

Marcus Vinicius de Souza Ferraz

**Interação fluido-estrutura no contato lubrificado entre asperezas e plano
rígido via elementos finitos**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Modelagem Computacional, da Universidade Federal de Juiz de Fora como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Modelagem Computacional.

Orientador: Profa. D.Sc. Flávia de Souza Bastos

Coorientador: Profa. D.Sc. Sara Del Vecchio

Juiz de Fora

2018

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Ferraz, Marcus Vinicius de Souza.

Interação fluido-estrutura no contato lubrificado entre asperezas e plano rígido via elementos finitos / Marcus Vinicius de Souza Ferraz. -- 2018.

105 f. : il.

Orientadora: Flávia de Souza Bastos

Coorientadora: Sara Del Vecchio

Dissertação (mestrado acadêmico) - Universidade Federal de Juiz de Fora, ICE/Engenharia. Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, 2018.

1. Superfícies rugosas. 2. Lubrificação. 3. Contato. 4. Descrição Lagrangiana-Euleriana Arbitrária. 5. Método dos elementos finitos. I. Bastos, Flávia de Souza, orient. II. Vecchio, Sara Del, coorient. III. Título.

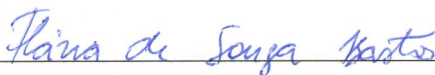
Marcus Vinicius de Souza Ferraz

**Interação fluido-estrutura no contato lubrificado entre asperezas e plano
rígido via elementos finitos**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Modelagem Computacional, da Universidade Federal de Juiz de Fora como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Modelagem Computacional.

Aprovada em 27 de fevereiro de 2018.

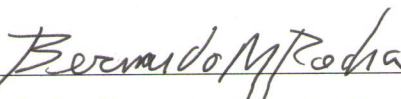
BANCA EXAMINADORA



Profa. D.Sc. Flávia de Souza Bastos - Orientador
Universidade Federal de Juiz de Fora




Profa. D.Sc. Sara Del Vecchio - Coorientador
Instituto Federal de Educação do Sudeste de Minas Gerais



Prof. D.Sc. Bernardo Martins Rocha
Universidade Federal de Juiz de Fora



Prof. D.Sc. João Nisan Correia Guerreiro
Laboratório Nacional de Computação Científica



Prof. D.Sc. Renato Françoso de Ávila
Instituto Federal de Educação do Sudeste de Minas Gerais

*Dedico este trabalho aos meus
primeiros e maiores mestres –
meus pais, Vera e Milton.*

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço a Deus por me possibilitar esta realização, dando-me forças para cada novo dia e por me guiar em minhas escolhas.

Agradeço à minha mãe, Vera e ao meu pai, Milton – meus exemplos de vida, pelo apoio, carinho e amor incondicionais. Sem vocês nada teria sentido.

À minha orientadora Flávia, por todos os ensinamentos, por toda atenção dada desde a minha graduação e por compartilhar todo o conhecimento necessário à realização deste trabalho. Foi uma caminhada de muito aprendizado e conquistas! Obrigado pela amizade e paciência.

À minha coorientadora Sara, pela dedicação e por toda a ajuda concedida à realização deste trabalho, pelas correções, revisões e incentivo.

Aos meus amigos do PPGMC, em especial os do "Hardcore", funcionários e demais professores, fica aqui minha gratidão por todos os ensinamentos e momentos compartilhados durante esta jornada.

Agradeço também aos professores João e Bernardo por aceitarem o convite de participação na avaliação desta dissertação. Ao João pela receptividade no LNCC e pela parceria no projeto de pesquisa que vem sendo desenvolvido. Obrigado pela oportunidade de aprendizado. Ao Bernardo por ser mais um membro desta equipe de orientadores para o doutorado. Meus sinceros agradecimentos!

*A persistência é o menor caminho
do êxito.*

(Charles Chaplin)

RESUMO

O conhecimento da topografia das superfícies e uma compreensão da interação entre elas é essencial para qualquer estudo que envolva os fenômenos de atrito, desgaste e lubrificação. O estudo da relação entre o atrito e os parâmetros de rugosidade é um problema difícil e de interesse tanto industrial como acadêmico e trabalhos experimentais e teóricos têm mostrado que uma película de fluido entre duas superfícies rugosas em movimento relativo impede o contato sólido - sólido e pode proporcionar atrito muito baixo e desgaste desprezível. A modelagem matemática utilizada neste trabalho é baseada em modelos clássicos, tais como a equação de Reynolds para a descrição dos fenômenos hidrodinâmicos e as formulações de Hertz (1896) e Greenwood e Williamson (1966) para a modelagem do contato das asperezas entre as superfícies rugosas. Para tratar a complexidade das interações entre o fluido e os pares sólidos contactados, a descrição Lagrangiana-Euleriana Arbitrária é apresentada nesta pesquisa. Através do Método dos Elementos Finitos um modelo tridimensional é gerado no Abaqus[®], a fim de identificar as pressões de contato, as tensões tangenciais e normais resultantes e os coeficientes de atrito decorrentes do deslizamento entre uma superfície texturizada e lubrificada e um plano rígido (em analogia aos modelos de contato clássicos), cujos perfis de rugosidade são construídos a partir de informações da rugosidade média quadrática de superfícies dentárias. São avaliados também a sensibilidade de alguns parâmetros do lubrificante na determinação do coeficiente de atrito e são propostos modelos com condições de contorno distintas. Entretanto, para a verificação destes últimos busca-se reproduzir qualitativamente o resultado encontrado por Lorentz (2013) na investigação numérica de sistemas tribológicos no regime misto de lubrificação. A metodologia aqui proposta emerge como uma alternativa eficaz no campo da Tribologia, na predição do coeficiente de atrito e outras variáveis pertinentes a um fenômeno ainda pouco compreendido. Realiza-se uma análise de sensibilidade dos parâmetros de modelagem, a fim de identificar como os mesmos afetam consideravelmente o comportamento mecânico na interface de contato.

Palavras-chave: Superfícies Rugosas. Lubrificação. Contato. Descrição Lagrangiana-Euleriana Arbitrária. Métodos dos Elementos Finitos. Abaqus[®].

ABSTRACT

The knowledge of the topography of surfaces and an understanding of the interaction between them is essential for any study involving the phenomena of friction, wear and lubrication. The study of the relationship between friction and roughness parameters is a difficult problem of both industrial and academic interest and experimental and theoretical works have shown that a fluid film between two rough surfaces in relative motion prevents solid - solid contact and can provide very low friction and negligible wear. The mathematical modeling used in this paper is based on classical models, such as the Reynolds equation for the description of the hydrodynamic phenomena and the formulations of Hertz (1896) and Greenwood e Williamson (1966) of the contact between the asperities of rough surfaces. To address the complexity of the interactions between the fluid and the contacted solid pairs, the Lagrangian-Eulerian Arbitrary description is presented in this research. Through the Finite Element Method, a three-dimensional model is generated in Abaqus[®] to identify contact pressures, resulting tangential and normal stresses, and friction coefficients resulting from sliding between a textured and lubricated surface and a rigid plane (in analogy to classic contact models), whose roughness profiles are constructed from information on the quadratic roughness of dental surfaces. The sensitivity of some lubricant parameters in the determination of the coefficient of friction is also evaluated and models with different boundary conditions are proposed. However, for the verification of the latter, it is sought to qualitatively reproduce the result found by Lorentz (2013) in the numerical investigation of tribological systems without mixed lubrication regime. A methodology proposed here emerges as an effective alternative in the field of Tribology, in the prediction of the coefficient of friction and other relevant variables to a phenomenon still little understood. A sensitivity analysis of the modeling parameters is performed, in order to identify how they considerably affect the mechanical behavior at the contact interface.

Keywords: Rough Surfaces. Lubrication. Contact. Arbitrary Lagrangian-Eulerian Description. Finite Elements Method. Abaqus[®].

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	Contextualização	20
1.2	Motivação	22
1.3	Objetivos	23
1.4	Organização	24
2	ATRITO E LUBRIFICAÇÃO	26
2.1	Atrito	26
2.2	Lubrificação	28
2.2.1	<i>Regimes de Lubrificação</i>	29
2.2.1.1	<i>Lubrificação Hidrodinâmica</i>	31
2.2.1.2	<i>Lubrificação Elastohidrodinâmica</i>	32
2.2.1.3	<i>Lubrificação Limítrofe</i>	33
2.2.1.4	<i>Lubrificação Mista</i>	33
2.2.2	<i>Equação de Reynolds Generalizada</i>	33
2.2.3	<i>Viscosidade e Fluidos Newtonianos</i>	36
2.2.4	<i>Escoamento compressível versus incompressível</i>	37
3	ANÁLISE DO CONTATO ENTRE SUPERFÍCIES RUGOSAS	38
3.1	Caracterização das Superfícies Rugosas	38
3.2	Modelo de Contato de Hertz para duas asperezas simples	41
3.3	Modelo de contato entre superfícies rugosas com asperezas idênticas	43
3.4	Análise do contato por Greenwood & Williamson	45
4	FORMULAÇÃO LAGRANGIANA-EULERIANA ARBITRÁRIA (ALE)	47
4.1	Notações preliminares da Mecânica do Contínuo	50
4.1.1	<i>Movimento material, deslocamento, velocidade e aceleração da malha</i>	50
4.1.2	<i>Derivada material e velocidade convectiva</i>	52

4.1.3	<i>Relações entre a descrição ALE e as formulações Euleriana e Lagrangiana</i>	54
4.2	Leis de Conservação na formulação ALE	57
4.2.1	<i>Conservação de massa (Equação da Continuidade)</i>	57
4.2.2	<i>Conservação da quantidade de movimento linear</i>	57
5	IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL	59
5.1	Programa de elementos finitos Abaqus [®]	59
5.1.1	<i>Considerações sobre a modelagem ALE via Abaqus[®]</i>	60
5.1.2	<i>Exemplificação</i>	62
6	MODELOS NUMÉRICOS DO CONTATO LUBRIFICADO.....	65
6.1	Modelos preliminares	66
6.1.1	<i>Descrição dos modelos</i>	66
6.1.2	<i>Análise de Convergência de Malha</i>	68
6.1.3	<i>Resultados</i>	69
6.2	Modelo de contato lubrificado por Lorentz (2013)	71
6.2.1	<i>Descrição do modelo de Lorentz (2013)</i>	71
6.2.2	<i>Resultados obtidos na reprodução do modelo de Lorentz (2013)</i> .	74
6.3	Aplicação das propriedades do contato dentário lubrificado	77
6.3.1	<i>Descrição do modelo</i>	77
6.3.2	<i>Resultados do modelo de contato lubrificado aplicado às superfícies dentárias</i>	79
6.3.2.1	<i>Forças Resistivas: componentes tangencial e normal e tensões</i>	79
6.3.2.2	<i>Coefficiente de atrito e Pressão de Contato</i>	81
6.3.3	<i>Análise de Sensibilidade</i>	83
6.3.3.1	<i>Influência da velocidade de deslizamento no coeficiente de atrito</i>	83
6.3.3.2	<i>Influência do gradiente de pressão no coeficiente de atrito</i>	84
6.3.3.3	<i>Influência da viscosidade dinâmica do fluido no coeficiente de atrito</i>	86
6.3.3.4	<i>A direção do deslizamento no coeficiente de atrito</i>	87
7	CONSIDERAÇÕES FINAIS	88
7.1	Conclusões	88
7.2	Trabalhos Futuros	89

APÊNDICES	93
-----------------	----

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

1.1	Dente (canino inferior) com perda de estrutura devido ao desgaste causado pelo bruxismo (Meireles, 2009).	23
2.1	Diagrama de equilíbrio para um objeto apoiado sobre um plano inclinado (Ernest, 1995).	27
2.2	Curva de Stribeck para os diferentes regimes de lubrificação, adaptado de Bhushan (2002).	30
2.3	Regimes de Lubrificação. Adaptada de Boman e Ponthot (2004).	32
2.4	Esquema do mecanismo de lubrificação entre duas superfícies, atentando-se para as tensões que atuam sobre um elemento fluido e as velocidades no plano x-z (Bhushan, 2002).	34
2.5	Distribuição de velocidade dentro de uma camada fina de fluido entre duas superfícies paralelas em movimento relativo (Hibbeler, 2016).	36
3.1	Partes que compõem o perfil (Fernandes, 2007).	39
3.2	Perfil de rugosidade obtido com ensaio de perfilometria, adaptado de Gadelmawla <i>et al.</i> (2002).	40
3.3	Perfil de rugosidade com a linha média.	40
3.4	Contato normal entre duas esferas sólidas (Bastos, 2008).	42
3.5	Esquema do contato de uma superfície rugosa com múltiplas asperezas idênticas contra uma superfície plana (Bhushan, 2002).	44
3.6	Modelo para o contato entre uma superfície rugosa e uma superfície plana (Bhushan, 2002).	45
4.1	Malha Lagrangiana versus ALE: (a) malha inicial de EF, (b) malha ALE em 1 ms; (c) malha lagrangiana em 1 ms (Donea <i>et al.</i> , 2004).	48
4.2	Exemplo unidimensional do movimento de malha e partícula via formulações (a) Lagrangiana, (b) Euleriana e (c) ALE (Anjos <i>et al.</i> , 2014).	49
4.3	Mapeamento entre os domínios Lagrangiano, Euleriano e ALE (Belytschko <i>et al.</i> , 2013).	51

5.1	Abordagem ALE via Abaqus (Lohse, 2015).	61
5.2	Ferramenta Fração de Volume (Simulia, 2010).	61
5.3	Geometria, Atribuição de Material e Condições de Contorno no Modelo (Simulia, 2010).	62
5.4	Fluxo da água e deflexão na barreira (Simulia, 2010).	63
5.5	Tensões de Von Mises na barreira (Simulia, 2010).	64
6.1	Geometria do modelo de contato entre uma aspereza principal (pico) e uma barreira deformável - dimensões em <i>metros</i> (Bastos <i>et al.</i> , 2017).	66
6.2	Geometria do modelo de contato lubrificado desenvolvido por Ferraz <i>et al.</i> (2017).	67
6.3	Análise de convergência de malha	69
6.4	Malha de elementos nas asperezas	69
6.5	Resultados da pressão de contato (N/m^2) na interação com fluido livre: a) detalhe da visualização no pico; b) detalhe da visualização na barreira	70
6.6	Visualização da distribuição de pressões em N/m^2 incluindo a interação fluido-estrutura: a) no pico, e b) na barreira	71
6.7	Esquema do modelo bidimensional (Lorentz, 2013).	72
6.8	Condições de contorno aplicadas ao domínio Euleriano (Lorentz, 2013).	73
6.9	Configuração do modelo reproduzido de Lorentz (2013)	74
6.10	Resultados obtidos na reprodução do modelo de Lorentz (2013).	75
6.11	Resultados obtidos por Lorentz (2013).	75
6.12	Impacto da viscosidade no coeficiente de atrito (Lorentz, 2013).	76
6.13	Curva $\mu \times tempo$ para valores de viscosidade distintos.	77
6.14	Resultado da componente normal da força resistiva devido ao contato.	80
6.15	Resultado da componente tangencial da força resistiva ao longo do tempo de simulação.	80
6.16	Resultados de Tensões Normais (S22) para as asperezas (em Pa).	81
6.17	Resultados de Tensões Cisalhantes (S13) para as asperezas (em Pa).	81
6.18	Coeficiente de atrito obtido para $\eta = 0,001 N.s/m$.	82
6.19	Contato entre os pares em $0,85 \mu s$.	83
6.20	Resultados para pressão de contato na interface de contato em $0,85 \mu s$, $1 \mu s$ e $2 \mu s$ (em Pa).	84

6.21	Impacto da velocidade de deslizamento no coeficiente de atrito.	85
6.22	Impacto da variação de pressão no fluido na determinação do coeficiente de atrito.	85
6.23	Avaliação da viscosidade na determinação do coeficiente de atrito.	86
6.24	Avaliação do coeficiente de atrito para o deslizamento nas direções x e z. . . .	87
A.1	Caixa de diálogo Creat Part do ABAQUS®.	95
A.2	Criação da forma geométrica que representa as asperezas	97
A.3	Partes criadas no módulo PARTS	97
A.4	Modelo completo (sugere-se que as partes lagrangianas estejam dentro do volume de controle).	100
A.5	Condições de contorno	101

LISTA DE TABELAS

4.1	Comparação da cinemática entre a formulação ALE e as descrições Lagrangiana e Euleriana (Belytschko <i>et al.</i> , 2013)	56
6.1	Propriedades dos materiais utilizados por Lorentz (2013)	73
6.2	Propriedades dos Materiais (Simulia, 2010; Bastos, 2008)	78

LISTA DE ABREVIações E SIGLAS

ALE	<i>Lagrangiano-Euleriano Arbitrário</i>
CPRESS	<i>Pressão de contato</i>
EF	<i>Elementos Finitos</i>
EVF	<i>Fração de Volume Euleriano</i>
G&W	<i>Greenwood e Williamson</i>
HD	<i>Lubrificação Hidrodinâmica</i>
MEF	<i>Método dos Elementos Finitos</i>
RP	<i>Ponto de referência</i>
VC	<i>Volume de Controle</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

\forall	Volume
A_a	Área aparente de contato
a	Raio da área de contato circular
\mathbf{a}	Aceleração material
$\hat{\mathbf{a}}$	Aceleração da malha
\mathbf{b}, b_i	Forças de corpo
c_0	Velocidade do som
d	Distância entre os planos de referência
E	Módulo de Elasticidade
E_{ef}	Módulo de Elasticidade efetivo
F	Força de atrito
F_N	Força normal aplicada
f	Função qualquer
H_{imax}	Altura da maior aspereza
H_{imin}	Profundidade do maior vale
h, y	Espessura do filme lubrificante
I	Função identidade
l	Comprimento de amostragem
m	Linha média entre as alturas das asperezas e vales
Ma	Número de Mach
N	Número de asperezas
n	Número de contatos
NG	Número de Gumbel
P	Carga aplicada
P_i, P_o	Pressões de entrada e saída aplicadas no VC, respectivamente
p	Pressão
p_0	Pressão Máxima

p_m	Pressão de contato média
$p(r)$	Pressão de contato
R	Raio das esferas sólidas
R_{ef}	Raio efetivo
R_{max}	Deslocamento vertical máximo da agulha (ponta fina) do perfilômetro
R_q	Desvio padrão efetivo da distribuição de alturas das superfícies
R_{q1}, R_{q2}	Desvio padrão da distribuição de alturas das superfícies 1 e 2, respectivamente
r	Distância do ponto ao centro do círculo
S_{12}	Tensão Tangencial nas asperezas
S_{22}	Tensão Normal nas asperezas
S_i	Espaçamento médio entre os picos
t	Tempo
U, V	Velocidade de deslizamento
V	Volume
\mathbf{u}	Deslocamento material
$\hat{\mathbf{u}}$	Deslocamento da malha
u_a, v_a, w_a	Velocidades da superfície superior ao longo de x, y, z, respectivamente
u_b, v_b, w_b	Velocidades da superfície inferior ao longo de x, y, z, respectivamente
V_x, V_y, V_z	condições de contorno do tipo velocidades aplicadas às direções x, y, z, respectivamente
\mathbf{v}, v_i, v_j	Velocidade material
$\hat{\mathbf{v}}, \hat{v}_i, \hat{v}_j$	Velocidade da malha
v_e	Velocidade de escoamento
W	Força peso
\mathbf{w}, w_i, w_j	Velocidade referencial da partícula
\mathbf{X}	Coordenada Lagrangiana ou material

\mathbf{x}, x_i	Coordenada Euleriana ou espacial
z_i	Altura de cada aspereza
Δ_l	Intervalo de medição das alturas da superfície pelo perfilômetro
$\Delta x, \Delta y, \Delta z$	Comprimento, largura e espessura do elemento fluido, respectivamente
δ	Distância de aproximação entre os planos de referência
η	Viscosidade absoluta ou dinâmica do fluido
θ	Ângulo de atrito
λ	Parâmetro adimensional para classificação dos regimes de lubrificação
μ	Coefficiente de atrito
ν	Coefficiente de Poisson
ν_c	Viscosidade cinemática
ρ	Densidade ou massa específica
σ, σ_{ij}	Tensor de Cauchy
τ	Tensão de cisalhamento no fluido
$\phi(z)$	Função de densidade de probabilidades de altura de asperezas
$\phi(\mathbf{X}, t)$	Mapeamento da configuração inicial Ω_0 para a configuração espacial Ω
$\hat{\phi}(\mathbf{x}, t)$	Mapeamento da configuração referencial $\hat{\Omega}$ para a configuração espacial Ω
χ	Coordenadas referenciais (formulação ALE)
$\Psi(\mathbf{X}, t)$	Mapeamento da configuração inicial Ω_0 para a configuração referencial $\hat{\Omega}$
Ω	Domínio espacial (configuração deformada)
$\hat{\Omega}$	Domínio de referência
Ω_0	Domínio material (configuração inicial ou indeformada)

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Os problemas de interação fluido-estrutura estão significativamente presentes nas mais diversas áreas de engenharia e, por consequência, inúmeras pesquisas relacionadas a este campo de estudo tem se tornado comuns devido à maior capacidade de processamento dos computadores atuais e à demanda por resultados mais precisos, capazes de representar com fidelidade os fenômenos existentes. Citam-se, por exemplo, o efeito do vento sobre edificações, a água interagindo com barragens e estruturas off-shore e a execução de pontes suspensas (Fernandes, 2016), a operação de mancais hidrodinâmicos e a funcionalidade de anéis de pistões de motores a combustão, a dilatação das artérias devido à circulação sanguínea (Sanches e Coda, 2009), os inúmeros problemas que envolvem as articulações e outrem diretamente relacionados à biomecânica, inclusive um dos objetos de estudo desta tese: o efeito da lubrificação no contato oclusal dentário humano.

O contato entre duas superfícies planas e paralelas ocorre, inicialmente, apenas em alguns pontos, devido à existência, mesmo em superfícies cuidadosamente preparadas, de rugosidade em escala microscópica. Conforme se aumenta a carga normal, as superfícies tornam-se mais próximas e um número maior de asperezas entra em contato. São estas asperezas as responsáveis por suportar a carga e gerar qualquer força de atrito (Bastos, 2008).

O conhecimento da topografia das superfícies e uma compreensão da interação entre elas é essencial para qualquer estudo que envolva os mecanismos englobados pelo estudo da tribologia, entre os quais mencionam-se o atrito, desgaste e lubrificação. Sabe-se, entretanto, que um dos objetivos principais das diversas pesquisas realizadas neste campo consiste em determinar a natureza da dependência das interações superficiais em relação às propriedades dos materiais em contato.

No desenho de mecanismos lubrificados, atrito e desgaste são efeitos não desejados.

Aproximadamente 5% da energia perdida em um motor a combustão, por exemplo, está associada ao atrito presente no sistema de anéis/cilindro do pistão. Portanto, o estudo da relação entre o atrito e os parâmetros de rugosidade é um problema difícil e de interesse tanto industrial como acadêmico (Palma, 2015), e assim sendo, trabalhos experimentais e teóricos têm mostrado que uma película de fluido entre duas superfícies rugosas em movimento relativo impede o contato sólido - sólido e pode proporcionar atrito muito baixo e desgaste desprezível (Bhushan, 2002).

Do ponto de vista da Mecânica do Contínuo, duas formulações clássicas coexistem na literatura: na mecânica dos sólidos, a descrição Lagrangiana é empregada extensivamente para descrever o movimento ou deformação de um material sólido ao longo do tempo, enquanto que a descrição Euleriana, usualmente aplicada à mecânica dos fluidos, consiste na observação do comportamento das partículas fluidas ao longo do tempo, dentro de um domínio ou de um volume de controle de interesse fixo no espaço. No entanto, para os problemas que envolvem o escopo desta pesquisa, nem as descrições Lagrangianas nem Eulerianas são bem adequadas devido às suas limitações intrínsecas (Boman e Ponthot, 2004).

A modelagem numérica de qualquer problema que envolva interação fluido-estrutura consiste em uma tarefa desafiadora, e neste caso, a formulação Lagrangiana-Euleriana Arbitrária, ou ALE, é uma das metodologias indicadas para tal finalidade.

Para ajudar engenheiros na elaboração de sistemas tribológicos eficientes, as simulações computacionais são necessárias para fornecer informações sobre a dependência desses sistemas em suas variáveis de projeto. No entanto, não só a análise de resultados de simulação seria suficiente, mas também uma compreensão dos modelos físicos e matemáticos envolvidos e dos métodos numéricos relacionados a estes.

Através de pesquisas bibliográficas, foi possível encontrar na literatura alguns trabalhos que envolvem problemas de interação fluido-estrutura na apresentação e desenvolvimento de modelos matemáticos e técnicas numéricas para solução do acoplamento lagrangiano-euleriano (Hua *et al.*, 1997; Almqvist, 2006; Ficza *et al.*, 2014; Palma, 2015). Além disso, alguns de maior interesse para a definição da metodologia

proposta para esta pesquisa, que por sua vez tratam da lubrificação com ênfase na tribologia e aplicação aos processos de fabricação, aos dispositivos de rolamentos e mancais e enfoque na texturização de superfícies (Boman e Ponthot, 2004; Albers e Lorentz, 2010; Lorentz, 2013).

Albers e Lorentz (2010) desenvolveram um modelo bidimensional para avaliar a pressão de contato e o coeficiente de atrito entre pares sólidos lubrificados. Para tal, utilizou-se o programa comercial Abaqus[®] 6.9-1. Boman e Ponthot (2004) investigaram a influência da lubrificação hidrodinâmica em rolamentos, utilizando a formulação ALE, baseada no método dos volumes finitos e no método Streamline Upwind de Petrov-Galerkin (SUPG). Lorentz (2013), na mesma linha de pesquisa investiu na análise do contato lubrificado e não-lubrificado utilizando o método dos elementos finitos, atentando-se para os efeitos da cavitação no sistema tribológico analisado.

A metodologia proposta neste trabalho emerge como uma alternativa eficaz na predição do coeficiente de atrito e outras variáveis pertinentes ao estudo dos diferentes regimes de lubrificação, e permite avaliar o comportamento mecânico dos corpos em contato, podendo ser aplicada a qualquer problema de interação superficial, principalmente no campo da biomecânica, uma vez que poucas referências da literatura tratam do respectivo tema.

1.2 Motivação

A motivação inicial deste estudo está relacionada à compreensão da mecânica do contato lubrificado entre superfícies tribológicas. Uma das aplicações deste tema, de grande interesse para a engenharia e ciências dos materiais, está especificamente na área de biomecânica, e diz respeito ao contato oclusal dentário humano, uma vez que a saliva se comporta como um lubrificante funcional no ambiente oral e tem como objetivo principal reduzir os esforços atritantes e o desgaste (Fig 1.1) gerados pelas interações entre as estruturas dentárias.

Desta forma, a fim de se manter estas estruturas saudáveis e com restaurações qualitativamente iguais ao esmalte dentário, profissionais de diversas áreas, inclusive da odontologia, intensificaram suas pesquisas na tentativa de investigar as propriedades



Figura 1.1: Dente (canino inferior) com perda de estrutura devido ao desgaste causado pelo bruxismo (Meireles, 2009).

físicas dos materiais envolvidos. Estes últimos, por sua vez, estão submetidos a inúmeras solicitações no ambiente oral, entre as quais, o desgaste excessivo dos dentes, ocasionado pelo bruxismo ¹, que contribui para a perda do contato oclusal perfeito e causa distúrbios na eficiência do sistema estomatognático. Existe ainda, uma lacuna a ser explorada nesta área de pesquisa, e torna-se necessário um enfoque maior voltado aos mecanismos envolvidos neste processo, especialmente da lubrificação, uma vez que Bastos (2008) e Meireles (2009) já analisaram os fenômenos de atrito e desgaste no contexto em questão.

Considerando este propósito, esta dissertação se constitui na obtenção de respostas que alimentam os modelos teóricos e numéricos da mecânica do contato, atrito e lubrificação dos materiais. E, dentro deste escopo, a partir de dados encontrados na literatura, obtidos de ensaios de tribometria (ensaios de desgaste) para amostras das superfícies rugosas em questão, desenvolve-se um modelo que simula o mecanismo de contato lubrificado, com o objetivo de identificar a influência da lubrificação na determinação do coeficiente de atrito resultante da interação superficial entre as estruturas consideradas.

1.3 Objetivos

Busca-se neste trabalho investigar a influência do mecanismo de lubrificação na redução do atrito entre superfícies rugosas em contato através de simulações computacionais

¹Bruxismo é o hábito parafuncional, caracterizado pelo ato de ranger ou apertar os dentes (Gonçalves *et al.*, 2010).

via Método dos Elementos Finitos, utilizando o programa Abaqus[®] e levando em consideração a formulação Lagrangiana-Euleriana Arbitrária. De forma específica, buscase, nesta ordem:

- i. Investigar os diferentes regimes de lubrificação presentes em sistemas tribológicos e propor o modelo que melhor se adapta ao contato lubrificado entre superfícies rugosas;
- ii. Compreender o mecanismo de contato entre superfícies rugosas, com base nos parâmetros de rugosidade e nos modelos já desenvolvidos e apresentados na literatura;
- iii. Realizar um levantamento aprofundado da descrição ALE, incluindo aspectos conceituais da Mecânica do Contínuo e detalhes de modelagem e simulação numérica por meio do software Abaqus[®];
- iv. Reproduzir o modelo computacional simplificado proposto por Lorentz (2013) para simular o contato deslizante entre duas superfícies rugosas;
- v. Adaptar o modelo para aplicação a uma célula representativa de uma superfície rugosa dentária em contato com um plano rígido, analisando as deformações e pressões de contato originadas, as forças normais e tangenciais resultantes e, por conseguinte, o coeficiente de atrito para o sistema lubrificado considerado;
- vi. Verificar a influência da viscosidade no sistema lubrificado, bem como da pressão referente ao fluxo viscoso e outras variáveis, na alteração do coeficiente de atrito entre os pares sólidos modelados.

1.4 Organização

Este trabalho é disposto em 7 capítulos, incluindo a introdução. No Capítulo 2 são descritos e caracterizados os diferentes regimes de lubrificação aplicáveis a sistemas tribológicos, bem como é apresentada a equação de Reynolds que retrata a modelagem da lubrificação hidrodinâmica no mecanismo de contato. Este, por sua vez, juntamente com os modelos de contato entre asperezas e superfícies rugosas propostos por Hertz

(1896) e Greenwood e Williamson (1966) são apresentados no Capítulo 3. No Capítulo 4, a formulação Lagrangiana-Euleriana é mostrada como método de acoplamento entre as descrições Euleriana (responsável por modelar o fluido) e Lagrangiana (que representa os pares sólidos contactados). Assim sendo, de forma concisa, as equações referentes às Leis de Conservação de Massa e Quantidade de Movimento Linear são definidas. No Capítulo 5 são feitas algumas considerações sobre a modelagem de qualquer problema que considere a formulação ALE através do ABAQUS[®]. No Capítulo 6 são apresentados os modelos de contato lubrificado preliminares, bem como a modelagem computacional do mecanismo em questão aplicado às superfícies dentárias e todos os resultados obtidos, inclusive, a análise de sensibilidade dos parâmetros do modelo. No Capítulo 7 constam as considerações finais e a indicação de trabalhos futuros dentro desta linha de pesquisa.

2 ATRITO E LUBRIFICAÇÃO

Este capítulo introduz o conhecimento prévio básico acerca dos aspectos fenomenológicos do atrito e lubrificação dos materiais, para melhor compreender o mecanismo de contato. Vale ressaltar que não será objeto desta dissertação, o tema relacionado a desgaste¹, que, por si só, demandaria um largo tempo de investigação, e alguns estudos já foram desenvolvidos nesta área (Bastos, 2008). Para o entendimento e descrição do fenômeno de atrito, inúmeras referências foram encontradas na literatura, entre as quais destacam-se Bhushan (2002), Profito (2010), Bastos (2008) e Hutchings (1992), e posteriormente para a caracterização dos regimes de lubrificação existentes em sistemas tribológicos, este capítulo se baseou, principalmente, em Boman e Ponthot (2004), Hamrock *et al.* (2004), Bhushan (2002), Almqvist (2006), Trajano (2013), Silva (2005) e Profito (2010).

2.1 Atrito

Quando há deslocamento relativo tangencial à superfície de contato entre dois corpos, a força resistiva que atua na direção oposta à direção do movimento é definida por força de atrito, e pode ser representada quantitativamente por F (Bhushan, 2002).

Conforme abordado por Bastos (2008), os primeiros investigadores do fenômeno de atrito incluem Leonardo da Vinci, em torno de 1499, Amontons (1699), Coulomb (1785) e Morin (1833), responsáveis por formular as conhecidas leis empíricas do atrito. Estas leis dizem respeito à magnitude da força de atrito como uma função das principais variáveis observadas macroscopicamente, entre as quais, mencionam-se a carga aplicada, o tamanho da região de contato e a velocidade de deslizamento. Assim sendo, as três relações quantitativas são descritas abaixo:

- i. A força de atrito F é proporcional à força de reação normal à superfície de contato

¹Desgaste é comumente definido como a remoção de material de superfícies sólidas resultante de uma ação mecânica (Bastos, 2008).

(F_N). Esta relação é dada por:

$$F = \mu F_N, \quad (2.1)$$

onde μ é definido como coeficiente de atrito e é uma quantidade adimensional. Entretanto, a mesma lei pode ser formulada em função do ângulo de atrito θ , onde:

$$\text{tg } \theta = \mu. \quad (2.2)$$

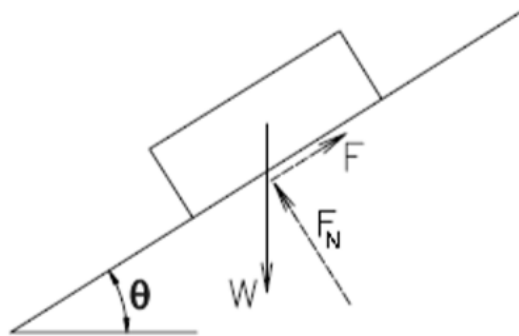


Figura 2.1: Diagrama de equilíbrio para um objeto apoiado sobre um plano inclinado (Ernest, 1995).

Considerando um objeto de peso W apoiado sobre um plano inclinado, sabe-se que, pela Fig. 2.1, o máximo ângulo de inclinação para o qual o objeto permanecerá em repouso é θ . Caso contrário, se o ângulo for aumentado de uma quantidade qualquer, o objeto deslizará. A partir desta proposição, deduz-se que:

$$F = W \text{ sen } \theta, \quad (2.3)$$

$$F_N = W \text{ cos } \theta, \quad (2.4)$$

$$\frac{F}{F_N} = \mu = \text{tg } \theta. \quad (2.5)$$

- ii. A força de atrito é independente da área aparente de contato A_a ;
- iii. A força de atrito é independente da velocidade de deslizamento V .

Vale ressaltar, sobretudo, que (i) e (ii) são bem obedecidas. Entretanto, é conhecido que a força requerida para iniciar um movimento de deslizamento é significativamente maior que a força necessária para mantê-lo, compreendendo a ideia de que existem dois coeficientes de atrito neste processo. Segundo Profito (2010), uma forma bastante comum para a classificação do atrito entre sólidos está relacionada com a ocorrência ou não do movimento relativo das superfícies. Neste caso, define-se o atrito estático ($\bar{\mu}_s$) como sendo a força (associada à energia dissipada) necessária para iniciar o deslizamento relativo das superfícies; e o atrito dinâmico ($\bar{\mu}_d$) como sendo a força resistente atuante ao longo de um movimento já existente. Bhushan (2002) acrescenta ainda que o coeficiente de atrito estático (para superfícies em repouso) é uma função do tempo de contato, enquanto que, o coeficiente de atrito cinético é definido por uma função logarítmica da velocidade de deslizamento, e apresenta inclinações tanto positivas quanto negativas ao longo de todo o contato - o que garante que, para as aplicações com intervalos de velocidades limitados, o mesmo seja considerado como independente da velocidade do deslizamento.

Os valores de coeficiente de atrito dependem fortemente das condições de operação e lubrificação dos sistemas. Para sistemas bem lubrificados, como mancais radiais, este valor é da ordem de 0,03. Por outro lado, para sistemas deslizantes desprovidos de qualquer forma de lubrificação, o coeficiente de atrito pode atingir valores entre 0,5 e 0,7 (Hutchings, 1992).

2.2 Lubrificação

Em geral, em muitos sistemas tribológicos, os carregamentos externos atuantes sobre os pares sólidos em contato são suportados pela interação entre as asperezas presentes na interface de contato. Desta forma, para que sejam evitados os efeitos indesejáveis referentes aos mecanismos de atrito e desgaste decorrentes deste processo, alguma substância fluida é convenientemente colocada para suportar parte da carga aplicada.

O fenômeno que tem por objetivo a minimização e/ou redução dos esforços resistentes ao movimento é definido como lubrificação, e juntamente com os dois primeiros constitui-se o foco de estudo de uma ciência intitulada como Tribologia.

As condições de lubrificação de qualquer tribossistema dependem essencialmente do carregamento, da velocidade de deslizamento, das propriedades do lubrificante, da geometria global do contato e da rugosidade das superfícies consideradas (Hamrock *et al.*, 2004). Desta forma, os regimes de lubrificação são classificados como: hidrodinâmico, elastohidrodinâmico, misto e limítrofe.

2.2.1 Regimes de Lubrificação

No campo da tribologia, dependendo das condições de operação dos sistemas, é comum caracterizar o contato tribológico de acordo com seu regime de lubrificação (Almqvist, 2006).

A resolução completa de um problema de contato lubrificado consiste em uma tarefa complexa pois implica na resolução de um sistema acoplado composto pelas equações de equilíbrio dos corpos em contato e pelas equações que regem o fluxo do lubrificante na área de contato. A principal dificuldade, contudo, está relacionada à rugosidade de ambas superfícies estudadas, uma vez que este parâmetro influencia diretamente no fluxo de lubrificante e, conseqüentemente, interfere no comportamento tribológico em análise.

Wilson (1978) e Montmitonnet (2001) apresentaram uma classificação dos diferentes regimes de lubrificação (Fig. 2.3) no contexto em questão e estabeleceu que cada um destes são determinados por uma razão entre a espessura mínima do filme lubrificante (h) e o desvio padrão efetivo da distribuição de alturas das superfícies em contato (R_q) que pode ser calculado de acordo com a seguinte expressão:

$$R_q = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2} \quad (2.6)$$

onde R_{q1} e R_{q2} representam a rugosidade quadrática média de ambas superfícies ou o desvio padrão da distribuição de alturas de cada superfície.

A razão mencionada acima para caracterização dos regimes de lubrificação é dada por

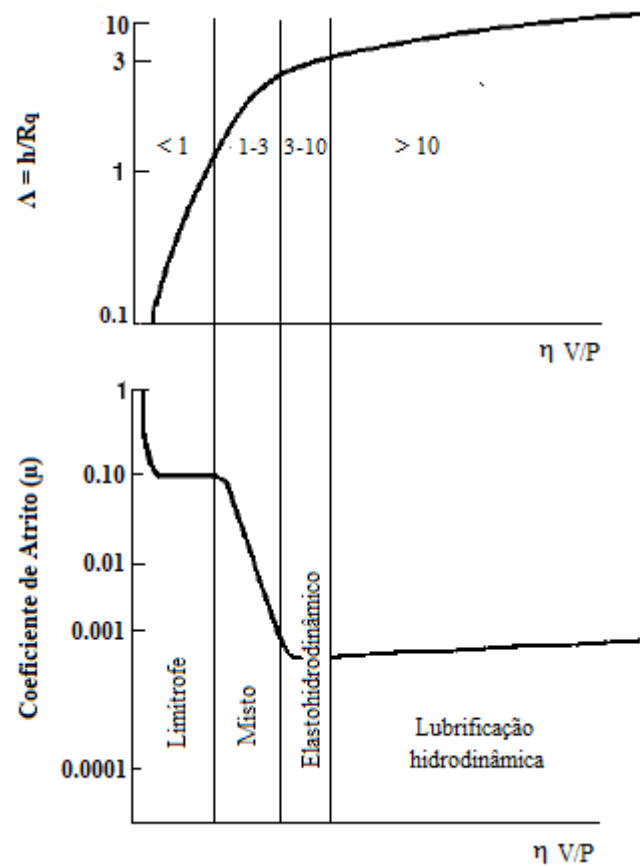


Figura 2.2: Curva de Stribeck para os diferentes regimes de lubrificação, adaptado de Bhushan (2002).

um parâmetro adimensional λ e pode ser calculada como:

$$\Lambda = \frac{h}{R_q}. \quad (2.7)$$

Assim sendo,

- i. se $\Lambda > 10$, o regime hidrodinâmico de lubrificação é identificado;
- ii. se $10 > \Lambda > 3$, o regime elastohidrodinâmico de lubrificação prevalece. Neste caso, não há praticamente nenhum contato entre as asperezas, mas a presença destas influencia significativamente o fluxo de lubrificante;
- iii. se $3 > \Lambda > 1$, assume-se a configuração de um regime misto de lubrificação;
- iv. se $\Lambda < 1$, observa-se o regime de lubrificação limítrofe, no qual a carga é suportada intrinsecamente pelas asperezas das superfícies em contato.

Vale ressaltar sobretudo que outros autores (Hutchings, 1992; Kuo *et al.*, 1996; Profito, 2010) tratam os intervalos de classificação de forma distinta da qual é apresentada neste trabalho, e definem os regimes levando em consideração o desvio padrão de altura das asperezas das superfícies avaliadas.

A curva de Stribeck, oriunda de uma série de experiências com mancais radiais, corresponde a uma forma gráfica de fácil compreensão dos regimes acima descritos (Bhushan, 2002), ilustrada na Fig. 2.2 e, nesta o coeficiente de atrito é calculado em razão do número de Gumbel (Woydt e Wäsche, 2010):

$$NG = \frac{\eta V}{P} \quad (2.8)$$

onde V é a velocidade de deslizamento, η é a viscosidade absoluta do fluido e P a carga aplicada. Esta curva é composta no eixo das abscissas pelo Número de Gumbel e no eixo das coordenadas pelo atrito desenvolvido em cada regime de lubrificação. Nas subseções seguintes são apresentadas as características de cada um destes regimes, os quais podem ser também visualizados na Fig. 2.3.

2.2.1.1 Lubrificação Hidrodinâmica

A lubrificação hidrodinâmica (HD) é muitas vezes referida como a condição de contato lubrificada ideal, pois é caracterizada por baixos níveis de atrito e elevada resistência ao desgaste. Neste caso, as películas lubrificantes normalmente são mais espessas (tipicamente 5 a 500 μm) e, por consequência, evitam o contato entre as asperezas das superfícies (Bhushan, 2002; Profito, 2010). Desta forma, todo o carregamento externo atuante no sistema é suportado pelo campo de pressões hidrodinâmicas desenvolvidas pelo fluido. A magnitude das pressões geradas neste regime de lubrificação é inferior a 5 MPa, geralmente insuficiente para causar deformações elásticas significativas nas superfícies (Hamrock *et al.*, 2004).

O coeficiente de atrito é significativamente pequeno e é determinado pela viscosidade do fluido lubrificante. Além disso, é importante enfatizar que, neste caso, o processo de lubrificação para o regime considerado é regido pela equação de Reynolds, que estabelece

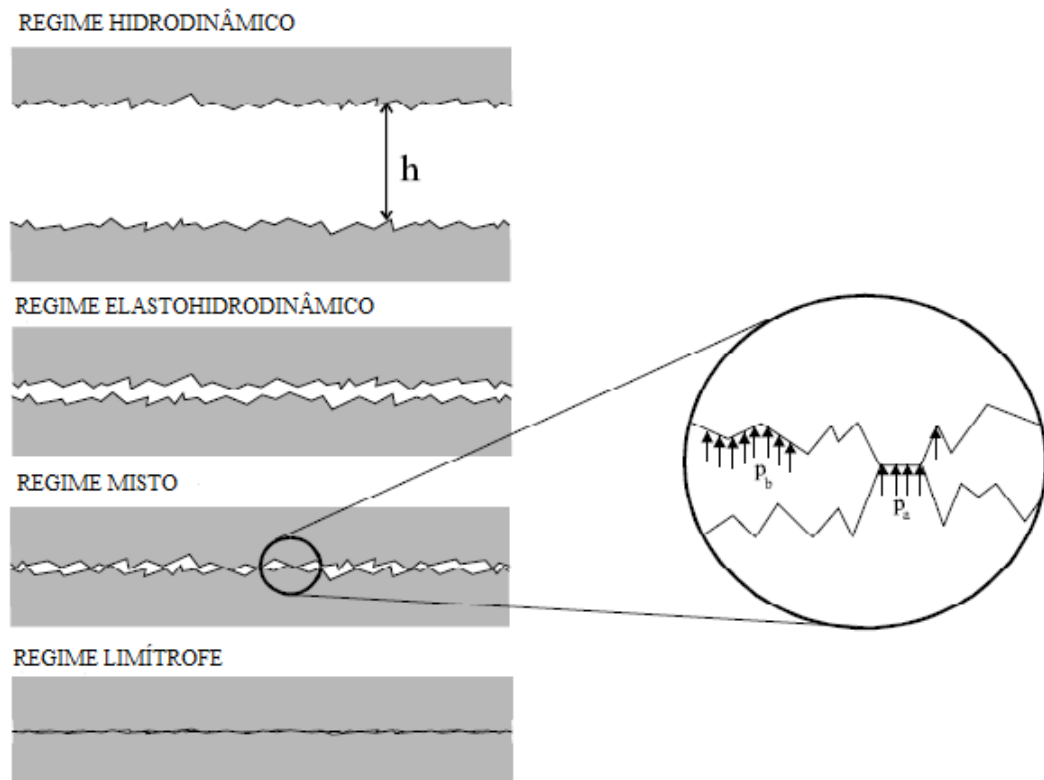


Figura 2.3: Regimes de Lubrificação. Adaptada de Boman e Ponthot (2004).

o campo de pressões desenvolvido ao longo da película lubrificante.

Os rolamentos deslizantes são exemplos típicos de aplicações que, sob certas condições, operam no regime de lubrificação hidrodinâmica em que as deformações elásticas das superfícies de rolamento são suficientemente pequenas podendo, portanto, serem negligenciadas (Almqvist, 2006).

2.2.1.2 Lubrificação Elastohidrodinâmica

O regime de lubrificação elastohidrodinâmica pode ser interpretado como sendo um caso específico do regime hidrodinâmico. Entretanto, conforme Bhushan (2002), a espessura do filme na lubrificação elastohidrodinâmica é mais fina do que na lubrificação HD convencional.

O regime em questão é caracterizado pela deformação elástica das superfícies, devido à geração de pressão hidrodinâmica elevada, o que promove a alteração da viscosidade do filme fluido e, por consequência, evita, efetivamente, o contato entre as asperezas das superfícies opostas (Trajano, 2013), assim como ocorre no regime hidrodinâmico.

2.2.1.3 Lubrificação Limítrofe

De acordo com as abordagens expostas por Profito (2010) e Almqvist (2006), o regime limítrofe de lubrificação é caracterizado pela presença de tribofilmes de dimensões moleculares aderidos na interface das superfícies em contato. A ação hidrodinâmica do lubrificante é insignificante e, por conseguinte, todo o carregamento externo atuante no sistema é suportado tanto pelo contato direto das asperezas superficiais (resultando em deformação plástica e desgaste), quanto pela interação entre as moléculas que compõe o tribofilme. Os valores de atrito característicos deste regime de lubrificação são maiores do que aqueles observados no regime hidrodinâmico, porém menores do que os relacionados com sistemas não-lubrificadas (atrito seco). Desta forma, o atrito é essencialmente independente da viscosidade do fluido lubrificante, e dependente somente das propriedades físico-químicas do filme molecular.

Silva (2005), em seus estudos experimentais e simulações numéricas, encontrou valores de coeficiente de atrito geralmente entre 0,1 e 0,3 para aplicações que envolvem o regime de lubrificação limítrofe. Entretanto, este é considerado o mais empírico de todos os regimes de lubrificação, apresentando poucos modelos matemáticos, que servem apenas como orientação qualitativa em projetos de engenharia (Hamrock *et al.*, 2004).

2.2.1.4 Lubrificação Mista

O regime de lubrificação mista é governado pela combinação dos efeitos inerentes aos regimes hidrodinâmico e limítrofe. Assim sendo, o carregamento externo atuante no sistema é suportado concomitantemente pelo campo de pressões hidrodinâmicas geradas pelo fluxo de lubrificante e pelo contato das asperezas, como pode ser observado na Fig. 2.3. De forma análoga, os níveis de atrito são intermediários àqueles relacionados com os dois regimes extremos.

2.2.2 Equação de Reynolds Generalizada

A equação diferencial que governa a distribuição de pressão no processo de lubrificação foi primeiramente desenvolvida por Reynolds em 1886, para fluidos incompressíveis

(Reynolds, 1886). Esta foi uma restrição desnecessária e, posteriormente, os efeitos da compressibilidade foram incluídos.

A equação de Reynolds constitui a base da teoria da lubrificação de filme fluido. Esta equação estabelece um relação entre a geometria das superfícies, a velocidade de deslizamento relativa, a propriedade do fluido e a magnitude da carga normal. A equação de Reynolds pode ser derivada das equações de Navier-Stokes que descrevem o movimento do fluido (com base nos princípios da conservação de massa - equação da continuidade e momento linear).

Em um primeiro momento, analisa-se o fluxo de fluido entre duas superfícies com a superfície superior movendo-se a velocidades u_a , v_a e w_a e a superfície inferior movendo-se às velocidades u_b , v_b e w_b ao longo dos eixos x , y e z , respectivamente (Fig. 2.4), e considera-se o fluxo em um elemento fluido viscoso de comprimento Δx a uma distância x da origem, de largura Δy a uma distância y da origem e de espessura Δz a uma altura z da origem.

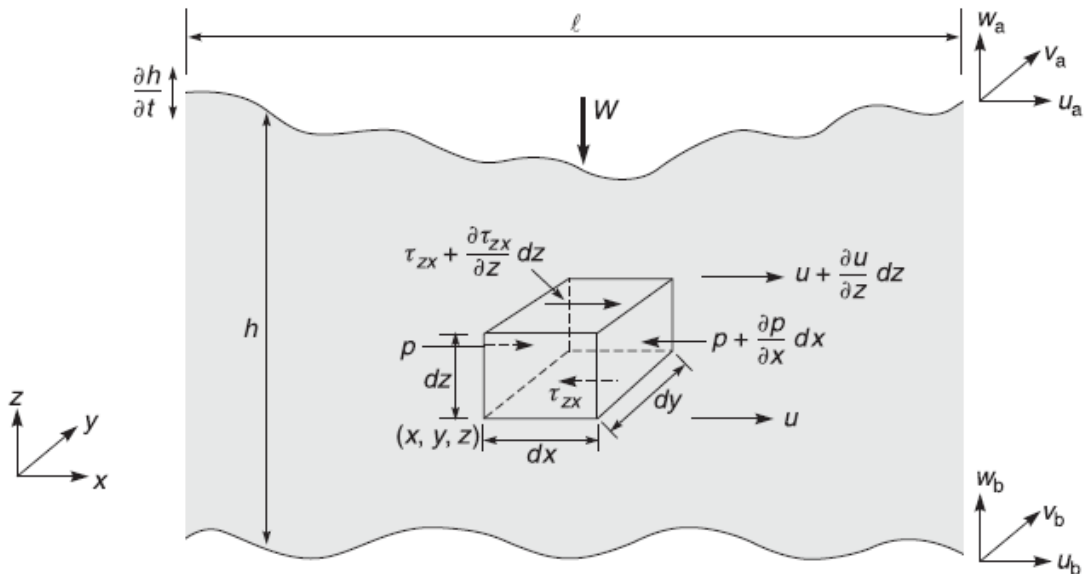


Figura 2.4: Esquema do mecanismo de lubrificação entre duas superfícies, atentando-se para as tensões que atuam sobre um elemento fluido e as velocidades no plano x-z (Bhushan, 2002).

Para simplificações, uma série de suposições justificáveis são feitas para o caso de movimento viscoso lento, entre as quais, assume-se:

- i. as superfícies são lisas;
- ii. o fluido é newtoniano e o fluxo é laminar;
- iii. as forças de inércia resultantes da aceleração dos líquidos ($\partial u/\partial t = 0$, $\partial v/\partial t = 0$, $\partial w/\partial t = 0$) e as forças de corpo são pequenas em comparação com as forças da superfície (cisalhamento viscoso) e podem ser desprezadas;
- iv. Os efeitos da tensão superficial são insignificantes;
- v. a espessura da película fluida é muito menor do que outras dimensões da superfície sólida, de modo que a curvatura da película fluida pode ser ignorada;
- vi. em qualquer local, a pressão, a densidade e a viscosidade são constantes em toda a altura da película fluida, isto é, $\partial p/\partial z = \partial \rho/\partial z = \partial \eta/\partial z = 0$;
- vii. nas superfícies de apoio, a velocidade do fluido é idêntica à velocidade da superfície;
- viii. em comparação com os dois gradientes de velocidade $\partial u/\partial z$ e $\partial v/\partial z$, todos os outros gradientes de velocidade são insignificantes, uma vez que u e v são geralmente muito maiores do que w , e z é uma dimensão muito menor do que x e y .

A equação de Reynolds generalizada é então expressa da seguinte forma (Bhushan, 2013):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h(u_a + u_b)}{2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{h(v_a + v_b)}{2} \right] + \rho \left[(w_a - w_b - u_a \frac{\partial h}{\partial x} - v_a \frac{\partial h}{\partial y}) + h \frac{\partial \rho}{\partial t} \right] \quad (2.9)$$

onde ρ é a massa específica ou densidade do fluido, h é a altura da película de filme e p é a pressão.

A equação de Reynolds generalizada fornece uma relação entre a espessura do filme e a pressão do fluido. A densidade e a viscosidade do fluido são função da pressão e da temperatura, e seus valores são usados em razão das condições locais. Não existe

uma solução geral de forma fechada para esta equação. Condições de contorno e outras simplificações são necessárias para a resolução da equação de Reynolds por métodos numéricos. Para pressões de interface relativamente baixas na lubrificação hidrodinâmica, a viscosidade dos fluidos pode ser considerada constante.

2.2.3 Viscosidade e Fluidos Newtonianos

Um fluido é considerado uma substância que se deforma continuamente quando submetido a uma tensão de cisalhamento. Entretanto, a deformação resultante ocorre em diferentes taxas para diferentes tipos de fluidos.

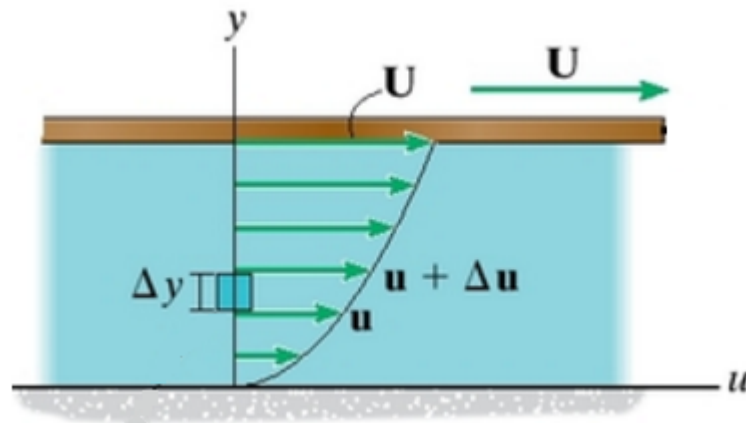


Figura 2.5: Distribuição de velocidade dentro de uma camada fina de fluido entre duas superfícies paralelas em movimento relativo (Hibbeler, 2016).

Considere duas superfícies em movimento relativo, a uma velocidade linear U separadas por um filme fluido de espessura y , conforme ilustrado na Fig. 2.5. O fluido junto à placa superior irá se deslocar com uma velocidade U , enquanto aquele junto à placa inferior terá velocidade nula. As camadas intermediárias deverão se adaptar às extremas adquirindo velocidades que variam de U até zero (Brunetti, 2008). Tal deslizamento entre as camadas origina tensões de cisalhamento e a lei de Newton da viscosidade impõe uma proporcionalidade entre esta tensão de cisalhamento e o gradiente da velocidade (ou taxa de deformação do fluido) , e escreve-se:

$$\tau = \eta \frac{du}{dy}. \quad (2.10)$$

A constante de proporcionalidade η , definida por viscosidade absoluta ou dinâmica, é uma propriedade física do fluido que mede a resistência ao movimento deste último (Hibbeler, 2016). Acrescenta-se que, por meio de experiências, a viscosidade de um fluido é, na realidade, aumentada com a pressão, embora esse efeito seja muito pequeno. A temperatura, porém, afeta a viscosidade com uma extensão muito maior. Vale ressaltar, sobretudo, que os fluidos que obedecem à lei de Newton da viscosidade são denominados fluidos newtonianos, tais como a água, o ar e óleos.

Pode-se também representar a viscosidade de um fluido em termos da sua viscosidade cinemática (ν_c), em m^2/s , obtida pela razão entre a viscosidade dinâmica calculada na Eq. (2.10) e sua densidade ou massa específica (ρ), conforme se segue:

$$\nu_c = \frac{\eta}{\rho}, \quad (2.11)$$

onde ρ expressa a massa de fluido (m) contida em uma unidade de volume (\forall), e é determinada a partir de:

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (2.12)$$

2.2.4 Escoamento compressível versus incompressível

Um escoamento é classificado como compressível ou incompressível dependendo da variação da densidade do fluido no decorrer deste escoamento. Quando um escoamento é dito ser incompressível, a densidade do fluido permanece constante ao longo do tempo. Em geral, a compressibilidade ou incompressibilidade de um escoamento pode ser definida pelo número adimensional de Mach, a partir da seguinte expressão:

$$Ma = \frac{v_e}{c_0}, \quad (2.13)$$

onde v_e é a velocidade do escoamento e c_0 é a velocidade do som. Para $Ma < 0,3$, os escoamentos são considerados incompressíveis. Para valores de $Ma > 0,3$, os escoamentos são considerados compressíveis.

3 ANÁLISE DO CONTATO ENTRE SUPERFÍCIES RUGOSAS

O contato entre sólidos é restringido pela rugosidade das superfícies e é estabelecido quando duas microasperezas são contactadas. Assim sendo, o conhecimento do perfil de rugosidades é de fundamental importância no contexto considerado, uma vez que, se esse for desprezado, erros grosseiros podem ser encontrados na avaliação da pressão de contato existente na interface.

A partir de análises microgeométricas de superfícies, é possível observar que as asperezas, na maioria das vezes, aparentam ter formas curvas, e por isso, os diversos modelos de descrição de superfícies adotam uma representação esférica para estas. Coulomb, foi um dos primeiros a utilizar de tal descrição, considerando que uma superfície rugosa é composta por uma série de asperezas em formas de esferas com raios R iguais, bem como a altura z relativa ao plano de referência da superfície (Bhushan, 2002).

Neste capítulo, a modelagem do mecanismo de contato das asperezas tem como base os modelos clássicos propostos por Greenwood e Williamson (1966), referenciados à teoria do contato hertziano (Hertz, 1896), os modelos estatísticos, baseados na teoria de processo aleatório, e as abordagens expostas por Tworzydło *et al.* (1998) e Karpenko e Akay (2001).

3.1 Caracterização das Superfícies Rugosas

As estruturas superficiais são consideradas os locais que recebem as concentrações de tensão. Desta forma, a caracterização da topografia superficial tal como as propriedades mecânicas dos materiais envolvidos tornam-se fatores críticos, quando a funcionalidade de um componente em relação ao atrito e desgaste é solicitada.

Levando em consideração a superfície de um sólido, por melhor que seja o acabamento, nota-se que, dificilmente a mesma será lisa e plana. Haverá uma variedade de imperfeições

que exercem uma forte influência no comportamento tribológico do material em estudo.

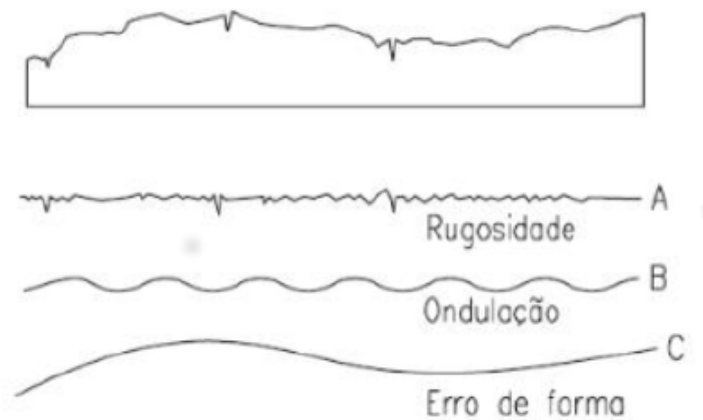


Figura 3.1: Partes que compõem o perfil (Fernandes, 2007).

Toda superfície é composta por diferentes escalas de irregularidades, as quais podem ser classificadas como erro de forma, ondulação e rugosidade (Fig. 3.1). O primeiro, pode ser causado por uma falha no nivelamento, e corresponde à diferença entre a forma da superfície real e a forma ideal desta última, isenta de erros. A rugosidade é uma irregularidade microgeométrica (em pequena escala) de uma superfície, enquanto que, a ondulação é considerada uma irregularidade de escala intermediária entre a da rugosidade e a do erro de forma.

Uma das formas mais comuns de quantificar a rugosidade da superfície está na definição e medição dos parâmetros que a caracterizam. Assim sendo, para se extrair os parâmetros de rugosidade de uma superfície qualquer recorre-se ao ensaio de perfilometria, no qual move-se sobre a superfície uma ponta fina, e o deslocamento vertical desta é captado e convertido em um gráfico bidimensional, obtendo o perfil requerido (Fig. 3.2) para a superfície ensaiada. Segundo Oliveira (2016):

- m : linha média entre as alturas das asperezas (picos) e vales;
- z_i : altura de cada aspereza;
- l : comprimento de amostragem;
- H_{imax} : altura da maior aspereza;

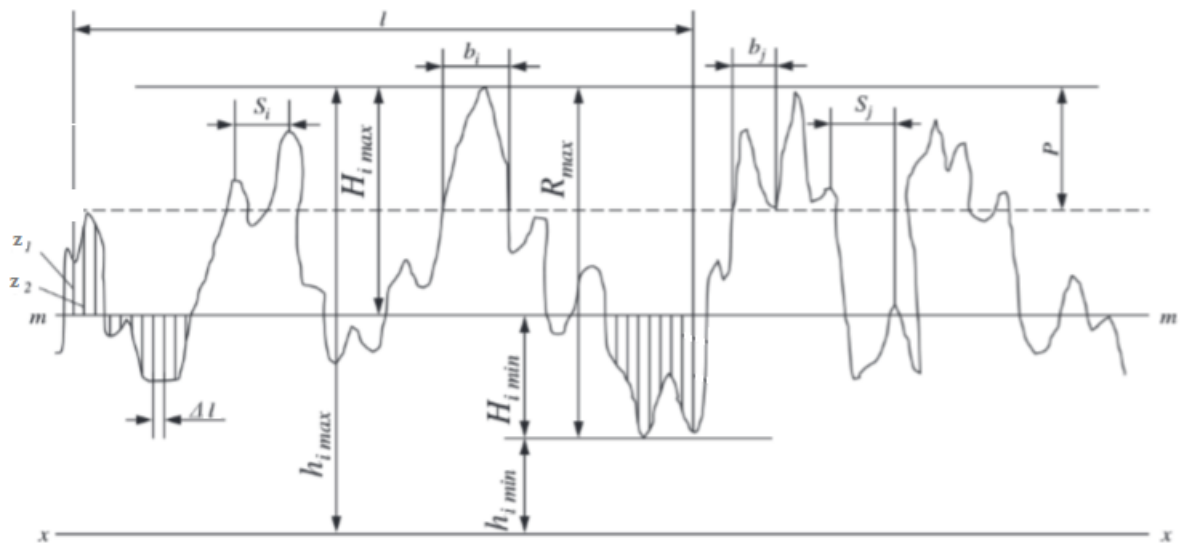


Figura 3.2: Perfil de rugosidade obtido com ensaio de perfilometria, adaptado de Gadelmawla *et al.* (2002).

- $H_{i\min}$: profundidade do maior vale;
- R_{max} : deslocamento vertical máximo da agulha (ponta fina) do perfilômetro;
- S_i : espaçamento médio entre os picos;
- Δ_x : intervalo de medição das alturas da superfície pelo perfilômetro.

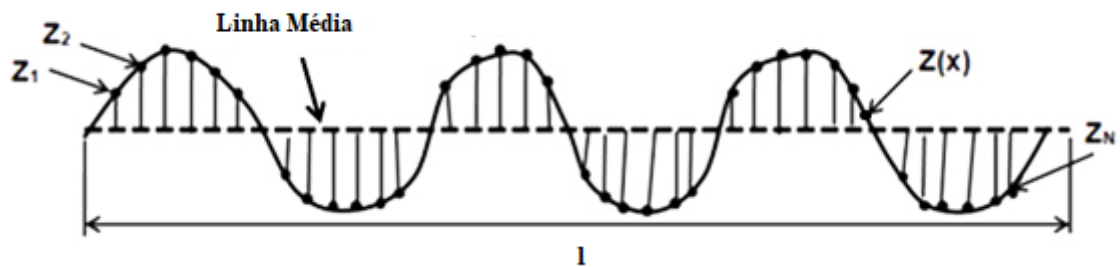


Figura 3.3: Perfil de rugosidade com a linha média.

Várias técnicas são indicadas para subtrair o erro de forma do perfil, e a separação entre a rugosidade e ondulação é realizada por meio de filtros digitais. Um vez obtido o perfil de rugosidade, e considerando, as asperezas e os vales que o caracterizam, calculam-

se as alturas destas irregularidades em relação à linha média traçada para o perfil (Fig 3.3), a partir das quais, consegue-se determinar os parâmetros de textura superficial.

Neste trabalho, o parâmetro de maior interesse é a rugosidade média quadrática (R_q), que representa o desvio padrão da distribuição de alturas no decorrer da superfície, calculada a partir de:

$$R_q = \sqrt{\left(\frac{z_1^2 + z_2^2 + \dots + z_{N-1}^2 + z_N^2}{N}\right)} \quad (3.1)$$

sendo N o número de alturas identificadas e avaliadas no comprimento de amostragem l .

3.2 Modelo de Contato de Hertz para duas asperezas simples

A deformação e a pressão de contato entre dois sólidos elásticos definidos por geometrias com superfícies quadráticas podem ser determinadas por meio das análises e formulações analíticas desenvolvidas por Hertz (1896). O modelo de contato “hertziano”, assim chamado, leva em conta as seguintes hipóteses simplificadoras (Bhushan, 2002):

- As superfícies são contínuas, suaves e não-conformes, e por consequência, não se conhece *a priori* a área de contato;
- As deformações resultantes são significativamente pequenas;
- Na proximidade da região de contato, cada sólido pode ser considerado como um meio-espaço elástico;
- Não existem forças tangenciais agindo nas superfícies dos sólidos. Logo, as mesmas estão livres de atrito.

Sejam duas esferas sólidas de raios R_1 e R_2 , cujos planos de referência estão separados por uma distância d . Quando comprimidas por uma carga normal W , as superfícies entram em contato, e os dois planos de referência, antes afastados da região de contato,

aproximam-se de δ , originando uma nova separação $d - \delta$, conforme pode-se observar na Fig. 3.4.

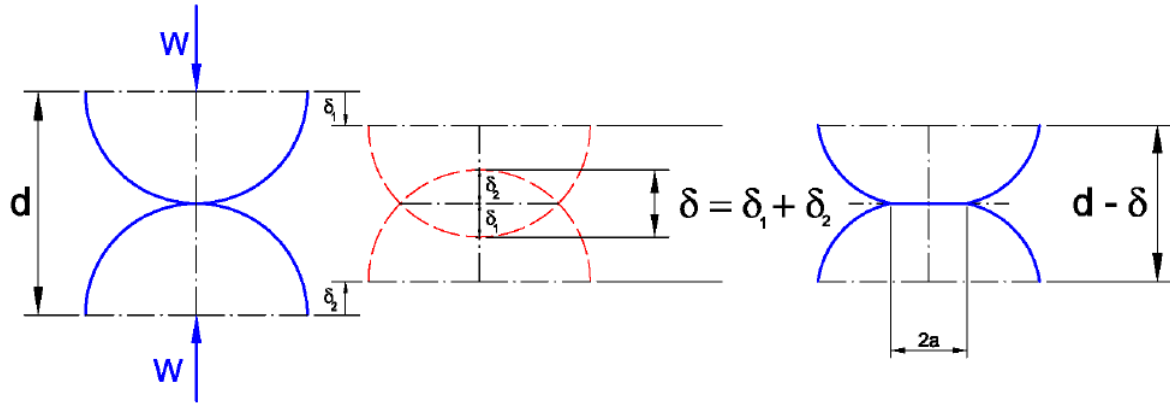


Figura 3.4: Contato normal entre duas esferas sólidas (Bastos, 2008).

Esta situação pode também ser representada pelo contato entre um sólido plano e uma esfera sólida de raio efetivo R_{ef} , e mecanicamente, apresenta os mesmos efeitos que o modelo geométrico anterior (Hertz, 1896), de tal forma que um dos sólidos seja considerado rígido e o outro possua um módulo de elasticidade efetivo E_{ef} .

Logo, o raio R_{ef} e o módulo de elasticidade efetivo E_{ef} são definidos, respectivamente, por:

$$\frac{1}{R_{ef}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (3.2)$$

$$\frac{1}{E_{ef}} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (3.3)$$

onde E_1 e E_2 são, respectivamente, o módulo de Young (ou módulo de elasticidade) das duas esferas originais, e ν_1 e ν_2 o coeficiente de Poisson das mesmas. A área de contato é admitida circular e de raio a , e pode ser obtida a partir da equação abaixo:

$$A = \pi a^2 = \pi R \delta, \quad (3.4)$$

onde a é calculado da seguinte forma:

$$a = \sqrt{R \delta} = \left(\frac{3WR}{4E} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (3.5)$$

O carregamento normal aplicado W pode ser estabelecido em função da aproximação forçada entre os dois corpos δ , do módulo de elasticidade combinado E , e do raio relativo de curvatura R . Deste modo:

$$W = \frac{4}{3}ER^{\frac{1}{2}}\delta^{\frac{2}{3}}. \quad (3.6)$$

Segundo Bhushan (2002), uma vez que, neste caso a deformação é puramente elástica, a área de contato é proporcional a $W^{\frac{2}{3}}$. Logo, a pressão de contato média varia com $W^{\frac{1}{3}}$ e é calculada por:

$$p_m = \frac{W}{\pi a^2}. \quad (3.7)$$

Sendo assim, sua distribuição sobre a área circular de contato, $p(r)$, é não-uniforme, e pode ser então determinada pela equação que se segue:

$$p(r) = p_0 \left[1 - \frac{r^2}{a} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (3.8)$$

onde r é a distância do ponto em relação ao centro do círculo e p_0 é a pressão máxima atuante no centro do contato, equivalente a $\frac{3}{2}p_m$, cuja equação é dada por:

$$p_0 = \frac{3}{2}p_m = \frac{3W}{2\pi a^2} = \left(\frac{6WE^2}{\pi^3 R^2} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (3.9)$$

3.3 Modelo de contato entre superfícies rugosas com asperezas idênticas

Consideremos o contato entre uma superfície plana e uma superfície rugosa constituída de uma série de asperezas esféricas com o mesmo raio R e a mesma altura z , em relação ao plano de referência Bhushan (2002), conforme ilustrado na Fig. 3.5.

A aproximação δ é equivalente a $(z - d)$, onde d é a separação inicial entre as duas superfícies. Supondo-se que as asperezas se deformam independentemente umas das outras. Logo, cada aspereza suporta a mesma fração de carga e contribui com a mesma

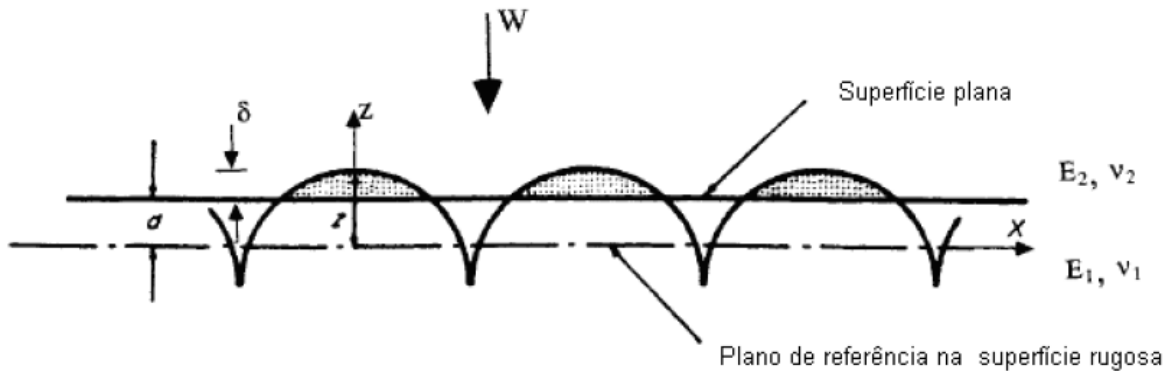


Figura 3.5: Esquema do contato de uma superfície rugosa com múltiplas asperezas idênticas contra uma superfície plana (Bhushan, 2002).

fração de área. Neste sentido, considerando as contribuições de todas as asperezas, a área total de contato A relaciona-se com a carga total W da mesma forma que a área de contato individual de cada aspereza (A_i) está relacionada com a carga suportada por cada aspereza (W_i). Em termos quantitativos, utilizam-se as mesmas expressões deduzidas anteriormente, para o modelo de Hertz aplicado a duas asperezas simples. Entretanto, deve-se levar em conta, para este modelo, o número total de asperezas N , presentes na superfície. Assim sendo, a carga total W e a área real A , são determinadas, respectivamente por:

$$W = \frac{4}{3}NER^{\frac{1}{2}}\delta^{\frac{3}{2}} = \frac{4}{3}NER^{\frac{1}{2}}(z-d)^{\frac{3}{2}}, \quad (3.10)$$

$$A = \pi NR\delta = \pi NR(z-d), \quad (3.11)$$

onde E é o módulo de elasticidade efetivo, obtido na Eq. (3.3).

Para este caso, as pressões média e máxima, p_m e p_0 , são estabelecidas pelas seguintes equações, respectivamente:

$$p_m = \frac{2}{3}p_0 = \frac{W_i}{A_i} = \frac{4E\delta^{\frac{1}{2}}}{3\pi R^{\frac{1}{2}}}. \quad (3.12)$$

3.4 Análise do contato por Greenwood & Williamson

Greenwood e Williamson (1966) investigaram a distribuição de alturas de picos em perfis bidimensionais utilizando uma técnica conhecida como análise de três pontos. Para três pontos medidos sucessivamente, o ponto central será considerado um pico se sua altura for maior que a altura dos outros dois. A partir destas observações postularam um modelo para a representação de uma superfície rugosa nominalmente plana. Neste modelo a superfície é representada pela composição de uma série de picos esféricos, todos de mesmo raio de curvatura R e altura z em relação ao plano de referência, distribuídos aleatoriamente seguindo uma função de distribuição exponencial ou normal (Bhushan, 2002; Bastos, 2008).

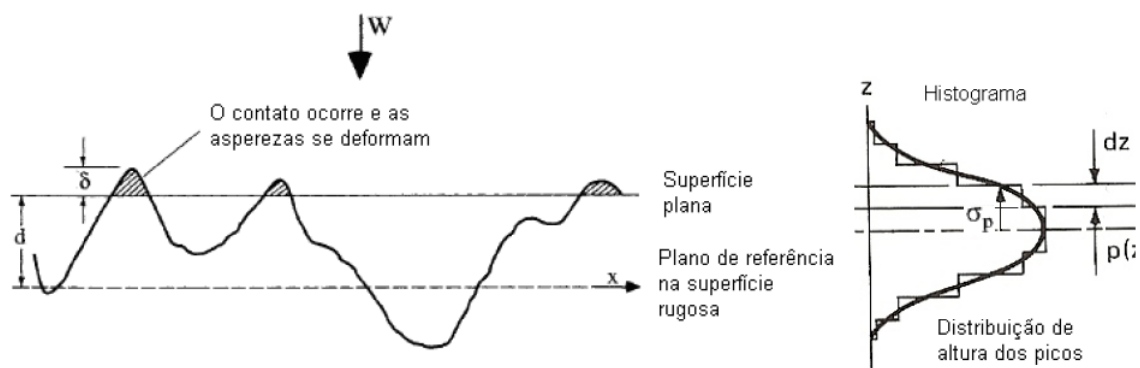


Figura 3.6: Modelo para o contato entre uma superfície rugosa e uma superfície plana (Bhushan, 2002).

O modelo de contato de G&W pode ser empregado para o contato entre duas superfícies rugosas, através da hipótese de que esta situação equivale, mecanicamente, ao contato entre uma superfície de rugosidade composta ou efetiva e um plano.

Admite-se, segundo Bastos (2008), que a superfície rugosa equivalente é aquela que possui a curvaturas dos seus picos igual à soma das curvatura dos picos das duas superfícies originais. Além disso, se as alturas dos picos das duas superfícies seguem uma distribuição aleatória com desvios-padrão R_{q1} e R_{q2} , então a superfície equivalente deve ter um desvio-padrão efetivo R_q , como calculado na Eq. (2.6).

Com base na Fig. 3.6, a altura do pico de uma aspereza individual é definido por z . Suponha-se que a separação d entre o plano de referência da superfície rugosa e a

superfície plana seja menor que z . Logo, a aspereza sofrerá uma compressão de $\delta = z - d$, quando submetida a uma carga individual, W_i , e a área de contato individual desta, A_i com o plano pode ser escrita da seguinte forma:

$$W_i = \frac{4}{3}ER^{\frac{1}{2}}\delta^{\frac{3}{2}} = \frac{4}{3}ER^{\frac{1}{2}}(z - d)^{\frac{3}{2}}, \quad (3.13)$$

$$A_i = \pi R\delta = \pi R(z - d). \quad (3.14)$$

A probabilidade de um pico estar entre z e $z + dz$ é estabelecida por $\Phi(z)dz$, onde $\Phi(z)$ é a função de densidade de probabilidade. A probabilidade de que uma aspereza da superfície rugosa contacte a superfície plana oposta, corresponde à probabilidade de que a altura z desta seja maior do que a separação d , isto é,

$$P(z > d) = \int_d^{\infty} \Phi(z)dz. \quad (3.15)$$

O número de contatos existentes, caso existam N asperezas na superfície, é calculado a partir de:

$$n = N \int_d^{\infty} \Phi(z)dz. \quad (3.16)$$

Para o modelo de contato de G&W, a carga total W suportada por todas as asperezas da superfície e área real de contato são dadas, respectivamente, por:

$$W = \frac{4}{3}NER^{\frac{1}{2}} \int_d^{\infty} (z - d)^{\frac{3}{2}}\Phi(z)dz \quad (3.17)$$

$$A = \pi NR \int_d^{\infty} (z - d)\Phi(z)dz \quad (3.18)$$

4 FORMULAÇÃO LAGRANGIANA-EULERIANA ARBITRÁRIA (ALE)

Os algoritmos utilizados na descrição cinemática de meios contínuos estão baseados em duas descrições clássicas: a descrição Lagrangiana e a Euleriana. Uma descrição Lagrangiana ou material, se mostra bastante adequada, tendo como incógnitas principais os deslocamentos ou posições. Por outro lado, os fluidos não apresentam resistência às tensões tangenciais, podendo se deformar indefinidamente. Desse modo, uma formulação Euleriana, ou espacial, com velocidades como variáveis principais torna-se mais adequada para a maior parte dos problemas que envolvem a mecânica dos fluidos (Fernandes, 2016).

As vantagens e desvantagens dessas formulações tornam-se mais claras quando o método dos elementos finitos (MEF) é usado para a análise dos modelos matemáticos. Na formulação Euleriana, o material flui através da malha e a malha inicial não se distorce. No entanto, algum material que inicialmente se encontra na malha pode fluir para fora do domínio e todas as informações sobre ele são perdidas, nesse caso.

De acordo com Hua *et al.* (1997), na descrição Lagrangeana, o movimento do contínuo é especificado como uma função das coordenadas materiais e do tempo. Esta é uma descrição de partículas que é frequentemente aplicada à mecânica dos sólidos. Em simulações usando esta formulação, os nós da malha se movem junto com o material, e em alguns processos a mesma pode tornar-se muito distorcida.

Tais particularidades implicam na necessidade de se acoplar duas descrições matemáticas distintas quando do estudo de problemas de interação fluido-estrutura, e consiste em utilizar a formulação Lagrangiana-Euleriana Arbitrária (ALE). Assim sendo, a Fig 4.1 ilustra o processo de deformação da malha para o caso em que a descrição Lagrangiana é adotada, e compara-se com o mesmo caso, levando em consideração o

método ALE aqui proposto.

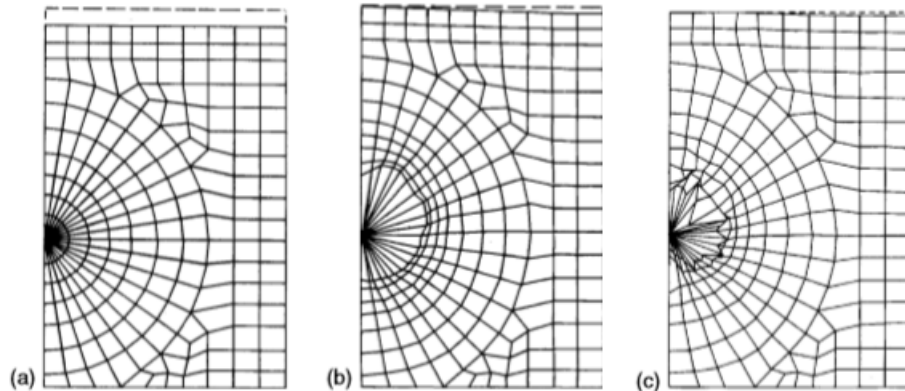


Figura 4.1: Malha Lagrangiana versus ALE: (a) malha inicial de EF, (b) malha ALE em 1 ms; (c) malha lagrangiana em 1 ms (Donea *et al.*, 2004).

A ideia principal da abordagem ALE é liberar a restrição de que a malha acompanhe o material, de maneira tal que quando houver grandes deformações no domínio, isto não afete em igual medida a configuração dos elementos, tal como ser observado na Fig. 4.1. Levando em conta a configuração inicial da malha de elementos finitos, é possível visualizar que, a mesma, após um intervalo de 1 ms, apresenta elementos com distorções significativas quando adotada a formulação Lagrangiana clássica em comparação com a descrição ALE.

Na respectiva descrição (ALE), a malha possui um comportamento arbitrário em relação à deformação do corpo e, neste aspecto, busca-se sempre uma maneira eficiente de otimizá-la a fim de se obter um baixo custo computacional (Donea *et al.*, 2004). A Fig. 4.2 expõe uma representação esquemática de um domínio unidimensional com as descrições acima mencionadas. Nesta figura, é possível identificar que, na descrição Lagrangiana o deslocamento da partícula coincide com o movimento da malha, e a cada incremento de tempo, as posições dos nós da malha e dos pontos materiais são similares. Na descrição Euleriana a malha é fixa no espaço, e a partícula se move dentro deste espaço definido. Além disso, é mostrado que a posição dos pontos materiais é calculada com base no movimento arbitrário dos nós de malha. Essa capacidade inerente da descrição ALE permite que os nós de malha sejam reposicionados de acordo com alguns critérios de refinamento, evitando assim as deficiências das descrições eulerianas e lagrangianas puras (Anjos *et al.*, 2014).

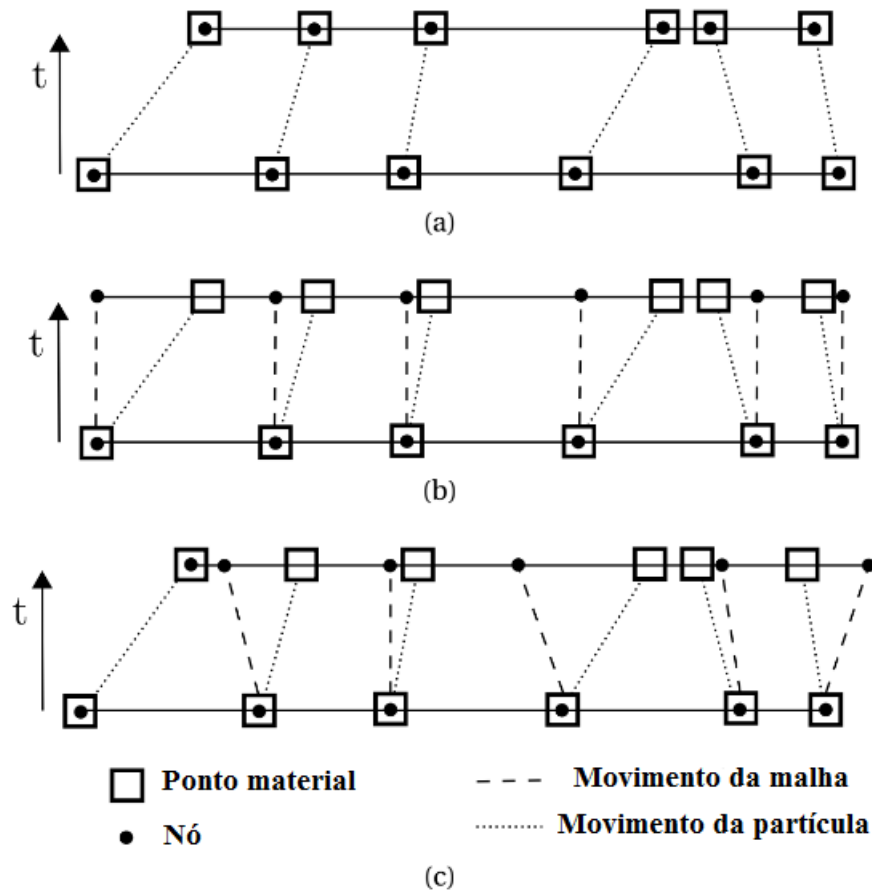


Figura 4.2: Exemplo unidimensional do movimento de malha e partícula via formulações (a) Lagrangiana, (b) Euleriana e (c) ALE (Anjos *et al.*, 2014).

O presente capítulo tem como função principal, apresentar as equações do contínuo (baseadas na formulação ALE) para descrever qualquer problema de interação fluido-estrutura, inclusive, e em especial, para o problema que envolve o contato lubrificado. Uma vez, que no Capítulo 2 foi apresentada a equação de Reynolds que governa o processo de lubrificação, e no Capítulo 3 os modelos de contato entre asperezas e superfícies rugosas, parte-se então para a dedução do acoplamento da mecânica dos sólidos e da mecânica dos fluidos aplicadas ao problema em estudo, recorrendo às leis de conservação da massa e conservação da quantidade de movimento linear.

Entre as referências básicas utilizadas para o desenvolvimento deste capítulo destacam-se Boman e Ponthot (2004) e Belytschko *et al.* (2013).

4.1 Notações preliminares da Mecânica do Contínuo

4.1.1 Movimento material, deslocamento, velocidade e aceleração da malha

No método Lagrangiano-Euleriano Arbitrário, ambos os movimentos da malha e do material devem ser descritos. Seja \mathbf{X} a coordenada lagrangiana (ou material) para uma dada partícula material. O deslocamento desta é descrito por uma função denotada por ϕ que estabelece a posição do material como uma função do tempo t :

$$\mathbf{x} = \phi(\mathbf{X}, t), \quad (4.1)$$

onde \mathbf{x} é a coordenada espacial que representa a posição atual do ponto material \mathbf{X} e $\phi(\mathbf{X}, t)$ é a função de mapeamento entre \mathbf{X} e \mathbf{x} no tempo t e que define o movimento desta partícula, da configuração inicial Ω_0 para a configuração atual ou espacial Ω . Portanto, vale enfatizar que este é o mapeamento usado para descrever o movimento dos elementos lagrangianos.

Na formulação ALE, sobretudo, é considerado outro domínio de referência $\hat{\Omega}$ como mostrado na Fig. 4.3. Esse domínio é chamado de domínio referencial ou domínio ALE. Neste caso, os valores iniciais da posição das partículas são denotados por χ , e então:

$$\chi = \phi(\mathbf{X}, 0) \quad (4.2)$$

As coordenadas χ são chamadas coordenadas referenciais. Em muitos casos, $\phi(\mathbf{X}, 0) = \mathbf{X}$, então $\chi(\mathbf{X}, 0) = \mathbf{X}$.

O domínio referencial $\hat{\Omega}$ é usado para descrever o movimento da malha independentemente do movimento do material. O movimento da malha é referido como:

$$\mathbf{x} = \hat{\phi}(\chi, t) \quad (4.3)$$

A função de mapeamento $\hat{\phi}$ desempenha um papel crucial na formulação ALE por elementos finitos. Os pontos χ no domínio ALE, $\hat{\Omega}$, são mapeados para pontos \mathbf{x} no

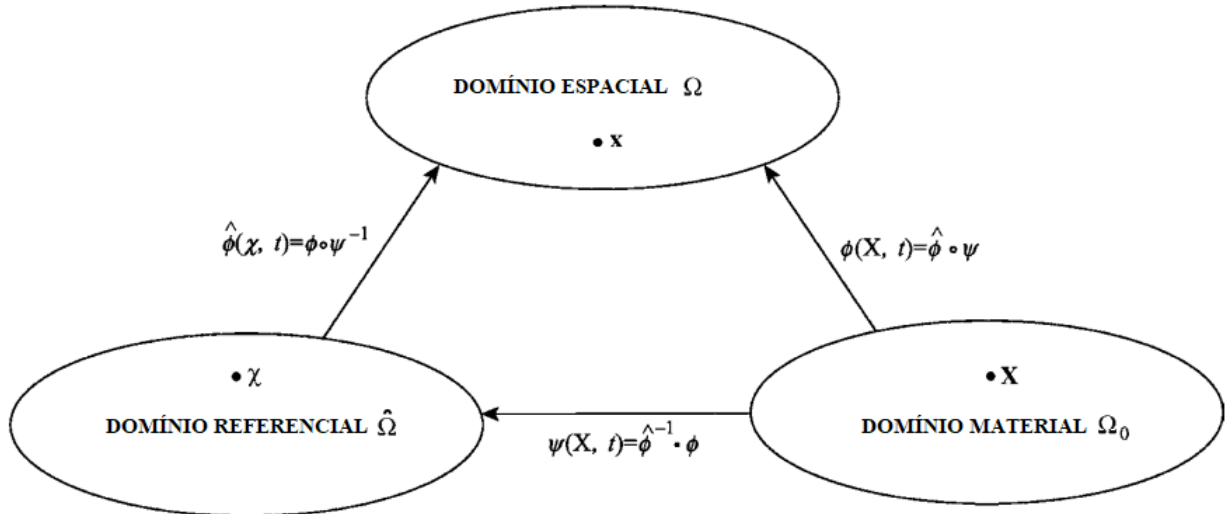


Figura 4.3: Mapeamento entre os domínios Lagrangiano, Euleriano e ALE (Belytschko *et al.*, 2013).

domínio espacial, Ω , através desta função.

Como é evidente a partir da Fig. 4.3, as coordenadas ALE podem se relacionar com as coordenadas materiais por uma composição de funções:

$$\chi = \hat{\phi}^{-1}(\mathbf{x}, t) = \hat{\phi}^{-1}(\phi(\mathbf{X}, t), t) = \Psi(\mathbf{X}, t) \text{ ou } \Psi = \hat{\phi}^{-1} \circ \phi \quad (4.4)$$

onde o símbolo \circ é adotado para descrever a composição de funções acima estabelecida, em que se pode observar que:

$$\hat{\phi}^{-1}(\phi(\mathbf{X}, t), t) = \hat{\phi}^{-1} \circ \phi \quad (4.5)$$

Como pode ser visto, a relação entre as coordenadas materiais e as coordenadas ALE é uma função do tempo. O movimento do material pode ser expresso como uma composição do movimento da malha e a função de mapeamento Ψ :

$$\mathbf{x} = \phi(\mathbf{X}, t) = \hat{\phi}(\Psi(\mathbf{X}, t), t) \text{ ou } \phi = \hat{\phi} \circ \Psi \quad (4.6)$$

A partir dessas considerações, podem ser definidos o deslocamento, a velocidade e a aceleração do movimento da malha, que serão chamados de deslocamento da malha,

velocidade da malha e aceleração da malha. O deslocamento da malha, $\hat{\mathbf{u}}$, é determinado por:

$$\hat{\mathbf{u}}(\boldsymbol{\chi}, t) = \mathbf{x} - \boldsymbol{\chi} = \hat{\boldsymbol{\phi}}(\boldsymbol{\chi}, t) - \boldsymbol{\chi} \quad (4.7)$$

Há semelhança da definição acima com a definição de deslocamento material, que é dado por $\mathbf{u} = \mathbf{x} - \mathbf{X}$: a coordenada do material na descrição material foi substituída pela coordenada referencial ALE para obter o deslocamento da malha.

A velocidade da malha é obtida por:

$$\hat{\mathbf{v}}(\boldsymbol{\chi}, t) = \frac{\partial \hat{\boldsymbol{\phi}}(\boldsymbol{\chi}, t)}{\partial t} \equiv \frac{\partial \hat{\boldsymbol{\phi}}}{\partial t} \Big|_{\boldsymbol{\chi}} \equiv \hat{\boldsymbol{\phi}}_{,t} [\boldsymbol{\chi}] \quad (4.8)$$

A aceleração da malha é dada por:

$$\hat{\mathbf{a}} = \frac{\partial \hat{\mathbf{v}}(\boldsymbol{\chi}, t)}{\partial t} = \frac{\partial^2 \hat{\mathbf{u}}(\boldsymbol{\chi}, t)}{\partial t^2} \quad (4.9)$$

4.1.2 Derivada material e velocidade convectiva

Nas descrições ALE, os campos geralmente são expressos como funções das coordenadas ALE, $\boldsymbol{\chi}$, e tempo, t . A derivada material (ou derivada total) deve então ser obtida pela regra da cadeia. Considere uma função específica, $f(\boldsymbol{\chi}, t)$. utilizando a regra da cadeia:

$$\frac{Df}{Dt} \equiv \dot{f}(\boldsymbol{\chi}, t) = \frac{\partial f(\boldsymbol{\chi}, t)}{\partial t} + \frac{\partial f(\boldsymbol{\chi}, t)}{\partial \chi_i} \frac{\partial \Psi(\mathbf{X}, t)}{\partial t} = f_{,t[\boldsymbol{\chi}]} + \frac{\partial f}{\partial \chi_1} \frac{\partial \chi_1}{\partial t} \quad (4.10)$$

A velocidade referencial da partícula, w_i , é definida como:

$$w_i = \frac{\partial \Psi_i(\mathbf{X}, t)}{\partial t} = \frac{\partial \chi_i}{\partial t} \Big|_{[\mathbf{X}]} \quad (4.11)$$

Substituindo a Eq. (4.11) na Eq. (4.10), tem-se a seguinte expressão:

$$\frac{Df}{Dt} \equiv \dot{f}(\boldsymbol{\chi}, t) = f_{,t[\boldsymbol{\chi}]} + \frac{\partial f}{\partial \chi_i} w_i \quad (4.12)$$

Nas formulações a serem definidas posteriormente, as variáveis de campo ALE são

muitas vezes tratadas como funções das coordenadas materiais, \mathbf{X} e tempo. Portanto, é conveniente desenvolver expressões para a derivada material em termos de gradiente espacial. Para este propósito, primeiramente desenvolve-se uma relação entre velocidade material, velocidade da malha e velocidade referencial. Levando em consideração, a Eq. (4.1) para o movimento do material, a mesma pode ser equiparada a uma composição das funções $\hat{\phi} \circ \Psi$, conforme estabelecido no esquema da Fig. 4.3, que também equivale ao movimento material, no qual escreve-se:

$$\mathbf{x} = \phi(\mathbf{X}, t) = \hat{\phi}(\Psi(\mathbf{X}, t), t) = \hat{\phi} \circ \Psi \quad (4.13)$$

A velocidade material pode ser obtida a partir da regra da cadeia como:

$$v_j = \frac{\partial \phi_j(\mathbf{X}, t)}{\partial t} = \frac{\partial \hat{\phi}_j(\boldsymbol{\chi}, t)}{\partial t} + \frac{\partial \hat{\phi}_j(\boldsymbol{\chi}, t)}{\partial \chi_i} \frac{\partial \Psi_i(\mathbf{X}, t)}{\partial t} = \hat{v}_j + \frac{\partial x_j}{\partial \chi_i} \frac{\partial \chi_i}{\partial t} \Big|_{[X]} \quad (4.14)$$

para a qual se usa a definição de velocidade da malha. O segundo termo da direita da Eq. (4.14), pode ser reescrito como:

$$\frac{\partial x_j(\boldsymbol{\chi}, t)}{\partial \chi_i} \frac{\partial \chi_i(\mathbf{X}, t)}{\partial t} = \frac{\partial x_j}{\partial \chi_i} w_i \quad (4.15)$$

Uma vez que a velocidade convectiva é definida pela diferença entre as velocidades material e da malha, tem-se:

$$c_i = v_i - \hat{v}_i \quad (4.16)$$

Desta forma, usando a Eq. (4.14) para expressar $v_i - \hat{v}_i$ e considerando a Eq. (4.15):

$$c_i = v_i - \hat{v}_i = \frac{\partial x_i(\boldsymbol{\chi}, t)}{\partial \chi_j} \frac{\partial \chi_j(\mathbf{X}, t)}{\partial t} = \frac{\partial x_i}{\partial \chi_j} w_j \quad (4.17)$$

Esta relação entre a velocidade convectiva, \mathbf{c} , a velocidade material, \mathbf{v} , a velocidade da malha, $\hat{\mathbf{v}}$ e a velocidade referencial, \mathbf{w} pode ser usada frequentemente na formulação ALE. Para desenvolver uma expressão para a derivada material com um gradiente espacial, a

regra da cadeia estabelece:

$$\left. \frac{\partial f}{\partial \chi_i} \right|_t = \left. \frac{\partial f}{\partial x_j} \right|_t \left. \frac{\partial x_j}{\partial \chi_i} \right|_t \quad (4.18)$$

Substituindo a Eq. (4.18) na Eq. (4.10), tem-se:

$$\frac{Df}{Dt} = f_{,t[\chi]} + \left. \frac{\partial f}{\partial x_j} \frac{\partial x_j}{\partial \chi_i} \frac{\partial \chi_i}{\partial t} \right|_{[\chi]} = f_{,t[\chi]} + f_{,j} \frac{\partial x_j}{\partial \chi_i} w_i = f_{,t[\chi]} + f_{,j} c_j \quad (4.19)$$

que estabelece a derivada material para a função em termos de derivada parcial com as coordenadas ALE fixas e um gradiente espacial. Em notação vetorial, reescreve-se:

$$\frac{Df}{Dt} = f_{,t[\chi]} + \mathbf{c} \cdot \text{grad } f = f_{,t[\chi]} + \mathbf{c} \cdot \nabla f \quad (4.20)$$

4.1.3 Relações entre a descrição ALE e as formulações Euleriana e Lagrangiana

Vale a pena relacionar as descrições Lagrangiana e Euleriana com a descrição ALE. Neste caso, assumindo $\boldsymbol{\chi} = \mathbf{X}$, isto é, deixando as coordenadas ALE serem coincidentes com as coordenadas materiais, o movimento da malha na Eq. (4.3) é então dado por:

$$\mathbf{x} = \hat{\boldsymbol{\phi}}(\mathbf{X}, t) \quad (4.21)$$

Uma vez que o movimento da malha agora é idêntico ao movimento do material, na Eq. (4.1), isso indica que a malha agora é Lagrangeana. Isso também pode ser visto em relação a função de mapeamento $\boldsymbol{\Psi}$:

$$\mathbf{X} = \boldsymbol{\Psi}(\mathbf{X}, t) = I(\mathbf{X}) \quad (4.22)$$

e como indicado acima, $\boldsymbol{\Psi}$ torna-se I uma função identidade, isto é, neste caso, as coordenadas ALE são idênticas às coordenadas do material. Isso realmente não diz nada novo, já que este foi o ponto de partida da dedução.

Entretanto, quando as coordenadas ALE correspondem às coordenadas eulerianas, ou

seja $\boldsymbol{\chi} = \mathbf{x}$, o movimento da malha é dado por:

$$\mathbf{x} = \hat{\phi}(\mathbf{x}, t) = I(\mathbf{x}) \quad (4.23)$$

de modo que o movimento da malha é definido pela função identidade, e, a malha é fixa no espaço. O movimento para uma descrição Euleriana é dado por:

$$\mathbf{x} = \hat{\phi}(\Psi^{-1}(\mathbf{x}, t), t) = I(\mathbf{x}) \quad \text{ou} \quad \phi \circ \Psi^{-1} = I(\mathbf{x}) \quad (4.24)$$

Assim, na redução da descrição ALE para a descrição Euleriana,

$$\phi = \Psi \quad (4.25)$$

Na redução de ALE para a descrição Lagrangiana, a função Ψ torna-se a identidade e o movimento da malha torna-se o movimento material. Na transformação para a descrição euleriana, o movimento da malha torna-se a função identidade, e a função de mapeamento Ψ torna-se o movimento material. Também é interessante examinar as formas Euleriana e Lagrangiana da derivada material que estão incorporadas na forma ALE. A derivada material pode ser expressa para as diferentes descrições da seguinte maneira:

$$\frac{Df}{Dt} = \dot{f} = \frac{\partial f(\mathbf{X}, t)}{\partial t} \quad \text{Descrição Lagrangiana } (\mathbf{X}, t) \quad (4.26)$$

$$= f_{,t[\mathbf{x}]} + \frac{\partial f}{\partial \mathbf{x}_i} \frac{\partial \mathbf{x}_i}{\partial t} \Big|_{[\mathbf{X}]} = f_{,t[\mathbf{x}]} + f_{,i} v_i \quad \text{Descrição Euleriana } (\mathbf{x}, t) \quad (4.27)$$

$$= f_{,t[\boldsymbol{\chi}]} + \frac{\partial f}{\partial \boldsymbol{\chi}_i} \frac{\partial \boldsymbol{\chi}_i}{\partial t} \Big|_{[\mathbf{X}]} = f_{,t[\boldsymbol{\chi}]} + \frac{\partial f}{\partial \boldsymbol{\chi}_i} w_i \quad \text{Descrição ALE } (\boldsymbol{\chi}, t) \quad (4.28)$$

Quando a velocidade convectiva, $\mathbf{c} = \mathbf{0}$, a forma ALE da Eq. (4.28) reduz-se à forma Lagrangiana, representada pela Eq. (4.26). Quando $\mathbf{c} = \mathbf{v}$, a velocidade convectiva é igual à velocidade do material, e a forma ALE Eq. (4.28) reduz-se à forma Euleriana Eq. (4.27).

As relações entre as formulações ALE, Lagrangiana e Euleriana estão resumidas na Tabela 4.1. Esta tabela estabelece o movimento, deslocamento, velocidade e aceleração

Tabela 4.1: Comparação da cinemática entre a formulação ALE e as descrições Lagrangiana e Euleriana (Belytschko *et al.*, 2013)

Descrição		ALE	Lagrangiana	Euleriana
Movimento	Material	$\mathbf{x} = \phi(\mathbf{X}, t)$	$\mathbf{x} = \phi(\mathbf{X}, t)$	$\mathbf{x} = \phi(\mathbf{X}, t)$
	Malha	$\mathbf{x} = \hat{\phi}(\boldsymbol{\chi}, t)$	$\mathbf{x} = \phi(\mathbf{X}, t)$ $(\boldsymbol{\chi} = \mathbf{X}, \hat{\phi} = \phi)$	$\mathbf{x} = \mathbf{I}(\mathbf{x})$ $(\boldsymbol{\chi} = \mathbf{x}, \hat{\phi} = I)$
Deslocamento	Material	$\mathbf{u} = \mathbf{x} - \mathbf{X}$	$\mathbf{u} = \mathbf{x} - \mathbf{X}$	$\mathbf{u} = \mathbf{x} - \mathbf{X}$
	Malha	$\hat{\mathbf{u}} = \mathbf{x} - \boldsymbol{\chi}$	$\hat{\mathbf{u}} = \mathbf{x} - \mathbf{X} = \mathbf{u}$	$\hat{\mathbf{u}} = \mathbf{x} - \mathbf{x} = \mathbf{0}$
Velocidade	Material	$\mathbf{v} = \mathbf{u}_{,t[\mathbf{X}]}$	$\mathbf{v} = \mathbf{u}_{,t[\mathbf{X}]}$	$\mathbf{v} = \mathbf{u}_{,t[\mathbf{X}]}$
	Malha	$\hat{\mathbf{v}} = \hat{\mathbf{u}}_{,t[\boldsymbol{\chi}]}$	$\hat{\mathbf{v}} = \hat{\mathbf{u}}_{,t[\mathbf{X}]} = \mathbf{v}$	$\hat{\mathbf{v}} = \hat{\mathbf{u}}_{,t[\mathbf{X}]} = \mathbf{0}$
Aceleração	Material	$\mathbf{a} = \mathbf{v}_{,t[\mathbf{X}]}$	$\mathbf{a} = \mathbf{v}_{,t[\mathbf{X}]}$	$\mathbf{a} = \mathbf{v}_{,t[\mathbf{X}]}$
	Malha	$\hat{\mathbf{a}} = \hat{\mathbf{v}}_{,t[\boldsymbol{\chi}]}$	$\hat{\mathbf{a}} = \hat{\mathbf{v}}_{,t[\mathbf{X}]} = \mathbf{a}$	$\hat{\mathbf{a}} = \hat{\mathbf{v}}_{,t[\mathbf{X}]} = \mathbf{0}$

em relação ao material e o movimento, deslocamento, velocidade e aceleração da malha para cada descrição. Pode ver-se a partir da tabela que o movimento do material é independente da descrição, mas o movimento da malha depende da descrição. As definições de movimento de malha são todas análogas às definições de movimento do material, com as coordenadas dos materiais substituídas pelas coordenadas ALE.

4.2 Leis de Conservação na formulação ALE

A seguir são apresentadas as equações que regem as leis de conservação na descrição Lagrangiana-Euleriana Arbitrária. Vale ressaltar que, na maioria das vezes, sempre será necessário lidar com dois sistemas de equações diferenciais parciais: a equação da continuidade ou equação de conservação da massa e a equação do momento linear. Quando o problema está relacionado ao acoplamento destas últimas com transferência de calor ou outra transferência de energia, a equação de energia deve também ser incluída - que não é o caso deste trabalho.

4.2.1 Conservação de massa (*Equação da Continuidade*)

A equação da continuidade na forma Euleriana é dada por

$$\dot{\rho} + \rho v_{j,j} = 0 \quad (4.29)$$

Substituindo a derivada material acima pela Eq. (4.19) na forma ALE, a equação de continuidade torna-se

$$\rho_{,t[\chi]} + \rho_{,j} c_j + \rho v_{j,j} = 0 \quad (4.30)$$

ou

$$\rho_{,t[\chi]} + \mathbf{c} \cdot \text{grad } \rho + \rho \nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (4.31)$$

onde \mathbf{v} é considerado o campo de velocidades, \mathbf{c} consiste na velocidade convectiva e ρ é a densidade.

4.2.2 Conservação da quantidade de movimento linear

A equação da quantidade de movimento linear na descrição Euleriana, é expressa por:

$$\rho \dot{v}_i = \sigma_{ji,j} + \rho b_i \quad (4.32)$$

De forma análoga à equação da continuidade, depois de aplicar o operador de derivada material (Eq. (4.19)), a Eq. (4.32) é reescrita como

$$\rho \{v_{i,t[\chi]} + c_j v_{i,j}\} = \sigma_{ji,j} + \rho b_i, \quad (4.33)$$

ou de forma compacta como:

$$\rho \{\mathbf{v}_{,t[\chi]} + \mathbf{c} \cdot \text{grad } \mathbf{v}\} = \text{div}(\boldsymbol{\sigma}) + \rho \mathbf{b}, \quad (4.34)$$

onde \mathbf{v} representa o campo de velocidades, ρ é a densidade, \mathbf{b} são as forças de corpo atuantes no sistema, \mathbf{c} expressa a velocidade convectiva e $\boldsymbol{\sigma}$ é o tensor de Cauchy (tensor que define o estado de tensão em um ponto no domínio de um corpo material em sua configuração deformada).

5 IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

Este capítulo tem por objetivo apresentar a metodologia utilizada no desenvolvimento desta pesquisa. Desta forma, é necessário o entendimento de algumas ferramentas e técnicas de todas as etapas de modelagem definidas pelo Abaqus[®], principalmente quando a formulação Lagrangiana-Euleriana Arbitrária é considerada.

5.1 Programa de elementos finitos Abaqus[®]

O Abaqus[®] é um pacote de software comercial para simulação computacional, cuja análise é realizada por meio do Método dos Elementos Finitos. O pré-processador Abaqus/CAE se constitui em uma interface gráfica que permite ao usuário uma rápida definição da geometria do problema, atribuição das propriedades dos materiais, aplicação das condições de contorno e carregamentos, seleção do número de etapas desejáveis para a simulação e análise e definição da malha de elementos finitos (Cunha, 2005).

Este software, de caráter bastante geral e de grande versatilidade para aplicações em muitas áreas da engenharia, possui vários módulos, atrelados a inúmeras ferramentas para monitoramento da consistência e adequação do modelo. A priori, a construção de um modelo no Abaqus[®] parte-se inicialmente da criação das partes, que definem a geometria do modelo propriamente dito. Após a criação das partes, segue-se para as definições das propriedades de material e atribuição destas a cada uma das partes criadas (módulo PROPERTY). O agrupamento das partes é então realizado através do módulo ASSEMBLY. Em seguida, parte-se para o módulo STEPS, no qual é imposta uma sequência de passos de análise, de natureza linear ou não-linear, de modo que os carregamentos (módulo LOAD), bem como as condições de contorno (módulo BCS) sejam aplicadas. No módulo INTERACTIONS são estabelecidas as condições de contato.

A malha de elementos finitos é gerada pelo módulo MESH, e por fim, no módulo JOB é gerado o arquivo de entrada, a partir do qual a análise requerida é realizada.

Vale ressaltar que o programa ainda permite que o arquivo de entrada de dados seja alterado manualmente pelo usuário, para situações não convenientemente tratadas pela interface gráfica. Uma vez gerado o arquivo de entrada de dados, a simulação computacional para carregamentos estáticos ou dinâmicos é então executada utilizando-se os modelos Abaqus/Standard ou Abaqus/Explicit, respectivamente.

Como pós-processador, e operando sobre os arquivos de saída, o Abaqus/View possibilita a visualização gráfica dos resultados numéricos.

5.1.1 Considerações sobre a modelagem ALE via Abaqus[®]

A estratégia utilizada pelo Abaqus[®] para tratar um problema designado por uma formulação[®] Lagrangiana-Euleriana Arbitrária tem como base o uso de uma técnica definida por *operator-split*. A referida técnica é dividida em dois passos, como se pode observar na Fig. 5.1, por uma abordagem particionada, onde o acoplamento entre os domínios é realizado por meio da transferência de forças e velocidades.

Primeiramente é executado o passo Lagrangiano, onde a solução em deslocamentos é obtida a partir de uma descrição cinemática Lagrangiana clássica. Dado um passo de carga, e atingido-se o equilíbrio do corpo, pode-se executar o passo Euleriano. Este, por sua vez é subdividido em dois processos: o geométrico relacionado à movimentação da malha, no qual todos os nós são realocados (primeiramente os nós de contorno e, depois, os nós internos) a fim de minimizar as distorções dos elementos, e o físico, onde as variáveis de estado desde a antiga até a nova malha são atualizadas (Lohse, 2015).

Na configuração inicial do modelo, o fluido está localizado em uma região predefinida. Portanto, dentro de um volume de controle designado por uma parte ou domínio euleriano, são necessárias a criação de partições para atribuição de propriedades de materiais. Assim sendo, com relação ao fluido, uma ferramenta chamada Volume de Fração Euleriano (EVF) é responsável por computar a progressão deste ao longo da malha euleriana (Fig. 5.2). No início de uma simulação ALE, uma fração da malha Euleriana geralmente é preenchida

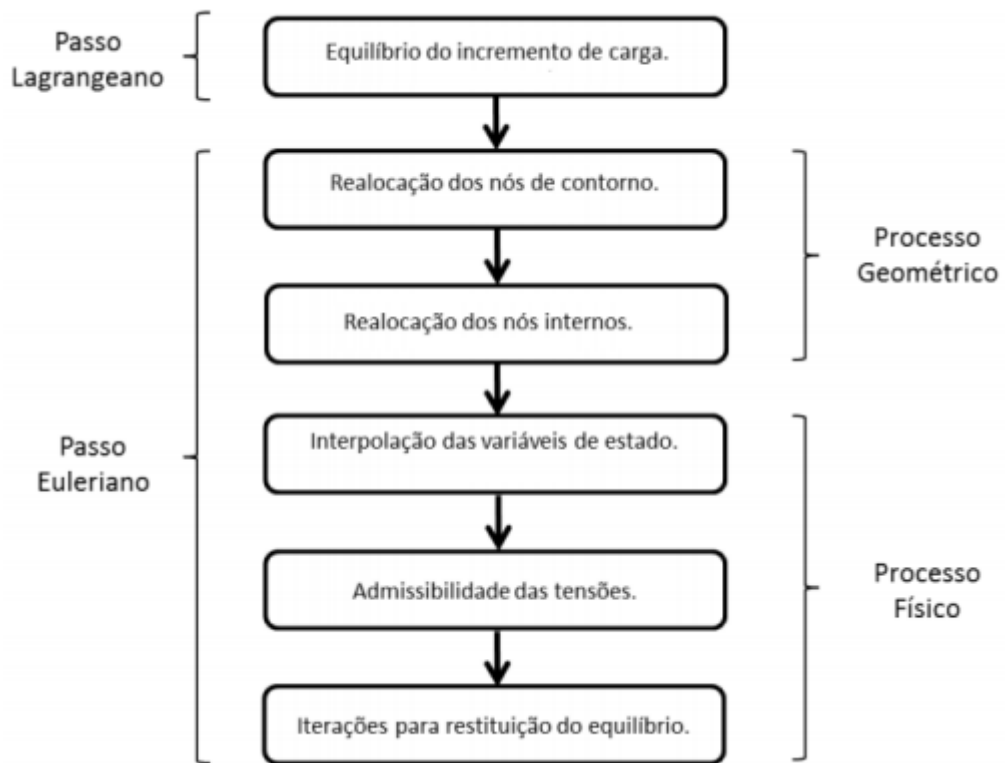


Figura 5.1: Abordagem ALE via Abaqus (Lohse, 2015).

com material fluido, enquanto o resto contém vazio. Durante a computação, o EVF é rastreado para cada elemento da malha Euleriana.

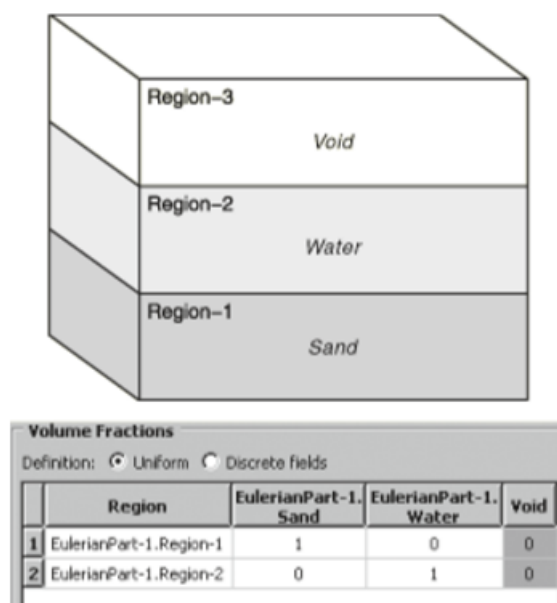


Figura 5.2: Ferramenta Fração de Volume (Simulia, 2010).

Para facilitar o cálculo, é recomendado que as partes Lagrangianas estejam dentro do domínio Euleriano (em regiões de vazio) no início da simulação. Além disso, o volume de controle (domínio Euleriano) deve ser grande o suficiente para evitar que o material euleriano flua para fora de tal domínio, pois a simulação pode ser perdida.

5.1.2 Exemplicação

O exemplo a seguir, retirado de Simulia (2010), tem por objetivo obter a resposta das tensões geradas em uma barreira flexível, resultantes do escoamento de fluido sob carga gravitacional, em um volume de controle, definido por um reservatório. Durante a simulação, o fluido é modelado como um elemento euleriano, enquanto a barreira é caracterizada por um elemento lagrangiano. O acoplamento é usado para estabelecer a interação entre o fluido e a barreira.

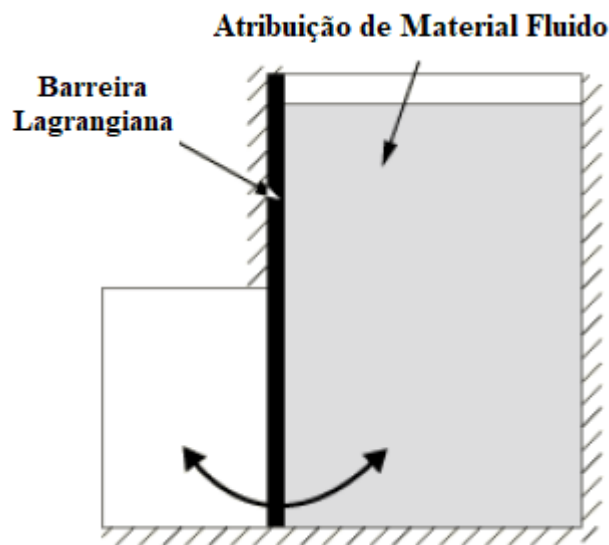


Figura 5.3: Geometria, Atribuição de Material e Condições de Contorno no Modelo (Simulia, 2010).

Na configuração inicial do modelo, a água situa-se em um reservatório retangular (utiliza-se, neste caso, a ferramenta Fração de Volume, para atribuição de fluido à região em questão). A base do reservatório, tal como o lado direito estão engastados. A água está contida por uma barreira, em que a metade superior desta é fixa e a metade inferior é livre. Sob efeito da gravidade, o fluido é empurrado contra a barreira, que se deflete, se

deslocando para fora do reservatório.

O modelo é criado no Abaqus/CAE, sendo composto por duas partes, identificadas na Fig. 5.3. Uma parte euleriana representa o volume de controle (domínio euleriano), enquanto a barreira é representada por uma parte sólida (lagrangiana). Adotam-se para todas as partes uma espessura pequena de extrusão, considerando o problema como quase-bidimensional.

Condições de contorno do tipo velocidades nulas são impostas nas faces do domínio euleriano, de modo que impeça o fluxo de fluido para fora deste.

A barreira é modelada como um material elástico, cujas propriedades são definidas por: Módulo de Elasticidade de $1,2 \times 10^7 \text{ N/m}^2$, Coeficiente de Poisson equivalente a 0,4; e densidade igual a 1100 kg/m^3 . Quanto às propriedades da água, tem-se a massa específica equivalente a 1000 kg/m^3 , a viscosidade absoluta de $0,001 \text{ N.s/m}^2$ e a velocidade do som na água, c_0 , igual a 1500 m/s.

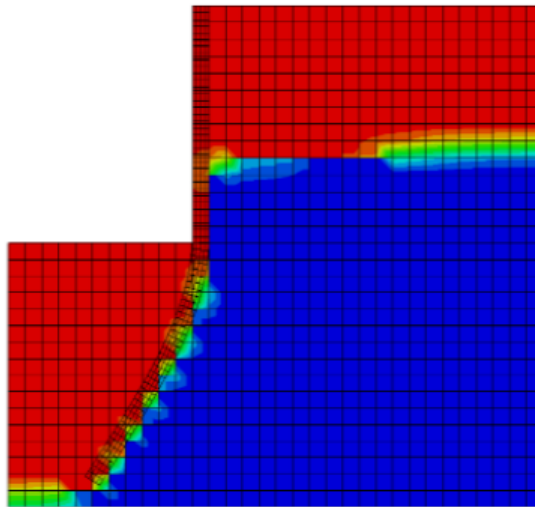


Figura 5.4: Fluxo da água e deflexão na barreira (Simulia, 2010).

A malha euleriana é determinada por elementos do tipo EC3D8R e a malha da barreira contém elementos do tipo C3D8R. Ambos são elementos finitos tridimensionais (hexaédricos) de 8 (oito) nós, com 3 (três) graus de liberdade por nó, referentes às translações nas direções x, y e z.

A configuração do fluxo de fluido pode ser visualizada na Fig. 5.4, bem como a deflexão

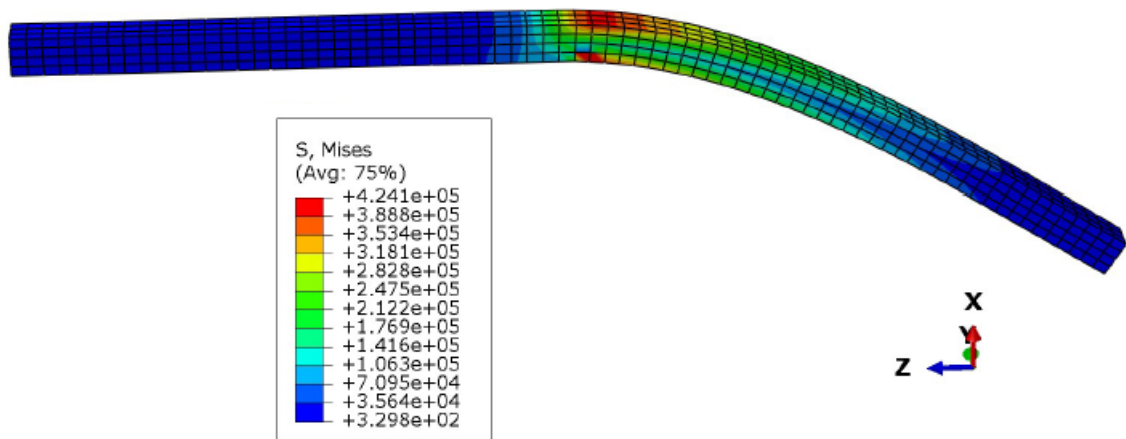


Figura 5.5: Tensões de Von Mises na barreira (Simulia, 2010).

da barreira. Na Fig. 5.5 é possível identificar as tensões de Von Mises ocorrentes nesta última.

6 MODELOS NUMÉRICOS DO CONTATO LUBRIFICADO

Neste capítulo são apresentados os modelos de contato lubrificado entre microasperezas de superfícies rugosas. A princípio, é apresentado um modelo rudimentar, que na prática foi extremamente útil na implementação de um problema qualquer de acoplamento Euleriano-Lagrangiano. Posteriormente é mostrado um modelo de contato entre uma célula representativa de uma superfície hipotética qualquer e um plano rígido. Os resultados deste modelo, publicados por Ferraz *et al.* (2017) não são apresentados nesta tese, uma vez que possuem similaridades com os resultados dos modelos seguintes. Com as ideias adquiridas na modelagem anterior e somadas às concepções discutidas por Lorentz (2013), o modelo de Lorentz (2013) é reproduzido como forma de exercício da aprendizagem das técnicas de modelagem com a abordagem ALE.

Por fim, propõe-se um modelo próprio com as adaptações necessárias para representar melhor o contato lubrificado entre superfícies rugosas com aplicação ao caso do esmalte dentário. E assim sendo, busca-se verificar os resultados de forma qualitativa, uma vez que não se tem subsídios ainda para fazê-lo de forma definitiva.

Todo o estudo desenvolvido na investigação da interação fluido-estrutura no processo de contato é apresentado, de modo a apontar as hipóteses simplificadoras adotadas e o aperfeiçoamento da pesquisa. Vale ressaltar que as etapas de modelagem, bem como a metodologia utilizada via Abaqus[®], são apresentadas somente para o modelo final (que ilustra de forma mais realística o contato de natureza microscópica), e podem ser visualizadas no Apêndice A.

6.1 Modelos preliminares

6.1.1 Descrição dos modelos

A partir das observações referentes ao exercício proposto no Benchmark do Abaqus[®], criou-se um modelo hipotético que simula o contato de uma aspereza principal de uma superfície rugosa qualquer com uma barreira deformável (Fig. 6.1), fazendo analogia ao plano rígido em contato com a aspereza da superfície. Neste contexto, duas condições são avaliadas: a de contato não-lubrificado (seco) e a de contato lubrificado onde somente o contato normal é avaliado (não existe o deslizamento entre os pares sólidos). Assume-se que o contato ocorre inicialmente. Na definição do contato entre pares, cada superfície é classificada como “mestre” ou “escrava”, sendo que a superfície mestre é a de maior dureza (barreira) e a escrava (aspereza principal) é a que resiste à penetração da mestre. Ressalta-se que o tipo de análise realizada é dinâmica e leva em conta um intervalo de tempo significativamente pequeno.

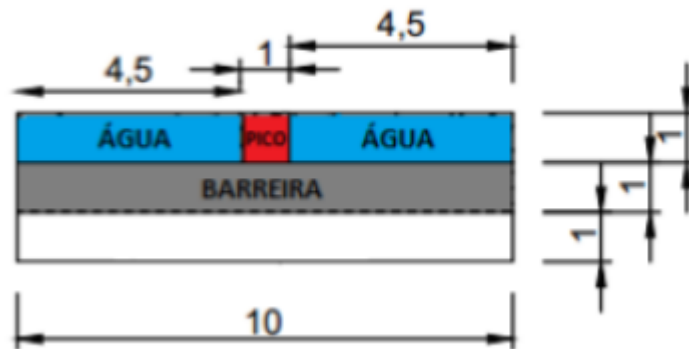


Figura 6.1: Geometria do modelo de contato entre uma aspereza principal (pico) e uma barreira deformável - dimensões em *metros* (Bastos *et al.*, 2017).

Apesar da notoriedade da evolução dos resultados com o tempo, objetiva-se verificar o campo de pressões na interface de contato no tempo final de análise. Desconsidera-se a carga gravitacional, sendo que o fluido é pressurizado a partir da velocidade imposta pela barreira. Com relação às propriedades de materiais, assume-se a barreira e o fluido com os mesmos parâmetros admitidos pelo Benchmark do Abaqus[®] na seção 5.1.2. Na configuração geral do modelo, o fluxo de fluido é impedido e as pressões de contato geradas

são decorrentes da pressão hidrostática do material confinado. Outra informação relevante é a de que não se leva em conta as dimensões das grandezas mensuráveis, tornando-se apenas um estudo de grau qualitativo.

Na próxima etapa de desenvolvimento desta pesquisa, adotou-se uma série de asperezas principais de uma superfície, também hipotética, e impôs condições de deslizamento entre a superfície rugosa e um plano rígido, em conformidade com os modelos de contato estabelecidos por Hertz (1896) e Greenwood e Williamson (1966). Algumas observações de importância referentes a este modelo, cuja geometria é ilustrada pela Fig. 6.2:

- Na geometria do modelo considerou-se uma aspereza central com altura superior às demais, de modo que, o regime de lubrificação misto prevaleça no sistema. Ou seja, durante a simulação, o contato é identificado em algumas regiões do sistema e em outras o fluxo de fluido é responsável pela geração de pressões hidrodinâmicas nos vales das asperezas;
- A velocidade relativa responsável pelo deslizamento da superfície em relação ao plano rígido se dá na direção z positiva;

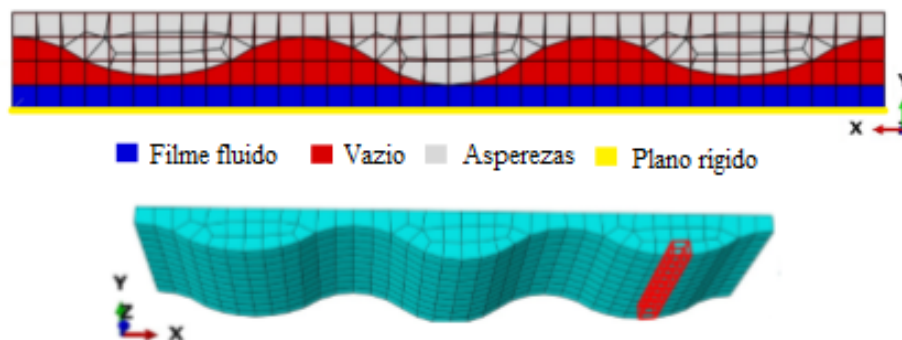


Figura 6.2: Geometria do modelo de contato lubrificado desenvolvido por Ferraz *et al.* (2017).

- São aplicadas somente condições de contorno do tipo velocidade. Assim sendo, a cada incremento de tempo, a superfície é deslocada a uma velocidade definida, e o comportamento do lubrificante é resposta desse deslocamento;
- São considerados dois steps de análise: o primeiro que define o contato entre as partes, e o segundo que estabelece o deslizamento entre as mesmas;

- Os elementos finitos das malhas das asperezas (C3D8R) e do volume de controle (EC3D8R) são hexaédricos e tem tamanho aproximado de 0,07 m;
- A escolha da região de ocupação do lubrificante foi estratégica, para se evitar as partições no volume de controle e problemas na aplicação da malha de EF - umas das maiores dificuldades encontradas até então;
- A altura de filme fluido corresponde à mesma área de vazio no step inicial, de tal forma, que, à medida em que as asperezas se deslocam até o contato, o lubrificante ocupa a parte do vazio inicial, e quando o deslizamento é iniciado, o fluxo de fluido é previsto;
- A carga gravitacional, que deveria ser desprezada, foi imposta sobre todo o modelo;
- Um modelo de contato geral foi utilizado desconsiderando o atrito nas interações superficiais (*frictionless*);
- O resultados de tensões cisalhantes e normais foram obtidos somente nos elementos selecionados da malha da Fig. 6.2, não representando o comportamento tribológico da célula rugosa como um todo.

Os resultados obtidos foram comparados com as respostas numéricas provenientes de um modelo de contato não-lubrificado. Este último, com a mesma configuração do primeiro, porém, permitiu-se que o fluido escoasse para fora do domínio logo no início da simulação, constituindo-se uma interação superficial sem a ação do lubrificante.

6.1.2 Análise de Convergência de Malha

Foi feita a análise de convergência de malha tendo-se como referência a tensão máxima resultante nos elementos definidos na aspereza principal, conforme mostrados na Fig. 6.2. À medida em que o refinamento foi sendo definido um maior número de elementos nesta direção foi identificado.

Desta forma, fixou-se o tamanho aproximado dos elementos do domínio Eulerino (VC) como $0,1 \mu\text{m}$ e refinou-se a malha da célula representativa da superfície levando em conta

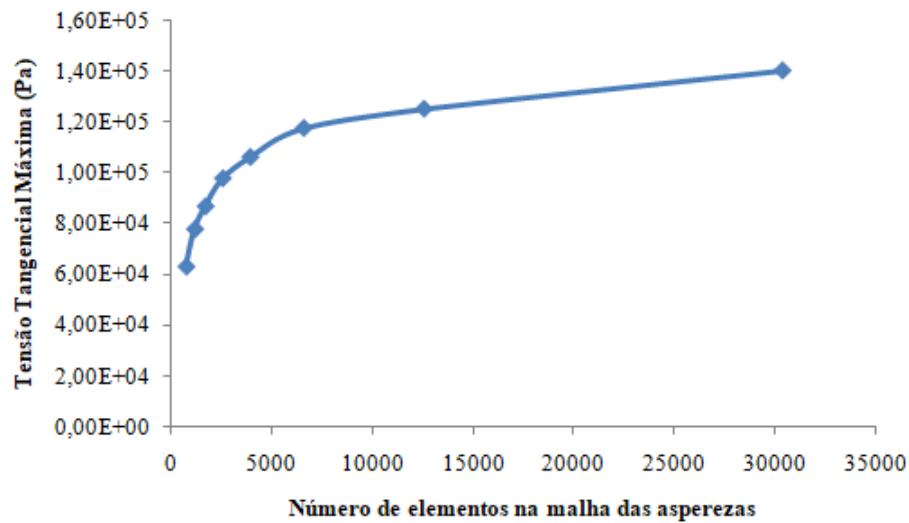


Figura 6.3: Análise de convergência de malha

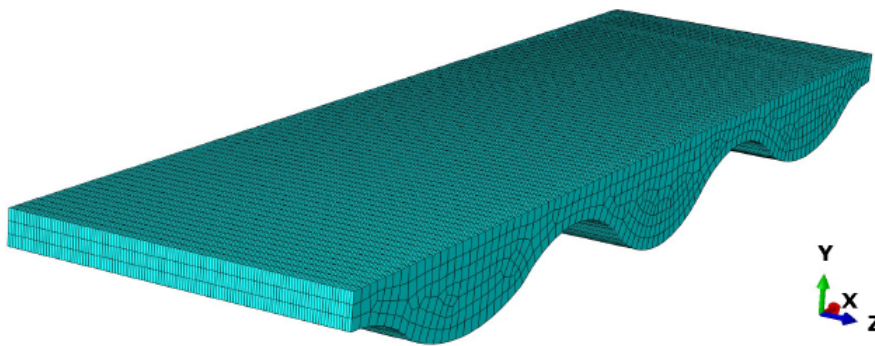


Figura 6.4: Malha de elementos nas asperezas

um tamanho global aproximado de $0,1 \mu m$ a $0,03 \mu m$ para estes elementos. Os resultados podem ser visualizados na Fig. 6.3 em que é plotada a tensão máxima tangencial em função do número de elementos das asperezas. Desta forma, para o modelo mais refinado 30.360 elementos foram definidos com tamanho global aproximado a $0,03 \mu m$.

A Fig. 6.4 mostra a malha de elementos da célula representativa da superfície rugosa com suas asperezas.

6.1.3 Resultados

Para o modelo que considera a aspereza de seção geométrica quadrada, buscou-se comparar os resultados para duas condições distintas. Quando o fluido está livre para

escoar para fora do domínio euleriano, o modelo representa a situação onde não existe influência da interação fluido-estrutura. Observa-se que a distribuição de pressões de contato se dá somente na interface determinada pela barreira e pelo pico, visto que desprezou-se o carregamento gravitacional da água para este estudo. Para uma segunda situação, em que o fluido é confinado, pressões de contato na aspereza e ao longo da barreira são notáveis, o que caracteriza a interação fluido-estrutura.

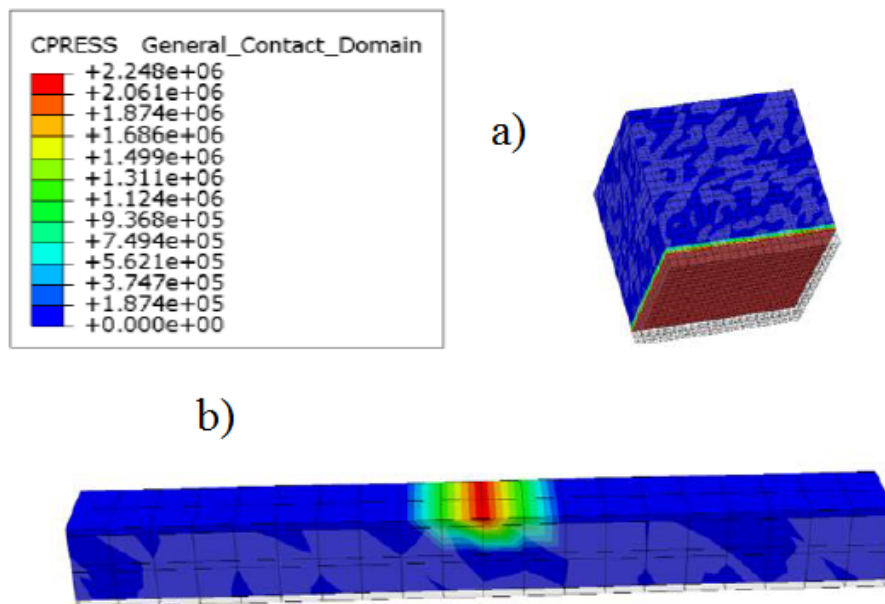


Figura 6.5: Resultados da pressão de contato (N/m^2) na interação com fluido livre: a) detalhe da visualização no pico; b) detalhe da visualização na barreira

A partir dos resultados dispostos na Fig. 6.6b é possível observar que na interface de contato entre barreira e pico, a distribuição de pressões apresenta efeitos distintos em comparação ao modelo com fluido livre (Fig. 6.5). Devido ao confinamento do fluido, as pressões são geradas na barreira, quando a mesma é deslocada à velocidade especificada. O fluido, por sua vez, ao ser pressurizado, gera pressões nas laterais dos picos (Fig. 6.6a), constituindo assim condições de lubrificação. Destaca-se neste caso a Fig. 6.6b, onde máximos valores de pressão de contato estão presentes na parte da barreira que interage com a água. E é possível identificar que, para o fluido confinado, as máximas pressões de contato presentes no modelo são da ordem de até 10^2 vezes as pressões de contato quando não há confinamento.

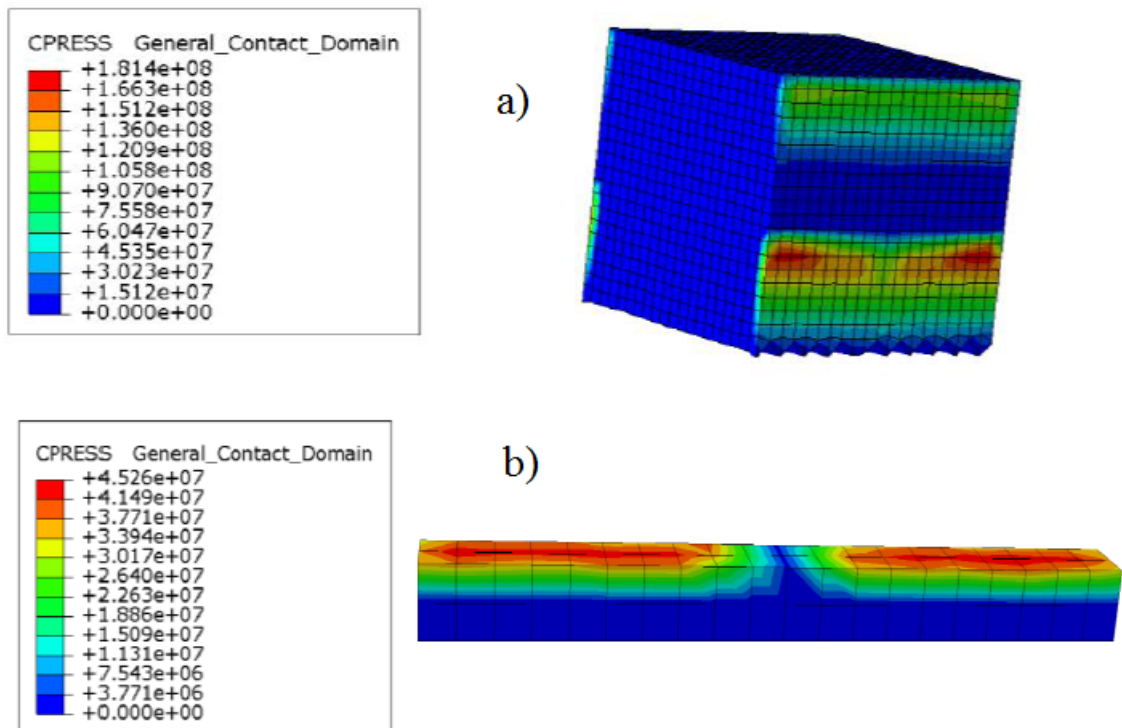


Figura 6.6: Visualização da distribuição de pressões em N/m^2 incluindo a interação fluido-estrutura: a) no pico, e b) na barreira

6.2 Modelo de contato lubrificado por Lorentz (2013)

6.2.1 Descrição do modelo de Lorentz (2013)

Encontrou-se na literatura o modelo implementado por Lorentz (2013), que investiga o fenômeno de lubrificação mista e hidrodinâmica entre superfícies tribológicas. Entretanto, algumas informações relevantes à sua modelagem, tal como dimensões referentes à geometria dos pares sólidos, não foram apresentadas com clareza. O mesmo pode ser observado com relação aos valores de pressões nominais ou velocidades impostas a qualquer um dos corpos, de modo a efetivar o contato. Desta forma, uma vez que se busca uma verificação qualitativa, em termos de coeficiente de atrito, e por possuir poucos trabalhos relacionados a este assunto, houve a necessidade de definir algumas hipóteses e suposições de modo que o modelo de Lorentz (2013) fosse reproduzido.

O modelo é considerado como quase-bidimensional, adotando-se para z uma espessura pequena, e é composto por dois pares sólidos (elementos lagrangianos) com rugosidade

significativa e uma parte euleriana (volume de controle no qual o fluido se encontra), os quais definem a geometria do modelo (Fig. 6.7).

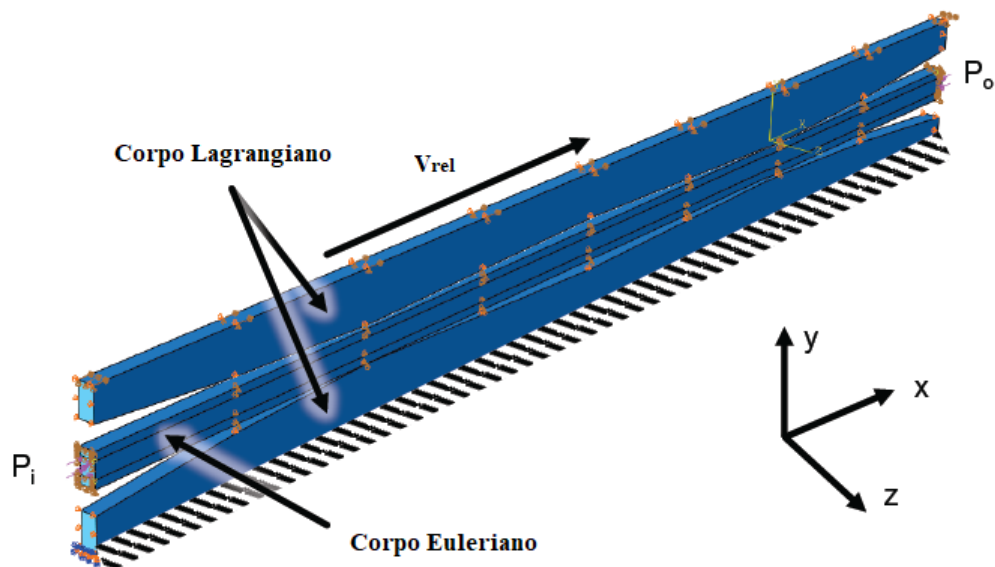


Figura 6.7: Esquema do modelo bidimensional (Lorentz, 2013).

Quanto às condições de contorno para o problema, a Fig. 6.8 mostra pressões de entrada e saída aplicadas no volume de controle, equivalentes a 110 MPa e 109,99 MPa, respectivamente, as quais determinam o gradiente de pressões e estabelece o fluxo de lubrificante na área de contato. Através da imposição de velocidades nulas nas direções normais às faces do domínio, é garantido que o fluido não escape para fora do mesmo. A malha de elementos finitos foi aplicada de forma a manter dois elementos hexaédricos na espessura tanto da parte euleriana quanto da célula representativa da aspereza.

Neste modelo, não são consideradas variações de temperatura. Um coeficiente de atrito de 0,2 é definido para a interação sólido-sólido. Os contatos são modelados por meio do algoritmo de contato geral presente no software que permite combinar vários tipos de interações. As propriedades de materiais utilizadas neste modelo constam na Tabela 6.1. Vale ressaltar que o lubrificante usado na modelagem é um óleo. A velocidade do som (c_0) é uma das propriedades necessárias exigidas pelo Abaqus[®] para a modelagem de qualquer problema que envolva interação fluido-estrutura e que considere a descrição ALE. Neste e nos demais modelos aqui desenvolvidos, levou-se em consideração, portanto, este parâmetro, responsável por determinar a compressibilidade ou incompressibilidade

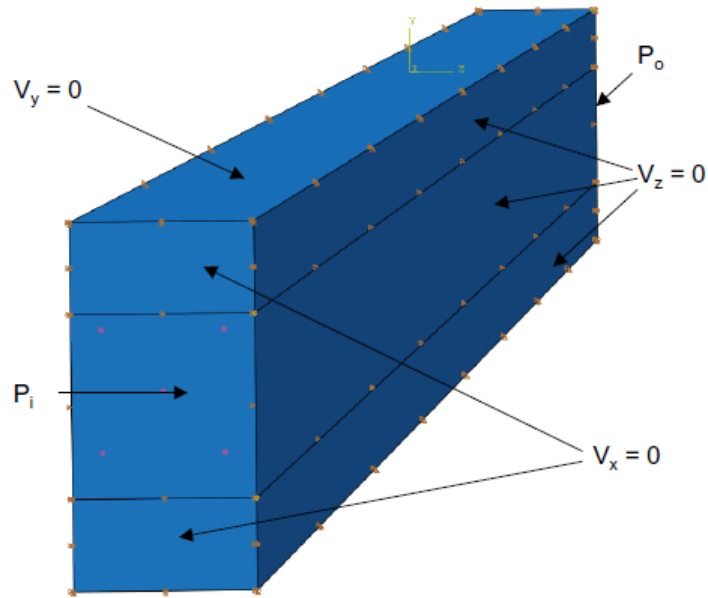


Figura 6.8: Condições de contorno aplicadas ao domínio Euleriano (Lorentz, 2013).

do fluido e/ou do escoamento através do número de Mach. Os fluidos trabalhados nas simulações do problema de contato lubrificado são ditos incompressíveis.

Tabela 6.1: Propriedades dos materiais utilizados por Lorentz (2013)

Propriedades do Fluido	Símbolo	Valor
Densidade	ρ	880 kg/m^3
Viscosidade dinâmica	η	$0,088 \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Velocidade do som	c_0	2135 m/s
Propriedades do Sólido	Símbolo	Valor
Densidade	ρ	7800 kg/m^3
Módulo de Elasticidade	E	210 GPa
Coefficiente de Poisson	ν	$0,33$

Outras considerações úteis à modelagem foram disponibilizadas, tais como a rugosidade média das superfícies ($0,8 \mu\text{m}$) e a altura da película de lubrificante para um dos testes realizados ($5,8 \mu\text{m}$).

Neste sentido, pressupõe-se que: como se trata de lubrificação mista, ocorre contato entre as superfícies rugosas. Logo, em um primeiro passo, de $1,1 \mu\text{s}$ foi aplicada uma velocidade suficientemente capaz de promover o contato entre tais superfícies, e, no passo seguinte ($1 \mu\text{s}$) somente a velocidade relativa de deslizamento de 1 m/s é imposta.

Cabe ressaltar que na reprodução do modelo de Lorentz foi adotada uma simplificação geométrica, considerando-se o contato entre um plano rígido e uma superfície rugosa

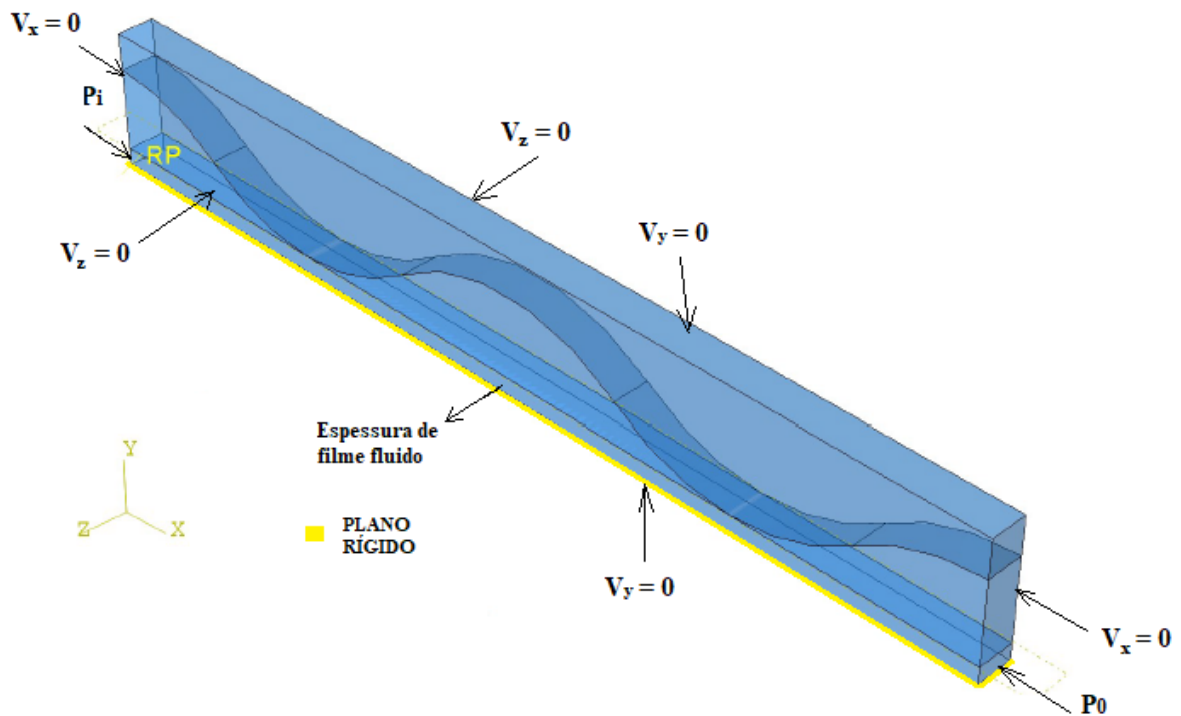


Figura 6.9: Configuração do modelo reproduzido de Lorentz (2013)

;

(Fig. 6.9), mecanicamente equivalente ao contato entre duas superfícies rugosas. Neste contexto, recorre-se à equação da rugosidade equivalente (Eq. (2.6)).

6.2.2 Resultados obtidos na reprodução do modelo de Lorentz (2013)

Com base nas condições admitidas por Lorentz (2013) em um intervalo de deslizamento de $1,5 \mu s$ a $2,0 \mu s$, e tendo-se como base os parâmetros e propriedades expostos no Capítulo 5, especificamente na Tabela 6.1, segue-se para a apresentação do resultado do coeficiente de atrito médio obtido (Fig. 6.10) na reprodução do modelo de referência.

Atentando-se para o fato de que algumas informações foram omitidas, o que dificultou determinadas etapas de modelagem, principalmente com relação à definição do tempo de análise, é possível perceber na curva $\mu \times tempo$ que o coeficiente de atrito se reduz à medida em que o deslizamento se define. Isto se justifica pelo fato de que o coeficiente de atrito estático é muito maior do que o dinâmico, uma vez que a resistência pra manter o

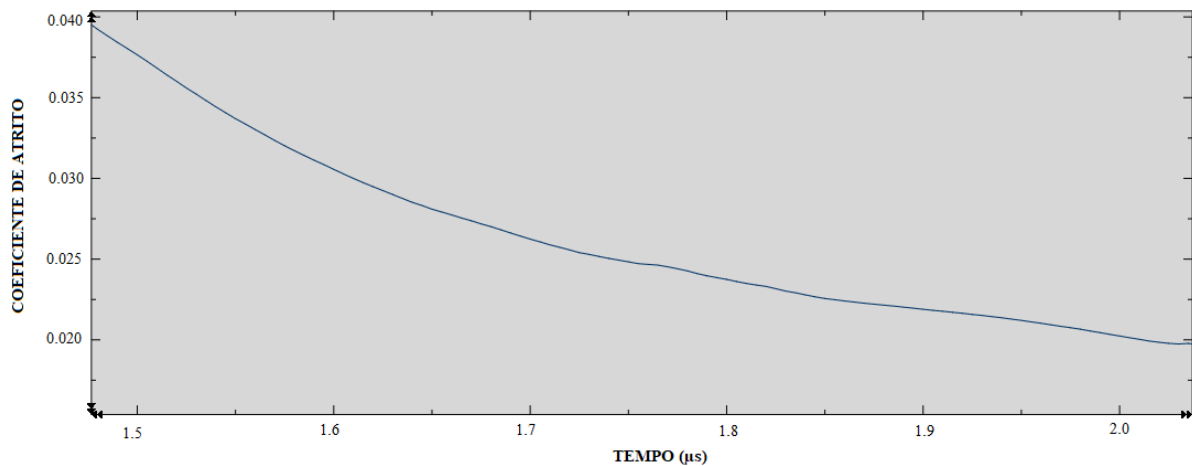


Figura 6.10: Resultados obtidos na reprodução do modelo de Lorentz (2013).

movimento deslizante é significativamente menor do que o necessário para começá-lo.

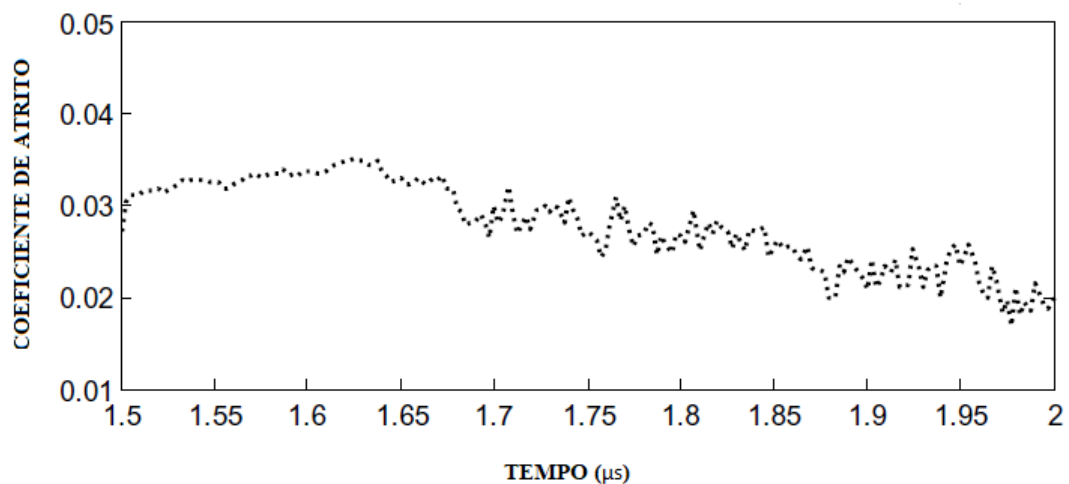


Figura 6.11: Resultados obtidos por Lorentz (2013).

Pode-se comparar os resultados obtidos na reprodução com aqueles disponibilizados na literatura, e verifica-se que o coeficiente de atrito resultante está dentro da faixa e/ou intervalo determinado nos estudos de Lorentz (2013), entre 0,02 e 0,04 e, qualitativamente, as curvas possuem um comportamento similar quando comparadas.

Além disso, foi avaliada a influência da viscosidade no mecanismo de contato lubrificado para o modelo em questão. De acordo com os dados apresentados por Lorentz (2013), quanto maior a viscosidade do óleo, menor é o coeficiente de atrito observado. Lorentz demonstrou estes resultados para modelos de superfícies com outros valores de rugosidade média (em torno de $0,901 \mu m$) e levando em conta uma altura de filme fluido

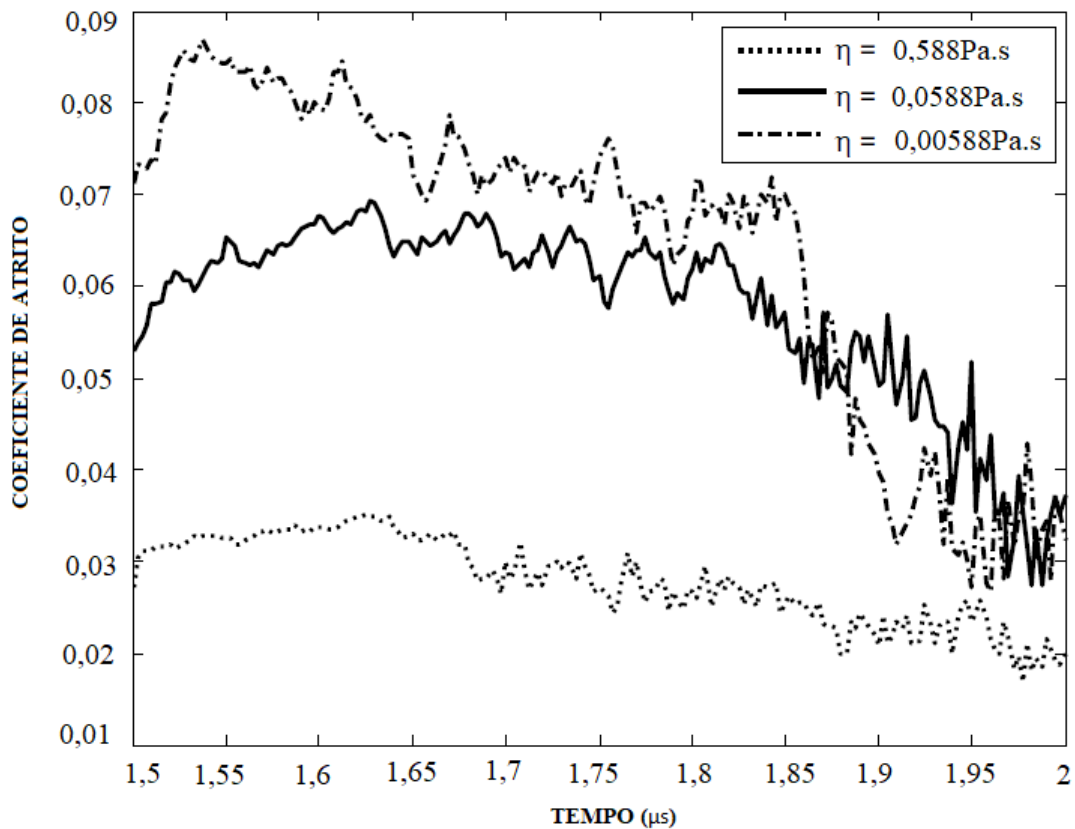


Figura 6.12: Impacto da viscosidade no coeficiente de atrito (Lorentz, 2013).

igual a $2,8 \mu m$. A curva ilustrada na Fig. 6.12 mostra o comportamento do coeficiente de atrito em função do tempo para valores distintos de viscosidade absoluta.

O coeficiente de atrito estático é muito maior, mas o dinâmico diminui drasticamente, pois para menores viscosidades a resistência ao escoamento do fluido é menor. É como se o fluido de maior viscosidade se mantivesse estático quase como um outro “sólido” entre as superfícies. Assim sendo, o coeficiente de atrito não muda muito.

Qualitativamente, para os dados iniciais do modelo de Lorentz (2013) ($\eta = 0,088 N.s/m^2$, $R_q = 0,8 \mu m$ e altura de filme fluido, $h = 5,8 \mu m$) foi feito um teste, de tal forma que, além da viscosidade absoluta de $0,088 N.s/m^2$ que gerou o gráfico da Fig. 6.10, adotou-se valores iguais a $0,88 N.s/m^2$ e a $0,0088 N.s/m^2$, a partir do qual pode-se confirmar a resposta esperada, de forma quase análoga ao que foi demonstrado na bibliografia de referência, uma vez que, a viscosidade intermediária apresentou um comportamento diferente no início do intervalo considerado. Na Fig. 6.13 é possível identificar o impacto da viscosidade dinâmica do fluido na determinação do coeficiente de

atrito obtido pela reprodução do modelo.

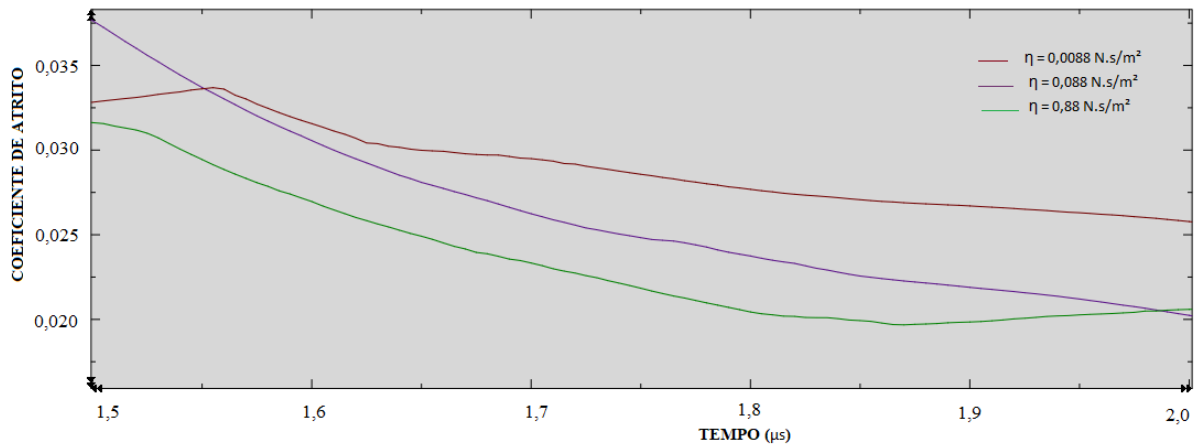


Figura 6.13: Curva $\mu \times tempo$ para valores de viscosidade distintos.

6.3 Aplicação das propriedades do contato dentário lubrificado

6.3.1 Descrição do modelo

O modelo desenvolvido nesta dissertação para simulação do contato entre microasperezas de uma superfície dentária e um plano rígido, é fundamentado nos modelos clássicos de contato, nas análises apresentadas nos estudos preliminares e leva em conta dados da literatura que estabelece a rugosidade quadrática média de superfícies de esmalte dentário e parâmetros e variáveis para definição das propriedades de materiais.

Abaixo estão descritos alguns pontos relevantes à modelagem do problema proposto:

- A configuração do modelo é similar àquela representada pelo modelo da Fig. 6.9;
- A rugosidade média quadrática utilizada para a modelagem da geometria das asperezas equivale a aproximadamente $0,27 \mu\text{m}$, compatível com aquelas obtidas em ensaios de tribometria em superfícies de esmalte dentário desenvolvidos por Meireles (2009);

- São propostas duas configurações de modelos. A primeira, conforme a Fig. 6.9, e a segunda, em que o deslizamento se dá em outro sentido, de maneira tal que as condições de contorno devem ser alteradas. Busca-se, neste contexto avaliar se a direção de deslizamento interfere no coeficiente de atrito resultante;
- As propriedades de materiais tanto da saliva quanto do esmalte dentário são disponibilizadas na Tabela 6.2.

Tabela 6.2: Propriedades dos Materiais (Simulia, 2010; Bastos, 2008)

Propriedades do Fluido	Símbolo	Valor
Densidade	ρ	1000 kg/m^3
Viscosidade dinâmica	η	0,001 Pa.s
Velocidade do som	c_0	1500 m/s
Propriedades do Esmalte dentário	Símbolo	Valor
Densidade	ρ	2700 kg/m^3
Módulo de Elasticidade	E	90 GPa
Coefficiente de Poisson	ν	0,4

- Não se leva em conta o campo gravitacional;
- A escolha da posição do plano rígido e da altura de filme fluido foi mais uma vez estratégica para evitar a construção de partições complexas que dificultariam a aplicação de malhas de elementos hexaédricos;
- Para a malha da parte lagrangiana (superfície rugosa) são adotados elementos C3D8R, hexaédricos, lineares, com 8 nós, 3 graus de liberdade por nó e com integração reduzida (1 ponto de integração);
- Para a parte euleriana (VC) é definida uma malha com elementos EC3D8R, hexaédricos, lineares, com 8 nós, 3 graus de liberdade por nó e também integração reduzida;
- Os elementos acima fazem parte da biblioteca do Abaqus[®];
- O tamanho e número de elementos das malhas euleriana e lagrangiana correspondem à análise de convergência de malha apresentada anteriormente para o modelo preliminar;

- São considerados dois passos para análise: um que promove o contato entre as partes (a partir da imposição de uma velocidade vertical de 0,12 m/s), e outro que estabelece o deslizamento (com uma velocidade pequena em relação à utilizada por Lorentz (2013) em seus modelos). Aqui a velocidade de deslizamento é definida por 0,1 m/s;
- É considerado um gradiente de pressões similar ao adotado por Lorentz (2013);
- É definido condições de contato gerais, adotando um coeficiente de atrito de 0,334 para o contato sólido-sólido, fornecido por Bastos (2008);
- A altura de filme fluido é relativamente pequena ($0,1 \mu m$).

6.3.2 Resultados do modelo de contato lubrificado aplicado às superfícies dentárias

6.3.2.1 Forças Resistivas: componentes tangencial e normal e tensões

A determinação das componentes das forças resistivas devido ao contato é de suma importância no contexto de análise, pois para a abordagem do coeficiente de atrito e o cálculo deste último é imprescindível um conhecimento acerca do comportamento destas forças. Portanto, a Fig. 6.14 e a Fig. 6.15 mostram as curvas das componentes normal e tangencial da força resistiva para o problema modelado.

A força normal aumenta no decorrer do deslizamento, enquanto que a componente tangencial da força resistiva se reduz ao longo da simulação, pois como se sabe, para que o deslizamento inicie é necessário vencer uma resistência consideravelmente alta. Desta forma, à medida em que este já está estabelecido a força necessária para mantê-lo se reduz.

Com relação às tensões normais e tangenciais resultantes, respectivamente, do mecanismo de contato e deslizamento entre as superfícies, a Fig. 6.16 retrata, em primeiro lugar o comportamento das tensões normais em três intervalos de tempo distintos: para $t = 1,0 \mu s$ (correspondente ao Step-normal), e para $t = 1,5 \mu s$ e $t = 2,0 \mu s$ (referentes ao Step-deslizamento que simula o movimento relativo).

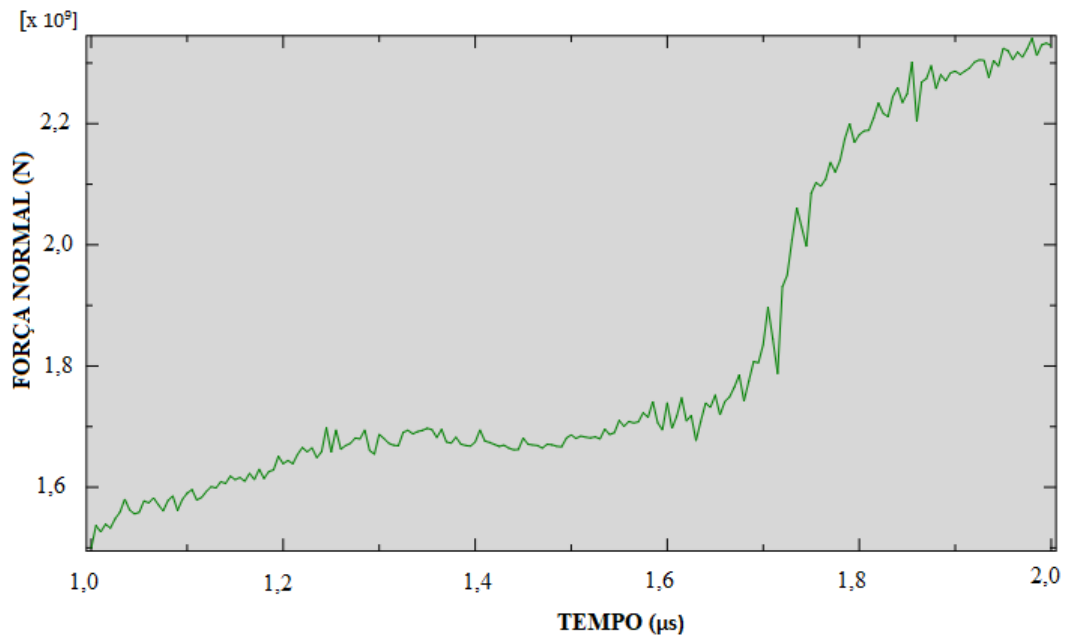


Figura 6.14: Resultado da componente normal da força resistiva devido ao contato.

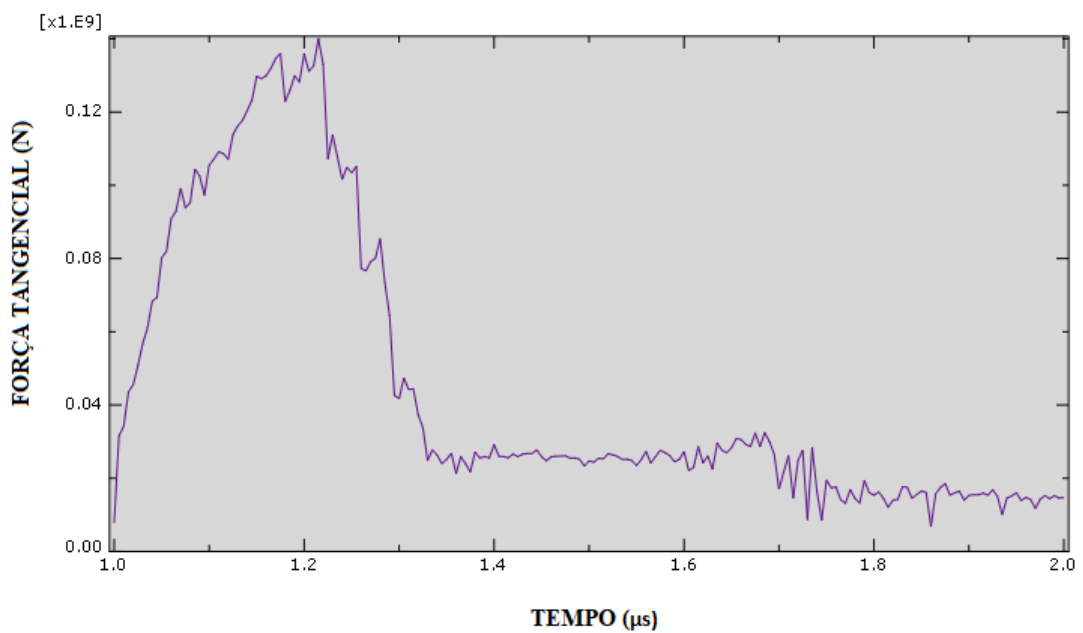


Figura 6.15: Resultado da componente tangencial da força resistiva ao longo do tempo de simulação.

Observa-se contudo que as tensões normais sofrem um aumento considerável desde o início do contato até o final do deslizamento, tanto para as tensões de tração, quanto para as de compressão. O perfil da distribuição de tensões é a mesma em toda a simulação. Apenas a magnitude é alterada.

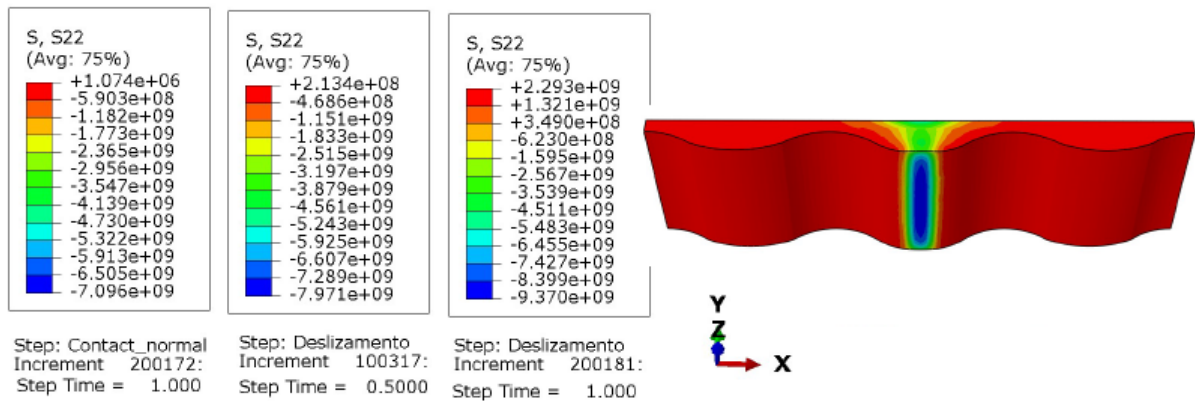


Figura 6.16: Resultados de Tensões Normais (S22) para as asperezas (em Pa).

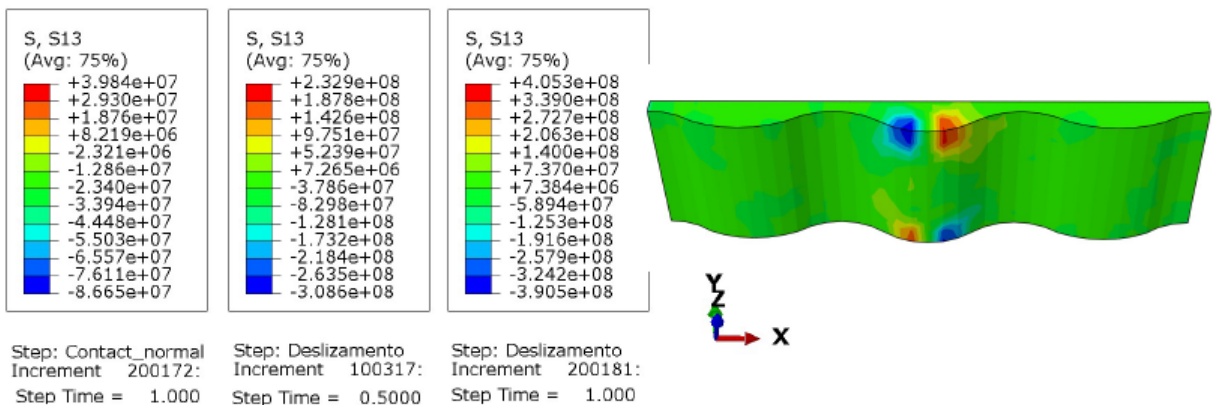


Figura 6.17: Resultados de Tensões Cisalhantes (S13) para as asperezas (em Pa).

Para as tensões cisalhantes, de forma análoga ao que foi feito anteriormente, tomam-se os mesmos intervalos de avaliação. Assim sendo, pode ser vista a configuração de tensões tangenciais através da Fig. 6.17. O perfil de distribuição de tensões é constante durante todo o processo considerado, entretanto, observa-se que não há um padrão estabelecido para a definição das tensões cisalhantes, uma vez que, a mesma sofre oscilações durante a análise. Isso é justificado por exemplo pela força resistiva atuante na direção do movimento.

6.3.2.2 Coeficiente de atrito e Pressão de Contato

A partir da simulação numérica do modelo de contato lubrificado aplicado às superfícies dentárias busca-se determinar o coeficiente de atrito resultante. Vale lembrar que um

coeficiente de atrito de 0,334 foi definido para representar o contato sólido-sólido. Espera-se que tal coeficiente se reduza significativamente devido às pressões hidrodinâmicas do fluido, que por função, tendem a interferir no comportamento tribológico do sistema.

A hipótese trabalhada nesta dissertação é a de que, no instante em que se verifica um deslocamento tangencial relativo, as asperezas resistirão contra o movimento. Uma vez que as pressões de contato em ambas as superfícies que interagem são análogas, contabiliza-se, portanto, o somatório das reações referentes a apenas à superfície rugosa para efeitos de análise. Obtém-se uma relação entre as componentes tangencial e normal da força resistiva, que caracteriza o coeficiente de atrito (Eq. (2.5)). Considerando a viscosidade do fluido igual a 0,001 N.s/m, um gradiente de pressões caracterizado por pressões de entrada e saída de 110 MPa e 109,99 MPa, respectivamente, aplicadas no sistema e velocidade de deslizamento na direção x – positivo igual a 0,1 m/s, tem-se a curva $\mu \times tempo$ (Fig. 6.18), para o intervalo de deslizamento considerado (1 μs a 2 μs).

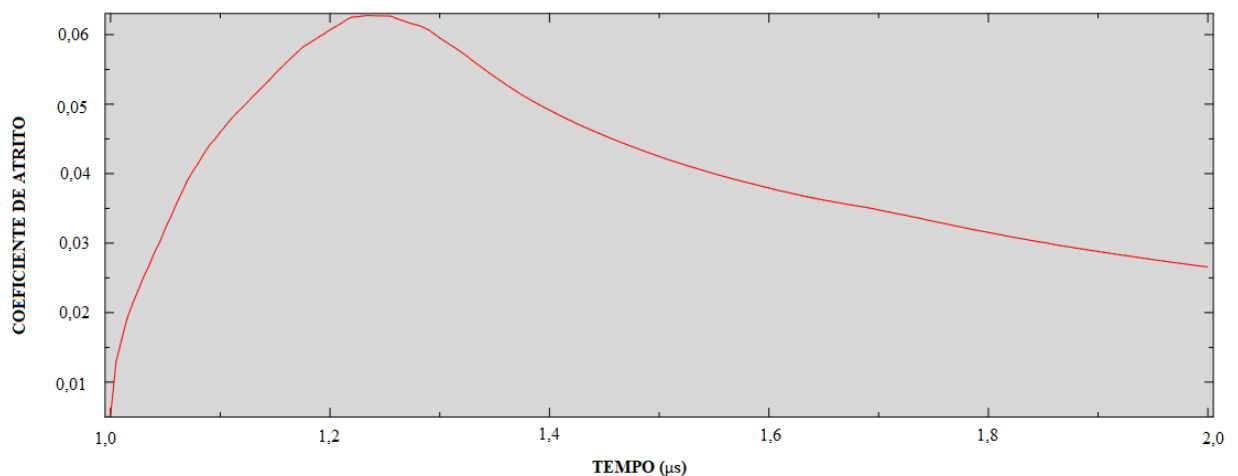


Figura 6.18: Coeficiente de atrito obtido para $\eta = 0,001 N.s/m$.

Observa-se na curva da figura o mesmo comportamento apresentado no experimento de reprodução do modelo de referência. Ou seja, o coeficiente de atrito estático, necessário para se vencer a resistência inicial e efetivar o deslizamento é aumentado até 1,3 μs , de tal forma que, à medida em que o deslizamento é garantido, o coeficiente de atrito dinâmico assume valores bem menores. Além disso, percebe-se que a presença do fluxo de fluido alterou de forma significativa os valores do atrito sólido-sólido, chegando a

aproximadamente 0,03 ao fim do deslizamento (quase 10% do valor definido para o contato sólido-sólido).

Na Fig. 6.19 é possível identificar que o contato ocorre efetivamente em $0,85 \mu s$.

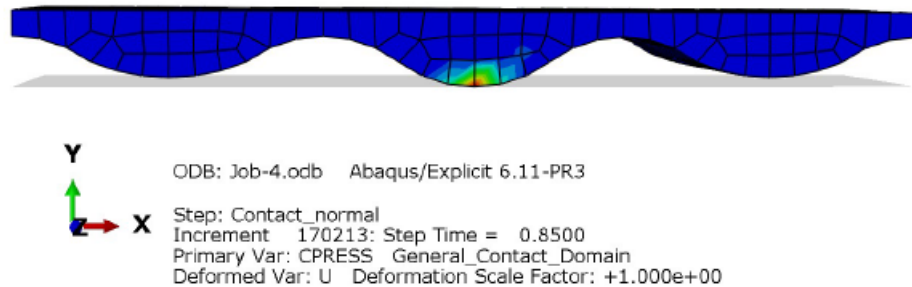


Figura 6.19: Contato entre os pares em $0,85 \mu s$.

Com relação às pressões de contato, buscou-se representá-las através da Fig. 6.20 nos seguintes intervalos de tempo: $0,85 \mu s$ (tempo inicial em que o contato se realiza), $1 \mu s$ (final do Step-normal) e $2 \mu s$ (final do Step-deslizamento).

Identifica-se que os valores aumentam do início para o fim da simulação. Vale ressaltar entretanto, que as asperezas laterais não contactam o plano rígido, pois suas alturas são relativamente menores que a aspereza central. Contudo, os valores de pressão encontrados são compatíveis e de mesma ordem de grandeza com aqueles apresentados por Bastos (2008) – que verifica valores de pressões reais de aproximadamente 4,5 GPa no contato oclusal dentário humano.

6.3.3 Análise de Sensibilidade

Aqui são avaliados os impactos de algumas variáveis de modelagem e propriedades de materiais na determinação do coeficiente de atrito para o sistema tribológico em estudo.

6.3.3.1 Influência da velocidade de deslizamento no coeficiente de atrito

Testaram-se 3 valores de velocidade de deslizamento diferentes, as quais constam 0,1 m/s, 0,5 m/s e 1 m/s, na tentativa de verificar o impacto deste parâmetro na determinação do coeficiente de atrito. Os resultados podem ser identificados na Fig. 6.21 para a mesma viscosidade de $0,001 N.s/m^2$.

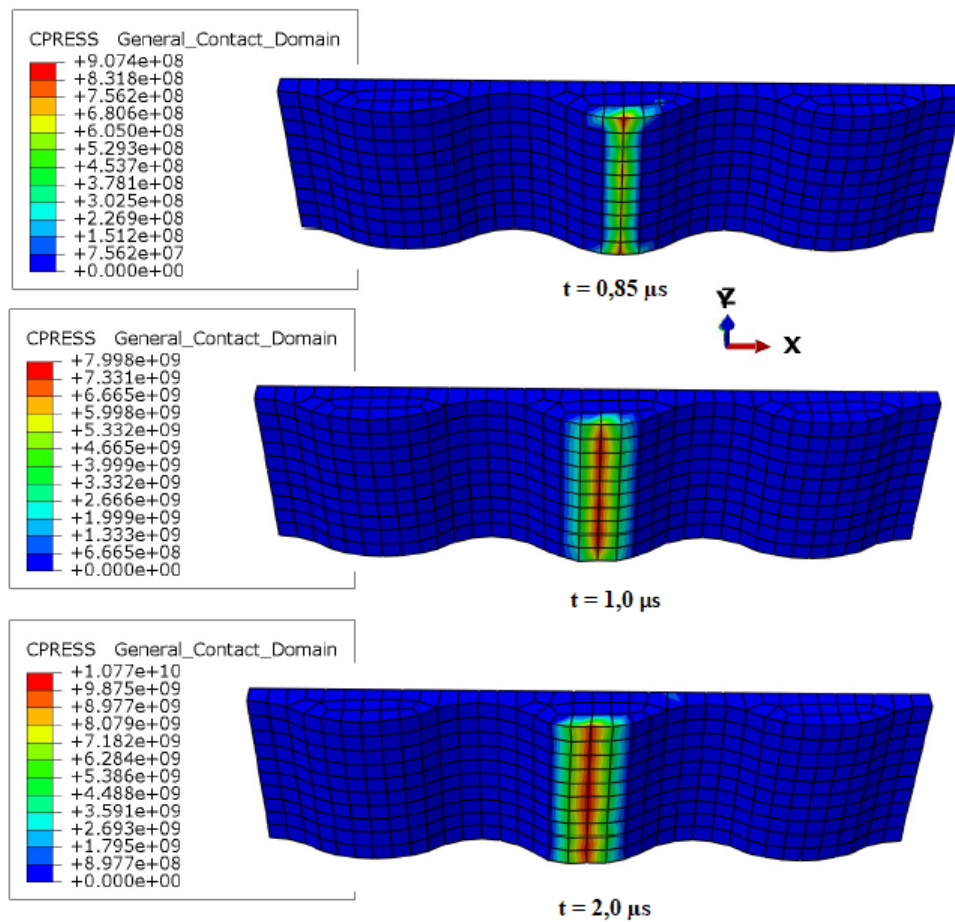


Figura 6.20: Resultados para pressão de contato na interface de contato em $0,85 \mu s$, $1 \mu s$ e $2 \mu s$ (em Pa).

Como percebe-se, os resultados indicam que quanto maior a velocidade com que as asperezas se deslocam, menor é o coeficiente de atrito. Uma vez que o fluxo de lubrificante é responsável por gerar pressões hidrodinâmicas suficientes para impedir o contato entre os pares, a mínima parcela de contato existente justifica o coeficiente de atrito extremamente baixo.

6.3.3.2 Influência do gradiente de pressão no coeficiente de atrito

A sensibilidade do gradiente de pressão, referente às pressões de entrada e saída aplicadas no domínio euleriano na altura de filme foi também investigada, a fim de compreender se qualquer alteração em um dos valores numéricos afetam o comportamento tribológico do sistema em termos de atrito. Mantida a pressão de 109,99 MPa, variou-se a pressão (P_i) aplicada na outra face, adotando além do valor de 110 MPa, 1 MPa e 11 MPa, conforme

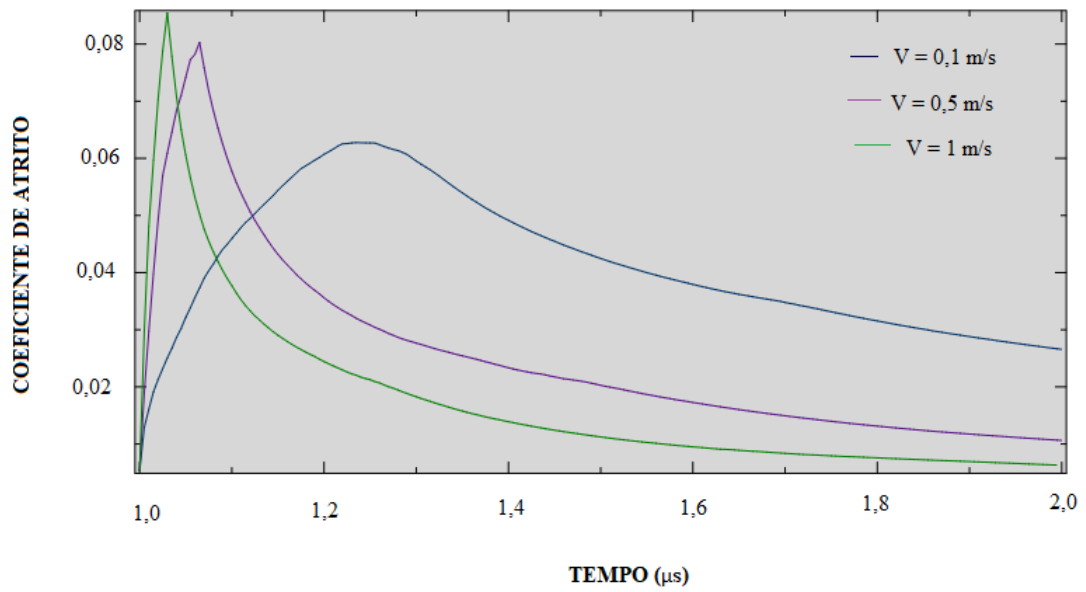


Figura 6.21: Impacto da velocidade de deslizamento no coeficiente de atrito.

pode-se observar na Fig. 6.23.

A curva demonstra que quanto maior o gradiente ou a variação de pressões aplicado (a) ao sistema, menor é o coeficiente de atrito obtido na interação superficial.

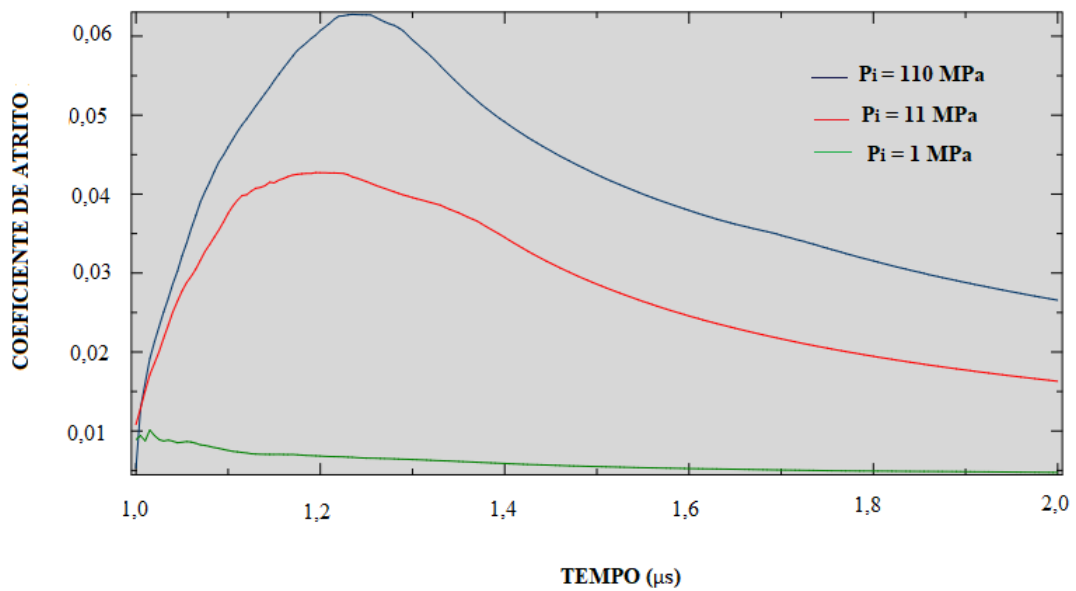


Figura 6.22: Impacto da variação de pressão no fluido na determinação do coeficiente de atrito.

6.3.3.3 Influência da viscosidade dinâmica do fluido no coeficiente de atrito

Sabendo-se que a viscosidade é a propriedade principal de um lubrificante, pois está diretamente relacionada à capacidade de suportar cargas, recorreu-se a uma análise de sensibilidade para apontar o quão esta variável interfere no mecanismo de lubrificação e contato (Fig. 2.5).

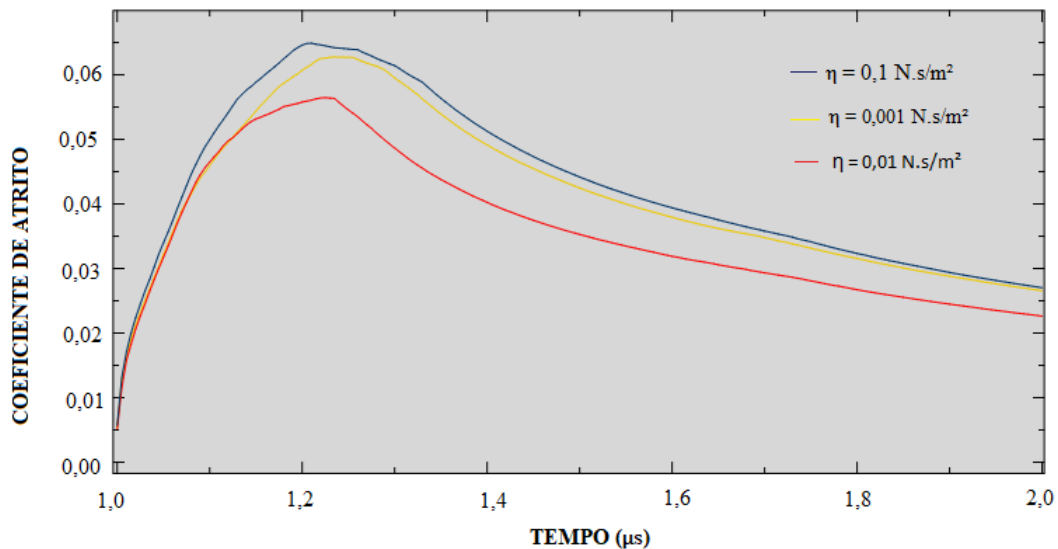


Figura 6.23: Avaliação da viscosidade na determinação do coeficiente de atrito.

Lorentz (2013) mostrou em seus estudos que, quanto mais viscoso for o óleo, maior será a carga suportada pelo fluido, e conseqüentemente o coeficiente de atrito entre os pares sólidos será reduzido, uma vez que o fluido receberá grande parte da carga. Na reprodução do modelo, inclusive foi possível determinar esta relação para diferentes valores de viscosidade dinâmica. Entretanto, no modelo de contato oclusal dentário a relação não foi estabelecida. Quando a força normal aumenta, no fluido há um aumento de pressão considerável. Logo, a velocidade decresce e o coeficiente de atrito também. Se a força normal não se altera, maiores viscosidades refletem em menores coeficientes de atrito. Entretanto, não dá para pensar só na viscosidade se a normal não é constante, e neste caso, verifica-se que esse comportamento é distinto. Lorentz (2013) utiliza óleo com viscosidade de $0,088 \text{ N.s/m}^2$, e aqui é utilizada a água a $0,001 \text{ N.s/m}^2$. Logo, há a necessidade de realizar investigações mais aprofundadas com relação ao fenômeno ou das propriedades do fluido modelado para uma maior compreensão da influência do fluxo

viscoso no mecanismo de contato.

6.3.3.4 A direção do deslizamento no coeficiente de atrito

Sugeriu-se neste trabalho, a proposta de modificação das condições de contorno do modelo de modo que o deslizamento, antes na direção x – positivo, passasse a ser considerado na direção z . Esta proposta tem base nos modelos preliminares desenvolvidos por (Ferraz *et al.*, 2017), que assumia que, quando o movimento relativo se dá em z o fluido tem maior capacidade de escoar por entre os vales e contribuir de maneira relevante para a eficiência da lubrificação na redução do atrito. Esta hipótese é verificada neste trabalho, e a Fig. 6.24 mostra o coeficiente de atrito para cada uma das configurações analisadas.

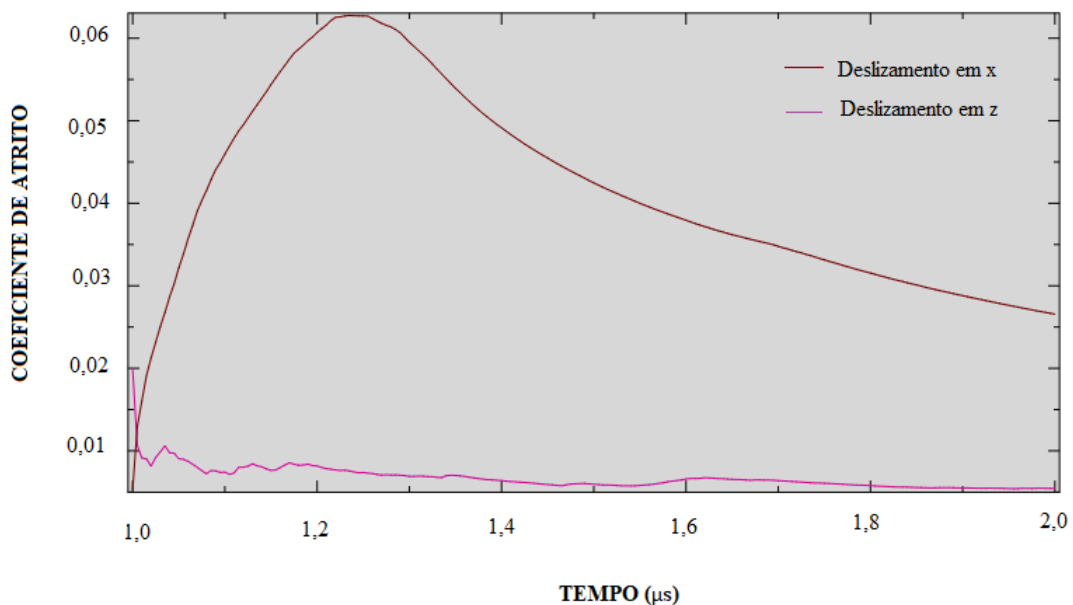


Figura 6.24: Avaliação do coeficiente de atrito para o deslizamento nas direções x e z .

Os resultados consideram os modelos com as mesmas propriedades de materiais, rugosidade média quadrática das superfícies rugosas e altura de película lubrificante. Como esperado, estabelecendo o movimento relativo na posição z para este modelo de contato lubrificado, os coeficientes de atrito se reduzem significativamente quando comparados a outra configuração preestabelecida, pelos motivos supracitados.

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

7.1 Conclusões

Este trabalho consistiu no estudo do contato lubrificado entre superfícies tribológicas com base nos modelos de contato entre asperezas propostos por Hertz (1896) e Greenwood e Williamson (1966) e nas equações de Reynolds (1886) para modelagem do mecanismo de lubrificação. O acoplamento da interação fluido-estrutura se dá a partir de uma formulação definida pela descrição Lagrangiana-Euleriana Arbitrária e a simulação do problema é realizada pelo Método dos Elementos Finitos através do programa Abaqus[®]. Além do experimento de verificação qualitativa do modelo desenvolvido por Lorentz (2013), buscou-se uma aplicação ao contato oclusal dentário humano, de modo a investigar os efeitos da lubrificação entre as estruturas dentárias.

Vale ressaltar que a reprodução do modelo encontrado como referência básica para a implementação numérica do contato lubrificado obteve resultados satisfatórios.

Na aplicação do problema considerando-se as propriedades do esmalte dentário, verificou-se que o coeficiente de atrito admitido para o contato sólido-sólido se reduz significativamente para a interação superficial modelada, isto é, quando inserida a lubrificação no sistema.

Com relação às análises de sensibilidade, a influência da viscosidade não representou o efeito desejado. Por isso, é importante reconhecer as limitações do modelo, uma vez que é necessária uma investigação mais criteriosa a respeito do fenômeno avaliado.

Uma outra consideração é a de que, como se trata de uma investigação em microescala do contato, de natureza local, os resultados podem não representar o comportamento tribológico de uma superfície.

Entretanto, há uma lacuna a ser explorada e muitas pesquisas a serem desenvolvidas para uma compreensão mais realística do mecanismo de contato lubrificado entre pares sólidos.

7.2 Trabalhos Futuros

Levando em consideração os estudos realizados nesta dissertação aponta-se como objetivos futuros:

- Buscar formas de tratar o problema de contato lubrificado em macroescala, uma vez que aqui avaliou-se somente o comportamento tribológico em escala microscópica;
- Obter perfis de rugosidade tridimensionais de superfícies rugosas e importá-los para o Abaqus[®], de modo que se tenha resultados mais realísticos em um modelo de macrocontato;
- Realizar um levantamento aprofundado do método ALE, incluindo aspectos conceituais da Mecânica do Contínuo e detalhes de implementação numérica, tal como as técnicas e formulações de movimentação e realocação/remapeamento de malha;
- Implementar o Método Euleriano-Lagrangiano Arbitrário através da formulação numérica do Método dos Elementos Finitos por meio da linguagem de programação Python, com aplicação generalizada, e posteriormente aplicado ao problema de contato lubrificado;
- Utilizar de técnicas de paralelização, que permitem esquemas de computação de alto desempenho para aumentar o processamento no desempenho das simulações, reduzindo assim o tempo de execução destas últimas.

Referências Bibliográficas

- Albers, A., Lorentz, B., A numerical approach to investigate mixed friction systems in the micro scale. In: Proceedings of the ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, 2010.
- Almqvist, A., 2006. On the effects of surface roughness in lubrication. Tese de doutorado, Luleå tekniska universitet.
- Anjos, G., Mangiavacchi, N., Borhani, N., Thome, J. R., 2014. 3D ALE finite-element method for two-phase flows with phase change. *Heat Transfer Engineering* 35 (5), 537–547.
- Bastos, F., 2008. Análise Numérica do Contato Oclusal, Atrito e Desgaste Dentário Humano. Tese de doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais.
- Bastos, F., de Souza Ferraz, M. V., Del Vecchio, S., 2017. Interação fluido-estrutura em modelo de contato entre aspereza e plano rígido. *Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia-RIPE* 2 (35), 257–270.
- Belytschko, T., Liu, W. K., Moran, B., Elkhodary, K., 2013. *Nonlinear finite elements for continua and structures*. John wiley & sons.
- Bhushan, B., 2002. *Introduction to Tribology*. 2002. Ohio State University, Columbus, Ohio.
- Bhushan, B., 2013. *Principles and applications of tribology*. John Wiley & Sons.
- Boman, R., Ponthot, J.-P., 2004. Finite element simulation of lubricated contact in rolling

- using the arbitrary Lagrangian–Eulerian formulation. *Computer methods in applied mechanics and engineering* 193 (39), 4323–4353.
- Brunetti, F., 2008. *Mecânica dos fluidos*. Pearson Educação.
- Cunha, P. C. d., 2005. Comportamento crítico e pós-crítico de placas dobradas. Tese de doutorado, PUC-Rio.
- Donea, J., Huerta, A., Ponthot, J.-P., Rodriguez-Ferran, A., 2004. *Encyclopedia of Computational Mechanics Vol. 1: Fundamentals*, Chapter 14: Arbitrary Lagrangian-Eulerian Methods.
- Ernest, R., 1995. *Friction and wear of materials*. John Willey & Sons, Inc. New York, 44–238.
- Fernandes, G. P., 2007. Aplicação da tribologia ao estudo e desenvolvimento de materiais para embreagem automotiva. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Uberlândia.
- Fernandes, J. W. D., 2016. Interação fluido-estrutura com escoamentos incompressíveis utilizando o método dos elementos finitos. Tese de doutorado, Universidade de São Paulo.
- Ferraz, M. V., Bastos, F. S., Vecchio, S. D., Computational modeling of the lubricated contact between rough surfaces. In: *Proceedings of the XXXVIII Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering*, 2017. Florianópolis - SC, Brazil.
- Ficza, I., Šperka, P., Hartl, M., 2014. Transient calculations in elastohydrodynamically lubricated point contacts. *Engineering MECHANICS* 21 (5), 311–319.
- Gadelmawla, E., Koura, M., Maksoud, T., Elewa, I., Soliman, H., 2002. Roughness parameters. *Journal of Materials Processing Technology* 123 (1), 133–145.
- Gonçalves, L. P. V., Toledo, O. A. d., Otero, S. A. M., 2010. Relação entre bruxismo, fatores oclusais e hábitos bucais. *Dental Press J. Orthod* 15 (2), 97–104.

- Greenwood, J., Williamson, J. P., Contact of nominally flat surfaces. In: Proc. R. Soc. Lond. A, 1966. Vol. 295. The Royal Society, pp. 300–319.
- Hamrock, B. J., Schmid, S. R., Jacobson, B. O., 2004. Fundamentals of fluid film lubrication. CRC press.
- Hertz, H., 1896. On the contact of rigid solids and on hardness. Miscellaneous Papers.
- Hibbeler, R. C., 2016. Mecânica dos fluidos . Pearson Educação.
- Hua, D., Qiu, L., Cheng, H., 1997. Modeling of lubrication in micro contact. Tribology Letters 3 (1), 81–86.
- Hutchings, I., 1992. Tribology: friction and wear of engineering materials. Mater. Des 13 (3), 187.
- Karpenko, Y. A., Akay, A., 2001. A numerical model of friction between rough surfaces. Tribology International 34 (8), 531–545.
- Kuo, W.-F., Chiou, Y.-C., Lee, R.-T., 1996. A study on lubrication mechanism and wear scar in sliding circular contacts. Wear 201 (1-2), 217–226.
- Lohse, H. R. S., 2015. Análise elasto-plástica com não linearidade geométrica usando uma formulação Arbitrária Lagrangeana-Euleriana. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- Lorentz, B., 2013. An approach to investigate surface roughness influence on non-lubricated and lubricated contacts by means of the finite element analysis. Dissertação de mestrado, Instituto de Desenvolvimento de Produto e Instituto de Tecnologia de Karlsruhe.
- Meireles, A. B., 2009. Métodos para acompanhamento do desgaste dentário no bruxismo. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais.
- Montmitonnet, P., 2001. Plasto-hydrodynamic lubrication (PHD)–application of lubrication theory to metal forming processes. Comptes Rendus de l'Académie des Sciences-Series IV-Physics 2 (5), 729–737.

- Oliveira, E. A. d., 2016. Modelos computacionais para análise da influência de parâmetros estatísticos de textura superficial no contato dentário humano. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Juiz de Fora.
- Palma, A. D. C. J., 2015. Modelação matemática de contatos lubrificados micro-texturizados. Tese de doutorado, Universidade de São Paulo.
- Profito, F. J., 2010. Modelagem unidimensional do regime misto de lubrificação aplicada a superfícies texturizadas. Tese de doutorado, Universidade de São Paulo.
- Reynolds, O., 1886. IV. On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* 177, 157–234.
- Sanches, R., Coda, H., 2009. Análise de interação fluido-estrutura pelo método dos elementos finitos. *Cadernos de Engenharia de Estruturas* 11 (53), 187–191.
- Silva, H. C., 2005. Análise da simulação numérica do ensaio nakazima via método de elementos finitos. Dissertação de mestrado, Setor de Tecnologia, UFPR, Curitiba.
- Simulia, D. S., 2010. Abaqus analysis user's manual. Dassault Systemes, Pawtucket, USA.
- Trajano, M. F., 2013. Estudo tribológico de biolubrificantes com adição de nanopartículas de óxidos (zinco e cobre). Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte.
- Tworzydło, W., Cecot, W., Oden, J., Yew, C., 1998. Computational micro-and macroscopic models of contact and friction: formulation, approach and applications. *Wear* 220 (2), 113–140.
- Wilson, W., 1978. Friction and lubrication in bulk metal-forming processes. *Journal of applied metalworking* 1 (1), 7–19.
- Woydt, M., Wäsche, R., 2010. The history of the Stribeck curve and ball bearing steels: The role of Adolf Martens. *Wear* 268 (11-12), 1542–1546.

APÊNDICE A - Etapas de Modelagem

A seguir são apresentados os procedimentos para modelagem do problema de contato lubrificado com aplicação às propriedades do esmalte dentário, levando em consideração as proposições do modelo de Lorentz (2013) e ajustando os modelos preliminares já desenvolvidos por Bastos *et al.* (2017) e Ferraz *et al.* (2017).

Para a definição da geometria do modelo, utiliza-se o módulo **PARTS** do ABAQUS[®], onde se constrói a cédula representativa da superfície rugosa, com suas asperezas, o plano rígido e o volume de controle dentro do qual estarão contidas as duas primeiras partes. Desta forma, na árvore modelo, através de um duplo-click em **Parts**, abre-se uma caixa de diálogo chamada **Create Part**, conforme mostrado na Fig. A.1. Para cada uma das partes, devem ser marcadas as opções abaixo e seguir os passos descritos:

- **Parte 1:** Volume de Controle

- Modeling Space: 3D
- Type: Eulerian
- Base Feature → Shape: Solid; Type: Extrusion
- Approximate Size: 10 → Continue.
- Na Barra de Ferramentas de Desenho - clique em *Create Lines: Rectangle (4 Lines)*.
Coordenada do ponto 1: (0,0) → *Enter*
Coordenada do ponto 2: (3,6;0,4) → *Enter*.
- Clique em *Cancel procedure* → *Done*.
- Em *Edit Base Extrusion* → *Depth = 1* → OK.

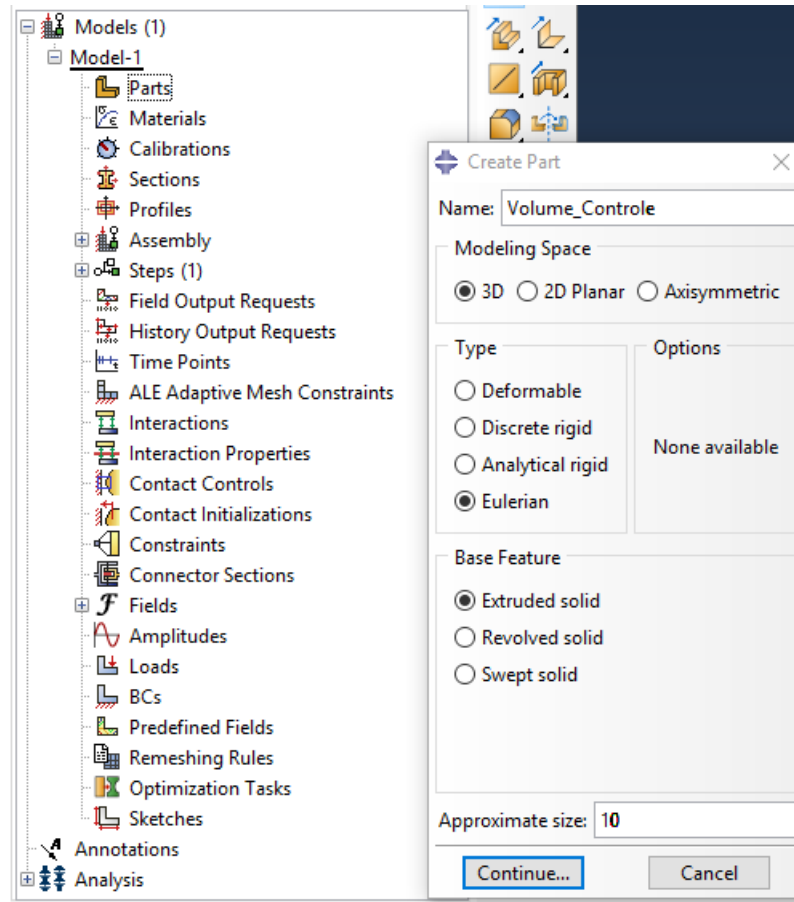


Figura A.1: Caixa de diálogo Creat Part do ABAQUS[®].

- Após criado o domínio euleriano, é necessário que se faça uma partição para definição da altura de filme fluido dentro deste volume na condição inicial. Assim sendo:
- Na barra de Ferramentas clique em *Tools* → *Datum*
- Em *Create Datum* → *Plane*, **Method:** Offset from plane, selecione a face inferior do volume de controle → Enter Value → Flip → OK → Defina o valor para o offset. Neste caso, o valor de 0,1 é estipulado para a altura de filme fluido para o início da simulação → Enter.
- Na barra de Ferramentas → *Tools* → *Partition*
- Em *Create Partition* → **Type:** Cell, **Method:** Use datum plane. Selecione o plano criado anteriormente → Create partition.
- Desta forma, tem-se o domínio euleriano com a sua respectiva partição.

- **Parte 2:** Plano Rígido

- Modeling Space: 3D
- Type: Analytical Rigid
- Base Feature → Shape: Solid; Type: Extrusion
- Approximate Size: 10
- Na Barra de Ferramentas de Desenho - clique em *Create Lines: Connected*
Coordenada do ponto 1: (0,0) → *Enter*
Coordenada do ponto 2: (3,6;0) → *Enter*.
- Clique em *Cancel procedure* → *Done*.
- Em *Edit Base Extrusion* → *Depth* = 1 → OK.
- Após criado, na barra de ferramenta, clique em *Tools* → *Reference Point*.
 Clique em qualquer ponto no plano para definir um ponto de referência (RP).
- Por fim, o plano rígido e seu ponto de referência são definidos.

- **Parte 3:** Asperezas

- Modeling Space: 3D
- Type: Deformable
- Base Feature → Shape: Solid; Type: Extrusion
- Approximate Size: 10
- Na Barra de Ferramentas de Desenho - clique em *Create Circle: Center and Perimeter*. Serão criados 7 círculos com as seguintes coordenadas:
Círculo 1: Center point → (-1,8;-0,2) → Perimeter point: (-1,8;0,3)
Círculo 2: Center point → (-0,6;-0,2) → Perimeter point: (-0,6;0,3)
Círculo 3: Center point → (0,6;-0,2) → Perimeter point: (0,6;0,3)
Círculo 4: Center point → (1,8;-0,2) → Perimeter point: (1,8;0,3)
Círculo 5: Center point → (0;0,6) → Perimeter point: (0;0,1)

Círculo 6: Center point $\rightarrow (-1,2;0,9) \rightarrow$ Perimeter point: $(-1,2;0,14)$

Círculo 7: Center point $\rightarrow (1,2;0,9) \rightarrow$ Perimeter point: $(1,2;0,14)$

- Na Barra de Ferramentas de Desenho - clique em *Create Lines: Connected*. De forma similar à Fig. A.2, una todos os pontos de maneira a criar a cédula representativa. Através do comando *Auto-Trim* é possível apagar as linhas desejáveis.

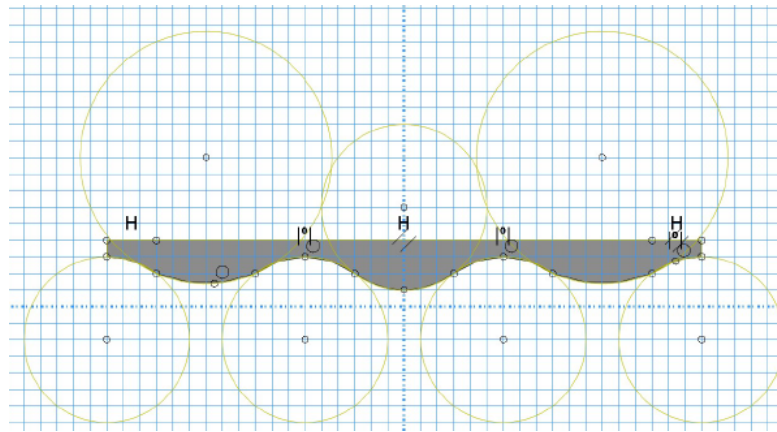


Figura A.2: Criação da forma geométrica que representa as asperezas

- Clique em *Cancel procedure* \rightarrow *Done*.
- Em *Edit Base Extrusion* \rightarrow *Depth = 1* \rightarrow OK.

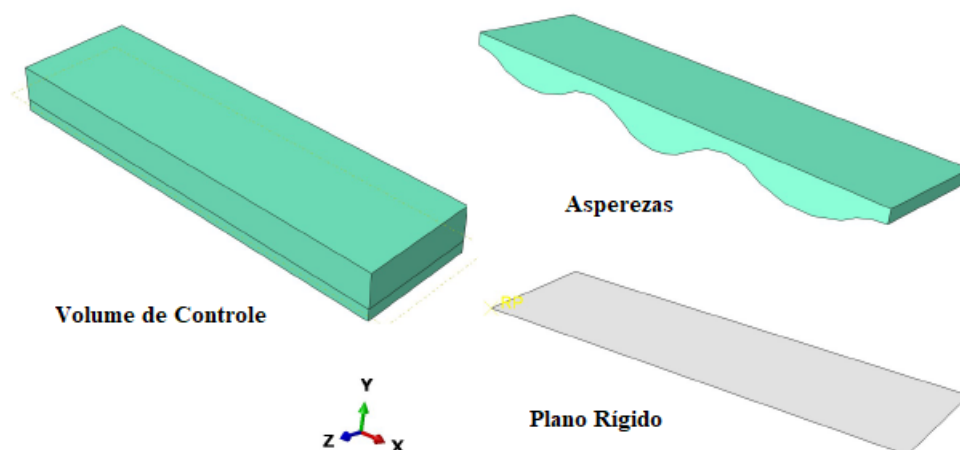


Figura A.3: Partes criadas no módulo PARTS

A Fig. A.3 ilustra todas as geometrias criadas nesta etapa de modelagem. Como visto, o volume de controle é definido por uma parte euleriana, as asperezas como elementos

deformáveis e o plano rígido como um corpo rígido.

- No Módulo *Materials* → *Edit Material* são criados dois materiais, o material fluido, que representa a saliva (com as mesmas propriedades da água, retiradas de Simulia (2010)) e o material sólido (referente ao esmalte dentário, obtido de Bastos (2008)), com as propriedades definidas na Tabela 6.2.

Portanto, deve-se selecionar cada uma das opções definidas abaixo para a criação dos materiais especificados:

Material 1: Fluido

- General → Density → Mass Density = 1000
- Mechanical → Eos → Type: $c_0 = 1500$ e os demais parâmetros são desconsiderados(nulos).
- Mechanical → Viscosity → 0,001.

- **Material 2:** Esmalte

- General → Density → Mass Density = 2700
- Mechanical → Elasticity → Elastic → **Type:** Isotropic, **Young’s Modulus:** 90×10^9 , **Poisson’s Ratio:**0,4.

Finalizado o processo de definição das propriedades de materiais, segue-se a atribuição destes a cada uma das partes criadas (o que é garantido pelo módulo **SECTIONS**).

- No módulo *Sections* com clique-duplo, seguem os passos:
 - **Section–1:** Category → Solid, Type → Homogeneous, Material: Elastic → OK.
 - **Section–2:** Category → Solid, Type → Eulerian, Base Material: Fluido, Instance Name: fluido– 1 → OK.

- Em cada uma das partes, clique em *Section Assignments* - Selecione a região e clique em *Done*.
- Em *Edit Section Assignment* → Section: Selecione a seção referente à parte criada → OK.

Vale ressaltar que não é necessária atribuição de material ao plano rígido, bem como não há aplicação de malha de EF para o mesmo. No módulo **MESH** são estabelecidas as malhas de elementos finitos para o volume de controle e para a cédula rugosa.

- Em cada uma das partes, clique em *Mesh (Empty)*:
 - Em *Seed Part* → *Global Seeds*, em *Approximate global size*, informe 0.1 → Apply → OK.
 - Clique em *Mesh Part* → Yes.

Desta forma é definida a malha de elementos finitos para cada uma das partes criadas e de acordo com o tamanho aproximado definido para cada elemento da malha. Para problemas com a formulação ALE via Abaqus[®] somente elementos hexaédricos são utilizados. Como pode-se perceber, todos os procedimentos até então executados tratam cada parte de forma independente. O próximo passo, contudo, é juntas as mesmas para construir o modelo completo.

- No Módulo *Assembly*, clique em *Instance*.
 - Em *Create Instance* selecione todas as partes.
 - Em *Instance Type*, selecione a opção *Dependent (mesh on part)* e ainda, *Auto-offset from other instances*;
 - As partes serão posicionadas independentes umas das outras, e a junção destas pode ser feita através da ferramenta *Translate Instance*.
 - No item *Sets*, dê clique duplo.
 - Em *Create Set* → Type: Geometry, selecione a região definida pela altura de filme fluido.

- Para facilitar a seleção, vá na barra superior em *View* → *Assembly Display Options* → *Instance*, e deixe ativado somente o *Domínio* → *Apply* → *OK*.
- Selecione a região e clique em *Done*.

A definição deste *set* auxilia quando a Ferramenta Fração de Volume Euleriano for utilizada. O modelo completo com a junção de todas as partes é demonstrado na Fig. A.4.

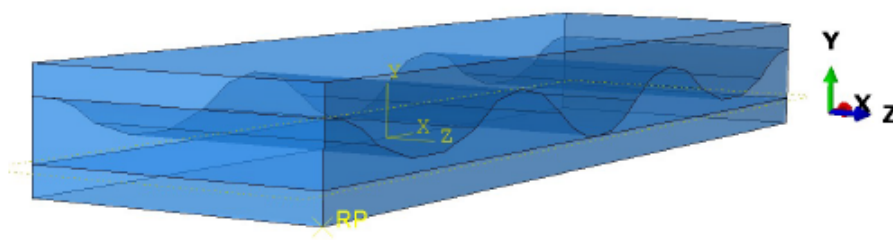


Figura A.4: Modelo completo (sugere-se que as partes lagrangianas estejam dentro do volume de controle).

O módulo **STEPS** é responsável pela análise do problema. Neste são informados os passos de análise e incrementos de tempo e as considerações necessárias para que a simulação se efetue (Condições de contorno, carregamento e contato). Na configuração inicial do modelo todas estas informações devem ser incluídas no **Step Inicial**.

- No Módulo *Steps* → *Initial* → *BCs*, são criadas 6 condições de contorno (ver Fig. A.5), da seguinte forma:
 - Em *Create Boundary Condition* → *Category*: Mechanical, *Types for Selected Step*: Velocity/Angular Velocity, clique em *Continue*. Selecione as regiões em que se aplicarão as condições de contorno → *Done*.

No que se refere às condições de contorno aplicadas ao volume de controle (VC), tem-se:

 - **BC1**: VC_ x (selecionar as faces na respectiva direção): Direção *x*, marque na caixa de diálogo → (V_1). Atenção, neste caso, pois a face referente à altura de filme fluido não é selecionada (ver Fig. 6.9). Deve-se ter este cuidado somente nesta direção.

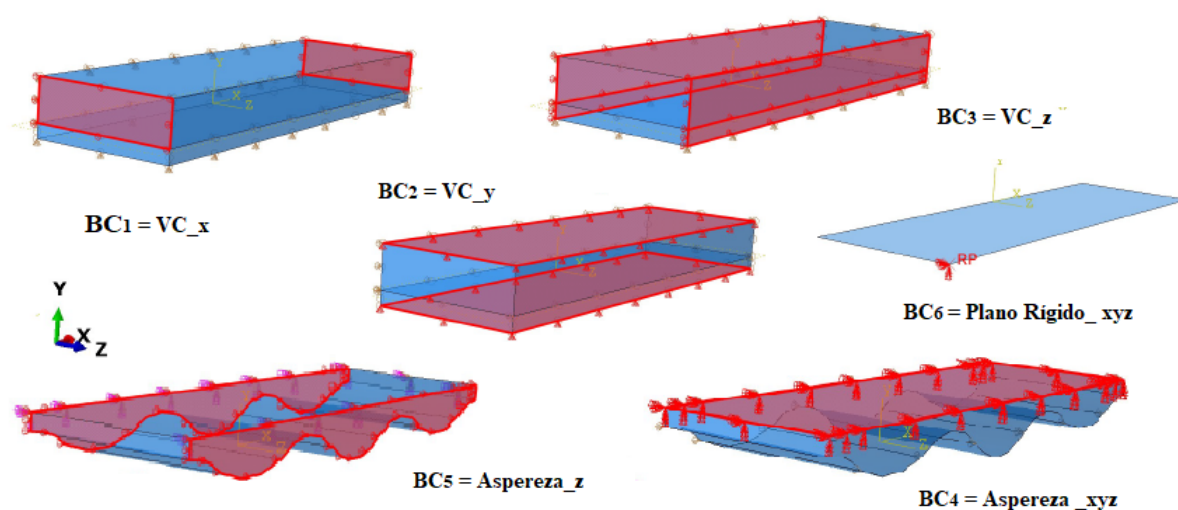


Figura A.5: Condições de contorno

- **BC2:** VC_y (selecionar as faces na respectiva direção): Direção y , marque na caixa de diálogo a opção V_2 .
- **BC3:** VC_z (selecionar as faces na respectiva direção): Direção z , marque na caixa de diálogo a opção V_3 .

Para as condições de contorno aplicadas à superfície rugosa, adota-se:

- **BC4:** Aspereza: Selecione a face superior e garanta que em todas as direções a velocidade é nula e inclusive a rotação também é restringida (marque $V_1, V_2, V_3, VR_1, VR_2, VR_3$), de tal forma que uma condição de engastamento seja imposta.
- **BC5:** $Aspereza_z$: Selecione as faces na direção z (marque V_3), o que impede que a aspereza se desloque nesta direção.

Para o plano rígido, o mesmo é definido como engastado e através da aplicação das condições de contorno no seu ponto de referência, tem-se que este não se deslocará:

- **BC6:** Plano Rígido (selecionar o ponto de referência (RP) e marcar $V_1, V_2, V_3, VR_1, VR_2, VR_3$).

Como se pode observar, as condições de contorno aplicáveis ao problema de interação fluido-estrutura aqui proposto são do tipo velocidade. Para que o contato seja efetuado,

bem como o deslizamento é necessário, porém, que algumas condições sejam liberadas, o que será definido na modelagem a frente. Como já explicado anteriormente, em uma análise de acoplamento Lagrangiano-Euleriano determina-se na configuração inicial do modelo uma região de altura de filme fluido através do comando *Partition*, como já feito. Entretanto, é necessário estabelecer através da Ferramenta Fração de Volume Euleriano que, naquela região 100% do volume é ocupado por fluido, enquanto que nas demais regiões tem-se vazio. Para que esta atribuição seja considerada:

- Clique Módulo *Steps* → *Initial* em *Predefined Fields*.
- Na caixa de diálogo *Create Predefined Fields* → Step: Initial, Category: Other, Types for Selected Steps: Material Assignment clique em *Continue*. Selecione a parte Euleriana.
- Em *Edit predefined Field* → *Region* dê duplo clique e selecione o set criado para a região de fluido → *Continue*.
- Em *Part-1-1.fluido-1* digite 1, e para *Void*, informe 0.

Por fim, é atribuído em um passo inicial um volume de fluido equivalente a altura da película lubrificante. Assim sendo, inseridos os parâmetros e condições iniciais do modelo, parte-se para a criação dos steps seguintes. O primeiro step é responsável por gerar o contato das asperezas com o plano rígido. Neste, denominado, *Step-contato* deve-se modificar a condição de contorno aplicada à aspereza para que a mesma se desloque verticalmente na direção do plano.

- No Módulo *Steps* dê duplo clique para criar um novo Step.
- Em *Create Step* → Procedure Type: General → Dynamic Explicit, selecione *Continue*;
- Na caixa de diálogos *Edit Step* defina o *Time period*= 1 → OK.

Neste step, no item *BCs* → dê duplo-clique em **BC4**. Na caixa de diálogos altere o valor nulo de V_2 para 0,12 m/s, velocidade suficiente para proporcionar o contato entre as partes. Clique em OK.

O step seguinte refere-se ao deslizamento entre os corpos. De forma análoga à criação do step anterior, crie o **Step-Deslizamento**. Neste step, após definido o contato, restringe-se novamente o deslocamento na direção y alterando V_2 para zero. Para que o deslizamento inicie é preciso que a condição de contorno em V_1 seja alterada. Optou-se por uma velocidade de deslizamento relativamente baixa e equivalente a 0,1 m/s. Logo, em V_1 altere a velocidade nula para 0,1 m/s.

O ABAQUS[®] fornece diversas opções para a definição de problemas de contato, dentre elas: contato geral, contato entre pares e contato entre elementos. Neste trabalho, em que se analisa o contato entre um plano rígido (representando uma superfície muito mais dura do que a contra-face) e um corpo sólido deformável, representando as asperezas, utilizou-se a formulação de contato geral, de tal forma que o programa identifique onde o contato está sendo estabelecido. Para reduzir o tempo computacional é interessante que, neste contexto informe as superfícies de contato. Para isso, são criados dois sets. O primeiro refere-se à superfície inferior das asperezas, e o segundo à superfície superior do plano rígido.

- No Módulo *Assembly*, clique em *Surfaces*.
 - Na caixa de diálogo *Create Surface* → *Type*: Geometry, selecione *Continue*.
 - Em seguida, selecione as faces inferiores das asperezas, através do comando *Shift* → Done.
 - Para a superfície do plano rígido, execute os mesmos procedimentos.

No módulo **INTERACTIONS**, é definido o contato geral acima mencionado, conforme os seguintes passos:

- Em *Interactions* dê um duplo clique;
- Na caixa de diálogo *Create Interaction* em *Types for Selected Step*, selecione *General Contact (Explicit)* → *Continue*;
- Na caixa de diálogo *Edit Interaction* em *Contact Domain* → *Included surface pairs*, selecione *All* with self*;

- Em *Attribute Assignment* → *Global property assignment*, clique no símbolo *Create Interaction property* para definição das propriedades de contato;
- Na caixa de diálogo *Create Interaction Property*, em *Type*, selecione *Contact* → *Continue*;
- Na caixa de diálogo *Edit Contact Property*, clique em *Mechanical* → *Tangential Behavior*. Dentre as opções, selecione *Penalty* e defina o coeficiente de atrito de 0,334 (Bastos, 2008);
- Na caixa de diálogo *Edit Contact Property*, clique em *Mechanical* → *Normal Behavior*. Defina o contato como *Hard Contact* → *Ok*;
- Na caixa de diálogo *Edit Interaction* em *Global property assignment* selecione a Interação criada → *OK*.

Quanto às condições de carregamento, são adotadas pressões de entrada e saída no volume de controle. Para isso é necessário recorrer ao módulo **LOADS**.

- No módulo *Loads*, dê um duplo clique.
 - Em *Category* escolha a opção *Mechanical*, e em *Types for Selected Step*, selecione *Pressure*;
 - Em seguida selecione a face de entrada da parte euleriana → *Done*;
 - Na caixa de diálogo *Edit Load*, defina a magnitude da pressão como $110E6 = 110 \text{ MPa}$;
 - Faça da mesma forma na definição da pressão na face oposta do domínio euleriano;
 - Porém aplique uma magnitude de $109,99E6 = 109,99 \text{ MPa}$, de modo a garantir o gradiente de pressões e, por consequência o fluxo de fluido.

Por fim, o arquivo de entrada de dados é obtido com a seleção do **JOB**.

- No Módulo *Job* dê duplo clique → *OK*.

- Em *Edit Job* → OK.
- Em *Submit*, submeta o arquivo para simulação.