura 2.14-a).

b) Fratura: Quando o material é frágil, pode acontecer fratura da superfície desgastada. Nesse caso o resíduo de desgaste é o resultado da convergência de trincas (Figura 2.14-b).

c) Fadiga: Quando um material dúctil é desgastado por um grão abrasivo, o corte é improvável e a superfície desgastada é deformada repetidamente. Nesse caso o resíduo é resultado da fadiga do material (Figura 2.14-c)

d) Destacamento de grão: O último mecanismo ilustrado representa o descolamento ou arrancamento do grão. Esse mecanismo ocorre principalmente em cerâmicas onde a fronteira dos grãos é relativamente fraca. Nesse caso todo o grão é perdido como resíduo de desgaste (Figura 2.14-d).

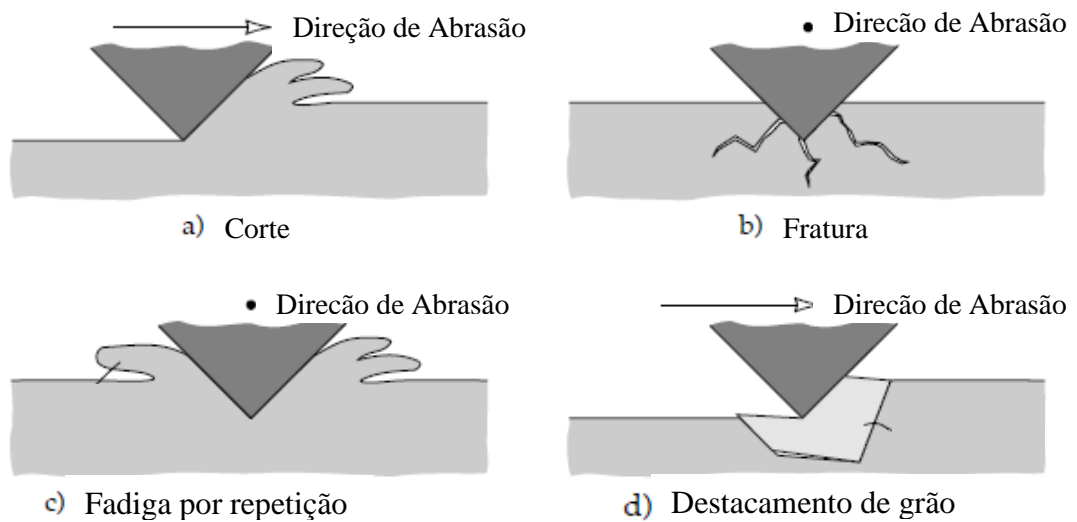


Figura 2.14 Mecanismos de desgaste abrasivo. Adaptado de [8].

O modo como os grãos passam sobre a superfície desgastada determina a natureza do desgaste abrasivo.

a) Dois corpos: O desgaste abrasivo de dois corpos é exemplificado pela ação de uma lixa sobre uma superfície. Asperidades duras ou grãos unidos rigidamente passam sobre uma superfície como uma ferramenta de corte. Esse modo pode ser visto na Figura 2.15a.

b) Três corpos: Nesse caso os grãos estão livres tanto para rolar quanto deslizar sob a superfície, já que, eles não estão agarrados rigidamente. Esse modo pode ser visto na Figura 2.15b.

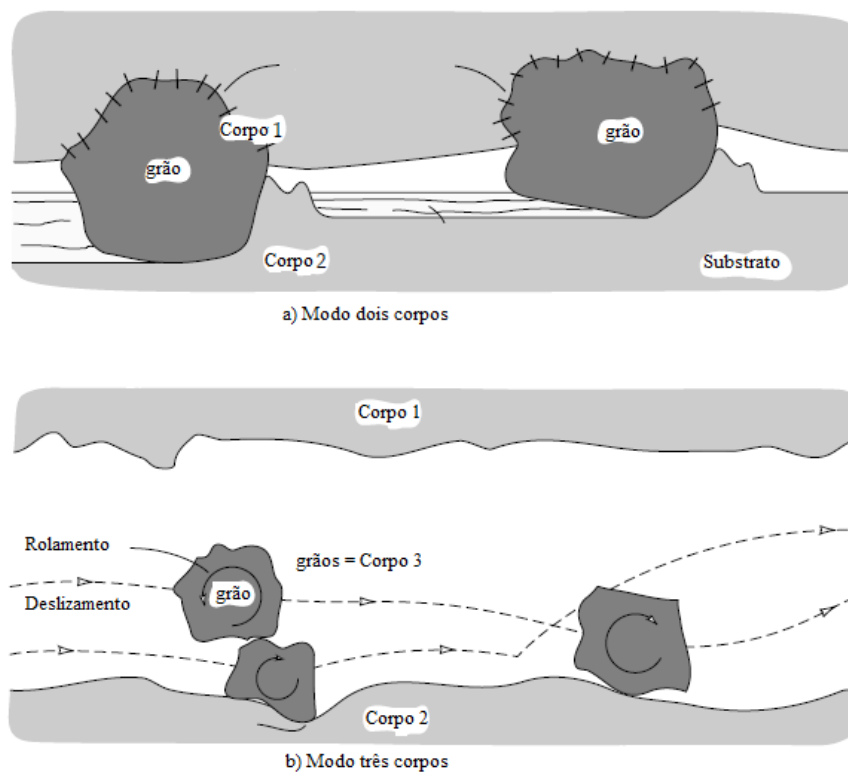


Figura 2.15. Modos de desgaste abrasivo. Adaptado de [8]

Até pouco tempo pensava-se que esses dois modos de desgaste abrasivo eram bastante similares, no entanto, algumas diferenças significativas entre eles foram reveladas. Descobriu-se que o desgaste do tipo três corpos é dez vezes mais lento que o de dois corpos, já que, ele tem que competir com outro mecanismo como o desgaste adesivo. Propriedades como a dureza da superfície e a força com que o grão passa sobre a superfície mais macia são importantes para o desgaste a três corpos, mas não são para o de dois. Desgaste abrasivo de dois corpos corresponde mais ao modelo de remoção de material do tipo "ferramenta de corte" enquanto o de três corpos envolve mecanismos mais lentos de remoção de material [8].

2.4.5 DESGASTE EROSIVO

Desgaste erosivo é causado pelo impacto de partículas de sólido ou líquido contra uma superfície sólida. Desgaste erosivo acontece numa grande variedade de máquinas e um exemplo típico é o dano nas pás de turbinas a gás quando a aeronave voa por nuvens de poeira. Como nas outras formas de desgaste, a força mecânica não garante a resistência ao desgaste e um estudo detalhado das características do material é necessário para minimizar o desgaste[20].

2.4.6 DESGASTE POR FRETTING

A característica fundamental do *fretting* é a amplitude de deslizamento muito pequena que dita as características únicas nesse mecanismo de desgaste. Sob certas condições de carregamentos normais e tangenciais aplicadas ao contato, um movimento microscópico dentro do contato acontece mesmo sem grandes deslizamentos. O centro de contato deve permanecer estacionário enquanto as bordas possuem uma amplitude da ordem de 1 µm para causar dano por fretting [21].

Uma das características do *fretting* é que os detritos de desgaste produzidos ficam, muitas vezes, retidos na zona de contato devido às baixas amplitudes de deslizamento. O acúmulo de detritos de desgaste separa gradualmente as suas superfícies e, em alguns casos, pode contribuir para o aceleração do processo de desgaste por abrasão. O processo de *fretting* também pode ser acelerado por corrosão, temperatura e outros efeitos.

No caso de um modelo elástico, a tensão normal ‘*p*’ num contato Hertiziano estacionário, cresce suavemente de zero nas bordas do contato até o seu valor máximo no centro de contato, como mostra a Figura 2.16a. Se uma força tangencial externa $Q < \mu P$ é em aplicada em seguida e não há deslizamento, a distribuição de tensão tangencial ‘*q*’ em uma região circular de contato pode ser descrita pela Eq. (2.48)

$$q_x = \frac{Q}{2\pi(a^2 - x^2)^{0,5}} \quad (2.48)$$

A partir da Figura 2.16a é possível observar a distribuição de tensão para o caso onde é aplicada somente uma força normal. Um modelo para a distribuição de tensão tangencial para o caso em que não

há deslizamento é mostrada na Figura 2.16b. No entanto, Cattaneo [22] e Mindlin [21] perceberam que este modelo de não-deslizamento não poderia corresponder às condições de contato reais e propuseram que haveria deslizamento quando a tensão tangencial q_x excedesse o produto da força normal e do coeficiente de atrito $“\mu P”$, como mostrado na Figura 2.16c

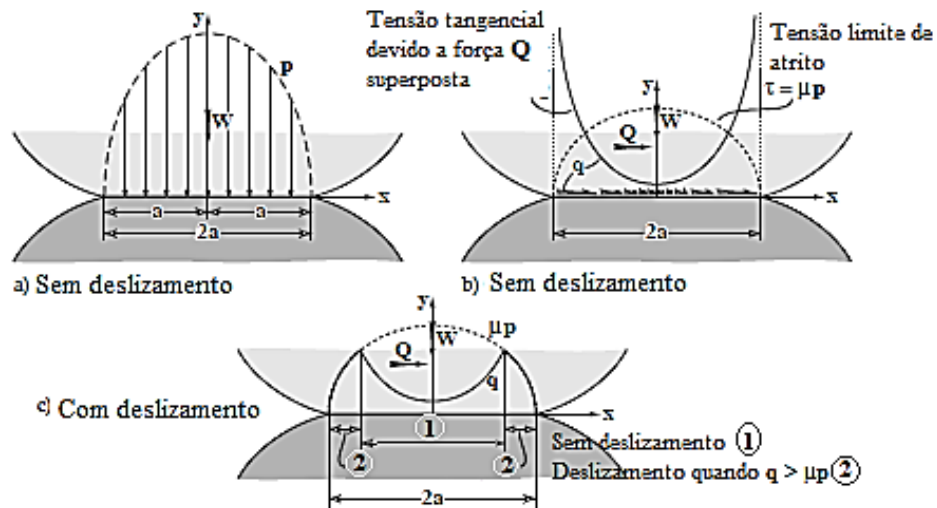


Figura 2.16 Campo de tensão normal e tangencial para contato Hertziano com e sem deslizamento.

2.5 MÉTODOS DE ESTIMATIVA DO VOLUME DESGASTADO

A quantidade de material desgastado em um sistema tribológico é medida em relação à duração e à extensão do contato. Especificamente, uma medida usual de desgaste é o volume de material removido por unidade de distância de deslizamento. Considerando um sistema tribológico onde o volume V do material mais macio é removido por desgaste na mesma quantidade de tempo que ele leva para percorrer uma distância S [23], O volume do material desgastado por unidade de deslizamento é dado pela Eq. (2.49)

$$w = \frac{V}{S}. \quad (2.49)$$

2.5.1 MÉTODO DE ARCHARD

A forma geral da equação de desgaste é baseada na relação desenvolvida por Holm [24] para contatos elétricos e o trabalho posterior de Archard [25]. O volume de desgaste é diretamente proporcional à distância de deslizamento (S) e a força normal aplicada (P) e inversamente proporcional à dureza (H) da superfície mais macia, como segue:

$$V = K \frac{P}{H} S. \quad (2.50)$$

A profundidade de desgaste (h) para um ciclo é expressa pela Eq. (2.51).

$$h = \frac{V}{A} = K \frac{P S}{H A}. \quad (2.51)$$

Assim, o número de ciclos é determinado pela Eq. (2.52).

$$N_t = \frac{Ah}{V}. \quad (2.52)$$

Sendo A , a área de contato e K o coeficiente de desgaste que é determinado a partir de experimentos práticos.

O coeficiente de desgaste K é um número de proporcionalidade igual ao volume de desgaste por unidade de distância de deslizamento com a força normal aplicada igual à dureza do material mais macio. O coeficiente de desgaste pode ser determinado para um sistema de desgaste a partir de testes de laboratório ou dados de campo [26]. Dados sobre o coeficiente de desgaste podem fornecer informações importantes sobre a vida de desgaste, modo de desgaste, tipo de lubrificação, etc.

A Eq. (2.50) é largamente utilizada por sua simplicidade e também por permitir quantificar o volume do desgaste, através do coeficiente K . O parâmetro $k_w = K/H$ [$\text{mm}^3(\text{Nm})^{-1}$], coeficiente dimensional de desgaste, é mais comum em aplicações de engenharia e representa o volume de material removido pelo desgaste por unidade de distância percorrida e por unidade de força normal.

HUTCHINGS (1992, p.84) faz uma análise da equação de Archard:

- K é uma característica do sistema tribológico e não do material. A princípio, cada sistema teria que ser investigado para determinação do desgaste.
- O desgaste é inversamente proporcional à dureza do corpo mais mole. Isso geralmente é válido, pois, aumentar a dureza da superfície é uma das práticas mais comuns para redução do desgaste. Embora isso não seja uma lei universal (em determinadas condições o aço inoxidável tem taxa de desgaste similar ao bronze, muito mais mole).
- Ao aumentar a carga aumenta-se o desgaste. A linearidade da equação vale para intervalos relativamente pequenos, embora em geral isso seja verdadeiro.

A equação de Archard assume que a taxa de desgaste é independente da área de contato aparente. No entanto, ele não levanta hipóteses sobre a topografia da superfície (os efeitos da rugosidade da superfície estão incluídos no coeficiente de desgaste experimental) e também não levanta hipóteses sobre variação no tempo. Assim, tem-se que a Equação de Archard válida para um dado sistema, desde que os regimes envolvidos não se alterem [27].

2.5.2 MÉTODO DA ENERGIA DISSIPADA

O comportamento dinâmico de sistemas tribológicos pode ser caracterizado por meio de um balanço de energia generalizado [28]. Isso significa que a energia líquida do sistema permanece constante se considerarmos o processo de estocagem e transformação da energia.

O desgaste resulta de perdas de elementos do sistema, que podem levar a mudanças de propriedades no próprio sistema. Considerando que o atrito é o processo mais importante relacionado a mudanças no sistema de energia, ele inevitavelmente tem um papel importante na perda dos elementos do sistema.

Para avaliar a resistência ao desgaste intrínseca dos materiais, um método de energia de desgaste será desenvolvido, o qual consiste em relacionar a remoção de material à energia de atrito dissipada pela interface.

Teorias clássicas dizem que o volume de desgaste é proporcional à força normal, à distância de deslizamento e inversamente proporcional à dureza (Eq.(2.50)). Rearranjando essa equação, tem-se:

$$V = k_w SP. \quad (2.53)$$

O modelo de atrito de Coulomb, Eq. (2.54), estabelece que a força de atrito é proporcional à força normal aplicada. Assim, assumindo um coeficiente de atrito constante, uma relação proporcional pode ser estabelecida entre o volume de desgaste e a força de atrito, vide Eq. (2.55).

$$F_{at} = \mu P. \quad (2.54)$$

$$V \propto F_{at} S. \quad (2.55)$$

Para o caso de deslocamento unidirecional, o segundo termo da expressão (2.55) representa o trabalho realizado pela força de atrito. Assim, da abordagem energética, o volume de desgaste é diretamente proporcional a energia dissipada pelo atrito. Esse fato demonstra a existência de uma relação entre desgaste e atrito.

Atualizando o conceito de energia dissipada por unidade de área de contato, artigos de Fouvry et al [16] e [29] introduziram um novo conceito: o parâmetro de densidade de energia. A relação entre o parâmetro de densidade de energia e a profundidade de desgaste foi demonstrada para superfícies revestida sob contato tipo *fretting*.

Para integrar o coeficiente de atrito na análise de desgaste, o volume de desgaste pode ser comparado com o trabalho de atrito acumulado e dissipado pela interface ([30], [31], [32]). Essa energia dissipada corresponde a energia acumulada determinada pela soma da área do ciclo de *fretting* como mostrado na Eq. (2.56) e na Figura 2.17.

$$\sum Ed = \sum_{i=1}^N Ed_i, \quad (2.56)$$

Sendo Ed_i a energia dissipada do i ésimo ciclo.

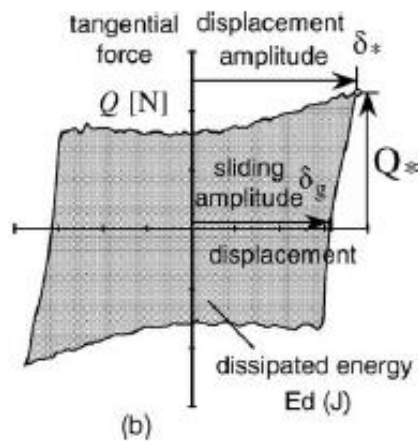


Figura 2.17 Análise do ciclo de *fretting*.

Se a força tangencial e a velocidade de deslocamento forem constantes, a energia dissipada pode ser determinada da seguinte maneira:

$$V_{Ed} = \alpha \cdot E_d \cong k_e \cdot F_{at} \cdot S. \quad (2.57)$$

Sabe-se de testes experimentais que a relação entre o volume de desgaste e a energia acumulada dissipada é linear, sendo que o coeficiente angular da equação é o coeficiente de desgaste k_e . Para materiais metálicos, a aproximação linear não cruza a origem, pois apresenta um pequeno deslocamento ao longo do eixo da energia. Esse deslocamento é relacionado a energia limite E_L , necessária para primeiro transformar a estrutura metálica antes de gerar partículas de desgaste.

Então, a taxa de desgaste é expressa pela Eq. (2.58):

$$\text{Se } \sum Ed < E_L, \text{ então } V = 0, \quad (2.58)$$

$$\text{Se } \sum Ed > E_L, \text{ então } V = dV \left(\sum Ed - E_L \right).$$

Assumindo uma condição de deslocamento unidirecional, a densidade de energia dissipada no ponto $M(x,y)$ por deslocamento ao longo de x para um curso total de $2\delta_g$ é deduzida da integração de (em J/m^2):

$$Ed_h(x,y) = \int_{-\delta_g}^{+\delta_g} q(x,y) ds, \quad (2.59)$$

Onde $q(x,y)$ é o campo de tensão de cisalhamento em $M(x,y)$.

A análise é simplificada ao se introduzir o conceito de razão de deslizamento $e = \delta_g/a$. Como ilustra a Figura 2.18, situações onde a superfície não exposta é mantida no centro da superfície que sofre *fretting* ($e < 1$) podem ser diferenciadas de situações onde toda a superfície plana está exposta à atmosfera.

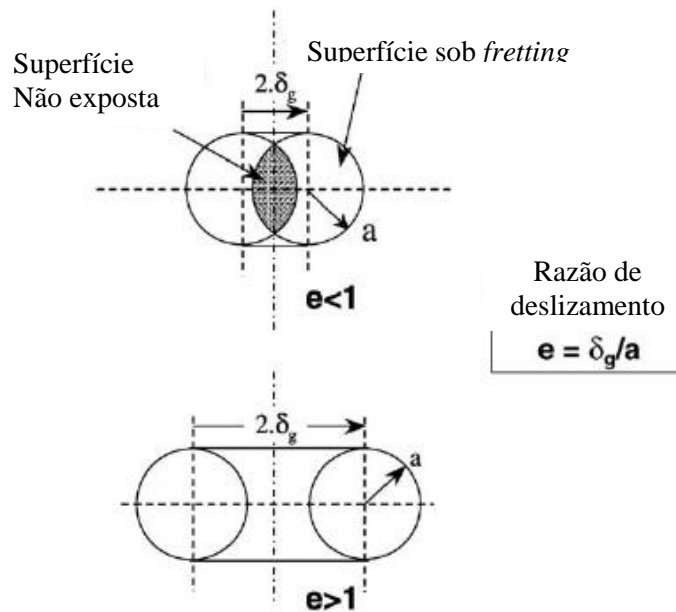


Figura 2.18 Definição da razão de deslizamento "e" (Adaptado de [16]).

É possível determinar a densidade máxima de energia dissipada no centro (Ed_{h0}) através da Eq. (2.60).

$$\text{Quando } e < 1, = Ed_{h0} = 2q_0a(e(1 - e^2)^{\frac{1}{2}} + \text{arc sin } e) \quad (2.60)$$

$$\text{Quando } e > 1, = Ed_{h0} = q_0a\pi$$

Na Figura 2.19 observa-se a evolução do valor máximo da energia dissipada como uma função da amplitude de deslocamento.

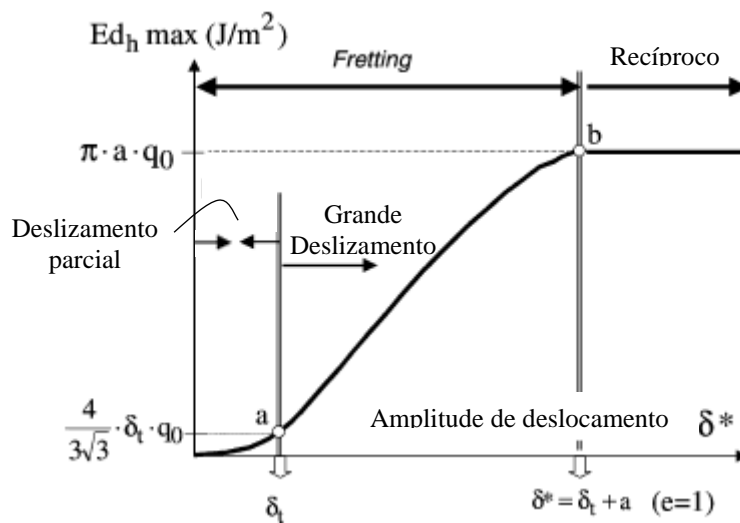


Figura 2.19 Definição das condições de deslizamento como uma função da evolução da máxima densidade de energia.

Assim, o volume de desgaste pode ser calculado a partir da seguinte equação.

$$V = k_e \sum E_d. \quad (2.61)$$

Outro aspecto do método da densidade de energia dissipada é a habilidade de prever a extensão da profundidade de desgaste. A estabilidade desse método é verificada mesmo sob amplitudes de deslocamento variáveis [23]. A partir da equação a baixo pode-se ver que independentemente das condições de deslizamento (configurações de amplitude constante ou variável) a extensão da profundidade de desgaste pode ser predita pelo coeficiente de energia dissipada equivalente, α_h :

$$h = \alpha_h \sum E d_{h0}. \quad (2.62)$$

A abordagem energética é mais do que uma nova forma de analisar dados de desgaste, ela é na verdade, uma abordagem completa do estudo de contatos tribológicos. A maiores vantagens dessa abordagem são:

- Sua conveniência como uma ferramenta de *design*: Se o coeficiente de atrito é conhecido e a relação entre energia e o volume de desgaste sendo conhecido, a perda de material através de desgaste pode ser predita.

- Simplificação no teste de desgaste: Usando o modelo energético, os procedimentos clássicos de análise de dados, onde as mesmas condições de teste são repetidas para calcular um valor médio, pode ser substituído por uma nova abordagem onde diferentes parâmetros de teste, incluindo duração do teste, pode ser comparada porque elas afetam igualmente o consumo de energia e o volume de desgaste.

Resultados experimentais mostram que se houver o valor do coeficiente de atrito e se as condições de contato forem bem estabelecidas, a energia dissipada pode ser calculada e, finalmente, o volume de desgaste pode ser alcançado usando o valor de k_e .

A abordagem energética leva em conta a evolução do coeficiente de atrito, assim, apresenta mais estabilidade que a formulação de Archard. Logo, a abordagem energética apresenta vantagens especiais para estudar casos de contato com atrito instável.

3 ESTUDO PRELIMINAR

Neste capítulo, é apresentado o desenvolvimento do problema 3D para carregamentos aplicados em elos de corrente através de simulações numérica realizadas no programa Abaqus CAE. Com isso, pretende-se ter um entendimento macro do problema, analisando previamente as tensões atuantes no corpo, os pontos de maiores tensões e verificar se o *software* apresenta uma boa resposta para os carregamentos aplicados.

Nesta etapa o atrito foi desprezado e foram feitas simulações elásticas e elasto-plásticas, já que os carregamentos aplicados são muito altos.

3.1 CONFIGURAÇÕES DE ESTUDO

A análise do problema foi desenvolvida em quatro partes, utilizando diferentes carregamentos e configurações de teste. Essas etapas estão descritas na Tabela 3.1. A primeira configuração contém somente um elo de corrente, que é submetido a três níveis de sollicitação que representam os pesos de correntes de aproximadamente 300m, 400m e 900m e vão servir como parâmetros de análise para as próximas configurações de teste. As configurações 2 e 3 são compostas, respectivamente, por dois elos e três elos em contato. A configuração 4 foi utilizada para estudar o comportamento do elo quando submetido a um deslocamento prescrito. A formulação de contato empregada foi a “*Hard Contact*” também conhecida como “*Node-To-Segment*”.

Tabela 3.1. Configurações de carregamento.

Parte	Descrição
1	Um elo sob 150ton, 250ton e 600ton
2	Dois elos entrelaçados sob 150ton, 250ton e 600ton
3	Três elos entrelaçados sob 150ton, 250ton e 600ton
4	Três elos entrelaçados sob desloc. presc. 30mm.

Nas etapas 1 e 2 da modelagem do problema, foi empregada a formulação material elástica. Nas etapas 3 e 4, foram introduzidos efeitos elasto-plásticos. A Tabela 3.2 apresenta as propriedades materiais empregadas, as quais não correspondem ao material original, o que ainda não implicará sob os resultados da análise, já que, deseja-se observar principalmente a resposta do *software* ao tipo de carregamento aplicado.

Tabela 3.2. Propriedades materiais do aço 1020.

Propriedades	Aço AISI 1020
Módulo de Young, E (GPa)	206
Coefficiente de Poisson, ν	0,29
Resistência à compressão, S(MPa)	-
Limite de escoamento, σ_0 (MPa)	350
Constante de resistência, A (MPa)	600
Sensibilidade à deformação, b	0,24

Na Tabela 3.3, consta os valores utilizados para a inserção dos efeitos elasto-plásticos.

Tabela 3.3. Parâmetros para elasto-plasticidade.

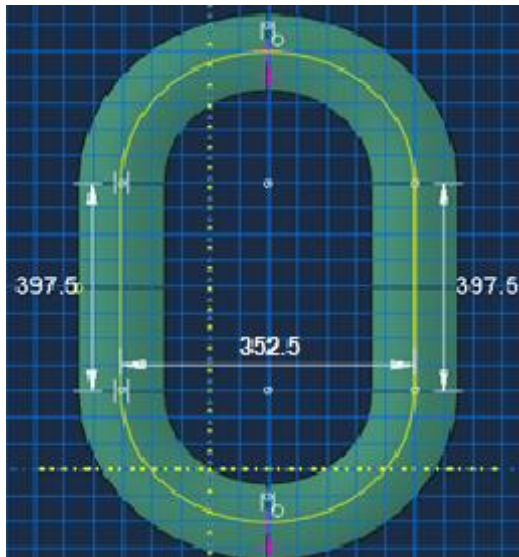
σ_0	ϵ
350	0
548,6787	0,01
584,6381	0,02
642,3506	0,05
695,264	0,1
757,7542	0,2
858,0472	0,5
950	1

3.2 MODELAGEM DO PROBLEMA

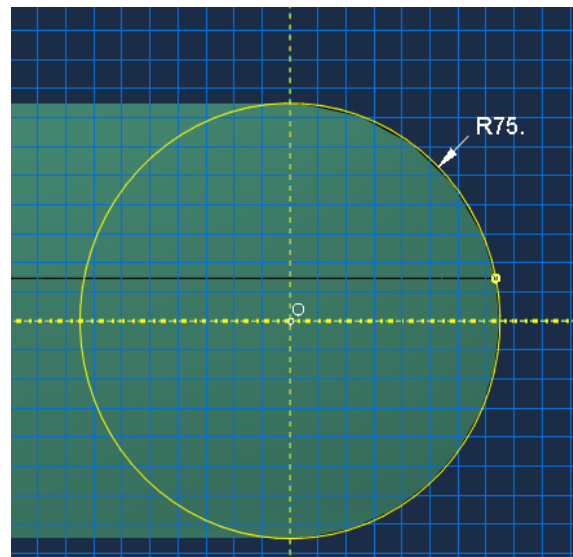
O método escolhido para fazer a corrente foi o *Sweep*. O desenho (Figura 3.1) foi feito utilizando as seguintes medidas:

- Diâmetro (d) = 150mm;
- Largura = 352,5mm;
- Altura = 900mm.

Para facilitar a discretização (*mesh*) e aplicação das forças, foram feitas partições como é mostrado na Figura 3.2. Para as condições de contorno, o movimento em y (vertical) e as rotações em todas as direções foram restringidas. A linha marcada em vermelho na Figura 3.3 foi considerada fixa, não possuindo nenhum grau de liberdade. A força foi definida como uma carga concentrada no ponto indicado na Figura 3.3 (extremo norte e sul e ponto médio da largura).



a) Vista frontal



b) Desenho da seção transversal.

Figura 3.1. *Sketch* da corrente.

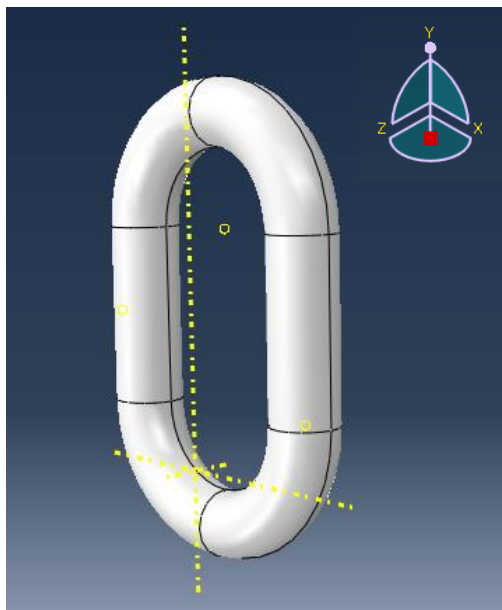


Figura 3.2. Partições do modelo.

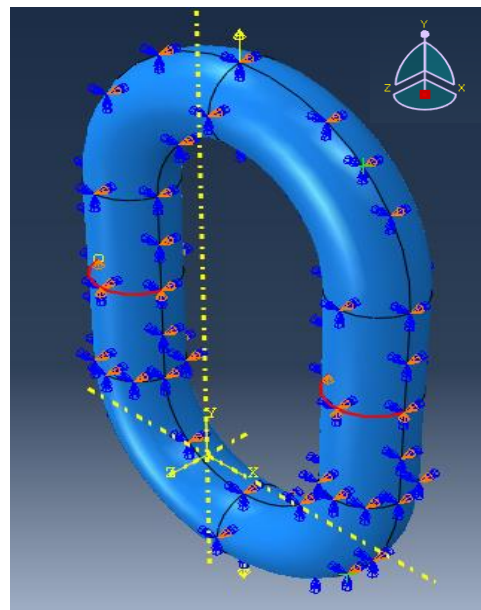


Figura 3.3. Condições de contorno em um elo.

3.2.1 DOIS ELOS DE CORRENTE

Para a criação dos dois elos, apenas duplicou-se a corrente que já tinha sido feita anteriormente no módulo *Assembly*. A discretização do modelo foi feita diretamente no modelo entrelaçado (Figura 3.4) utilizando a opção *Merge/Cut Instances* dentro de *Operations/Merge/Assembly*.

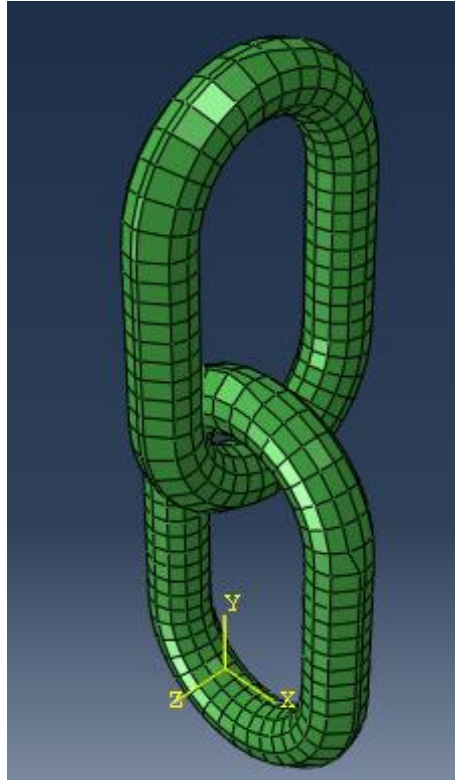


Figura 3.4. Discretização de dois elos de corrente.

3.2.2 TRÊS ELOS DE CORRENTE COM EFEITO DA FORÇA PESO

Para a criação dos três elos de corrente em contato, multiplicou-se a geometria de um elo de corrente, e utilizou-se a ferramenta de “*Remover Faces*” para deixar somente metade da estrutura a fim de facilitar a visualização dos esforços interno (Figura 3.5). Foi criada uma interação de contato superficial (*surface-to-surface contact*).

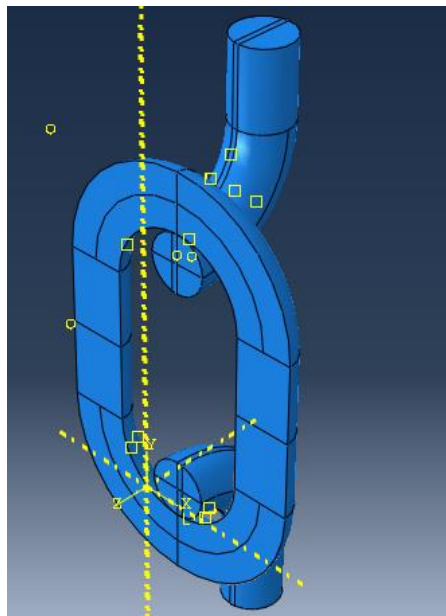


Figura 3.5. Geometria em corte para três elos de corrente.

3.3 RESULTADOS

Nesta parte são apresentados os resultados dos testes preliminares com um, dois e três elos de corrente.

3.3.1 UM ELO DE CORRENTE

A Figura 3.6, Figura 3.7 e Figura 3.8 mostram os resultados para simulação com um elo de corrente para respectivamente 150ton, 250ton e 600ton. Pode-se ver que em todas as configurações a maiores tensões se encontram nos pontos de aplicação das forças.

Para 150ton, tem-se que a tensão máxima vale aproximadamente 520 MPa. Também é possível verificar um aumento de tensão na região interna dos elos que vale aproximadamente 324 MPa (Figura 3.6). Para 250ton, tem-se que a tensão máxima vale aproximadamente 872 MPa. Também é possível verificar um aumento de tensão na região interna dos elos que vale aproximadamente 544 MPa (Figura 3.7).

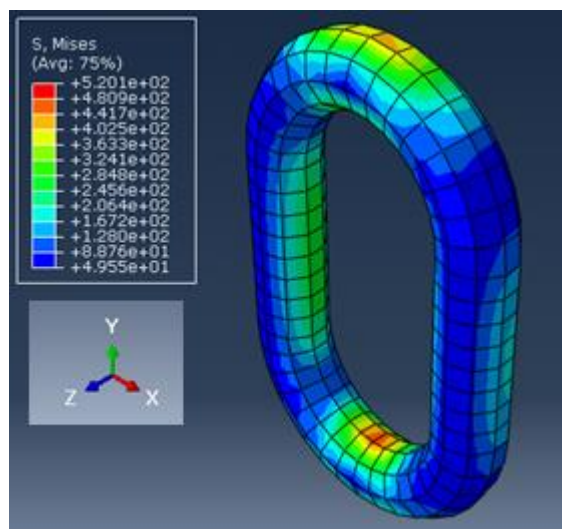


Figura 3.6 Tensões em uma corrente para uma força de 150 ton.

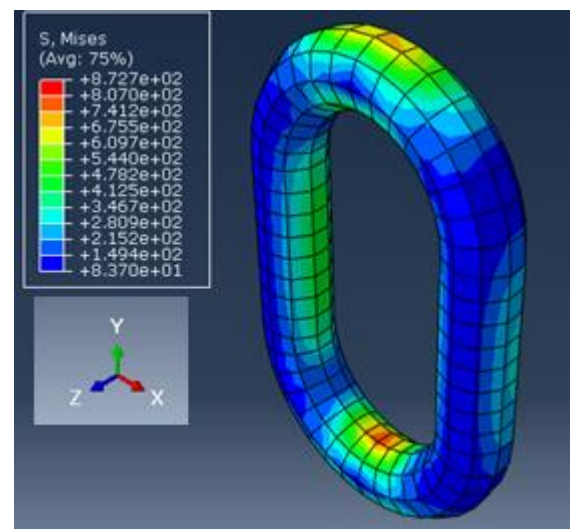


Figura 3.7 Tensões em uma corrente para uma força de 250 ton.

Para 600ton, tem-se que a tensão no ponto de aplicação da força vale aproximadamente 2131 MPa. Também é possível verificar um aumento de tensão na região interna dos elos que vale aproximadamente 1326 MPa (Figura 3.8).

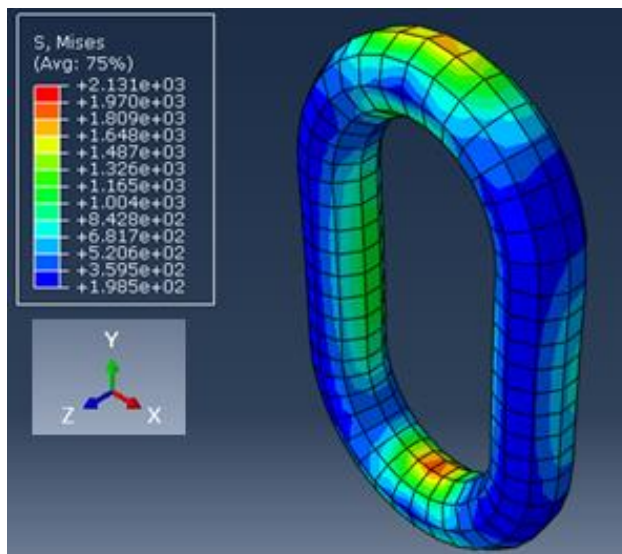


Figura 3.8. Tensões em uma corrente para uma força de 600 ton.

3.3.2 DOIS ELOS DE CORRENTE

É possível ver os resultados para a configuração com dois elos na Figura 3.9. Assim como na configuração com um elo, as maiores tensões se encontraram nas regiões mais próximas ao ponto de aplicação das forças, e para a carga de 150ton valem aproximadamente 749MPa.

Como as correntes estão em contato, mas a área de contato não é muito grande, também é possível observar que a região de contato apresenta altas tensões que são da mesma ordem das tensões no ponto de aplicação da força, como mostra a Figura 3.10. Também é verificado que há um aumento de tensão nas laterais dos elos embora ele não seja muito grande, em torno de 66,8 MPa.

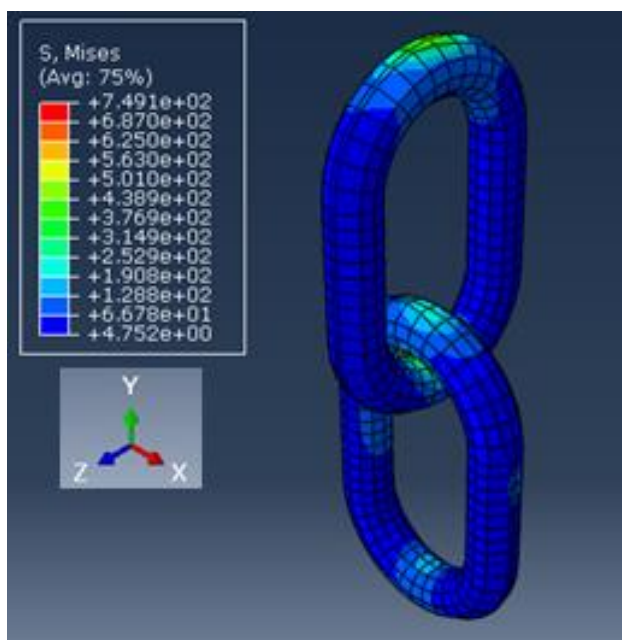


Figura 3.9. Tensões em duas correntes para uma força de 150 ton.

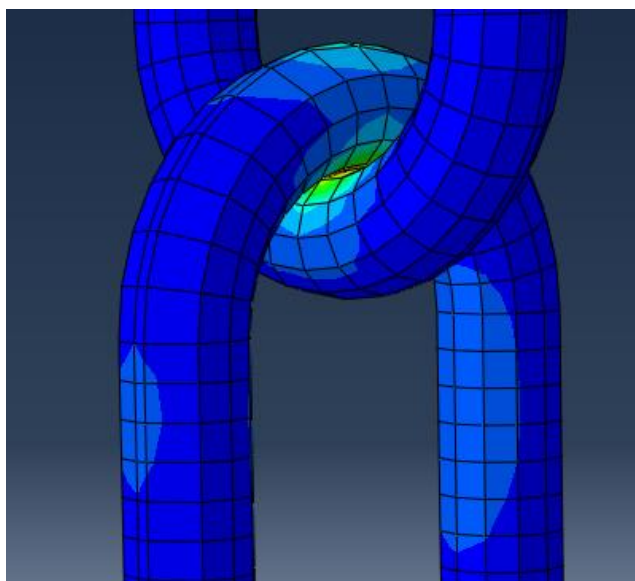


Figura 3.10. Zoom da região de contato entre dois elos de corrente.

Para 250ton a maiores tensões valem aproximadamente 724 MPa, sendo 1234 MPa exatamente no ponto de aplicação da força. Para as tensões nas laterais dos elos esse valor gira em torno de 121 MPa (Figura 3.11).

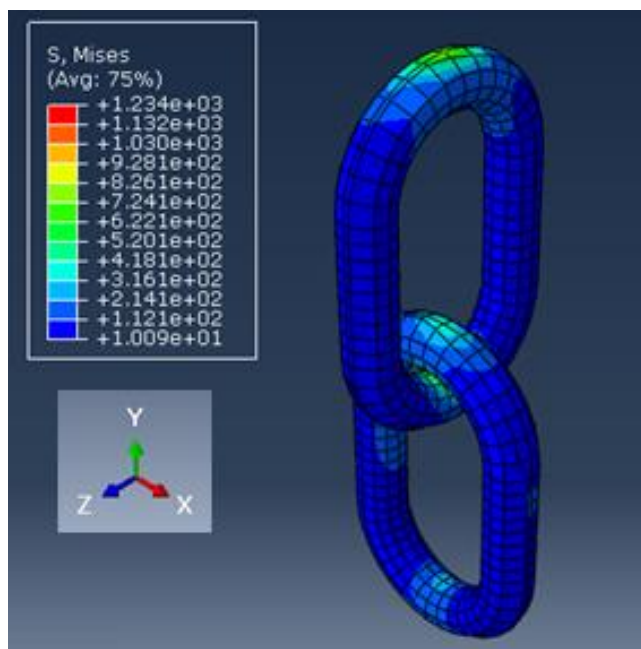


Figura 3.11. Tensões em duas correntes para uma força de 250 ton.

Para 600ton a maiores tensões valem aproximadamente 1670 MPa, sendo 2843 MPa exatamente no ponto de aplicação da força. Para as tensões nas laterais dos elos esse valor gira em torno de 263 MPa (Figura 3.12).

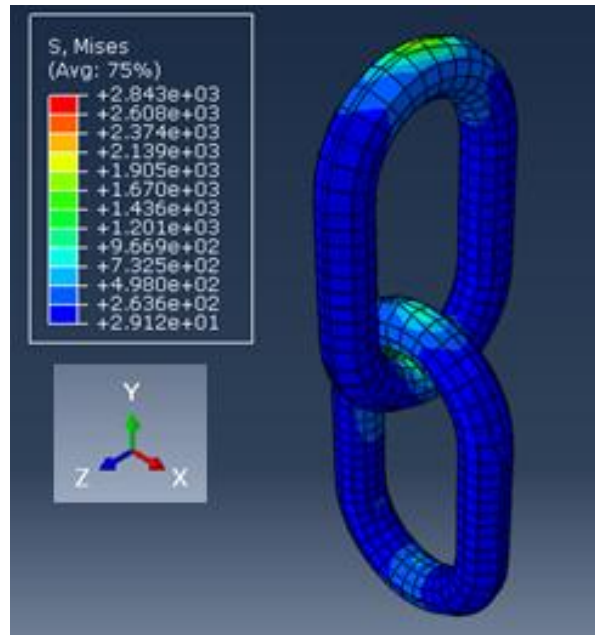


Figura 3.12. Tensões em duas correntes para uma força de 600 ton.

3.3.3 TRÊS ELOS DE CORRENTE COM EFEITO DA FORÇA PESO

Para a configuração com 3 elos, as tensões se mostraram relevantes somente na região de contato. Para uma força aplicada de 150 ton, no elo de contato superior a tensão máxima foi de aproximadamente 239MPa, numa região muito pequena, como pode ser visto na Figura 3.13.

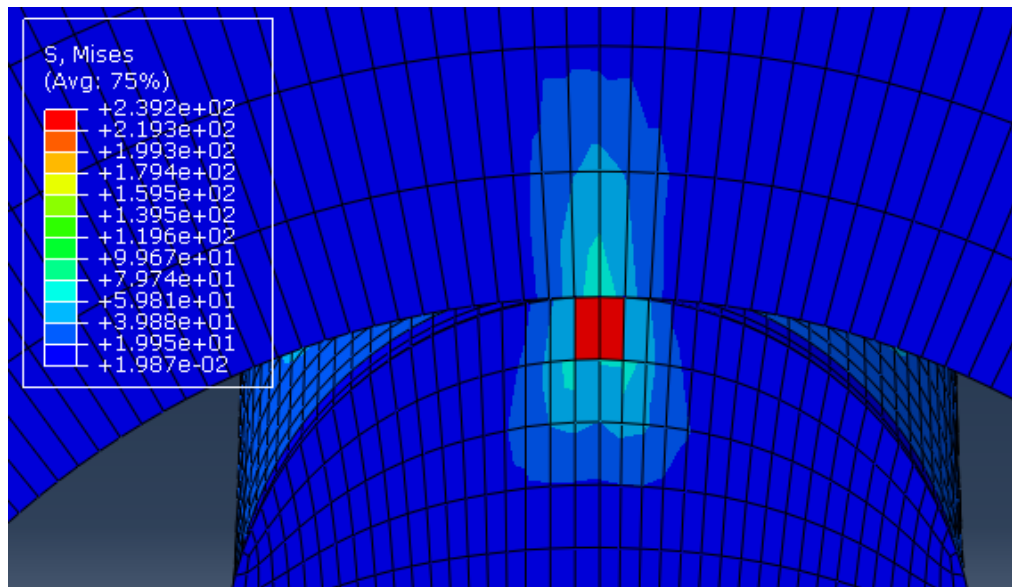


Figura 3.13. Contato com o elo superior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 150ton.

No elo de contato inferior a tensão máxima foi de aproximadamente 179 MPa, como mostra a Figura 3.14.

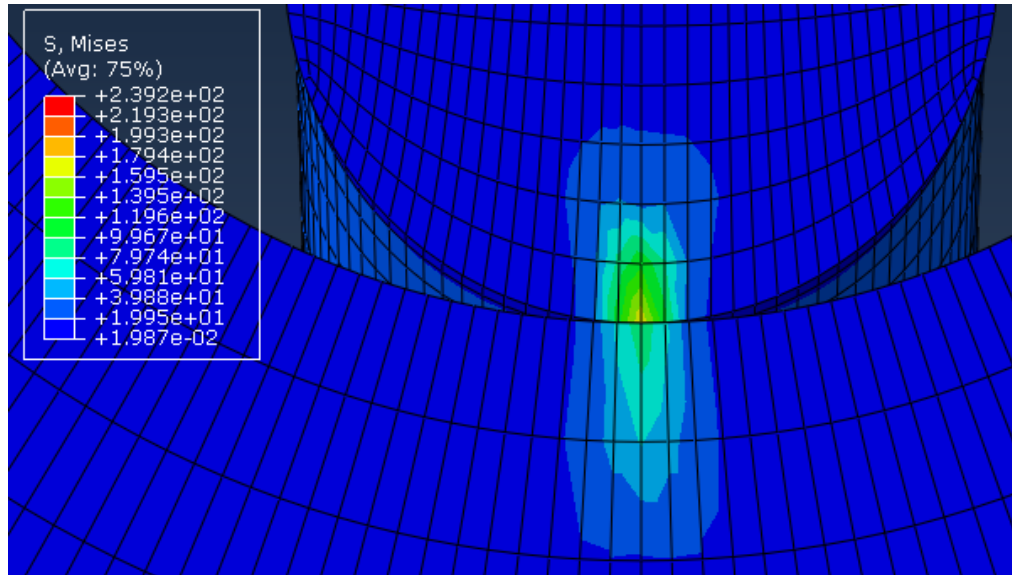


Figura 3.14. Contato com o elo inferior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 150ton.

Quando 250ton são aplicados, a tensão máxima na região de contato vale aproximadamente 364 MPa, no contato com o elo superior (Figura 3.15).

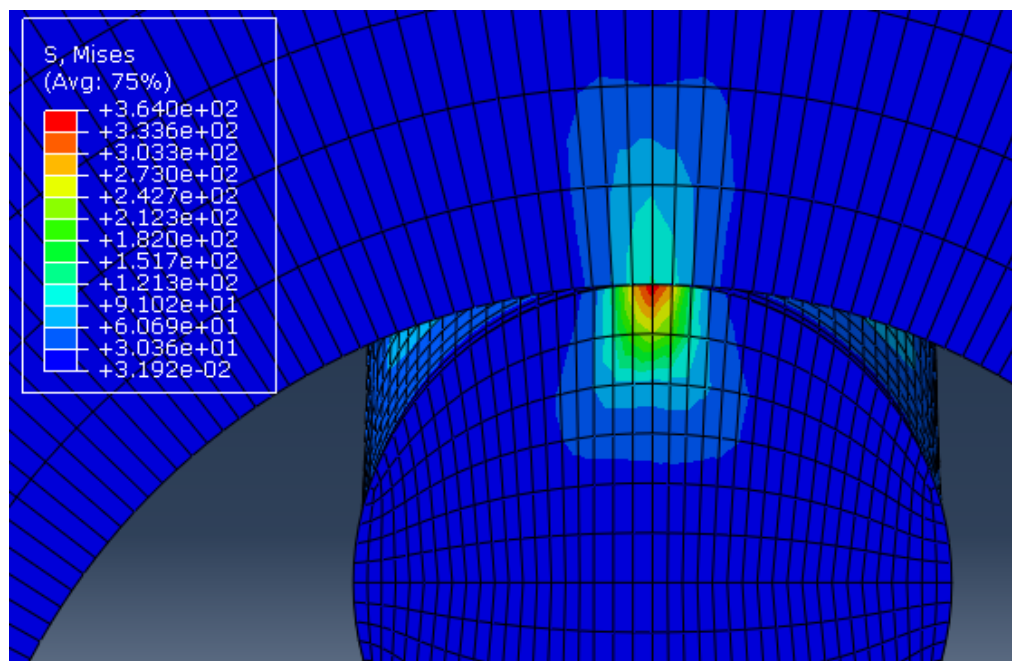


Figura 3.15. Contato com o elo superior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 250ton.

Entre o elo intermediário e o elo inferior foi de 273 MPa, como pode ser visto na Figura 3.16.

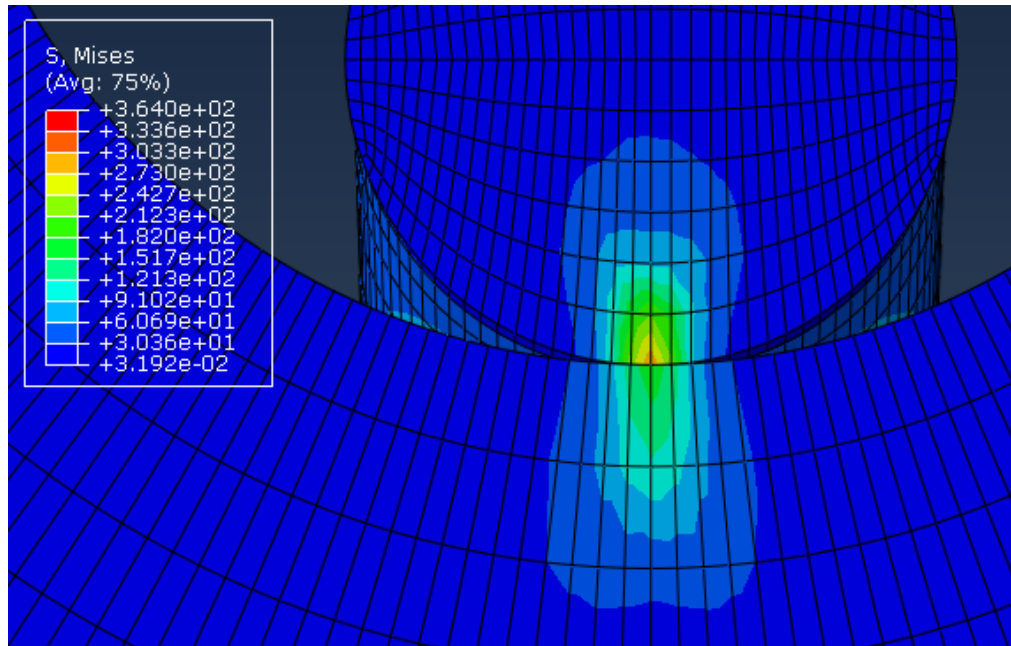


Figura 3.16. Contato com o elo inferior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 250ton.

Para 600 ton, é possível observar que na região de contato com o elo superior a tensão máxima foi de aproximadamente 530MPa (Figura 3.17).

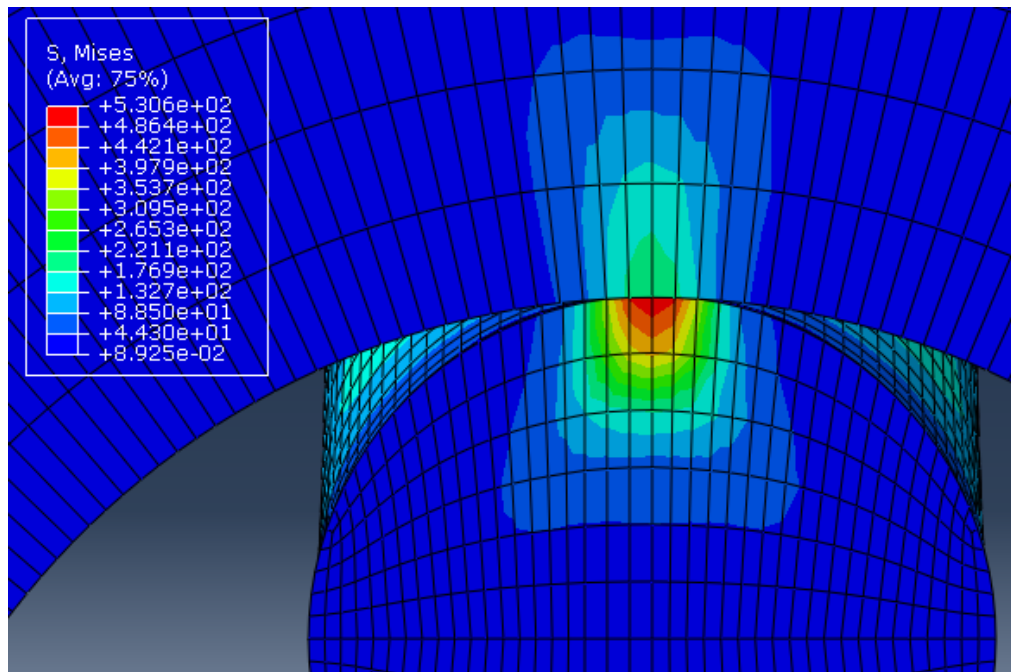


Figura 3.17. Contato com o elo superior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 600ton.

Na região de contato com o elo inferior 442 MPa (Figura 3.18).

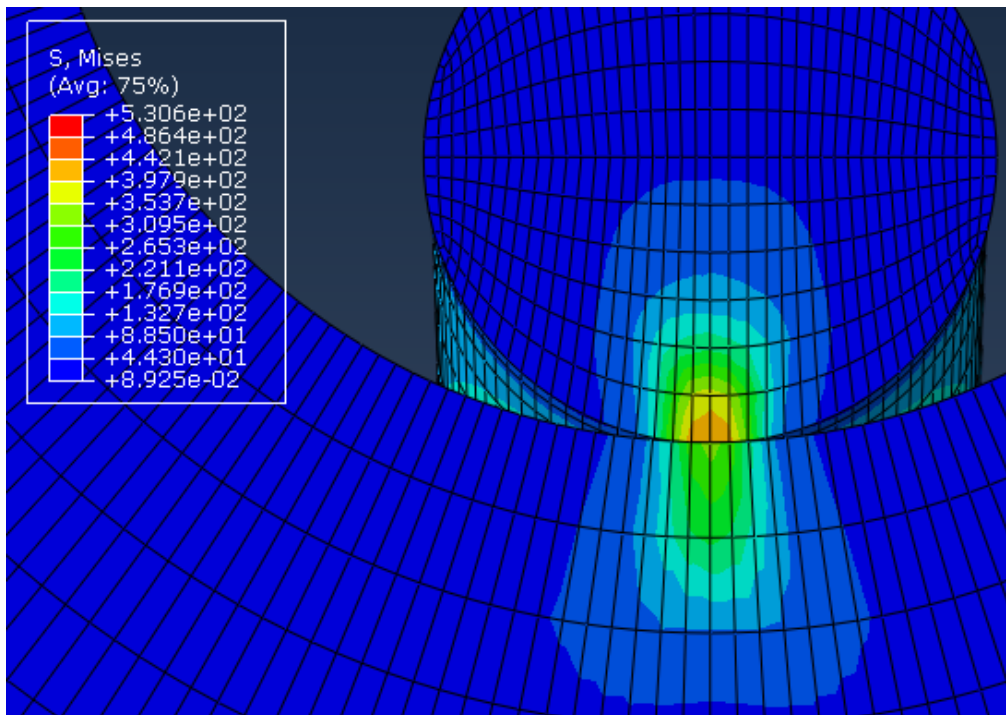


Figura 3.18. Contato com o elo inferior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 600ton.

Para um deslocamento prescrito de 30mm, a tensão máxima nas regiões de contato foi a mesma, mas a distribuição de tensões se deu de forma diferente, como pode ser observado nas Figura 3.19 e Figura 3.20.

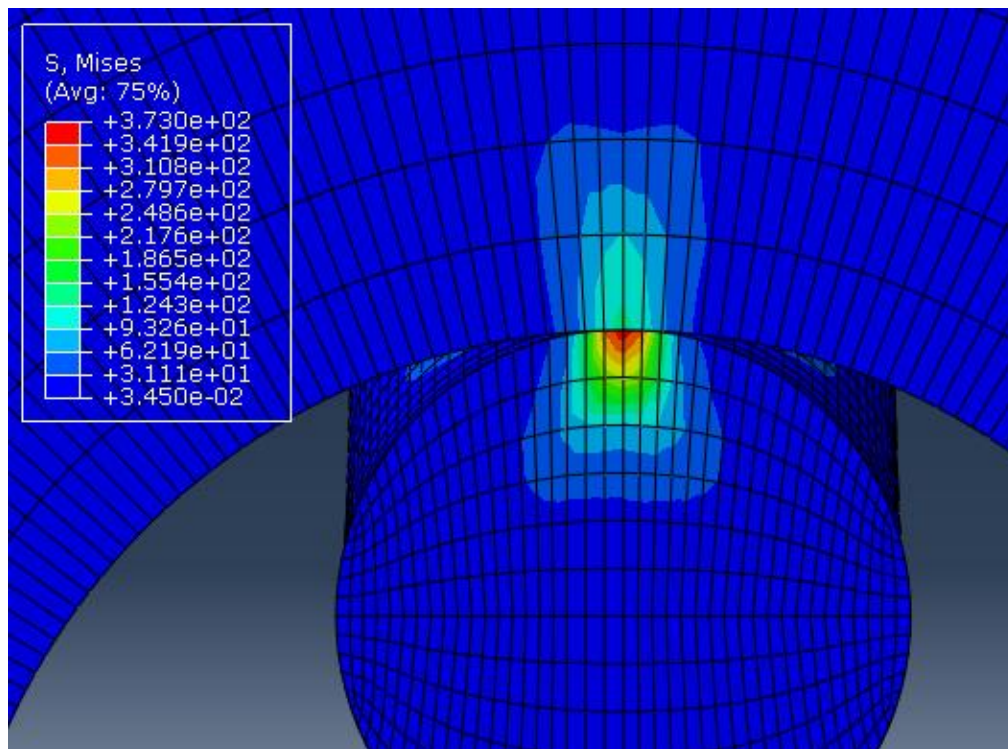


Figura 3.19. Contato com o elo superior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 30mm.

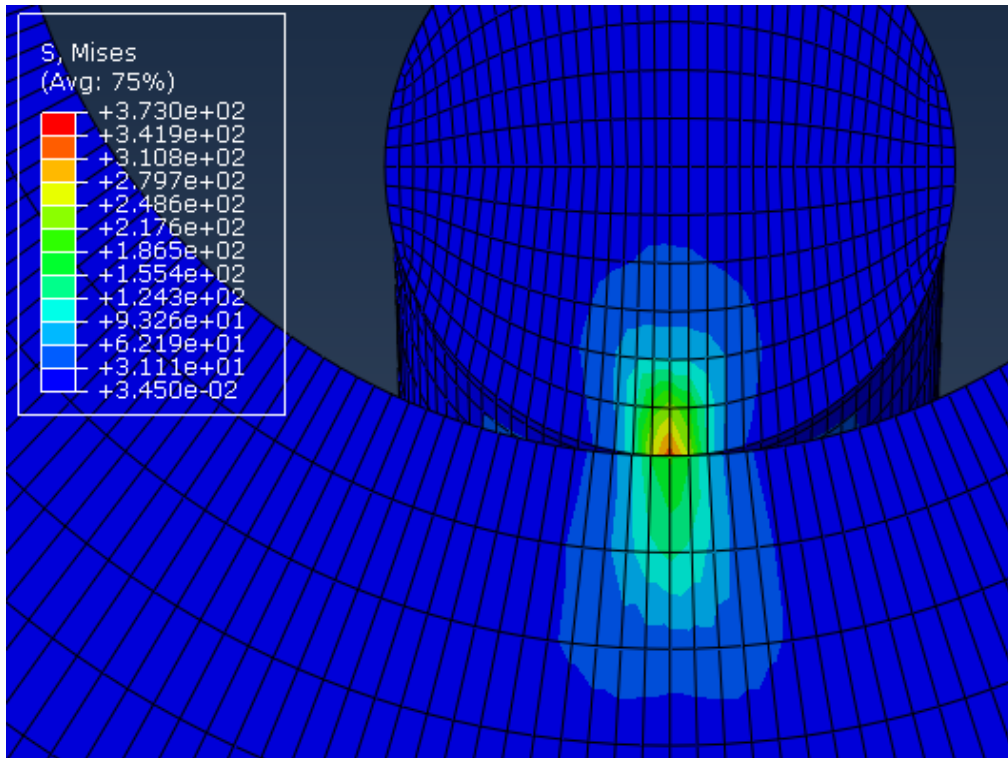


Figura 3.20. Contato com o elo inferior para 3 elos sob a ação da força peso e tração de 30mm.

A distribuição das tensões de acordo com a configuração utilizada pode ser observada na Figura 3.21. Onde o primeiro número representa o número de elos e os 3 últimos números o carregamento aplicado.

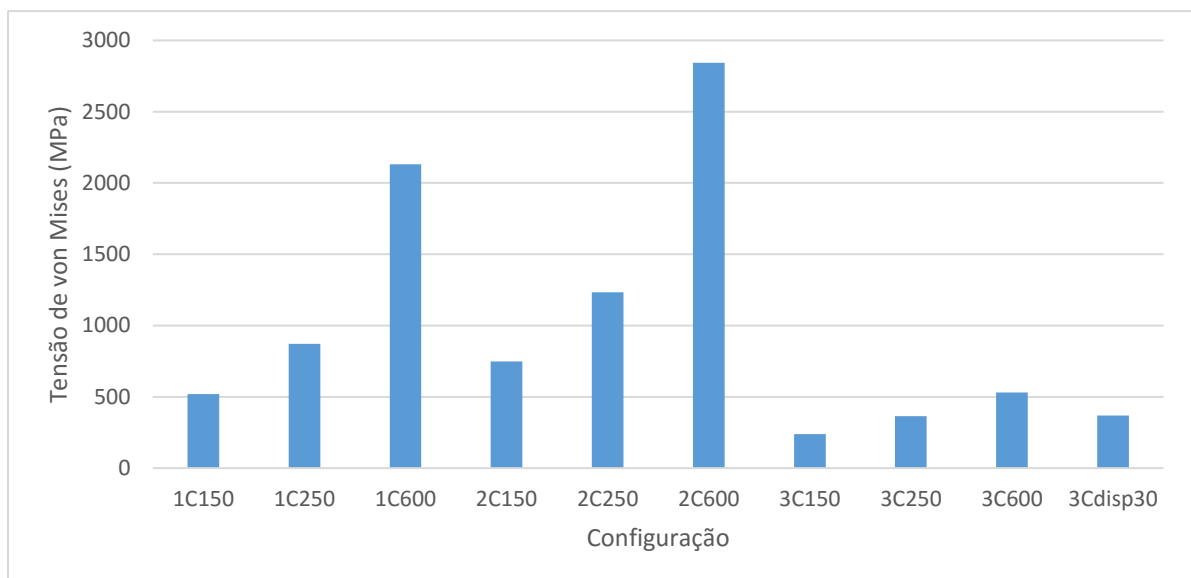


Figura 3.21. Tensão máxima para cada configuração de estudo.

Em todos os cenários, os modelos numéricos foram capazes de captar uma evolução diretamente proporcional ao nível de solicitação, no entanto, a distribuição de tensão não se propagou igualmente

nos dois corpos, o que revela que o modelo proposto não é suficiente para analisar o contato entre os elos. Para obter resultados satisfatórios seria necessário refinar bastante a malha atual, no entanto, como a região de estudo trata-se somente da região de contato, seria um desperdício de tempo computacional refinar a malha de toda a estrutura.

Tendo isso em vista, foi proposta uma nova análise, através de uma simplificação do problema anterior, permitindo aumentar o número de elementos de contato e consequentemente aumentar a qualidade dos resultados obtidos. Para isso, foi proposta uma nova abordagem, com um problema 2D o qual é mostrado no capítulo seguinte.

Problemas de contato não conformes (linha ou ponto de contato), são problemas complexos que requerem uma abordagem mais elaborada e com um maior grau de refinamento da malha para que se alcancem resultados satisfatórios.

4 ANÁLISE DAS VARIÁVEIS DE CONTATO E DE DESGASTE

Este capítulo apresenta as simulações numéricas via Abaqus CAE do problema elástico para o contato entre um elo de corrente e um conector, que foi simplificado para o caso de contato de Hertz entre cilindros que se tocam perpendicularmente no caso 2D, levando em consideração o efeito do atrito. Também é apresentado o resultado do cálculo do volume de desgaste através do Método de Archard e da Energia Dissipada.

Apenas o regime elástico foi considerado, pois o problema em questão trata-se do caso em que as correntes estão sendo menos solicitadas, não havendo plasticidade. Tais condições foram fornecidas por uma empresa que atua no ramo.

Os problemas de contato propostos possuem solução analítica, o que facilita a comparação dos resultados obtidos numericamente com o que é esperado. Ao fim deste capítulo deseja-se determinar os parâmetros relacionados ao contato, tais como, distribuição de pressão, área de contato, distribuição de tensão, e também, o volume de desgaste e o número de ciclos até que se inicie a plasticidade.

Para realizar o cálculo do volume de desgaste é necessário primeiramente determinar a situação de desgaste. O tipo de desgaste estudado é o abrasivo. Como a geometria em questão é não conforme e ocorrem grandes deslizamentos, foi considerado o modo de desgaste do tipo dois corpos, ou seja, os fragmentos são ejetados facilmente da interface. Como não há formação de terceiro corpo, o que controla a taxa de desgaste é a taxa de formação de fragmentos (vide Figura 2.11).

4.1 SIMPLIFICAÇÃO DO PROBLEMA

Voltando ao problema inicial temos a configuração da Figura 4.1 para elos e conectores em contato. Observando de maneira mais aproximada a região de contato através de um corte transversal na Figura 4.2, foi proposto simplificar o problema para o caso de dois cilindros com eixos perpendiculares em contato.

Para analisar o contato entre um elo de corrente e um conector, primeiramente foi feita uma aproximação como a apresentada na Figura 4.3, a qual resume-se ao contato entre um semicírculo de raio de 60 mm e um retângulo que possui um comprimento de 168 mm que corresponde a 1,4 vezes o diâmetro. Tal configuração foi utilizada para fazer os cálculos 2D e também foi utilizada como base para a formulação do problema através dos Métodos de Elementos Finitos.

A Tabela 4.1 apresenta as propriedades do material utilizado, o aço 1524.



Figura 4.1 Dois elos de corrente em contato. Fonte: [33].

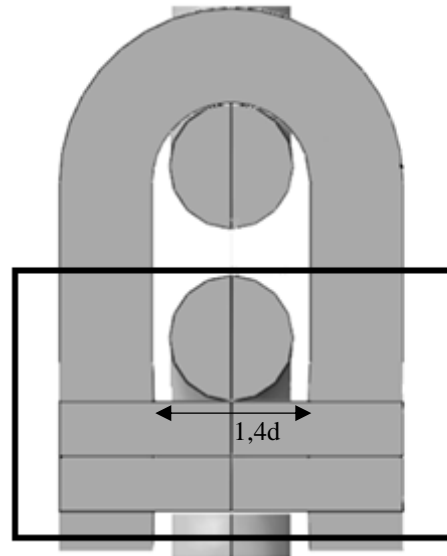


Figura 4.2 Zoom da região de contato entre dois elos de corrente.

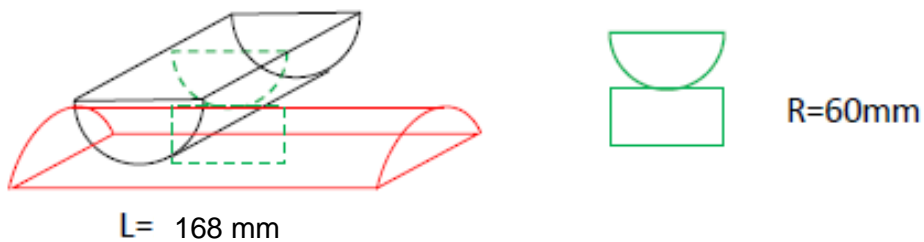


Figura 4.3 Contato entre cilindros com eixos perpendiculares.

Tabela 4.1 Propriedades do aço 1524.

Módulo de Young, E_1 (GPa)	210
Tensão de escoamento, σ_{y1} (MPa)	240
Coefficiente de Poisson, ν_1	0,3
Densidade, ρ_1 (kg/m ³)	7280

4.2 MODELAGEM DO PROBLEMA

Como o caso de dois cilindros em contato pode ser analisado através das soluções analíticas do problema de Hertz que foram apresentadas no Capítulo 2, o problema foi analisado comparando o resultado analítico e os resultados obtidos através das simulações numéricas para o caso 2D do problema.

Para a simulação numérica do problema, foram criadas duas partes através do módulo *Part*, uma representando uma porção do cilindro superior e um retângulo representando o cilindro inferior. Para a simulação foi utilizada somente uma parte do semi-círculo utilizado para o cálculo da solução analítica, tal aproximação foi feita para ganhar tempo computacional e não impactam no resultado final.

Em seguida, foi feita a montagem no módulo *Assembly*, obtendo-se a geometria da Figura 4.4. A Figura 4.5 mostra as dimensões da partição efetuada próximo a zona de contato, que se trata de um retângulo com 1 mm de altura e 2 mm de largura. Tais partições são de suma importância, já que, são necessários muitos elementos na região de contato para que se alcance um bom resultado.

Outras partições foram feitas no intuito de obter uma malha estruturada em toda a geometria como mostra a Figura 4.6.

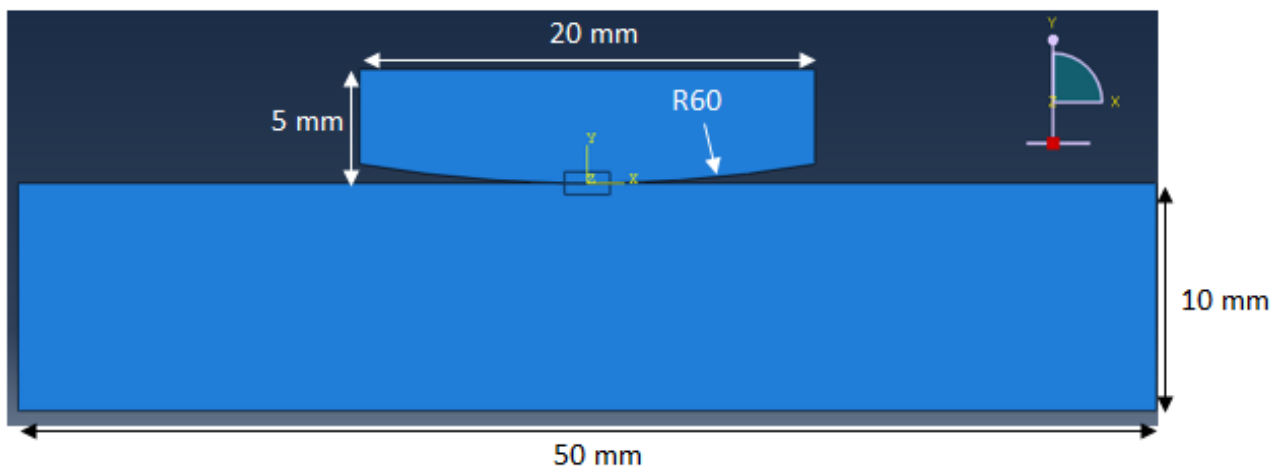


Figura 4.4 Formulação do problema.

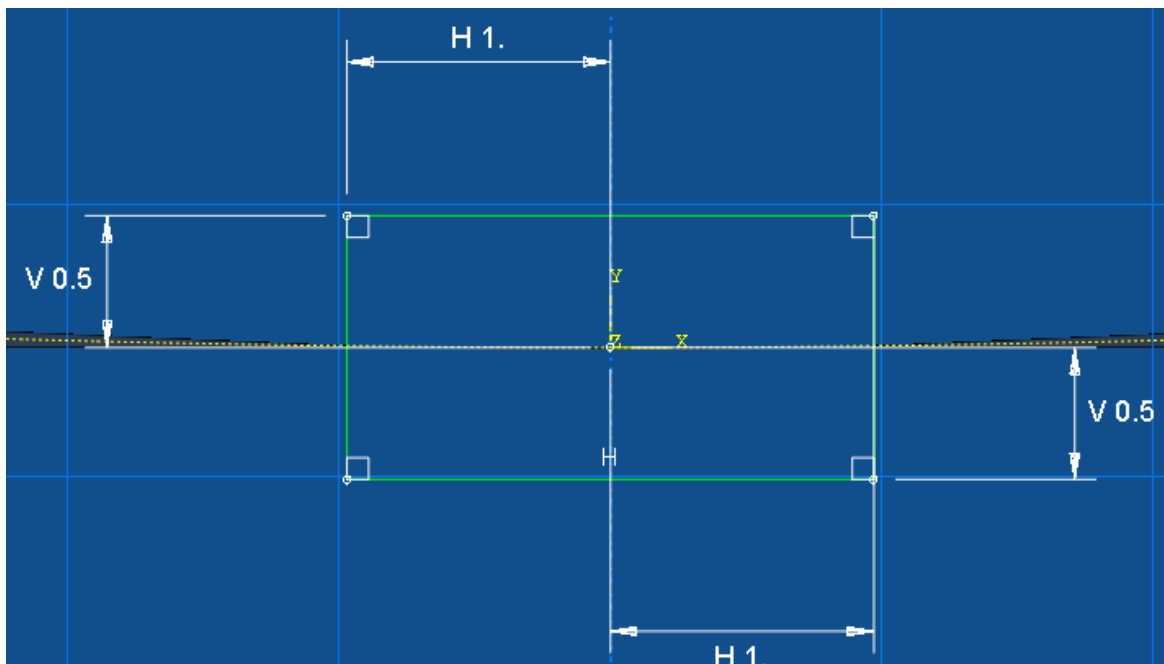


Figura 4.5 Zoom da partição próximo a área de contato.

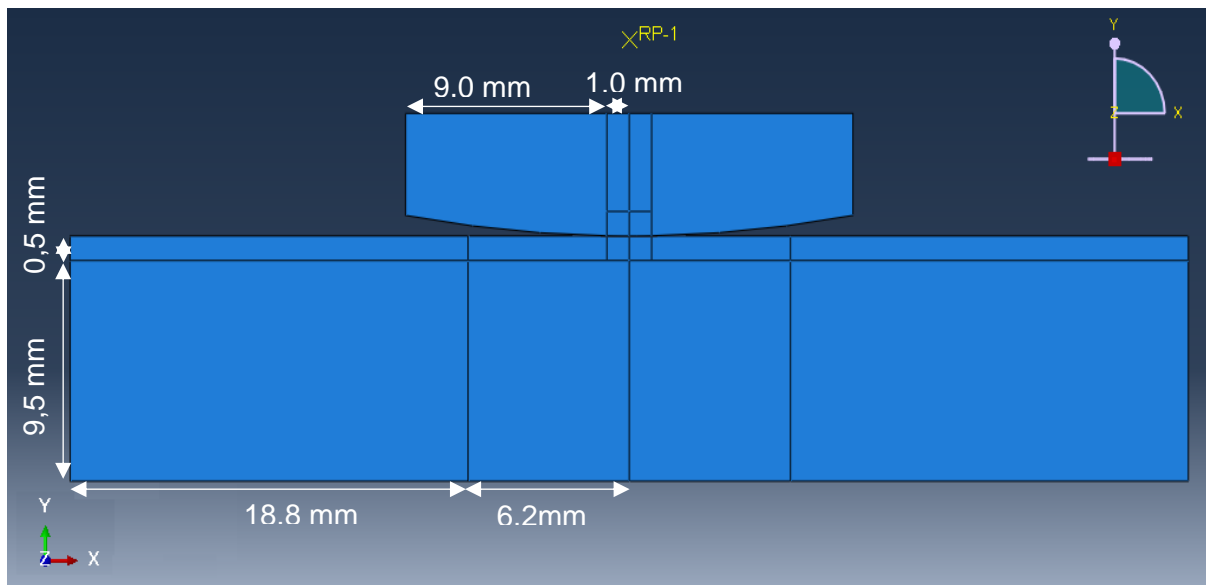


Figura 4.6 Dimensões das partições da geometria.

O valor do coeficiente de Poisson e do módulo de elasticidade foram inseridos no módulo *Property/Create Material*. O contato entre as superfícies foi criado a partir de uma interação do tipo *surface-to-surface* com a formulação de deslizamentos finitos (*finite sliding*) no módulo *Interaction*, havendo componente normal e tangencial. Primeiramente tal interação foi criada sem atrito, conforme as hipóteses da teoria de Hertz, mas posteriormente o efeito deste foi levado em conta. A simulação feita foi do tipo *Static General*.

Para as condições de contorno do problema, encastrou-se a extremidade inferior e as laterais direita e esquerda do retângulo. A parte superior do cilindro está conectada a um ponto de referência, o qual não pode rotacionar no plano x-y. As forças foram aplicadas através do ponto de referência como pode ser visto na Figura 4.7. Esta interação foi criada através do módulo *Interaction/Create Constraint* selecionando-se o tipo *Coupling*.

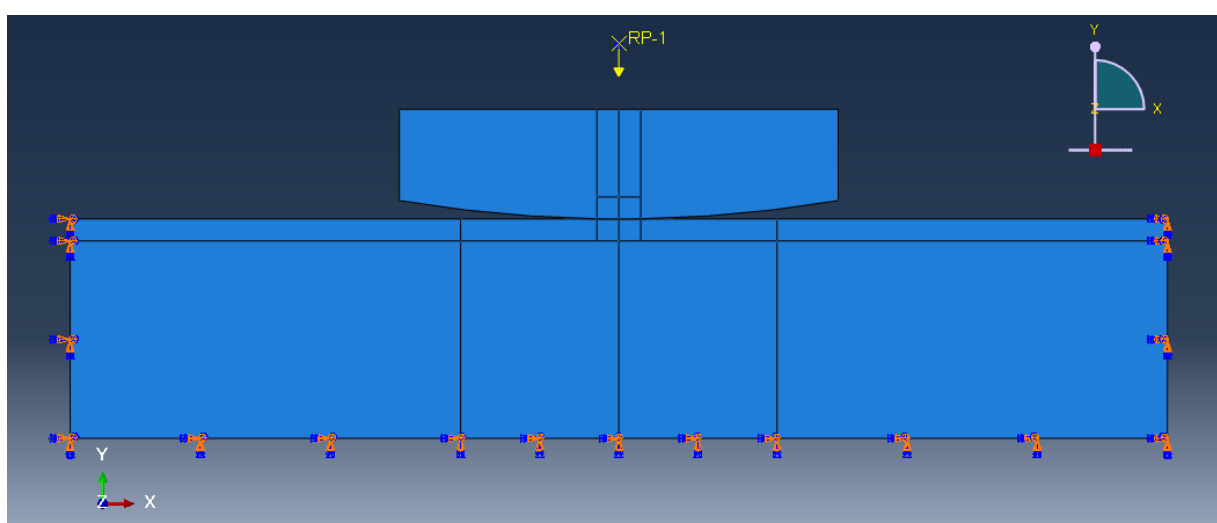


Figura 4.7 Condições de Contorno do Problema 2D.

A malha é retangular e estruturada, os elementos utilizados foram do tipo CPE4R, ou seja, elementos quadriláteros em um estado plano de deformação. Nas regiões de contato foram utilizados elementos de tamanho 0,02 mm, nas demais regiões foi utilizada a malha com *seeds* tipo *bias* para reduzir o número de elementos. A Figura 4.8 apresenta uma visualização mais aproximada da malha na região de contato.

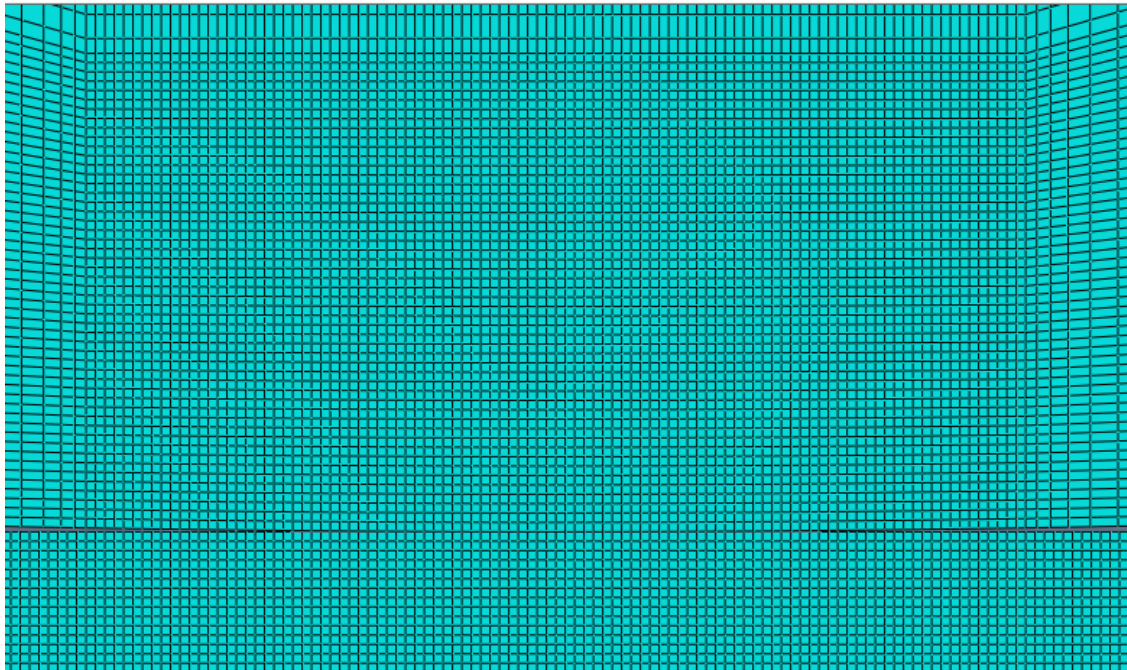


Figura 4.8 Discretização da região de contato utilizando elementos finitos de 0,02 mm.

O contato na simulação numérica foi analisado em três passos (*Steps*). No primeiro passo é aplicado um pequeno deslocamento, que no passo dois foi retirado, somente para facilitar a detecção do contato por parte do *software*. No passo dois é aplicada a carga normal e no três um deslocamento na direção tangencial.

Assim, o problema de contato foi analisado primeiramente através da aplicação da força normal, em seguida, sobreposto à força normal foi aplicado um deslocamento de 6 mm na direção tangencial. Por fim, o efeito do atrito foi levado em conta considerando-se um coeficiente de atrito, $\mu = 0,62$, o qual corresponde ao caso da superfície sem polimento. A Tabela 4.2 mostra essas etapas de forma resumida.

Tabela 4.2 Etapas para Resolução do problema 2D.

Etapa	Descrição
1	Aplicação da força normal (50N, 100N, 200N e 1000N).
2	Etapa 1 mais aplicação de um deslocamento tangencial de 6 mm sem atrito.
3	Etapa dois levando em consideração o efeito do atrito ($\mu = 0,62$).

4.3 RESULTADOS

Os resultados da pressão de contato e tensões para os casos 2D foram obtidos através das formulações de Hertz, tais resultados foram comparados com os resultados numéricos a partir de gráficos que serão apresentados ao longo desta seção.

4.3.1 CONTATO DE CILINDROS SOB EFEITO DA FORÇA NORMAL

A Figura 4.9 mostra o gráfico com a comparação entre a distribuição de pressão ao longo do comprimento de contato entre o método numérico e o analítico para forças normais de 50N, 100N e 200N. A Figura 4.10 mostra essa comparação para a força de 1000N. A partir dessas figuras percebe-se que o método de elementos finitos conseguiu atingir resultados compatíveis com os resultados analíticos.

A Figura 4.11 apresenta o formato da pressão de contato 2D de cilindros com eixos perpendiculares para uma carga normal de 100N, a qual foi obtida através do programa Abaqus. A pressão máxima ocorre no centro da região de contato como esperado. Também é possível comparar o resultado analítico e numérico para a máxima pressão de contato e comprimento do arco de contato através da Tabela 4.3.

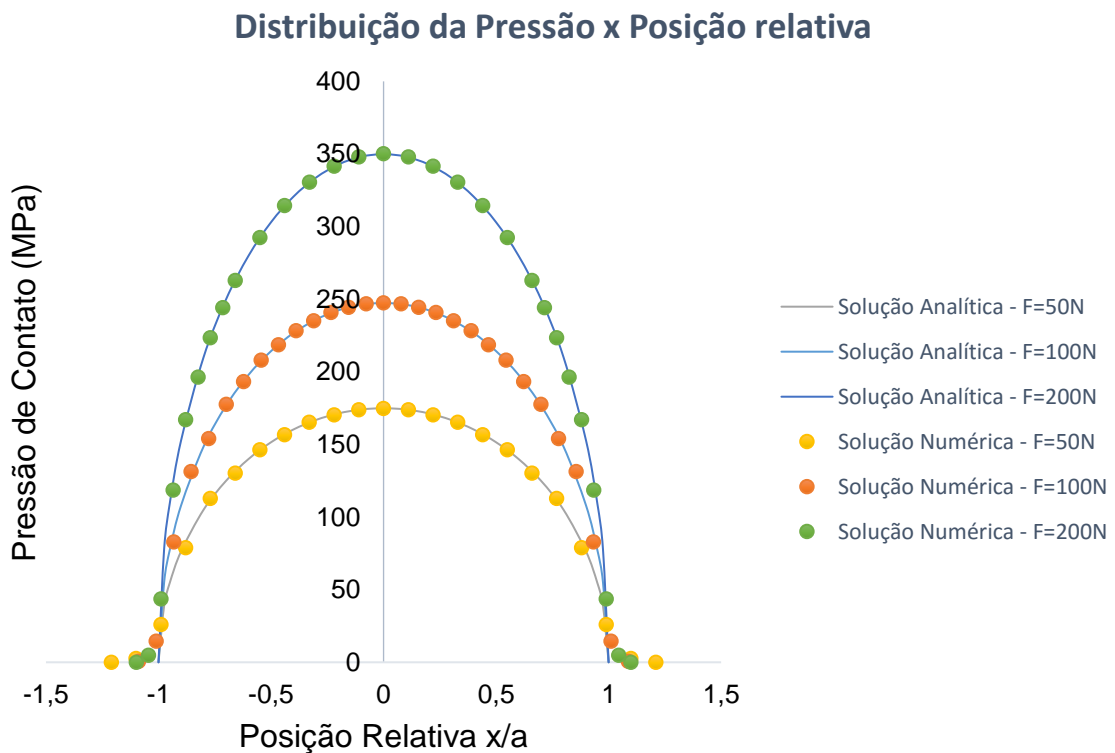


Figura 4.9 Comparação entre o resultado analítico e numérico para pressão de contato em função da posição relativa para uma força aplicada de 50N, 100N e 200N.

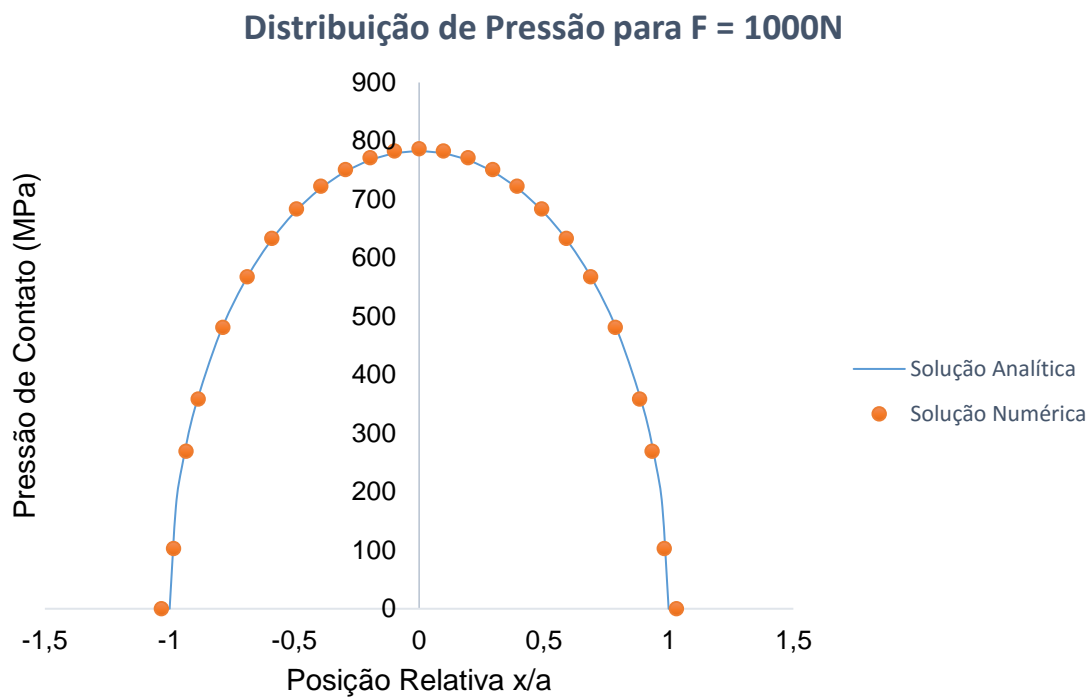


Figura 4.10 Comparação entre o resultado analítico e numérico para pressão de contato em função da posição relativa para uma força aplicada de 1000N.

Embora a solução numérica tenha apresentado resultados muito próximos aos analíticos, nos nós da extremidade da região de contato há uma diferença em relação ao resultado esperado, isso ocorre pois na solução numérica o cálculo do comprimento do arco de contato apresenta um erro relativo expressivo em relação à solução analítica. Tal problema é relatado na própria documentação do programa Abaqus e ocorre devido a um alto gradiente de pressão de contato.

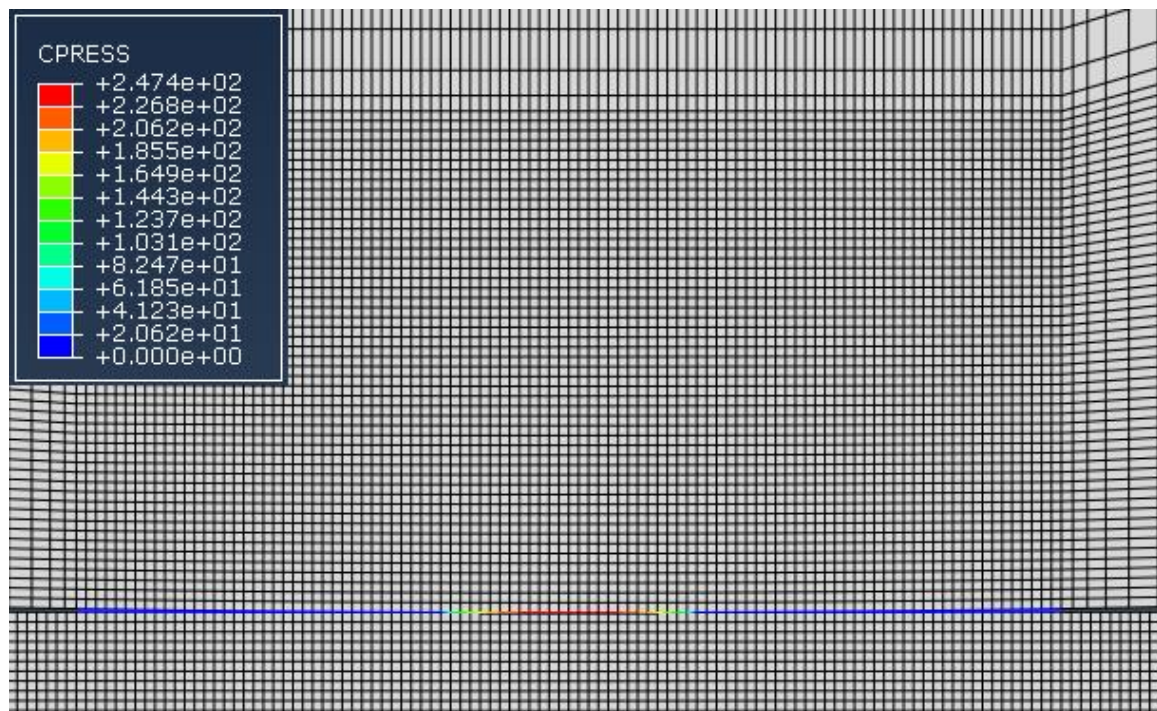


Figura 4.11 Distribuição de pressão para uma força normal de 100N.

Tabela 4.3 Comparação entre os resultados analíticos e numéricos para a máxima pressão de contato e área de contato.

		Numérico	Analítico	Erro relativo (%)
F = 50 N	Pressão máxima de contato (MPa)	174,67	174,95	0,16
	Área de contato (2a) (mm)	0,3800	0,36	4,43
F = 100N	Pressão máxima de contato (MPa)	247,40	247,41	0,01
	Área de contato (2a) (mm)	0,5400	0,5146	4,93
F = 200N	Pressão máxima de contato (MPa)	350,18	349,90	0,08
	Área de contato (2a) (mm)	0,7400	0,7278	1,68
F = 1000N	Pressão máxima de contato (MPa)	786,61	782,39	0,54
	Área de contato (2a) (mm)	1,6600	1,6274	2,00

A partir da Tabela 4.3 percebe-se que o valor da pressão máxima de contato numérica apresenta um baixo erro relativo quando comparada à solução analítica, sendo 0,54% o valor do erro relativo máximo, nos indicando que a modelagem numérica é capaz de gerar bons resultados.

Uma comparação entre o resultado numérico e o analítico para a distribuição de tensão na direção y para forças normais aplicadas de 50N, 100N, 200N e 1000N é apresentada na Tabela 4.4. Tal resultado também pode ser verificado a partir da Figura 4.12, sendo observado que as duas soluções convergem. A curva de tensão para uma força aplicada de 1000N não foi levantada, pois para essa carga as tensões já estariam muito a cima do limite elástico. As soluções analíticas foram obtidas através da Eq. (2.18).

Tabela 4.4 Comparação entre a solução numérica e analítica para a tensão máxima de compressão para forças de 50N, 100N, 200N e 1000N.

F (N)	Tensão de Compressão Máxima (MPa)		Erro relativo
	Numérico	Analítico	
50	-174,30	-174,95	0,37
100	-247,10	-247,41	0,13
200	-349,90	-349,90	0,00
1000	-786,50	-782,39	0,01

Distribuição de Tensão x Posição na direção y

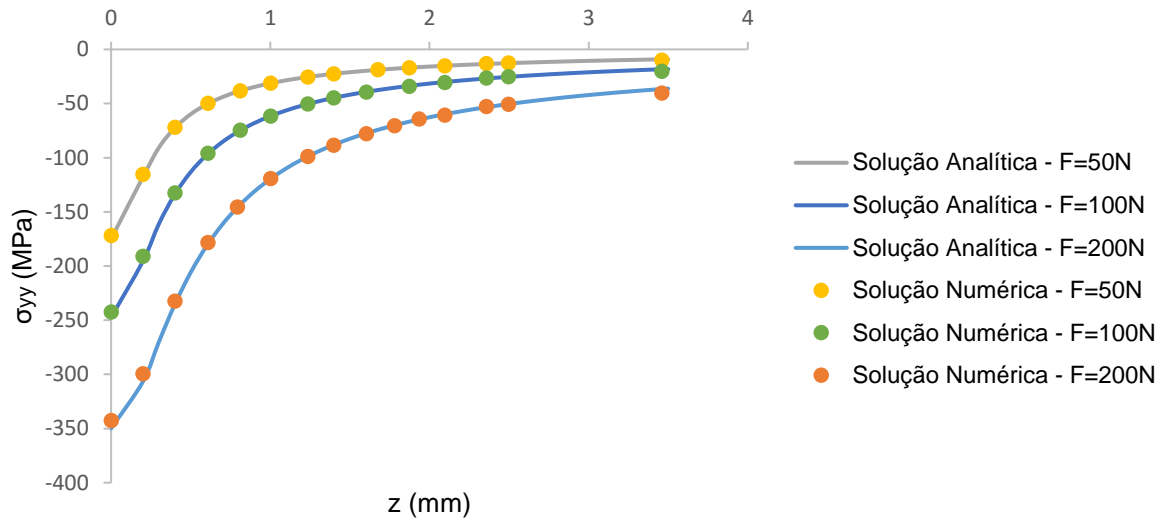


Figura 4.12 Distribuição da tensão na direção y para forças aplicadas de 50N, 100N e 200N.

A partir dos valores das tensões máximas tem-se para as forças de 200N e 1000N que as tensões já se encontram muito acima do limite de escoamento. Para 100 N a tensão se encontra próxima a de escoamento, por isso, as etapas seguintes foram executadas considerando uma força normal aplicada que varia entre 50N e 100N.

A Figura 4.13 e a Figura 4.14 apresentam a distribuição da tensão equivalente de von Mises obtida pela simulação numérica para o caso da aplicação de uma força normal de 50 N e 100N respectivamente.

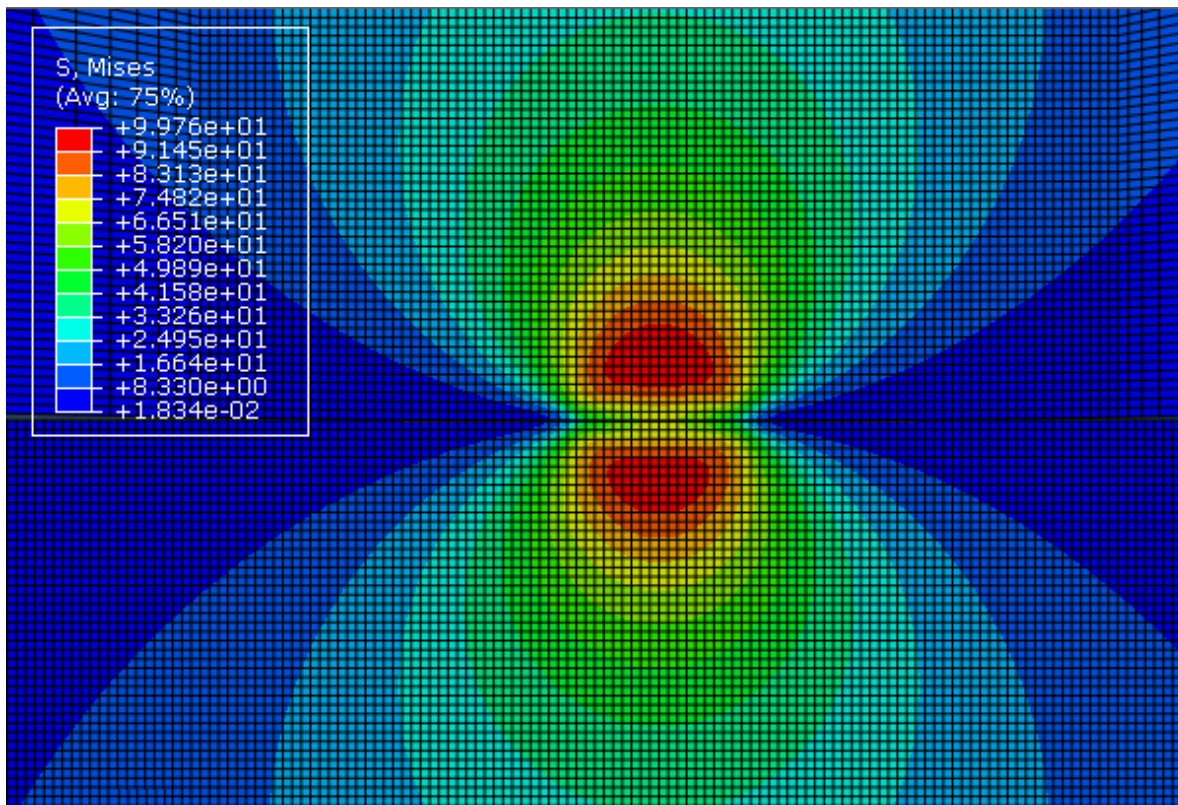


Figura 4.13 Distribuição da tensão de von Mises para F = 50N.

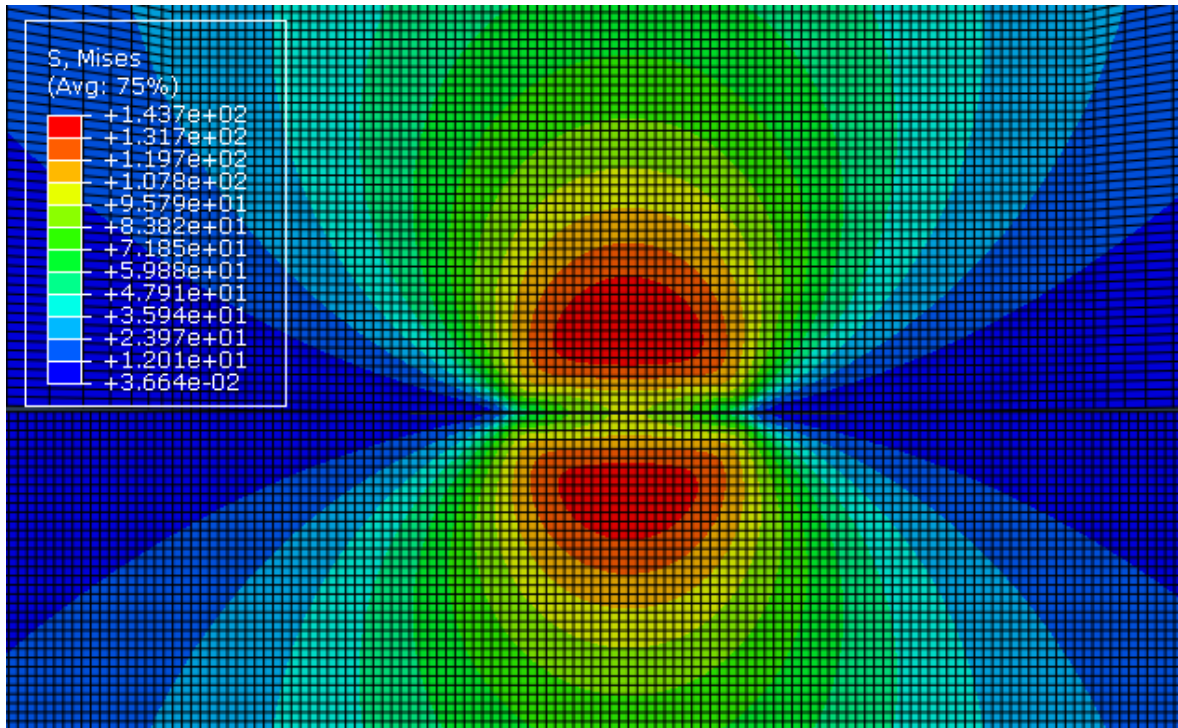


Figura 4.14 Distribuição da tensão de von Mises para $F = 100\text{N}$

Percebe-se que dentro das comparações realizadas, os resultados obtidos foram satisfatórios, já que, a solução numérica se aproxima bastante da solução analítica. No entanto, é importante, tomar cuidado ao utilizar os dados numéricos da área de contato, uma vez que, esses apresentam erros da ordem de 5%.

As simulações também foram executadas utilizando a discretização *node-to-surface*, mas estes apresentaram resultados menos precisos em relação ao *surface-to-surface*, o que já era esperado, já que, pelo próprio manual do Abauqs, em geral, a discretização *surface-to-surface* apresenta resultados de tensão e pressão mais acurada. Tal diferença ocorre porque a discretização *node-to-surface* só resiste penetração dos nós tipo *slave* nos nós *masters*, fazendo com que as forças tendam a se concentrar nos nós *slaves*. Essa concentração leva a picos e vales na distribuição de tensão e pressão sobre a superfície.

4.3.2 CONTATO DE CILINDROS SOB EFEITO DA FORÇA NORMAL E DESLOCAMENTO TANGENCIAL

Depois de verificado que o Método de Elementos Finitos é capaz de gerar bons resultados para a detecção do contato, foi introduzido um deslocamento prescrito de 6 mm na direção tangencial para se aproximar da condição de desgaste. Esse deslocamento aplicado respeita os limites geométricos do problema (vide Figura 4.2).

A Figura 4.15 e a Figura 4.16 mostram a distribuição de tensão equivalente de von Mises após o deslocamento de 6 mm e uma força normal aplicada de 50N e 100N, respectivamente.

O que se encontra dentro do esperado, já que, não há uma grande diferença em relação a distribuição inicial que é mostrada na Figura 4.13 e Figura 4.14.

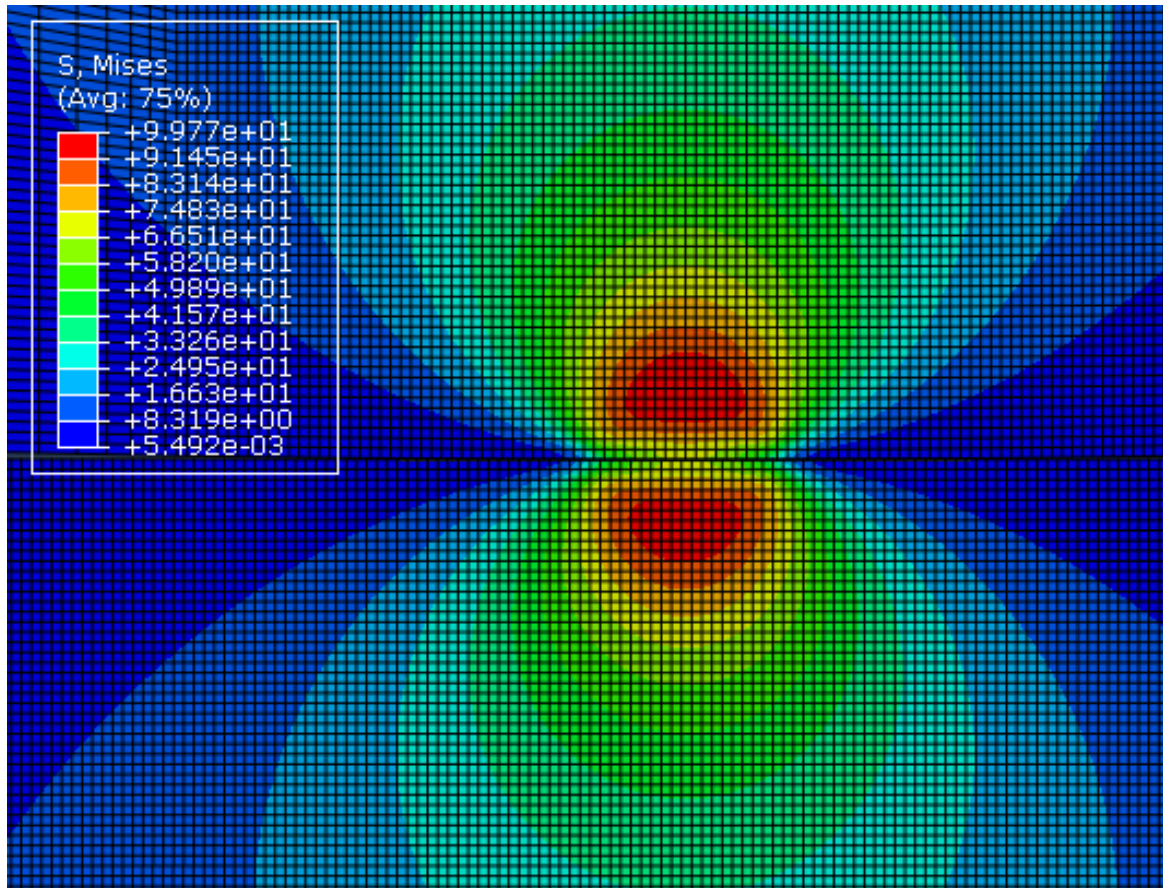


Figura 4.15 Distribuição de Tensão após a aplicação de um deslocamento recíproco de 6mm e força normal de 50N.

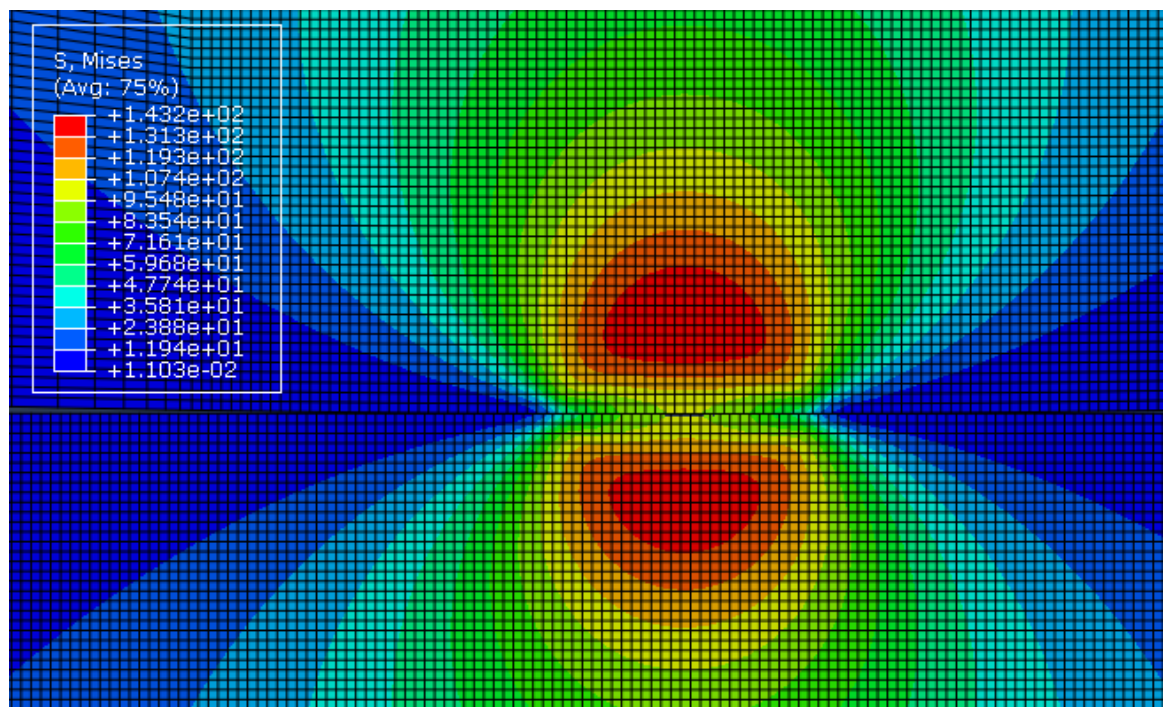


Figura 4.16 Distribuição de Tensão após a aplicação de um deslocamento recíproco de 6mm e força normal de 100N.

Em seguida, obteve-se o comportamento da força normal de contato no ponto ($x=0$), que representa o centro da região de contato, em função do deslocamento para verificar se o refinamento da malha foi

suficiente para não gerar flutuações nesse resultado. Através da Figura 4.17 percebe-se que a força normal permanece praticamente constante durante todo o percurso.

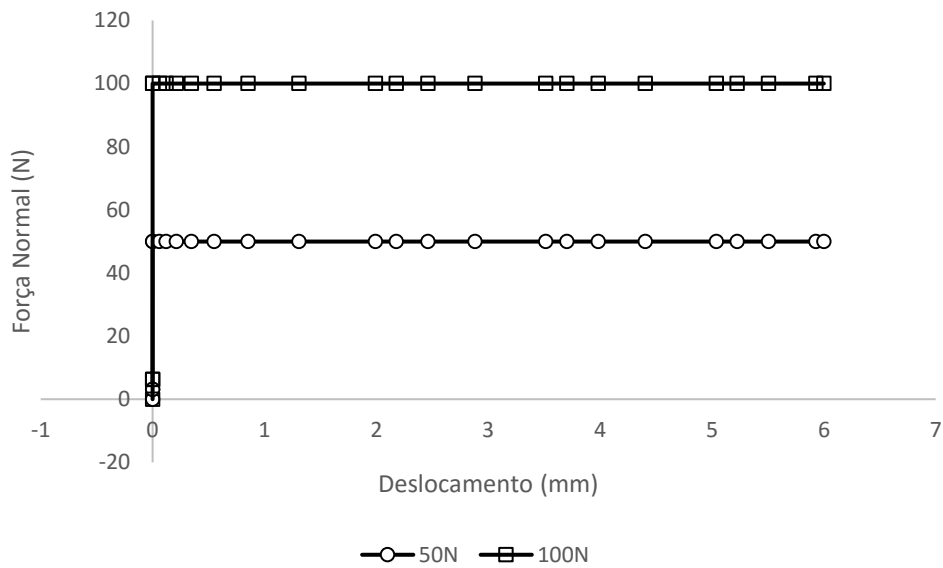


Figura 4.17 Força normal de contato em função do deslocamento para um carregamento externo de 50N e deslocamento prescrito de 6 mm na direção x.

Após verificar que a solução numérica alcança bons resultados para o cálculo da força normal de contato é possível analisar a força de atrito. Foi aplicado um coeficiente de atrito de 0,62 e a formulação de atrito utilizada para a solução numérica foi do tipo multiplicador de Lagrange. A Figura 4.18 mostra a comparação entre os resultados obtidos.

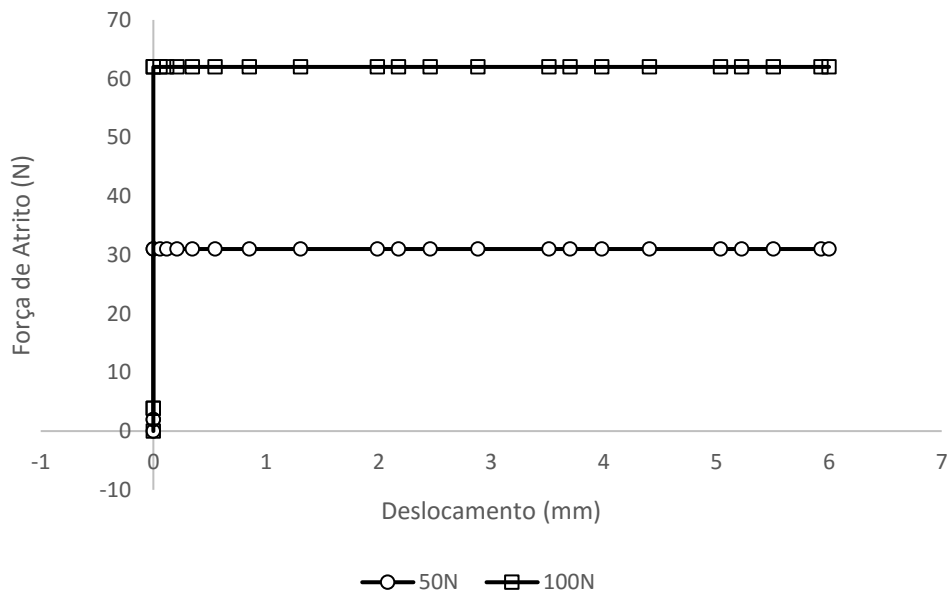


Figura 4.18 Força de atrito em função do deslocamento prescrito para um coeficiente de atrito de 0,62.

A força de atrito se encontra dentro do valor esperado permanecendo praticamente constante, sendo esse resultado compatível com o da força normal obtida anteriormente (sem atrito). A força de atrito e

a força normal devem apresentar pequenas variações, pois os modelos de desgaste utilizados consideram tais forças constantes.

4.3.3 CÁLCULO DO VOLUME DE DESGASTE

O desgaste foi calculado a partir de dois métodos, pelo método de Archard e pelo método da energia dissipada. Para o calcular o volume e a profundidade de desgaste na situação em que o coeficiente de atrito, μ , vale 0,62 foram utilizados os parâmetros de entrada mostrados na Tabela 4.5.

Sendo A_c a área do círculo, já que, para dois cilindros de mesmo raio com eixos perpendiculares em contato, a área de contato é circular (Figura 2.2). O valor de S vale 24 mm pois o deslocamento aplicado foi de 6 mm, para se completar um ciclo de desgaste temos esse deslocamento aplicado quatro vezes. Os valores dos coeficientes de desgastes foram obtidos a partir da referência [28] que possui condições de teste semelhantes às do problema em estudo.

Inicialmente os cálculos foram realizados para duas cargas, 50N e 100N.

Tabela 4.5 Parâmetros de entrada para o cálculo do desgaste.

Parâmetro	$P_1 = 50N$		$P_2 = 100N$	
	Archard	Energia Dissipada	Archard	Energia Dissipada
S (μm)	24000		24000	
a (μm)	181,95		257,31	
A_c (μm^2)	104000		208000	
μ	0,62		0,62	
k ($\mu m^2/N$)	0,074	-	0,074	-
k_e ($\mu m^2/N$)	-	0,13	-	0,13
F_t (N)	-	31	-	62

A Tabela 4.6 mostra os resultados obtidos a partir dos dados da Tabela 4.5, da Eq. (2.50) e Eq. (2.51) para o método de Archard e da Eq. (2.57) para o método da energia dissipada.

Pela formulação de Archard, o volume de desgaste em um ciclo para o caso de um coeficiente de atrito de 0,62 e uma carga normal de 50N vale $88800 \mu m^3$ e a profundidade de desgaste $0,85 \mu m$. Já pelo método da energia dissipada, o volume de desgaste em um ciclo sob as mesmas condições vale $96720 \mu m^3$ e a profundidade de desgaste $0,93 \mu m$. Para uma carga normal aplicada de 100N o volume de desgaste vale $177600 \mu m^3$ e a altura de desgaste $0,85 \mu m$ através do método de Archard. Pelo método da energia dissipada com a carga de 100N o volume de desgaste vale $193440 \mu m^3$ e a altura de desgaste $0,93 \mu m$.

Tabela 4.6 Resultados de desgaste para um ciclo.

Força	Resultado	Archard	Energia Dissipada
50N	V (μm^3)	88800	96720
	h (μm)	0,85	0,93
100N	V (μm^3)	177600	193440
	h (μm)	0,85	0,93

Percebe-se da Tabela 4.6 que a altura de contato é a mesma independentemente da força aplicada. Isso acontece porque o volume de desgaste aumenta com a carga aplicada (Eq. (2.50) e (2.53)) na mesma proporção que a área de contato (Eq. (4.1)), fazendo com o que a altura de desgaste para um ciclo permaneça constante.

$$A = \pi a^2 = \pi \frac{4PR^*}{\pi E^*} = \frac{4PR^*}{E^*}. \quad (4.1)$$

Sendo a o semi comprimento de contato obtido através da Eq. (2.16).

Das Equações (2.51), (2.53) e (4.1), tem-se que a altura de desgaste independe da força aplicada (Eq. (4.2)).

$$h = \frac{kSP}{\frac{4PR^*}{E^*}} = \frac{kSE^*}{4R^*}. \quad (4.2)$$

Com os valores obtidos para a área de contato, profundidade de desgaste e volume de desgaste é possível determinar a profundidade de desgaste para um dado número de ciclos, Eq. (2.52), sabendo-se que a altura de desgaste corresponde ao volume de desgaste dividido pela área de contato (Eq. (2.51)). A Figura 4.19 apresenta a evolução da altura de desgaste em função do número de ciclos.

A relação linear entre as duas variáveis ocorre porque a área de contato foi considerada constante durante todo o processo, só havendo variação de área ao se variar a força aplicada, o que é uma aproximação aceitável, já que, a área de contato é pequena quando comparada ao tamanho do diâmetro e o material ainda se encontra no regime elástico.

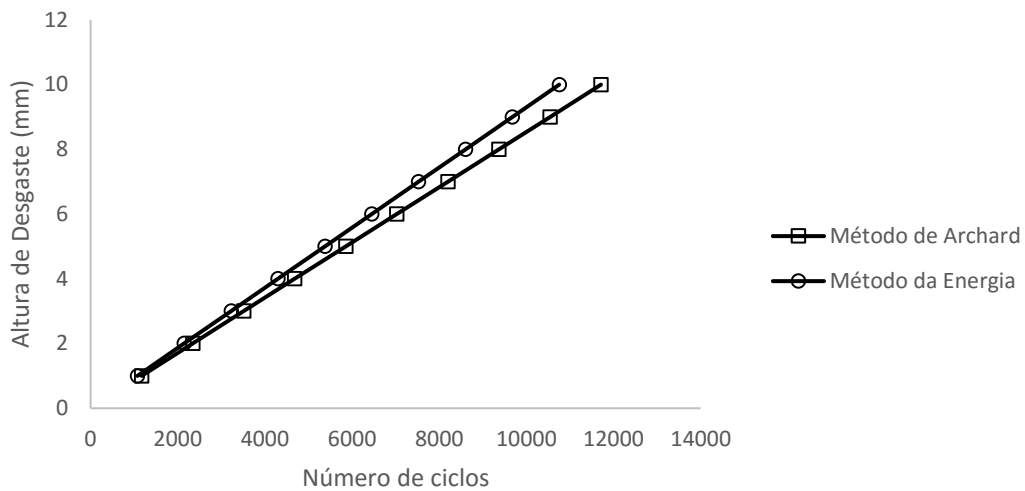


Figura 4.19 Altura de desgaste em função do número de ciclos.

4.3.4 ESTIMATIVA DO TEMPO DE VIDA

Em seguida, determinou-se o número máximo de ciclos para que não haja plasticidade na zona de contato, sabendo que σ_y vale 240 MPa, e a profundidade de desgaste correspondente. Essa etapa foi realizada a partir de um programa em VBA (que se encontra em anexo) que faz uma iteração para cada ciclo de desgaste. Como o desgaste causa uma redução do raio do cilindro, o programa atualiza o raio a cada ciclo de acordo com o desgaste correspondente do ciclo, até que a pressão máxima de contato se encontre no máximo valor a baixo da tensão de escoamento. Esse estudo foi realizado para forças variando entre 50N e 94N, já que, a partir de 94N o material já sofre plasticidade.

A Tabela 4.7 mostra o resultado obtido para o diâmetro final, a altura de desgaste, o número máximo de ciclo através do método de Archard e da energia dissipada e a diferença relativa entre o número máximo de ciclos obtido através do método de Archard em relação ao método da energia dissipada.

Tabela 4.7 Número máximo de ciclos de acordo com a força aplicada.

F (N)	D_f (mm)	h (mm)	Número de ciclos		
			Archard	Energia Dissipada	Diferença Relativa
50	63,8	56,2	65863	60469	9%
60	76,5	43,5	50927	46757	9%
70	89,3	30,7	35991	33044	9%
80	102,0	18,0	21055	19331	9%
90	114,8	5,2	6120	5619	9%
94	119,9	0,1	145	133	9%

Da Tabela 4.7 observa-se que há uma grande variação do tamanho do diâmetro final de acordo com a força aplicada. Sendo 120mm o diâmetro inicial, ele sofre uma redução de 0,1 mm para uma força aplicada de 94N e uma redução de 56,2 mm para uma força aplicada de 50N.

Para a maior força aplicada, $F = 94\text{N}$, através do método de Archard o material se encontra em plasticidade a partir de 145 ciclos. Pelo método da energia dissipada o material resiste a menos ciclos do que através do método de Archard, sendo 133 o número máximo de ciclos.

Percebe-se que ao se aumentar a carga em 1,8 vezes, passando de 50N para 90N, o tempo de vida reduz de 60469 ciclos para 5619 ciclos (pelo método da energia), que corresponde a uma redução de 10,8 vezes. Ou seja, um pequeno aumento na carga aplicada leva a uma grande redução do tempo de vida.

Para os casos em que a profundidade de desgaste é muito alta, é importante observar a distribuição de tensão interna para verificar se o material escoou na seção transversal e falha por fratura dúctil. Foi feita uma simulação para o caso de $F = 50\text{ N}$, considerando um diâmetro de 63,8 mm que corresponde ao diâmetro final após 60469 ciclos. Como resultado, as tensões se concentram somente próximo a região de contato não ocorrendo a fratura dúctil. Isso acontece porque o carregamento aplicado é baixo, caso estivessem sendo analisadas cargas maiores a falha poderia ocorrer por fratura dúctil apesar da amarra não desenvolver plasticidade na zona de desgaste.

A Figura 4.20 mostra a relação entre o volume de desgaste e o número de ciclos. Percebe-se que há uma relação linear entre as duas variáveis e que os resultados encontrados pelos dois métodos são muito próximos. Como a inclinação da reta para força de 90N é maior que para de 50N, isso significa que para um dado número de ciclos, o volume de desgaste será maior quanto maior for a força aplicada. Através desse gráfico também é possível perceber a grande diferença entre o tempo de vida de acordo com o carregamento aplicado.

Através dos resultados obtidos, tem-se que em relação ao método da energia dissipada, o método de Archard apresentou uma diferença relativa de aproximadamente 9% para o número máximo de ciclos para que não haja plasticidade e de 8% para o volume de desgaste. Uma diferença em relação ao resultado obtido através dos dois métodos era esperada, já que, resultados experimentais mostram que a correlação do ajuste linear é melhor para o método da energia do que pelo método clássico. Ou seja, o resultado obtido pelo método da energia de desgaste é mais confiável.

No entanto, o valor da diferença entre os resultados pode ter sido acentuado, porque na bibliografia utilizada para a obtenção do valor dos coeficientes de desgaste [28], o valor do coeficiente de atrito apresentava algumas variações e aqui considerou-se esse valor constante e igual a 0,62, sendo que o valor desse coeficiente impacta diretamente na equação da energia dissipada (Eq. (2.57)). Um valor médio considerado ideal para k_e seria alcançado através do quociente entre k e o valor médio do coeficiente de atrito.

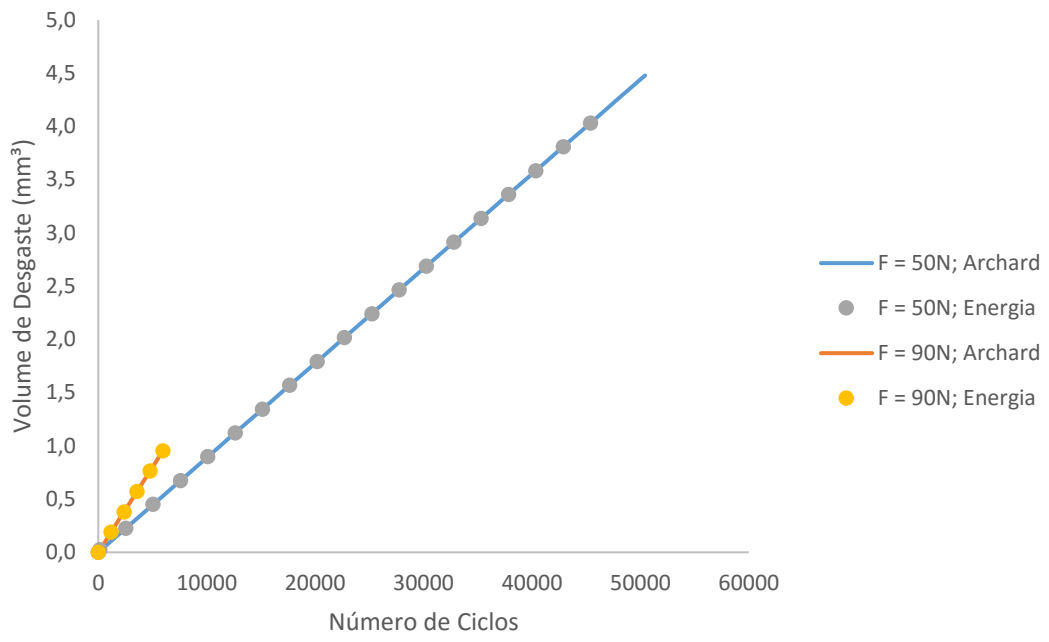


Figura 4.20 Volume de desgaste em função do número de ciclos

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho modelou e simulou o fenômeno de desgaste entre componentes de amarração de plataformas petrolíferas *offshore* que operam em pequenas amplitudes de deslocamento, baixas tensões e dentro do regime elástico. A partir do modelo criado foi possível analisar o nível de esforços, através da distribuição da pressão de contato e comprimento de contato, e de desgaste, através do volume de desgaste e do tempo de vida para que não haja plasticidade.

Como no estudo em questão deseja-se trabalhar predominantemente dentro do regime elástico, conclui-se que cargas superiores a 100N se encontram fora das condições desejadas, já que para essas cargas o material já apresenta tensões superiores ao limite de escoamento. Como os carregamentos aplicados são muito baixos, eles não são suficientes para fazer com que haja escoamento na seção transversal e os componentes falhem por fratura dúctil. Caso os carregamentos aplicados fossem muito maiores seria necessário analisar este critério de falha.

O método de elementos finitos pode ser usado para análises de mecânica do contato apresentando resultados compatíveis com os resultados analíticos. Para os valores de pressão, o erro foi da ordem de 0,5%, já para a área de contato os valores se afastam um pouco da solução analítica (erro de 5%) devido a uma limitação por parte da simulação numérica. Para que bons resultados sejam atingidos para a solução de um problema de contato através do método numérico é necessário um cuidado especial em relação à modelagem do problema, principalmente em relação à malha que deve ser preferencialmente estruturada para obter resultados mais precisos e obrigatoriamente possuir vários elementos na região de contato.

Para o cálculo de desgaste, sempre que disponíveis dados que possibilitem o cálculo através da energia dissipada, esses devem ser utilizados por apresentarem resultados mais precisos e por poderem ser utilizados em situações menos estáveis quando comparado ao método clássico. A diferença entre os resultados obtidos entre o método de Archard e da energia dissipada ocorre porque a energia dissipada apresenta uma correlação linear melhor que o método de Archard. Além disso, tal discrepância intensificou-se pelo fato do valor do coeficiente de atrito, $\mu = 0,62$, utilizado no estudo em questão, tratar-se de um valor aproximado.

Para que não ocorra plasticidade ao se aplicar uma força de 50N o número máximo de ciclos deve ser 65863 pela formulação de Archard e 60469 ciclos pelo método da energia dissipada, os volumes de desgaste correspondentes são aproximadamente 5,8 mm³ para os dois métodos, ou seja, há pouco desgaste até que se inicie o regime plástico. A força de 94N já se encontra no limite para que haja plasticidade, por isso, a expectativa de vida para essa força é muito baixa, ocorrendo somente 133 ciclos com o material ainda no regime elástico gerando um pequeno volume de desgaste de 0,02 mm³. Percebe-se que o tempo de vida reduz de maneira bem mais rápida que o crescimento da força aplicada.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] <http://www.petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/areas-de-atuacao/exploracao-e-producao-de-petroleo-e-gas/>, última visualização 23/06/2015.
- [2] Ribeiro, M. L. P. G. **Concepção de manifolds de submarinos para lançamento pendular em águas ultra profundas**. 2008.
- [3] http://www.rigzone.com/training/insight.asp?insight_id=358&c_id=17, última visualização 23/06/2015.
- [4] Morais, J. M. **PETRÓLEO EM ÁGUAS PROFUNDAS: Uma história tecnológica da PETROBRAS na exploração e produção offshore**. 2013.
- [5] **Petrobras Mooring Concept “Pre-Salt”** – Internal Report, December, 2014.
- [6] Doca, T. **PRODEM Seminar on Computational Contact Mechanics**. 2010.
- [7] Johnson, K. L. **Contact Mechanics**. 2003.
- [8] Stachowiak, G.W. **Wear : Materials, Mechanisms and Practice**. 2006.
- [9] Giacchini, B. L. **Uma breve introdução ao Método dos Elementos Finitos**. 2012.
- [10] Hughes, T. J. R. **The Finite Element Method: Linear Static and dynamic finite element analysis**. Prentice-Hall. 1987.
- [11] Wriggers, P. **Computational Contact Mechanics**. Springer. Second Edition, 2006.
- [12] Summer-Smith, D.; Neale, M. J. **Failure patterns and failure analysis - The Tribology Handbook**. (cd M.J. Neale). 2nd edition. Section D1, Butterworth Heinemann, London, 1995.
- [13] Rajan, B.S. **Cost Bbenefit Analysis of Condition Monitoring in Batch Process plants**. Pph. D. Thesis, University of Wales, 1998.
- [14] Godet, M. **The third body approach, a mechanical point of view of wear**. *Wear* 100 p. 437-452, 1984.
- [15] Berthier, Y. ; Vincent, L. ; Godet, M. **Velocity accommodation in fretting**. *Wear* 180 25-38t, 1995.
- [16] Fouvry, S. et all. **An Energy description of wear mechanisms and its applications to oscilating sliding contacts**. 2003.
- [17] Kato, K. ; Adachi K, **Wear Mechanisms**. 1988.
- [18] Buckley D. H., **Surface Effects in Adhesion, Friction, Wear and Lubrification**. Elsevier, Amsterdam. 1981.
- [19] Gong D., ; Xue Q. ; Wang. H. **ESCA Study on Tribochemical Characteristics of Filled PTFE**. *Wear*, Vol. 148, 1991.

- [20] Stachowiak, G. W.; Batchelor, A. W. **Engineering Tribology**. Butterworth Heinemann, 2nd Ed, 2001.
- [21] Mindlin, R.D. **Compliance of Elastic Bodies in Contact**. Journal of Applied Mechanics, Vol. 71, 1949.
- [22] Cattaneo, C. **Sul Contatto di Due Corpi Elastici: Distribuzione Locale Degli Sforzi**. Rendiconti dell'Accademia Nazionale dei Lincei, Vol. 27, 1938.
- [23] Rabinowicz, E. **Friction and Wear of Materials**. Ch. 6, 2003.
- [24] Holm, R. **Electric Contacts, Theory and Application**. 4th ed, Springer-Verlag, New York, 1981.
- [25] Archard, J.F. **Contact and Rubbing of Flat Surface**. J. Appl. Phys, 1953.
- [26] Chattopadhyay R. **Surface Wear: Analysis, Treatment and Prevention**. ASM International, 2001.
- [27] Thompson, J.M. ; Thompson, M. K. **A proposal for the calculation of wear**. 2006.
- [28] Ramalho, A. ; Miranda, J. C. **The relationship between wear and dissipated energy in sliding systems**. 2006.
- [29] Fouvry, S. et al. **Development of a friction energy capacity approach to predict the surface coating endurance under complex oscillating sliding conditions**. Tribol. Int. 69-79, 2005.
- [30] Mohrbacher H. ; Blanpain B. ; Celis J.P., Roos J.R. **Oxidational wear of TiN coating on tool steel and nitrided tool steel in unlubricated fretting**. Wear 180, p. 43-52, 1995.
- [31] Fouvry S. ; Kapsa Ph. **An Energy description of hard coatings wear mechanisms**. Surf. Coat. Technol. 138 141-148, 2001.
- [32] Fouvry S. ; Kapsa Ph. ; Zahouani H. ; Vincent L. **Wear analysis in fretting off Hard coatings through a dissipated energy concept**. Wear 203-204 ; 236-242, 1997.
- [33] Doca, T. Zegatti Silva, M, Araújo J.A. **Numerical analysis of mooring connectors under fretting effects**. Int S on Fretting Fat, 2016.

Código para cálculo do número máximo de ciclos.

```

Sub Tempo_Vida()

    Dim i As Integer
    Dim sigma As Integer
    Dim Nt(1 To 6) As Double
    Dim P(1 To 6) As Integer

    Pi = 4 * Atn(1)

    'Forças que serão utilizadas na simulação
    P(1) = 50 '[N]
    P(2) = 60 '[N]
    P(3) = 70 '[N]
    P(4) = 80 '[N]
    P(5) = 90 '[N]
    P(6) = 94 '[N]

    'Parâmetros de Contato
    sigma = 240 'Tensã de Escoamento [MPa]
    v1 = 0.3 'Coeficiente de Poisson do material 1
    v2 = 0.3 'Coeficiente de Poisson
    E1 = 210000 'Módulo de Elasticidade do material 1[MPa]
    E2 = 210000 'Módulo de Elasticidade do material 2[MPa]
    'Módulo de elasticidade equivalente
    E_eq = ((1 - v1 ^ 2) / E1 + (1 - v2 ^ 2) / E2) ^ (-1)
    R_0 = 60 '[mm] 'Raio dos cilindros

    'Método de Archard
    'Parâmetros de Desgaste
    k = 0.074 '[um³/n]
    S = 24000 '[um]
    'Iterações
    'i = contador para as forças

    linha = 21
    'Linha do excel onde os resultados serão mostrados

    For i = 1 To 6
        V_w = k * P(i) * S 'Volume de desgaste [um³]
        p_max = 0
        Nt(i) = 0
        R = R_0 '[mm]
        h_total = 0
        a = Sqr((4 * P(i) * R_0) / (Pi * E_eq))
        Area = Pi * a ^ 2 * 1000 * 1000 '[um²]
        Do
            R = R - h * 0.001 / 2
            p_max = 2 * P(i) / (Pi * (Sqr((4 * P(i) * R) / (Pi * E_eq)))) '[MPa]
            h = V_w / Area '[um]
            h_total = h_total + h
            Nt(i) = Nt(i) + 1
        Loop While p_max < sigma
    
```

```

Cells(linha, "V").Value = 2 * R
Cells(linha, "W").Value = h_total * 0.001
Cells(linha, "X").Value = Nt(i)
Cells(linha, "Y").Value = V_w / (1000 ^ 3)
linha = linha + 1
Next

'Método da Energia Dissipada
'Parâmetros de Desgaste
k_e = 0.13 ' [um²/n]
S = 24000 ' [um]
atrito = 0.62
linha_Energia = 21

'Iterações
For i = 1 To 6
    F_at = atrito * P(i)
    V_w = k_e * F_at * S 'Volume de desgaste [um³]
    p_max = 0
    Nt(i) = 0
    R = R_0
    a = Sqr((4 * P(i) * R_0) / (Pi * E_eq))
    Area = Pi * a ^ 2 * 1000 * 1000 ' [um²]
    h_total = 0
    Do
        R = R - h * 0.001 / 2
        p_max = 2 * P(i) / (Pi * (Sqr((4 * P(i) * R) / (Pi * E_eq)))) ' [MPa]
        h = V_w / Area ' [um]
        h_total = h_total + h
        Nt(i) = Nt(i) + 1
    Loop While p_max < sigma

    Cells(linha_Energia, "y").Value = Nt(i)
    linha_Energia = linha_Energia + 1
Next
End Sub

```