

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA

DIRBI - UFU MON 00264/97



1000175445

**UTILIZAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS NA DETERMINAÇÃO DE
CAMPOS DE TENSÕES EM CORPOS REVESTIDOS**

Dissertação apresentada por Julliana de Paula
Medeiros à Universidade Federal de Uberlândia
como parte dos requisitos para obtenção do título
de Mestre em Engenharia Mecânica, aprovada em
11.09.96 pela seguinte banca examinadora:

Prof. Dr. José Daniel Biasoli de Mello
Prof. Dr. Domingos Alves Rade
Prof. Dr. Amílton Sinatora

Uberlândia, 24 de setembro de 1996.

MON
570.170
H433
TES/ME

10500

“O ato de discretizar é inerente ao ser humano. Não somos capazes de apreender o Todo, daí a necessidade de fragmentar, não esquecendo, jamais, da atuação individual e imprescindível de cada parcela na definição do Todo.”

A meus pais, Esmeralda e Luis,

A minha madrinha Guará,

Meus agradecimentos,

ao Prof. José Daniel Biasoli de Mello, orientador da dissertação, pela confiança depositada e pelo apoio constante.

ao Prof. Domingos Alves Rade, co-orientador da dissertação, por seu auxílio imprescindível.

ao Prof. Amílton Sinatora, por suas sugestões para o aperfeiçoamento do trabalho.

ao Prof. Francisco Paulo Lépore Neto, por sua contribuição para a realização deste trabalho.

aos colegas de pós-graduação, principalmente a José Luis da Penna, por sua valiosa amizade.

aos colegas do LTM pelo companheirismo e colaboração.

à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Ensino Superior pelo auxílio financeiro recebido durante o desenvolvimento do trabalho.

e a todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

Sumário

página

<i>Resumo</i>	<i>iii</i>
<i>Abstract</i>	<i>iv</i>
<i>Lista de Figuras</i>	<i>v</i>
<i>Lista de Tabelas</i>	<i>x</i>
<i>Lista de Abreviaturas e Símbolos</i>	<i>xi</i>
<i>1- Introdução</i>	<i>1</i>
<i>2- Mecânica do Contato</i>	<i>5</i>
2.1- <i>Teoria Linear Elástica de Hertz</i>	<i>5</i>
2.2- <i>Critérios de Escoamento</i>	<i>11</i>
2.3- <i>Influência do Atrito na Interface de Contato</i>	<i>15</i>
2.4- <i>Revestimentos Elásticos</i>	<i>17</i>
2.5- <i>Mecanismos de Falha do Revestimento</i>	<i>20</i>
2.6- <i>Método dos Elementos Finitos</i>	<i>23</i>
2.7- <i>Aplicação do Método dos Elementos Finitos em Mecânica do Contato</i>	<i>28</i>
<i>3- Metodologia</i>	<i>31</i>
3.1- <i>Definição do modelo físico</i>	<i>31</i>
3.2- <i>Construção do modelo de elementos finitos</i>	<i>34</i>
3.2.1- <i>Modelagem Estrutural</i>	<i>35</i>
3.2.2- <i>Modelagem do Contato</i>	<i>42</i>
<i>4- Resultados e Discussão</i>	<i>46</i>
4.1- <i>Corpo de prova sem revestimento</i>	<i>46</i>

4.2- <i>Corpo de prova com revestimento</i>	55
4.3- <i>Efeito do atrito entre as superfícies em contato</i>	70
5- <i>Conclusões</i>	84
6- <i>Sugestões de Continuidade</i>	86
7- <i>Referências Bibliográficas</i>	87
8- <i>Anexo I</i>	92

Medeiros, J.P., Utilização do método dos elementos finitos na determinação de campos de tensões em corpos revestidos

Resumo

A utilização de materiais revestidos em componentes mecânicos é uma alternativa importante e, cada vez mais usual para a redução dos níveis de desgaste destes componentes. No contato mecânico são gerados campos de tensões cujos níveis de intensidade podem conduzir à ativação de algum mecanismo de no corpo revestido. Estes mecanismos podem ser, basicamente, por microtrincamento, perda de aderência ou deformação plástica. Estudam-se, neste trabalho, os campos de tensões induzidos em um material revestido quando este é indentedo por um penetrador esférico utilizando o método dos elementos finitos por meio do aplicativo ANSYS®5.0. A camada de revestimento é considerada mais rígida que o substrato e a resistência à perda de aderência na interface é infinita. Inicialmente, foi realizada a validação do modelo proposto, confrontando-se os resultados obtidos pela análise por elementos finitos com os resultados fornecidos pela teoria clássica de Hertz. Com o modelo validado, foi estudada a influência da espessura do revestimento sobre os campos de tensões induzidos no corpo revestido e, conseqüentemente, sobre os mecanismos de falha atuantes. A influência do atrito na interface de contato também foi analisada. Observou-se que o atrito contribuiu significativamente para a redução das amplitudes de tensões tratativas superficiais ao longo de toda a faixa de espessuras. Foi constatado que, de modo geral, os campos de tensões induzidos no corpo revestido são sensíveis à espessura da camada de revestimento adicionada, exceto para revestimentos extremamente finos. Para revestimentos mais rígidos que o substrato, percebe-se que a resistência à deformação do material revestido é aumentada. Além disso, o aumento da espessura do revestimento conduz à ocorrência de processos de falha, preferencialmente, no interior do revestimento, em detrimento dos mecanismos interfaciais, cuja atuação depende apenas das propriedades mecânicas do substrato.

Palavras-chave: mecânica do contato; método dos elementos finitos; revestimentos; indentação, tribologia, desgaste.

Abstract

The use of coatings has been a valuable practical procedure aiming the reduction of the wearing of mechanical components. Nevertheless, the high stress levels which generally appear when bodies are put into contact can lead to the failure of the coated member. These mechanisms can be by microcracking, loss of adherence and plastic deformation. This work addresses the determination of stress distributions arising when a plane coated specimen is acted upon by a spherical penetrador, by using finite element analysis. The coating is supposed to be stiffer than the substrate. Furthermore, a perfect adherence between these two components is assumed. The finite element model is first validated by checking the obtained stress distributions against those provided by the classical Hertz theory. In the sequence, the influence of the coating thickness upon the stress distributions and also upon the nature of the failure mechanisms of the composite specimen is examined. The effect of friction on the contact interface is also considered. The numerical results show that, in general, the performance of the composite specimen is very sensitive to the coating thickness, except for extremely thin coatings. It is found that the increase in the coating thickness leads to failure mechanisms which are likely to act inside the coating layer rather than in the interface coating-substrate. It is also found that friction is responsible for significant reduction of tensile stresses on the specimen surface, for the whole range of coating thickness examined.

Key-words: contact mechanics; finite element method; coatings; indentation; tribology; wear.

Lista de Figuras

	<i>página</i>
<i>Figura 2-1: Representação esquemática de um sólido axissimétrico</i>	<i>5</i>
<i>Figura 2-2: Elemento axissimétrico representado em coordenadas cilíndricas</i>	<i>6</i>
<i>Figura 2-3: Esquemática do contato entre superfícies elásticas</i>	<i>6</i>
<i>Figura 2-4: Distribuição de tensões de Hertz</i>	<i>11</i>
<i>Figura 2-5: Critérios de escoamento de Von Mises e Tresca para um estado de tensão plana</i>	<i>13</i>
<i>Figura 2-6: Diagrama esquemático das faixas de comportamento elástico, elasto-plástico e plástico</i>	<i>14</i>
<i>Figura 2-7: Representação esquemática das regiões de microdeslizamento e de adesão...</i>	<i>15</i>
<i>Figura 2-8: Representação da tensão de atrito interfacial entre duas superfícies em contato</i>	<i>16</i>
<i>Figura 2-9: Contato envolvendo um sólido revestido</i>	<i>18</i>
<i>Figura 2-10: Propriedades importantes do sistema revestimento/substrato</i>	<i>20</i>
<i>Figura 2-11: Esquema do trincamento superficial conduzindo a falha do revestimento sob tensões compressivas e trativas</i>	<i>21</i>
<i>Figura 2-12: Procedimento de obtenção da matriz de rigidez global</i>	<i>25</i>
<i>Figura 2-13: Procedimento básico do método incremental</i>	<i>27</i>
<i>Figura 2-14: Procedimento iterativo</i>	<i>27</i>
<i>Figura 2-15: Procedimento misto</i>	<i>28</i>
<i>Figura 2-16: Etapas de modelagem e análise pelo método dos elementos finitos</i>	<i>29</i>

<i>Figura 3-1: Configuração do teste de indentação hertziano</i>	<i>31</i>
<i>Figura 3-2: Representação bidimensional do teste de indentação hertziano</i>	<i>32</i>
<i>Figura 3-3: Esquema simplificado do teste de indentação hertziano</i>	<i>34</i>
<i>Figura 3-4: Elemento estrutural bidimensional PLANE42</i>	<i>35</i>
<i>Figura 3-5: Elemento estrutural axissimétrico PLANE42</i>	<i>36</i>
<i>Figura 3-6: Características do elemento PLANE42</i>	<i>36</i>
<i>Figura 3-7: Modelo de elementos finitos elaborado</i>	<i>37</i>
<i>Figura 3-8: Detalhe do refinamento na região próxima ao contato</i>	<i>38</i>
<i>Figura 3-9: Modelo de elementos finitos do indentador</i>	<i>39</i>
<i>Figura 3-10: Equações restritivas ligando regiões de malhas de diferentes densidades</i>	<i>39</i>
<i>Figura 3-11: Modelo de elementos finitos do corpo de prova</i>	<i>40</i>
<i>Figura 3-12: Equações restritivas</i>	<i>40</i>
<i>Figura 3-13: Distribuição de pressão</i>	<i>42</i>
<i>Figura 3-14: Geometria do elemento de contato axissimétrico CONTAC48</i>	<i>43</i>
<i>Figura 4-1 Detalhe da discretização na região de contato</i>	<i>47</i>
<i>Figura 4-2: Influência do parâmetro de penalidade na distribuição de tensão normal axial</i>	<i>48</i>
<i>Figura 4-3: Deslocamentos axiais na superfície do modelo</i>	<i>49</i>
<i>Figura 4-4: Deslocamentos radiais na superfície do modelo.....</i>	<i>49</i>
<i>Figura 4-5: Campo de tensão normal axial na superfície do corpo de prova</i>	<i>50</i>
<i>Figura 4-6: Campo de tensão normal axial ao longo do eixo de simetria</i>	<i>50</i>
<i>Figura 4-7: Distribuição de tensão normal radial na superfície de contato</i>	<i>51</i>

<i>Figura 4-8: Distribuição de tensão normal radial ao longo do eixo de simetria</i>	<i>51</i>
<i>Figura 4-9: Distribuição de tensão circunferencial na superfície</i>	<i>52</i>
<i>Figura 4-10: Distribuição de tensão circunferencial no eixo de simetria</i>	<i>53</i>
<i>Figura 4-11: Distribuição de tensão cisalhante principal ao longo do eixo de simetria</i>	<i>53</i>
<i>Figura 4-12: Detalhe do modelo com revestimento</i>	<i>55</i>
<i>Figura 4-13: Distribuição de tensões cisalhantes interfaciais</i>	<i>56</i>
<i>Figura 4-14: Dimensões compatíveis entre os elementos na interface entre o revestimento e o substrato</i>	<i>56</i>
<i>Figura 4-15: Distribuição de tensão normal axial na superfície de contato</i>	<i>57</i>
<i>Figura 4-16: Distribuição de tensão normal radial na superfície de contato</i>	<i>58</i>
<i>Figura 4-17: Distribuições de tensão normal radial no revestimento e no substrato, ao longo da interface</i>	<i>59</i>
<i>Figura 4-18: Distribuições de tensão normal axial no revestimento e no substrato, ao longo da interface</i>	<i>60</i>
<i>Figura 4-19: Curvas de distribuições de tensão cisalhante interfacial no revestimento e no substrato, ao longo da interface</i>	<i>61</i>
<i>Figura 4-20: Distribuição de tensão normal radial no eixo de simetria</i>	<i>61</i>
<i>Figura 4-21: Distribuição de tensão normal axial no eixo de simetria</i>	<i>62</i>
<i>Figura 4-22: Distribuição de tensão cisalhante principal no eixo de simetria</i>	<i>62</i>
<i>Figura 4-23: Posição da máxima tensão cisalhante principal em função da espessura do revestimento</i>	<i>63</i>
<i>Figura 4-24: Tensão normal axial máxima</i>	<i>64</i>
<i>Figura 4-25: Tensões normais radiais máximas na superfície e na interface</i>	<i>65</i>
<i>Figura 4-26: Tensão cisalhante principal máxima na interface</i>	<i>66</i>

<i>Figura 4-27: Máxima tensão cisalhante interfacial</i>	<i>67</i>
<i>Figura 4-28: Mecanismos de falha do corpo revestido</i>	<i>69</i>
<i>Figura 4-29: Deslocamento axial na superfície de contato</i>	<i>71</i>
<i>Figura 4-30: Deslocamento radial na superfície de contato</i>	<i>71</i>
<i>Figura 4-31: Distribuição de tensão normal axial superficial</i>	<i>72</i>
<i>Figura 4-32: Distribuição de tensão normal radial na superfície de contato</i>	<i>73</i>
<i>Figura 4-33: Distribuição de tensão normal circunferencial na superfície de contato</i>	<i>73</i>
<i>Figura 4-34: Distribuição de tensão normal axial ao longo do eixo de simetria</i>	<i>74</i>
<i>Figura 4-35: Distribuição de tensão normal radial ao longo do eixo de simetria</i>	<i>74</i>
<i>Figura 4-36: Distribuição de tensão cisalhante principal ao longo do eixo de simetria</i>	<i>75</i>
<i>Figura 4-37: Distribuição de tensão normal radial na superfície de contato</i>	<i>76</i>
<i>Figura 4-38: Distribuição de tensão normal radial no eixo de simetria</i>	<i>77</i>
<i>Figura 4-39: Distribuição de tensão normal axial na superfície de contato</i>	<i>77</i>
<i>Figura 4-40: Distribuição de tensão normal axial no eixo de simetria</i>	<i>77</i>
<i>Figura 4-41: Amplitudes máximas de tensão normal radial na superfície de contato</i>	<i>78</i>
<i>Figura 4-42: Comparação entre as magnitudes máximas de tensões radiais no revestimento</i>	<i>79</i>
<i>Figura 4-43: Magnitudes máximas de tensão radial interfacial no revestimento</i>	<i>80</i>
<i>Figura 4-44: Máximas magnitudes de tensão normal axial</i>	<i>80</i>
<i>Figura 4-45: Máxima tensão cisalhante principal no revestimento</i>	<i>81</i>

<i>Figura 4-46: Máxima tensão cisalhante principal no substrato</i>	<i>81</i>
<i>Figura 4-47: Amplitudes máximas de tensão cisalhante interfacial.....</i>	<i>82</i>
<i>Figura 4-48: Magnitude máxima de tensão cisalhante interfacial na presença de atrito</i>	<i>82</i>
<i>Figura 4-49: Mecanismos de falha atuantes em um corpo revestido considerando o atrito</i>	<i>83</i>
<i>Figura I-1: Geometria do elemento CONTAC48</i>	<i>92</i>
<i>Figura I-2: Definição de proximidade e afastamento do campo de contato</i>	<i>93</i>
<i>Figura I-3: Nó-contato com duas linhas-alvo com proximidade de contato</i>	<i>93</i>
<i>Figura I-4: Vazios e sobreposições em uma intercessão de contato</i>	<i>93</i>
<i>Figura I-5: Pseudo-elemento</i>	<i>94</i>

Lista de Tabelas

	<i>página</i>
<i>Tabela 2-1: Modos de falha trativas para filmes finos</i>	<i>21</i>
<i>Tabela 2-2: Modos de falha compressivas para filmes finos</i>	<i>21</i>
<i>Tabela 3-1: Dimensões do modelo</i>	<i>32</i>
<i>Tabela 3-2: Propriedades mecânicas dos materiais empregados</i>	<i>33</i>
<i>Tabela 4-1: Mecanismos de falha possíveis</i>	<i>68</i>

Lista de Símbolos

x, y, z	coordenadas retangulares;
r, θ, z	coordenadas cilíndricas;
δ	aproximação mútua entre superfícies; profundidade de penetração [m];
$\varepsilon_r, \varepsilon_\theta, \varepsilon_z$	deformações nas direções r, θ, z , respectivamente;
μ	coeficiente de atrito;
ν	coeficiente de Poisson;
τ	tensão cisalhante principal [N/m ²];
$\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{zy}$	tensões cisalhantes nos planos xy, yz e zx , respectivamente, [N/m ²];
$\tau_{rz}, \tau_{r\theta}, \tau_{\theta z}$	tensões cisalhantes nos planos $rz, r\theta$ e θz , respectivamente, [N/m ²];
τ_e	limite de escoamento ao cisalhamento puro [N/m ²];
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	tensões normais nas direções x, y, z , respectivamente, [N/m ²];
$\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$	tensões normais nas direções r, θ, z , respectivamente, [N/m ²];
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	tensões normais principais [N/m ²];
σ_e	limite de escoamento à tração pura [N/m ²];
a_o	raio de contato hertziano [m];
a'_o	raio de contato [m];
c	raio de adesão [m];

f	fator adimensional de compatibilidade;
h	espessura do revestimento [m];
$[k]$	matriz de rigidez elementar;
p_o	pressão de contato máxima hertziana [N/m ²];
p'_o	pressão de contato máxima [N/m ²];
p_m	pressão média de contato [N/m ²];
$p(r)$	distribuição de pressão normal [N/m];
$q(r)$	distribuição de tensão interfacial [N/m];
$\{q\}$	vetor de esforços nodais;
q_m	tensão interfacial média [N/m ²];
t	estimativa do comprimento de contato [m];
u	deslocamento genérico [m];
u_r, u_θ, u_z	deslocamentos nas direções r, θ, z , respectivamente [m];
$\{u\}$	vetor de deslocamentos;
z_{max}	posição axial [m ²];
A_o	área de contato [m ²];
A_a	área aparente de contato [m ²];
$[B]$	matriz de transformação;
$[K]$	matriz de rigidez;
E	módulo de elasticidade [N/m ²];

E^*	<i>módulo de elasticidade equivalente $[N/m^2]$;</i>
F	<i>força tangencial $[N]$;</i>
H	<i>dureza $[N/m^2]$;</i>
KN	<i>rigidez de contato $[N/m]$;</i>
KT	<i>rigidez de adesão $[N/m]$;</i>
I_1, I_2, I_3	<i>invariantes de tensão;</i>
P	<i>força normal $[N]$;</i>
R	<i>raio de curvatura da superfície $[m]$;</i>

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

O desgaste de componentes mecânicos é um problema que merece atualmente grande interesse por parte de engenheiros e pesquisadores, devido a suas implicações na qualidade e no custo da produção de diversos setores industriais. Com efeito, o desgaste excessivo de componentes mecânicos gera uma redução da produtividade e eleva os custos operacionais devido à necessidade de manutenção dos componentes desgastados, o que requer, geralmente, a paralisação do equipamento. Em usinagem de precisão, o desgaste das máquinas e das ferramentas deve ser minimizado para que se possa garantir as estreitas tolerâncias dimensionais dos produtos.

Atrito e desgaste, propriedades do sistema tribológico, se caracterizam por serem restritas às superfícies das peças.

Embora não seja possível se estabelecer uma relação direta entre atrito e desgaste, constata-se, na maioria dos casos, que a redução do coeficiente de atrito conduz à redução da taxa de desgaste e, alterações neste coeficiente podem resultar até mesmo em variações na natureza dos mecanismos de desgaste [Eyre, 1992].

Objetivando a redução do desgaste, um procedimento usualmente empregado consiste no emprego de revestimentos resistentes ao desgaste. Com isto pode-se combinar as características mecânicas do revestimento e do substrato, de modo a se otimizar o desempenho do compósito revestimento/substrato.

O desempenho tribológico do compósito revestimento/substrato é ditado pelas propriedades mecânicas dos componentes, pelas características da interface entre eles e pela forma como o contato se realiza em diferentes sistemas tribológicos. Uma análise completa da influência do meio no desempenho do compósito envolve o estudo deste em diferentes temperaturas, ambientes, lubrificantes, velocidades, cargas e condições de contato.

Dentre as propriedades relevantes no desempenho mecânico do corpo revestido, a tenacidade, a aderência e as tensões residuais se destacam como propriedades extremamente dependentes dos campos de deformações e de tensões induzidos nos corpos em contato. São estes níveis de tensão que conduzirão a algum dos mecanismos de falha do revestimento:

microtrincamento, perda de aderência ou deformação plástica [Komvopoulos, 1988], [Rickerby, 1991]. Assim sendo, as análises de tensões e deformações são freqüentemente usadas para explicar e/ou prever falhas que indicam o término da ação protetora do revestimento. Com base nestas análises, pode-se buscar uma utilização otimizada da camada superficial em função de parâmetros significativos como sua espessura e suas características mecânicas.

A determinação de campos de tensões de contato por meio de técnicas experimentais é feita usualmente através de extensometria ou de fotoelasticidade e fotoplasticidade. A utilização da extensometria implica o acesso à região de contato para a colocação de extensômetros elétricos, o que nem sempre é possível, principalmente devido às reduzidas dimensões desta área de contato. A utilização da fotoelasticidade e da fotoplasticidade resulta em uma análise qualitativa satisfatória para o contato de corpos com propriedades mecânicas semelhantes, mas, revela-se inadequada no caso de corpos revestidos, devido a limitações desta técnica [Budynas, 1977].

O estudo dos campos de tensões desenvolvidos no contato superficial entre corpos foi abordado, analiticamente, por diversos autores, mediante a substituição de um dos corpos em contato por uma distribuição de pressão equivalente, utilizando-se funções de Green ou Airy para representar os campos de tensões gerados [Hamilton, 1966], [Gupta, 1973], [Gupta, 1974], [Matthewson, 1981], [Gladwell, 1980]. Estes métodos, embora produzam resultados satisfatórios, se limitam a formulações simplificadas de contato, devido à complexidade da resolução do equacionamento matemático envolvido. A adição de um revestimento sobre uma das superfícies eleva o grau de complexidade das equações matemáticas envolvidas no processo de obtenção dos campos de tensões [Barovitch, 1964].

Buscando evitar esta dificuldade e, ainda, implementar modelos de contato mais complexos, diversos autores procuraram estudar o contato entre corpos empregando métodos numéricos aproximados [Tu, 1967], [Jaffar, 1988], [Munisamy, 1995]. Dentre os métodos numéricos, o método de elementos finitos (MEF) possui certas características peculiares que o fazem se sobressair dentre os demais. Em situações envolvendo materiais não-homogêneos, não-linearidades e condições de contorno complicadas, este método pode ser empregado com vantagens. Tangena e Hurkx [Tangena, 1985], Komvopoulos [1988] e Komvopoulos [1989], por exemplo, utilizaram o método dos elementos finitos na determinação de campos de tensões em corpos revestidos.

Um amplo programa de pesquisa vem sendo desenvolvido no Laboratório de Tribologia e Materiais (LTM) da Universidade Federal de Uberlândia, procurando caracterizar, pelo método dos elementos finitos, os campos de tensões gerados pelo contato deslizante entre corpos revestidos [PADCT, 1992]. Realizado no contexto deste programa, o trabalho apresentado neste Memorial objetivou a análise da influência da espessura da camada de revestimento sobre os campos de tensões elásticas desenvolvidos em compósitos revestimento/substrato de geometria plana, indentados estaticamente por um penetrador esférico. Pretendeu-se, com este estudo, otimizar o desempenho de uma camada de revestimento com base nos campos de tensões gerados.

A metodologia adotada foi a de se considerar situações com graus de complexidade crescentes, que foram abordadas em etapas sucessivas:

A primeira etapa compreendeu a validação do modelo de elementos finitos elaborado. Foi considerada a situação simples de indentação hertziana de um corpo semi-infinito homogêneo. A validação do modelo foi feita mediante a confrontação dos campos de tensões e de deslocamentos previstos pelo modelo com os correspondentes dados pela teoria do contato de Hertz.

Vale notar que o estudo da indentação hertziana, embora traduza uma situação muito simplificada, constitui uma etapa primordial e indispensável na abordagem de problemas mais complexos tais como o contato elastoplástico deslizante de corpos revestidos. A indentação hertziana foi estudada nos trabalhos de [Komvopoulos, 1988] e [Tian, 1991]. A simulação numérica de um ensaio de indentação hertziana também assume importância na interpretação de medições de dureza referentes às propriedades superficiais do material. Além disso, ela permite simular o contato superficial entre corpos rugosos, contato este formado entre as asperezas superficiais destes corpos modeladas como minúsculas protuberâncias esféricas [Montmitonnet, 1993a].

Uma vez validado o modelo básico, na segunda etapa foi considerada a indentação de um compósito revestimento/substrato, admitindo-se a ausência de atrito entre o penetrador e o corpo revestido. Na terceira etapa, considerou-se a presença de atrito na interface de contato durante o processo de indentação.

Além deste capítulo introdutório, este trabalho comporta quatro capítulos:

O capítulo 2 trata dos fundamentos teóricos referentes à mecânica do contato e ao método dos elementos finitos.

O capítulo 3 aborda a metodologia empregada na formulação do modelo de elementos finitos utilizado.

O capítulo 4 é dedicado à apresentação e à análise dos resultados numéricos obtidos nas diferentes simulações realizadas.

O capítulo 5 apresenta as conclusões formuladas tendo em vista os objetivos iniciais deste trabalho e os resultados obtidos.

Finalmente, são apresentadas no capítulo 6, sugestões que possibilitem o prosseguimento deste trabalho.

CAPÍTULO 2

MECÂNICA DO CONTATO

2.1- Teoria Linear Elástica de Hertz

O primeiro estudo sobre tensões de contato foi feito por Hertz, que abordou o contato entre corpos elásticos homogêneos [Johnson, 1987]. Na formulação de Hertz, a área de contato é suposta elíptica e cada um dos corpos em contato é considerado como um corpo semi-infinito com uma pequena região elíptica superficial sob sollicitação. Com esta última simplificação, usualmente adotada nos estudos das tensões de contato, as tensões altamente concentradas na região de contato podem ser consideradas como sendo independentes das dimensões dos corpos e da maneira como eles são suportados. Para isto, as dimensões da área de contato devem ser pequenas quando comparadas às de cada corpo. Além disso, a área de contato deve ser pequena quando comparada ao raio equivalente da curvatura das superfícies. A teoria de Hertz admite, por fim, a inexistência de atrito entre as superfícies em contato.

É comum que os corpos em contato sejam sólidos axissimétricos. Um sólido axissimétrico é definido como um corpo tridimensional gerado pela rotação de uma seção plana em torno de um eixo como mostrado na figura 2-1. Esta axissimetria é definida como geométrica. Se o carregamento é axissimétrico, estabelece-se uma axissimetria de carregamento. A combinação destes dois fatores, caracteriza o sistema por uma axissimetria completa e o sistema de coordenadas cilíndricas, (r, θ, z) , mostrado na figura 2-2, é um sistema de referência adequado para o estudo do contato. Neste caso, a distribuição da pressão de contato, $p(r)$, e das tensões $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$ e τ_{rz} independem de θ e as tensões cisalhantes $\tau_{r\theta}$ e $\tau_{z\theta}$ são nulas [Weaver, 1984].

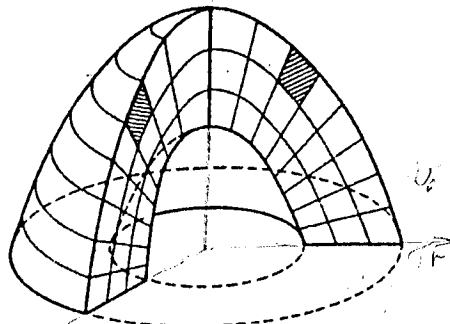


Figura 2-1: Representação esquemática de um sólido axissimétrico [Weaver, 1984].

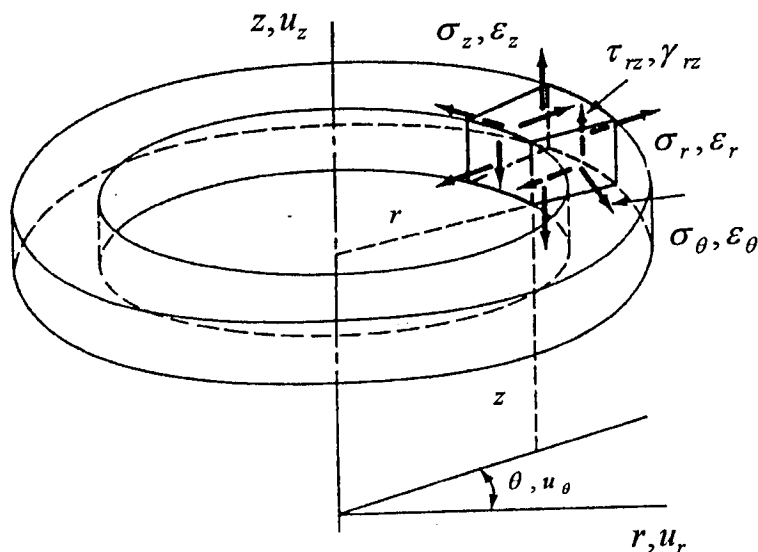


Figura 2-2: Elemento de um sólido axissimétrico representado em coordenadas cilíndricas [Weaver, 1984].

O contato entre duas superfícies é mostrado na figura 2-3, onde, R_1 e R_2 são os raios de curvatura das superfícies 1 e 2, respectivamente; δ_1 e δ_2 são os deslocamentos de 1 e 2, sob a carga aplicada, P ; $u_{z1}(r)$ e $u_{z2}(r)$ são os deslocamentos axiais dos corpos 1 e 2; $2a_o$ é o diâmetro da área de contato.

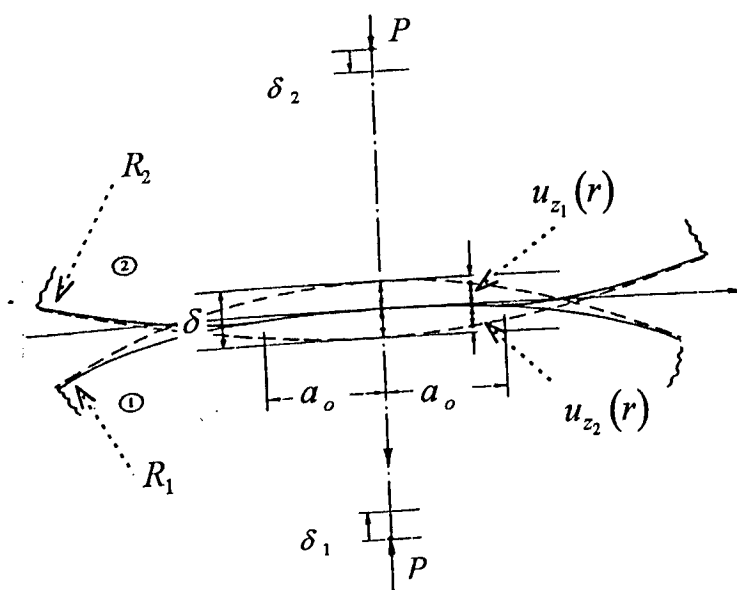


Figura 2-3: Esquematização do contato entre superfícies elásticas [Johnson, 1987].

Para o caso de contato entre uma esfera e um plano, a área de contato é circular. Os campos de deslocamento dentro do contato satisfazem a relação:

$$u_{z1}(r) + u_{z2}(r) = \delta - \left(\frac{1}{2R}\right)r^2, \quad (2-1)$$

onde $\delta = u_{z1}(0) + u_{z2}(0)$ é a aproximação mútua entre dois pontos do eixo central; e R^{-1} é a curvatura equivalente dos corpos, dada por: $R^{-1} = R_1^{-1} + R_2^{-1}$. $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$

A distribuição de pressão, $p(r)$, proposta por Hertz, que resulta nos deslocamentos dados pela equação (2-1) é:

$$p(r) = p_o \left\{ 1 - \left(\frac{r}{a_o} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (2-2)$$

onde p_o , que é a pressão máxima de contato, que ocorre em $r = 0$. p_o e a_o são introduzidos como parâmetros de escala em (2-2) para facilitar a análise das distribuições de tensões.

A carga de compressão total concentrada, P , é dada pela integração de $p(r)$ sobre a área de contato:

$$P = \int_0^{a_o} p(r) 2\pi r dr = \frac{2}{3} p_o \pi a_o^2 \quad (2-3)$$

A pressão média, p_m , é definida segundo:

$$p_m = \frac{P}{\pi a_o^2} = \frac{2}{3} p_o \quad (2-4)$$

Os parâmetros a_o , δ e p_o podem ser expressos em função da carga concentrada, P , através das seguintes equações

$$a_o = \left(\frac{3PR}{4E^*} \right)^{1/3} \quad (2-5)$$

$$\delta = \frac{a_o^2}{R} = \left(\frac{9P^2}{16RE^{*2}} \right)^{1/3} \quad (2-6)$$

$$p_o = \frac{3P}{2\pi a_o^2} = \left(\frac{6PE^{*2}}{\pi^3 R^2} \right)^{1/3} \quad (2-7)$$

onde:

$$E^* = \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1}$$

Os deslocamentos axiais na superfície de contato são dados por:

$$u_z(r) = \frac{1-\nu^2}{E} \frac{\pi p_o}{4a_o} (2a_o^2 - r^2) \quad , \quad r \leq a_o \quad (2-8a)$$

$$u_z = \frac{(1-\nu^2)}{E} \frac{p_o}{2a_o} \left\{ (2a_o^2 - r^2) \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{a_o}{r} \right) + r^2 \left(\frac{a_o}{r} \right) \left(1 - \frac{a_o^2}{r^2} \right)^{1/2} \right\} \quad , \quad r > a_o \quad (2-8b)$$

Os deslocamentos radiais na superfície de contato são dados pelas expressões:

$$u_r(r) = -\frac{(1-2\nu)(1+\nu)}{3E} \frac{a_o^2}{r} p_o \left\{ 1 - \left(1 - \frac{r^2}{a_o^2} \right)^{3/2} \right\} \quad , \quad r \leq a_o \quad (2-9a)$$

$$u_r(r) = -\frac{(1-2\nu)(1+\nu)}{3E} p_o \frac{a_o^2}{r}, \quad r > a_o \quad (2-9b)$$

As deformações normais (radial, circunferencial e axial) e a deformação tangencial são obtidas a partir dos deslocamentos, através das relações:

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r} \quad (2-10a)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{2\pi(r + u_r) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{u_r}{r} \quad (2-10b)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad (2-10c)$$

$$\gamma_{rz} = \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r} \quad (2-10d)$$

As tensões obtidas a partir destas deformações são dadas pelas expressões seguintes. As distribuições destas tensões são mostradas graficamente na figura 2-4.

a) Tensões normais na superfície de contato ($z = 0$):

- $r \leq a_o$

$$\frac{\sigma_r}{p_o} = \frac{1-2\nu}{3} \left(\frac{a_o^2}{r^2} \right) \left\{ 1 - \left(1 - \frac{r^2}{a_o^2} \right)^{3/2} \right\} - \left(1 - \frac{r^2}{a_o^2} \right)^{1/2} \quad (2-11a)$$

$$\frac{\sigma_\theta}{p_o} = \frac{1-2\nu}{3} \left(\frac{a_o^2}{r^2} \right) \left\{ 1 - \left(1 - \frac{r^2}{a_o^2} \right)^{3/2} \right\} - 2\nu \left(1 - \frac{r^2}{a_o^2} \right)^{1/2} \quad (2-11b)$$

$$\frac{\sigma_z}{p_o} = - \left(1 - \frac{r^2}{a_o^2} \right)^{1/2} \quad (2-11c)$$

- $r > a_o$

$$\frac{\sigma_r}{p_o} = -\frac{\sigma_\theta}{p_o} = (1-2\nu)\frac{a_o^2}{3r^2} \quad (2-12a)$$

$$\frac{\sigma_z}{p_o} = 0 \quad (2-12b)$$

Observa-se, na figura 2-4, que as tensões normais são todas compressivas dentro do círculo de contato. No centro, as tensões σ_r e σ_θ têm valor, em módulo, de $(1+2\nu)p_o/2$. Na verdade, no centro do contato há uma indeterminação para as expressões referentes a estas tensões e este valor é obtido calculando-se os limites destas expressões. A tensão axial, em $r=0$, é igual à pressão máxima de contato. Fora do contato, as tensões normais radial e circunferencial são de mesma amplitude e, respectivamente, trativa e compressiva. A máxima tensão normal radial ocorre na borda do círculo de contato em $r=a_o$, onde atinge um valor de $(1-2\nu)p_o/2$. Fora do contato, a tensão normal axial é nula.

b) Tensões normais ao longo do eixo de simetria ($r=0$)

$$\frac{\sigma_r}{p_o} = \frac{\sigma_\theta}{p_o} = -(1+\nu)\left\{1 - \left(\frac{z}{a_o}\right)\tan^{-1}\left(\frac{a_o}{z}\right)\right\} + \frac{1}{2}\left(1 + \frac{z^2}{a_o^2}\right)^{-1} \quad (2-13a)$$

$$\frac{\sigma_z}{p_o} = -\left(1 + \frac{z^2}{a_o^2}\right)^{-1} \quad (2-13b)$$

A tensão cisalhante τ_{rz} , devido à axissimetria do problema é nula ao longo do eixo z . Portanto, σ_r , σ_θ e σ_z são as próprias tensões normais principais (σ_1, σ_2 e σ_3) neste eixo e a tensão cisalhante principal, τ , é dada no eixo de simetria pela expressão:

$$\tau = \frac{1}{2}|\sigma_r - \sigma_z| \quad (2-14)$$

Esta tensão tem seu valor máximo abaixo da superfície e, para a distribuição de pressão de Hertz em questão: $\tau_{max} = 0,31p_o$ em $z = 0,48a_o$ (para $\nu = 0,3$).

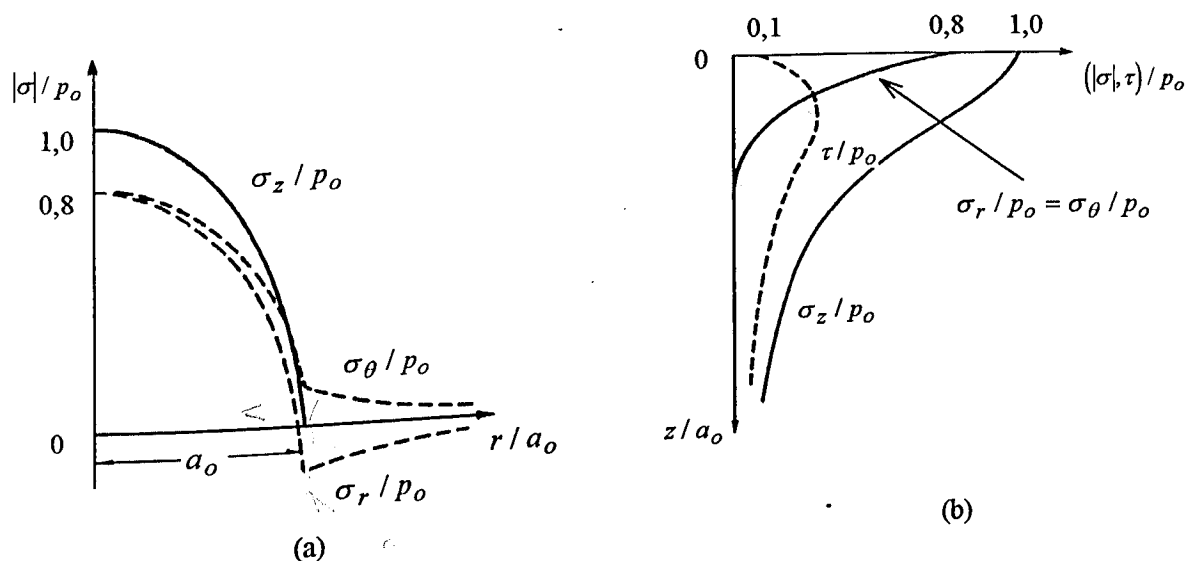


Figura 2-4: Distribuições de tensões de Hertz, (a) na superfície e (b) ao longo do eixo de simetria [Johnson, 1987].

2.2- Critérios de Escoamento

Neste trabalho, a análise é restrita ao regime elástico, implicando que as deformações sofridas pelos corpos são recuperáveis após retirada da carga aplicada. Para isto, o valor da carga que conduz a deformações permanentes precisa ser estabelecido por algum critério que defina o início da fase plástica. Para um sistema formado por materiais com propriedades mecânicas diferentes, os critérios existentes para a determinação desta carga limite se baseiam no material mais dútil que, geralmente, terá seu limite elástico ultrapassado primeiro.

Os critérios da máxima energia de distorção (Von Mises) e da máxima tensão cisalhante (Tresca), comumente utilizados na determinação do início do escoamento, procuram correlacionar as tensões normais principais, $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, aos limites de resistência ao escoamento em tração (ou em compressão) pura e ao cisalhamento puro, σ_e e τ_e , respectivamente.

As tensões normais principais são as soluções da equação cúbica dada por (2-15) [Ugural, 1975].

$$\sigma_p^3 - I_1\sigma_p^2 + I_2\sigma_p - I_3 = 0 \quad (2-15)$$

onde, I_1, I_2 e I_3 são os invariantes de tensão dados por

$$I_1 = \sigma_r + \sigma_\theta + \sigma_z \quad (2-16a)$$

$$I_2 = \sigma_r\sigma_\theta + \sigma_r\sigma_z + \sigma_\theta\sigma_z - \tau_{rz}^2 \quad (2-16b)$$

$$I_3 = \begin{vmatrix} \sigma_r & 0 & \tau_{rz} \\ 0 & \sigma_\theta & 0 \\ \tau_{rz} & 0 & \sigma_z \end{vmatrix} \quad (2-16c)$$

Pelo critério da máxima energia de distorção, o início da deformação plástica é governado pelo invariante de tensão, I_2 , sendo expresso segundo [Ugural, 1975], [Johnson, 1987] por:

$$I_2 \equiv \frac{1}{6} \left\{ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right\} = \tau_e^2 = \frac{\sigma_e^2}{3} \quad (2-17)$$

Pelo critério da máxima tensão cisalhante, o início do escoamento ocorre quando a tensão cisalhante máxima atinge a tensão de escoamento ao cisalhamento puro, ou seja:

$$\text{MAX} \{ |\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1| \} = 2\tau_e = \sigma_e \quad (2-18)$$

No estado de tensão plana ($\sigma_3 = 0$), utilizado de modo a se visualizar geometricamente os critérios, o regime elástico é, segundo o critério de Von Mises, limitado pela elipse

mostrada na figura 2-5. Segundo o critério de Tresca, o regime elástico é limitado por um hexágono inscrito na elipse, também mostrado na figura 2-5.

Os pontos ①, ② e ③, onde a elipse e o hexágono se interceptam representam, respectivamente, os estados de tração e compressão pura e um estado de tensões hidrostáticas ($\sigma_1 = \sigma_2$). O ponto ④ representa um estado de tensões onde a deformação é impedida em uma das direções principais (estado de deformação plana), gerando uma tensão principal nesta direção igual à média aritmética das tensões principais nas outras duas direções. O ponto ⑤ representa o estado de cisalhamento puro, onde as duas tensões têm a mesma amplitude, porém, sinais opostos. Observa-se, ainda, para este ponto, que fluxo plástico ocorre quando a tensão cisalhante máxima, τ_{max} , é igual a $0,5\sigma_e$ para Tresca e $0,577\sigma_e$ para Von Mises. Embora as diferenças entre os dois critérios sejam pequenas, o critério de Tresca é mais conservativo que o de Von Mises. Isto também pode ser observado no ponto ④. Além disso, o critério de Tresca apresenta a vantagem de ter uma formulação mais simples [Ugural, 1975].

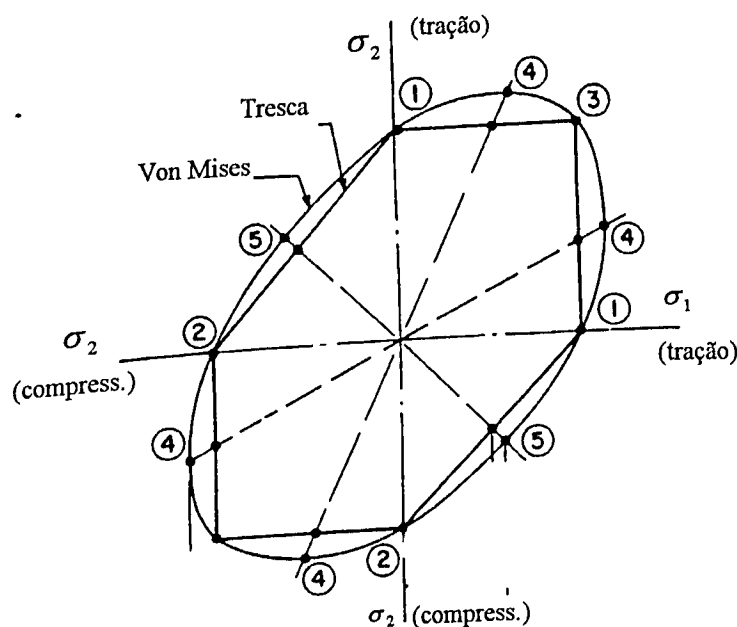


Figura 2-5: Critérios de escoamento de Von Mises e Tresca para um estado de tensão plana ($\sigma_3 = 0$) [Schey, 1984].

Foi visto que, para contatos hertzianos, a máxima tensão cisalhante principal, τ , é aproximadamente igual a um terço da pressão máxima de contato, p_o , equação (2-14). Pelo critério de Tresca, o início de deformação plástica ocorre quando este valor de tensão cisalhante atinge o limite de resistência ao escoamento em cisalhamento puro do material, ou

seja, $\tau_{max} = \tau_e$. Por isso, a máxima pressão no centro de contato, p_o , que o material suporta sem se deformar plasticamente é de $3,1\tau_e$, valor este maior que o previsto pelo critério da máxima tensão cisalhante, $2\tau_e$. Este valor elevado de p_o é permitido pela presença das tensões compressivas hidrostáticas, nas direções r e z , a que estão submetidos os elementos superficiais [Halling, 1978].

Quando o limite elástico é excedido, a deformação plástica ocorre, inicialmente, em uma zona extremamente localizada (quase pontual) e totalmente restringida pelo material circunvizinhante, que permanece no regime elástico. Portanto, as deformações plásticas na região de escoamento são de mesma ordem de grandeza que as deformações elásticas do restante do material. Com o aumento do carregamento normal, fluxo plástico ocorre de forma generalizada. Isto se dá quando a pressão média no contato, p_m é da ordem de $6\tau_e$, ou seja, o dobro da pressão de contato onde ocorreu o início do escoamento [Halling, 1978]. Em metais, a pressão média obtida nestas condições de solicitação é o próprio valor de dureza Brinell, HB , referente a ensaios de indentação, e seu valor é estimado segundo:

$$HB \approx p_m = 6\tau_e \quad \therefore \quad HB \approx 3\sigma_e \quad (2-19)$$

Os limites de comportamento elástico, elasto-plástico e totalmente plástico são indicados na figura 2-6.

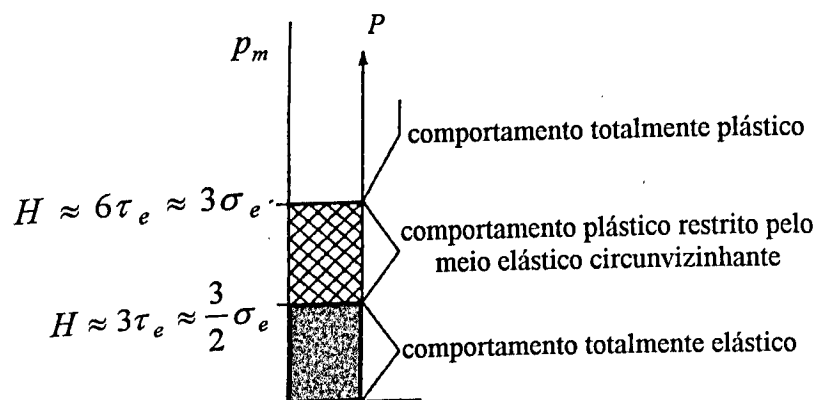


Figura 2-6: Diagrama esquemático das faixas de comportamento elástico, elasto-plástico e plástico [Halling, 1978].

Combinando as equações (2-4) e (2-7), obtém-se que a pressão média, p_m , se relaciona à força normal concentrada, P , segundo:

$$P = \frac{(1,5p_m)^3 \pi^3 R^2}{6E^{*2}} \quad (2-20)$$

Empregando-se (2-20) pode-se determinar a faixa de valores de P correspondente aos domínios elástico e elasto-plástico.

2.3- Influência do Atrito na Interface de Contato

O atrito pode ser definido como “uma força de resistência tangencial ao contorno comum entre dois corpos quando, sob ação de uma força externa, um dos corpos se move ou tende a se mover em relação ao outro” [Glossary, 1969].

Como visto na equação (2-9), a pressão de contato produz deslocamentos tangenciais na interface. Se as propriedades mecânicas dos materiais em contato são diferentes, os deslocamentos tangenciais também o serão, e produzirão um deslizamento relativo entre as superfícies. Esse deslizamento tenderá a ser impedido pelo atrito podendo, em alguma região, ser restringido completamente. Surge, portanto, uma região central onde as duas superfícies se encontram coesas e um ‘anel’ na periferia do contato, onde ocorre deslizamento como mostra a figura 2-7 [Spence, 1975], [Montmitonnet, 1993b].

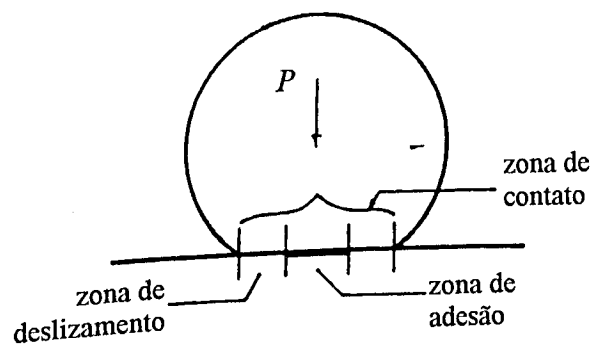


Figura 2-7: Representação esquemática das regiões de microdeslizamento e de adesão [Halling, 1978].

O fenômeno de microdeslizamento foi estudado por Spence [1975] com a indentação de um corpo semi-infinito elástico por um corpo axissimétrico sob força normal aplicada. Este contato é governado por equações acopladas que relacionam a distribuição de pressão normal, $p(r)$, a distribuição de tensões cisalhantes, $q(r)$, e os deslocamentos normal e tangencial (u_z e u_r , respectivamente). Acrescenta-se uma incógnita de contorno, que é o raio determinante do limite entre as regiões de adesão e deslizamento, c . Este autor observou que, para um carregamento monotônico, c depende apenas das constantes físicas γ e μ , sendo γ um coeficiente que correlaciona as propriedades elásticas dos corpos em contato e μ o coeficiente de atrito da interface de contato. Este fator é definido como [Schey, 1984]:

$$\mu = \frac{F}{P} = \frac{q_m}{p_m} \quad (2-21)$$

onde, F é a força necessária para permitir deslizamento relativo entre os corpos; P é a força normal; q_m é a tensão cisalhante interfacial média; p_m é a distribuição de pressão normal na interface.

As distribuições q_m e p_m são obtidas dividindo-se as forças, F e P , respectivamente, pela área aparente de contato, A_a , figura 2-8.

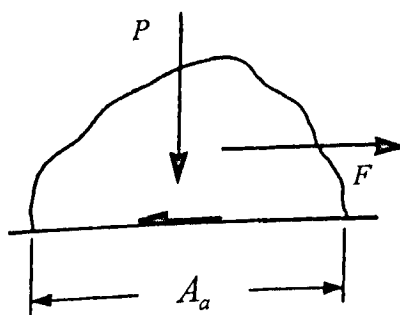


Figura 2-8: Representação do atrito interfacial entre duas superfícies em contato [Schey, 1984].

Nesta definição do coeficiente μ , são obedecidas as duas leis básicas de atrito, as quais estabelecem que a força de atrito é proporcional à força normal e independe da área aparente de contato.

Para as condições de contorno, assume-se que onde existe deslizamento, a tensão interfacial, $q(r)$, é relacionada à pressão normal, $p(r)$, por $F = \mu P$, como visto na equação (2-21). Em um contato axissimétrico, o deslizamento e, portanto, $q(r)$, deve ser radial e axissimétrico. As tensões e deformações em qualquer ponto, dadas pelas equações (2-10) a (2-13), aumentam com o acréscimo de a_o . Como as tensões e deformações devidas à tensão interfacial também aumentam com a_o , o contorno entre as regiões adesão/deslizamento é posicionado segundo uma fração constante de a_o , que é mantida em todos os estágios de carregamento.

A relação entre a distribuição de tensão interfacial e a força normal concentrada na regiões de adesão, é da forma:

$$F \leq \mu P \quad |r| \leq c \quad (2-22)$$

E nas regiões de deslizamento:

$$F = \mu P \quad c < |r| \leq a_o \quad (2-23)$$

2.4- Revestimentos Elásticos

O contato entre sólidos onde um deles é revestido superficialmente por uma camada superficial com propriedades elásticas diferentes do substrato é ilustrado na figura 2-9. Os índices 1, 2 e 3 se referem à camada elástica, ao corpo não-revestido e ao substrato, respectivamente.

Quando a espessura, h , do revestimento é grande em relação ao diâmetro do círculo de contato, $2a_o$, o substrato tem pouca influência e as tensões de contato entre 1 e 2 são expressas pela teoria de Hertz. Para espessuras menores, os campos de tensões formados dependem do tipo de união existente entre a camada de revestimento e o substrato. Algumas formas de união interfacial são:

- 1) o revestimento pode manter contato com o substrato em todos os pontos, mantendo-se desimpedido para deslizar na interface revestimento/substrato sem atrito;
- 2) o revestimento pode estar aderido rígida e completamente ao substrato;
- 3) o deslizamento pode ocorrer quando a tensão cisalhante na interface revestimento/substrato excede o atrito limite;
- 4) o revestimento, inicialmente, em contato com o substrato, pode se deslocar em relação ao substrato durante carregamento. Tensões axissimétricas no revestimento, possuem características similares às encontradas em estados de deformação plana, e a relação formal entre as duas condições é discutida por [Gladwell, 1980].

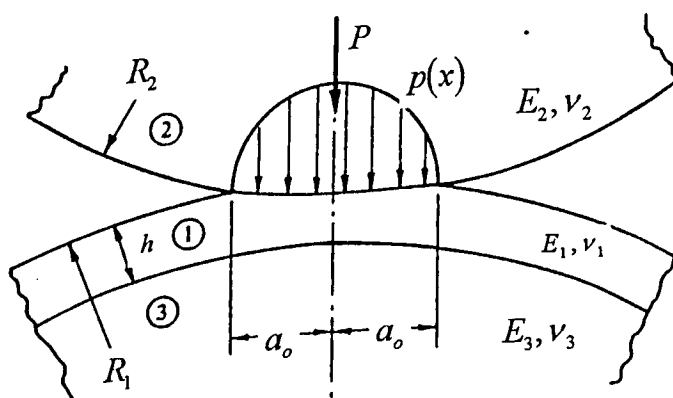


Figura 2-9: Contato envolvendo um sólido revestido [Johnson, 1987].

Um estudo por elementos finitos, analisando a influência da espessura do corpo elástico quando indentado por uma esfera rígida e por um cilindro, com e sem atrito, foi realizado por Ihara et alii [Ihara, 1986a], [Ihara, 1986b]. O modelo apresenta uma camada elástica aderida a um substrato rígido. Entre os parâmetros analisados, profundidade de penetração (δ) e dimensão da área de contato (a_o), o primeiro mostrou-se mais sensível a variações na

espessura da camada. Para o caso em que o atrito é considerado, observou-se que a profundidade de penetração é diretamente proporcional à espessura da camada, e que ela aumenta levemente com o aumento do coeficiente de atrito.

Gupta et alli [Gupta, 1973] formularam matematicamente o problema da deformação plana de corpos elásticos revestidos, sujeitos a um carregamento arbitrário. A distribuição de tensões internas foi tratada empregando-se transformadas de Fourier da função de tensão de Airy. As propriedades mecânicas do revestimento foram variadas, a fim de trabalhar com camadas rígidas e flexíveis quando comparadas ao substrato. O perfil de distribuição de pressões em contato tem um comportamento variando entre parabólico e elíptico quando a camada é mais flexível que o substrato. A distribuição das tensões desenvolvidas na superfície é bem próximo de uma distribuição elíptica. Quando o revestimento é mais rígido que o substrato, o perfil de pressão de contato exhibe um caráter não-hertziano pela presença de um pico, cuja intensidade aumenta à medida em que se trabalha com espessuras menores. A tendência deste pico, com o aumento da espessura do revestimento, é de caminhar para a periferia do contato e de diminuir sua amplitude até que a distribuição de pressão se torne elíptica. Solução análoga obteve [Matthewson, 1981] que encontrou uma solução assintótica para camadas finas de elastômeros rigidamente ligadas ao substrato.

Barovitch et alli [Barovitch, 1964] equacionaram as curvas de tensão para corpos revestidos por camada com propriedades elásticas diferentes do substrato sob deformação plana e em condição de axissimetria. Leroy e Villechaise [Leroy, 1980] estudaram o contato em deformação plana de um cilindro em contato com um corpo revestido com uma camada elástica sob carregamentos normal e tangencial. Em ambas as metodologias, a relação das propriedades mecânicas do revestimento e do substrato e a espessura da camada foram variados de modo a se obter os campos de tensão e deformação expressos em termos de transformadas de Fourier, e posteriormente solucionados por um algoritmo de transformada rápida de Fourier. Para revestimentos muito finos, não foi encontrada nenhuma variação significativa nas condições de contato. Inversamente, com o aumento da espessura, variações nas tensões analisadas se mostraram significativas e divergentes. Por isso, não se pôde obter uma espessura ideal onde todas as tensões fossem minimizadas.

[Komvopoulos, 1988] investigou o contato normal elástico entre cilindro e um corpo plano revestido superficialmente com uma camada relativamente rígida. Este autor obteve

soluções para campos de tensões e deformações para diversas espessuras em condições de atrito médio ($\mu = 0,1$), considerando presença de lubrificação na região do contato.

2.5- Mecanismos de Falha do Revestimento

Uma superfície revestida é um sistema composto, revestimento e substrato, cujo desempenho é função do desempenho combinado de seus dois componentes. A figura 2-10 ilustra as propriedades que precisam ser controladas para se garantir que o sistema responda satisfatoriamente às condições de serviço. Dentre as propriedades mecânicas relevantes e mensuráveis estão dureza, tensões residuais e aderência interfacial. Aderência, segundo a ASTM, é o estado em que duas superfícies são mantidas unidas por forças interfaciais, as quais podem consistir em forças de ligações químicas e/ou forças mecânicas [Rickerby, 1991].

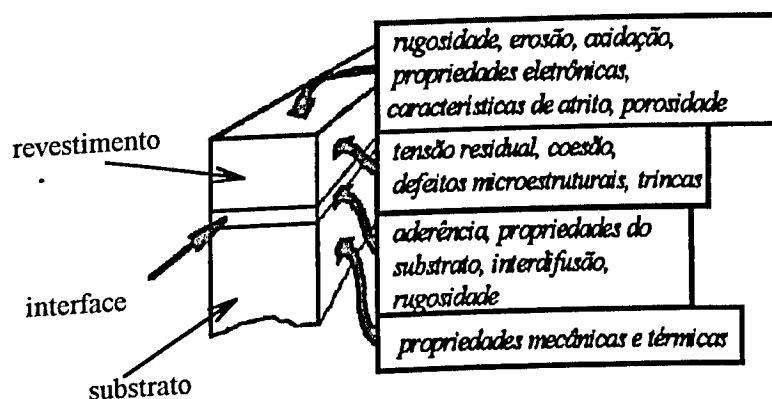


Figura 2-10: Propriedades importantes do sistema revestimento/substrato [Rickerby, 1991].

Na figura 2-11 observam-se os mecanismos de degradação do revestimento induzidos por tensões trativas e compressivas. As tabelas 2-1 e 2-2 mostram os mecanismos de falha nos modos trativo e compressivo para diferentes relações entre as propriedades mecânicas do revestimento e do substrato. De modo geral, para falhas trativas, nos casos em que a ligação produzida na interface é de baixa qualidade, o mecanismo de falha se mantém o mesmo mas sua localização é interfacial.

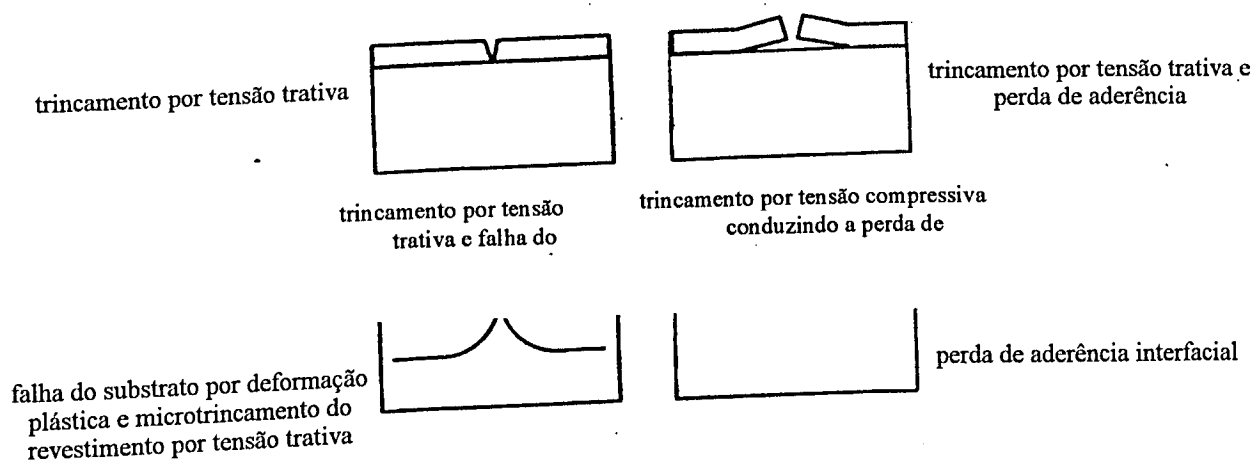


Figura 2-11: Esquema do trincamento superficial conduzindo a falha do revestimento sob tensões compressivas e trativas [Rickerby, 1991].

Tabela 2-1: Modos de falha trativas para revestimentos finos [Rickerby, 1991]

REVESTIMENTO	SUBSTRATO	MECANISMO DE FALHA
frágil	dútil	trincamento no revestimento
dútil	frágil	início de perda de aderência no substrato
dútil	dútil	formação de fendas entre revestimento/substrato
frágil	frágil	início de perda de aderência na interface (revestimento tenaz) ou perda de aderência interfacial por trincamento do revestimento

Tabela 2-2: Modos de falha compressivas para revestimentos finos [Rickerby, 1991]

REVESTIMENTO	SUBSTRATO	MECANISMO DE FALHA
frágil	dútil	propagação de flambagem no revestimento
dútil/frágil	frágil	formação de fendas no substrato
dútil	dútil	não há perda de aderência

Os mecanismos de falha que ocorrem na interface são denominados adesivos e, os que ocorrem no interior do revestimento ou do substrato, coesivos. Basicamente, podem ser por microtrincamento, perda de aderência ou deformação plástica [Komvopoulos, 1988].

O microtrincamento, um fenômeno de caráter predominantemente frágil, ocorrerá preferencialmente no revestimento. Na nucleação de trincas assume-se que o corpo contenha defeitos como microtrincas e/ou discordâncias oriundas de um breve processo de deformação plástica. Tensões trativas são como forças motivadoras para a propagação destes defeitos. Para que fratura frágil ocorra, a tensão trativa deve ser suficientemente alta para iniciar o trincamento e, além disso, a taxa de alívio da energia elasticamente armazenada deve ser maior que a energia necessária para gerar novas superfícies [Verhoeven, 1974]. A energia mecânica do sistema depende da energia elástica armazenada, o que é função das propriedades mecânicas do substrato, sendo tanto maior quanto mais rígido for o substrato. Se estas trincas tendem a se propagar paralelamente à superfície em uma profundidade, controlada pelas propriedades do material em si e pelo estado de carregamento, quando atingem a superfície, finas camadas de revestimento são delaminadas. Em alguns casos, se suficiente dano se acumula antes que as trincas sub-superficiais se propaguem paralelamente à superfície, as trincas podem ser conduzidas em direção à superfície por tensões trativas próximas à superfície, e isto resultará no arrancamento de uma partícula.

A degradação do substrato pode se dar, principalmente, pelo escoamento deste devido à sua maior ductilidade. Como no caso frágil, trincas podem ser iniciadas pela interação de discordâncias. Entretanto, a propagação de uma trinca dútil se dá pela coalescência de trincas, que devido à componente axial de tensão se estendem e se propagam [Honeycombe, 1985]. O processo de deformação plástica, então, pode induzir à formação de trincas interfaciais, provocando perda de aderência e ao microtrincamento no revestimento.

O destacamento da camada de revestimento ocorre quando a tensão cisalhante interfacial ultrapassar a resistência à perda de aderência do sistema revestimento/substrato. Esta propriedade interfacial é função das propriedades intrínsecas dos materiais envolvidos, aliadas às características do processo de deposição adotado.

Tensões residuais podem ser resultantes do bombardeio de partículas energéticas induzindo a defeitos de rede, que resultam em distorções dentro dos grãos. Elas são dependentes dos parâmetros de deposição característicos do processo utilizado [Kenedy, 1990], [Godet, 1990]. Além disso, podem ser geradas pelas diferenças entre os coeficientes de expansão térmica entre revestimento e substrato, no processo de resfriamento do sistema composto a partir da temperatura de deposição. Estas tensões residuais podem induzir mudanças no parâmetro de rede, e em adição a outros fatores, podem influenciar o trincamento superficial e outros modos de falha [Sun, 1991]. Tensões residuais em revestimentos são compressivas e apresentam amplitudes tanto maiores quanto menores forem as espessuras de revestimento e podem ser medidas por métodos de difração de raio-X [Rickerby, 1991].

2.6- Método dos Elementos Finitos

O problema fundamental da Mecânica dos Meios Contínuos Deformáveis consiste na determinação dos campos de deslocamentos, de deformações e de tensões que surgem no volume dos corpos quando estes estão submetidos a conjuntos de esforços externos e/ou variações de temperatura e/ou deslocamentos impostos. Este problema é caracterizado por equações diferenciais parciais cuja resolução analítica não é possível na maioria dos casos práticos, dada a complexidade da geometria, das condições de contorno e das leis constitutivas. Assim, deve-se fazer uso de métodos de resolução aproximados, entre os quais um dos mais difundidos é o Método dos Elementos Finitos (MEF).

O MEF se baseia na subdivisão do domínio contínuo em um número finito de subdomínios, chamados *elementos*, que contém, em suas fronteiras comuns, alguns pontos notáveis chamados *nós*.

No interior de cada elemento, são assumidas funções das coordenadas espaciais chamadas *funções interpoladoras*, que relacionam os deslocamentos de um ponto qualquer no interior do elemento com os deslocamentos nos nós. Assim sendo, os deslocamentos nodais passam a ser as incógnitas fundamentais do problema (as coordenadas generalizadas), visto que, uma vez determinadas estas incógnitas, os campos de deslocamentos no interior de cada elemento podem ser obtidos reempregando-se as funções de interpolação.

De acordo com o procedimento descrito acima, o MEF fornece um modelo matemático discreto, com um número de graus de liberdade dado pelo número de incógnitas nodais, que constitui uma aproximação para o problema físico contínuo, o qual comporta infinitos graus de liberdade.

A imposição das condições de equilíbrio de cada elemento, mediante a aplicação do Princípio do Trabalho Virtual, ou de outros princípios dele derivados conduz às equações de equilíbrio elementares, que para um elemento genérico i , se escrevem:

$$[k_i(\{u_i\})]\{u_i\} = \{q_i\}, \quad i = 1, 2, \dots, N_{el} \quad (2-24)$$

onde, $[k_i(\{u_i\})]$ é a matriz de rigidez elementar; $\{u_i\}$ é o vetor dos deslocamentos nodais; $\{q_i\}$ é o vetor dos esforços nodais; N_{el} é o número total de elementos.

O número de equações formando (2-24) corresponde ao número de deslocamentos nodais incógnitos do elemento, ou número de graus de liberdade do elemento.

As equações de equilíbrio da estrutura, que são obtidas impondo-se o equilíbrio dos esforços nos nós e a compatibilidade dos deslocamentos nodais, se escrevem:

$$[k(\{u\})]\{u\} = \{q\} \quad (2-25)$$

onde, $[k(\{u\})]$ é a matriz de rigidez global e os vetores $\{u\}$ e $\{q\}$ são, respectivamente, os vetores dos deslocamentos e esforços nodais, expressos no sistema de coordenadas global. O número de equações formando (2-25) define o número de graus de liberdade do modelo.

Nas equações (2-24) e (2-25), a dependência das matrizes de rigidez com respeito aos deslocamentos, expressa a natureza não-linear que, em função do problema em estudo, as equações de equilíbrio podem apresentar. As não-linearidades podem ser classificadas em dois grupos: 1) não-linearidades físicas ou materiais e 2) não-linearidades geométricas. As primeiras resultam da natureza não-linear das relações constitutivas que relacionam tensões e

deformações, mesmo dentro do domínio de pequenos deslocamentos. São exemplos os problemas envolvendo plasticidade e viscoplasticidade. As não-linearidades geométricas advêm de variações finitas importantes da geometria do sistema. Neste caso, linearizações usualmente empregadas no domínio dos pequenos deslocamentos, não são aplicáveis. Problemas de contato apresentam não-linearidades geométricas originárias das alterações sofridas pela matriz de rigidez global devido ao deslocamento relativo entre as duas superfícies em contatos.

A construção dos sistemas (2-25), a partir dos sistemas (2-24) é feita empregando-se operações matriciais muito simples, num processo conhecido como montagem da matriz global, que consiste basicamente em se expandir as matrizes de rigidez elementares à dimensão da matriz de rigidez global, completando-as com zeros e reordenando suas linhas e colunas para, em seguida, adicionar todas estas matrizes, conforme mostra a figura 2-12.

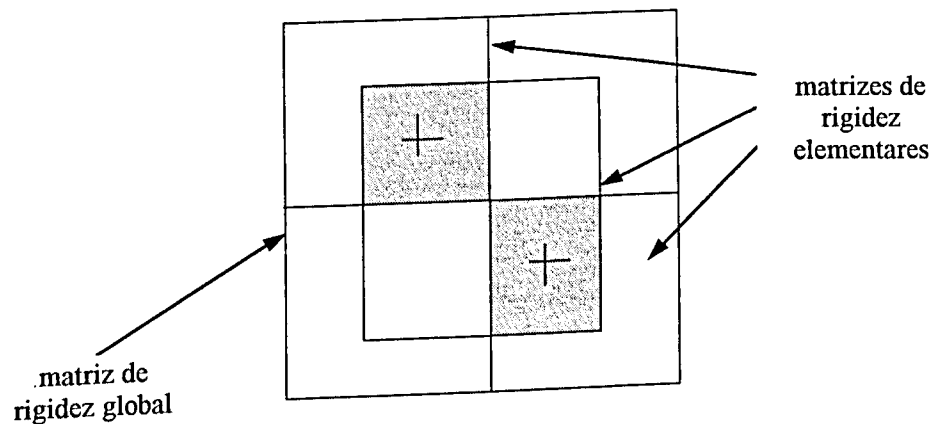


Figura 2-12: Procedimento de obtenção da matriz de rigidez global.

A resolução de (2-25) conduz ao vetor dos deslocamentos nodais $\{u\}$. Para a determinação dos campos de deformações e de tensões deve-se fazer uso das relações deformações-deslocamentos e das relações constitutivas (tensão-deformação). Pela teoria clássica da elasticidade, considerando comportamento linear, e materiais homogêneos e isotrópicos, estas relações são dadas por:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{u\} \quad (2-26)$$

$$\{\sigma\} = [C]\{\varepsilon\} \quad (2-27)$$

onde: $[B]$ é a matriz de transformação que correlaciona as deformações aos deslocamentos; $[C]$ é a matriz de rigidez que correlaciona as deformações às tensões. Para materiais homogêneos, a matriz $[C]$ é dada pela expressão a seguir:

$$C = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 0 & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (2-28)$$

Em se tratando de problemas lineares, a matriz de rigidez é constante e a resolução de (2-25) é feita sem maiores dificuldades, empregando-se, geralmente, algoritmos numéricos baseados no processo de eliminação de Gauss com pivotamento [Desai, 1972].

No caso de problemas não-lineares, a resolução de (2-25) é mais complexa, e requer procedimentos numéricos que podem ser classificados como incrementais, iterativos ou de Newton e mistos [Desai, 1972].

O procedimento incremental aproxima o problema não-linear por uma série de problemas lineares. Consiste na subdivisão da carga em pequenas partes ou incrementos que podem ou não ter a mesma amplitude. A carga é aplicada em cada incremento e, durante este processo, as equações são assumidas lineares. Da resolução destas equações, por métodos de eliminação, são obtidos os deslocamentos incrementais. O processo é repetido até que a carga total seja atingida. O deslocamento total é dado, então, pelo somatório dos deslocamentos incrementais. A figura 2-13 mostra o procedimento básico deste método para um incremento de carga. As condições iniciais são representadas por u_0 e q_0 . Em cada passo de incremento, a matriz de rigidez é obtida como sendo a tangente à curva força-deslocamento no ponto desejado. Isto é indicado pelos triângulos de base unitária para o primeiro incremento de carga e para um incremento genérico.

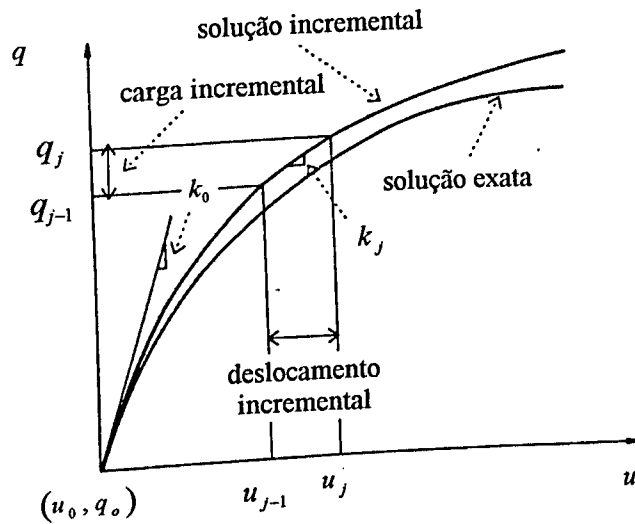


Figura 2-13: Procedimento básico do método incremental [Desai, 1972].

Procedimentos iterativos submetem a solução a sucessivas correções (iterações) até que o equilíbrio sob o carregamento total seja satisfeito. Em cada iteração, o corpo é considerado sob carga total. A matriz de rigidez estrutural, $[k]$, é mantida constante e, por isto, o equilíbrio na equação (2-25) não é necessariamente cumprido. Após cada iteração, a parcela de carga desbalanceada é calculada e usada para computar um incremento adicional aos deslocamentos. Este processo é repetido até que o incremento de deslocamento ou o desbalanceamento da carga se tornem próximos de tolerâncias consideradas satisfatórias. A figura 2-14 mostra o procedimento usual para este método. As cargas q_{e_1} e q_{e_2} são as parcelas de carga em equilíbrio no passo de iteração considerado. Observa-se que o valor do desbalanceamento se torna cada vez menor até que a solução coincida com a exata, satisfazendo o equilíbrio.

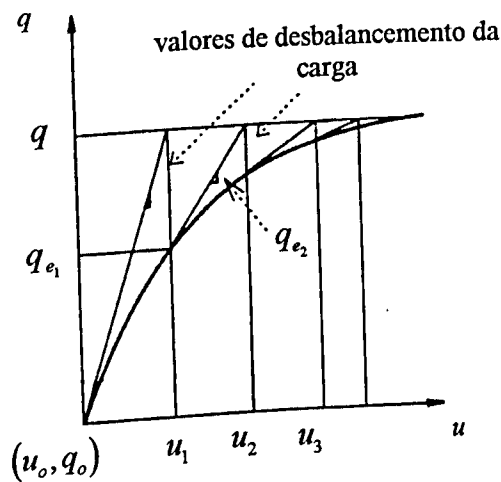


Figura 2-14: Procedimento Iterativo [Desai, 1972].

Os procedimentos mistos utilizam uma combinação dos métodos iterativos e incrementais. A carga é aplicada incrementalmente, mas depois de cada incremento sucessivas iterações são realizadas. É um método mais preciso, porém de alto custo computacional. A figura 2-15 mostra o esquema básico deste método para um incremento de carga genérico.

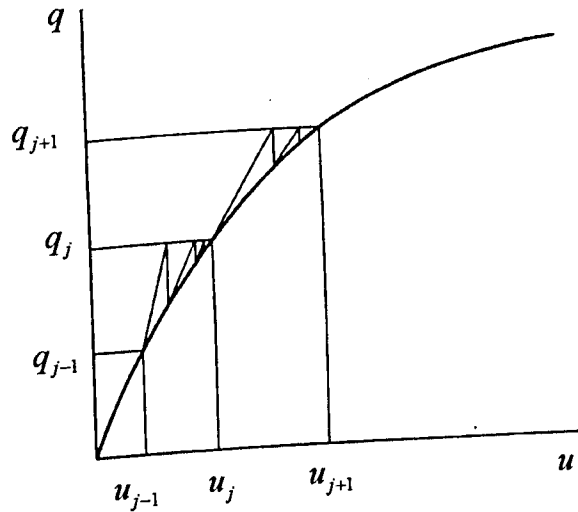


Figura 2-15: Procedimento Misto [Desai, 1972].

2.7- Aplicação do MEF em Mecânica do Contato

O MEF tem sido aplicado à Mecânica do Contato por diversos autores. Tangena e Hurkx [Tangena, 1985], [Komvopoulos, 1988], [Komvopoulos, 1989] e Tian e Saka [Tian, 1991], [Tian, 1992] utilizaram o MEF para a determinação de campos de deformações e de tensões induzidos no contato entre corpos em deformação plana. Outras investigações foram realizadas, sem objetivar a determinação destes campos. Foram feitas simulações, por exemplo, considerando a rugosidade superficial das superfícies em contato [Kucharski, 1994], e variando a geometria do indentador [Adamiker, 1990], [Cai, 1992].

Comercialmente, são encontrados diversos aplicativos para análise em elementos finitos, dentre os quais podemos citar *NASTRAN*[®], *ABAQUS*[®], *ANSYS*[®], entre outros. A abordagem de um problema físico por um aplicativo típico do MEF é mostrado na figura 2-16.

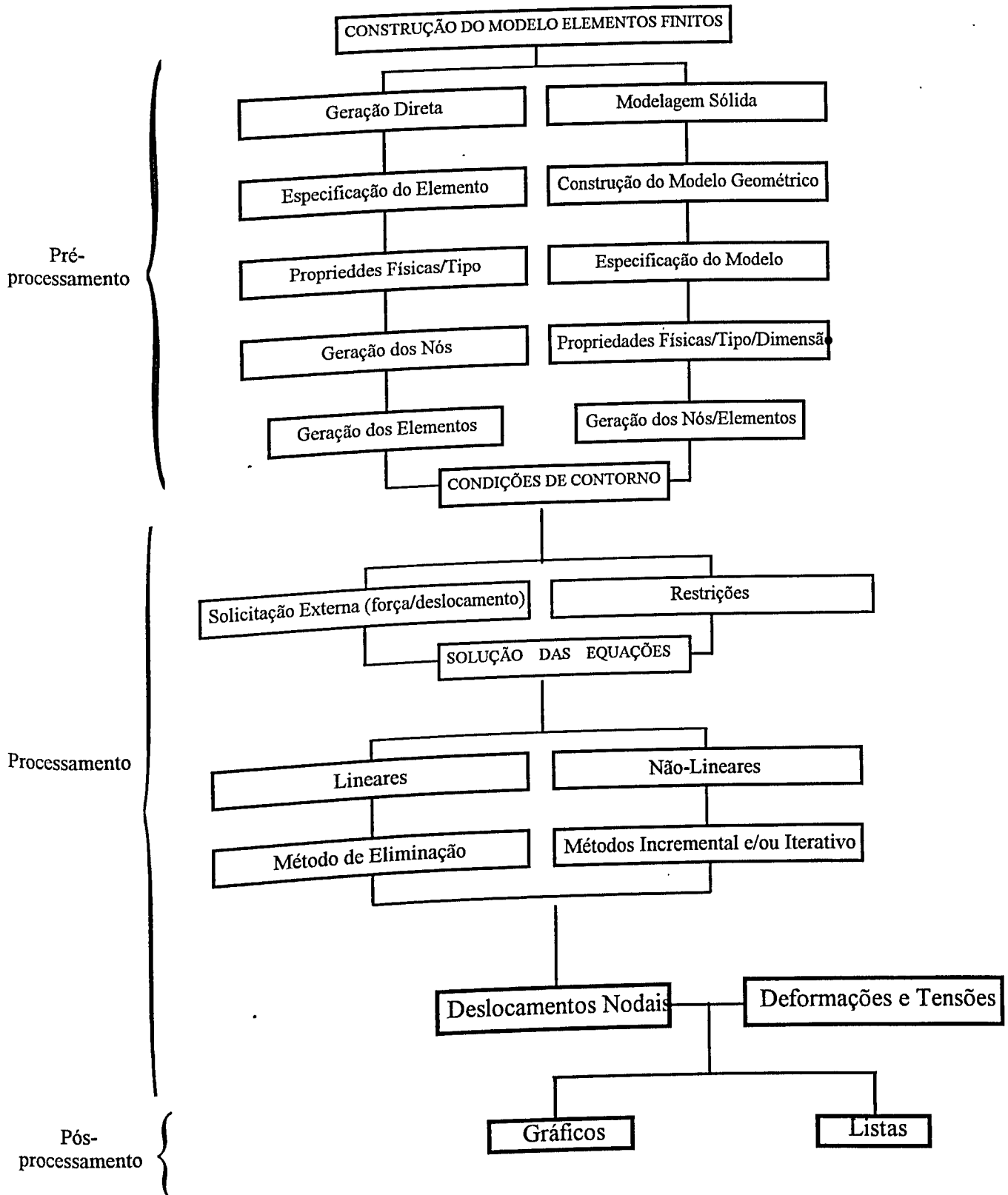


Figura 2-16: Etapas de modelagem e análise pelo MEF.

As etapas de trabalho podem ser divididas em *pré-processamento*, *processamento* e *pós-processamento*. Na primeira etapa é feita a construção do modelo de elementos finitos. São possíveis duas abordagens para esta construção: por geração direta, onde os nós e os elementos são criados diretamente pelo usuário; ou por modelagem sólida, onde se faz, primeiro, a construção de um modelo geométrico através de áreas (análise bidimensional) ou volumes (análise tridimensional) e a geração dos nós e elementos é feita automaticamente. O primeiro procedimento só é recomendado para a representação de estruturas simples, pois além de trabalhoso, induz facilmente a erros. O *processamento* é executado em duas fases: 1) adição das condições de contorno ao modelo pela aplicação de solicitações externas e de restrições a deslocamentos; 2) resolução das equações globais para a determinação das incógnitas primárias (deslocamentos). Geralmente, estes aplicativos possuem uma interface gráfica que interpreta estes resultados, na etapa de *pós-processamento*, através de gráficos e/ou listagens.

Com os fundamentos teóricos desenvolvidos neste capítulo, o próximo capítulo trata do desenvolvimento do modelo de elementos finitos a partir do modelo físico de indentação hertziana.

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA

3.1- Definição do modelo físico

Os testes de indentação hertzianos são efetuados com um penetrador relativamente rígido, esférico, pressionado por uma carga P contra um corpo de prova plano, como mostra a figura 3-1.

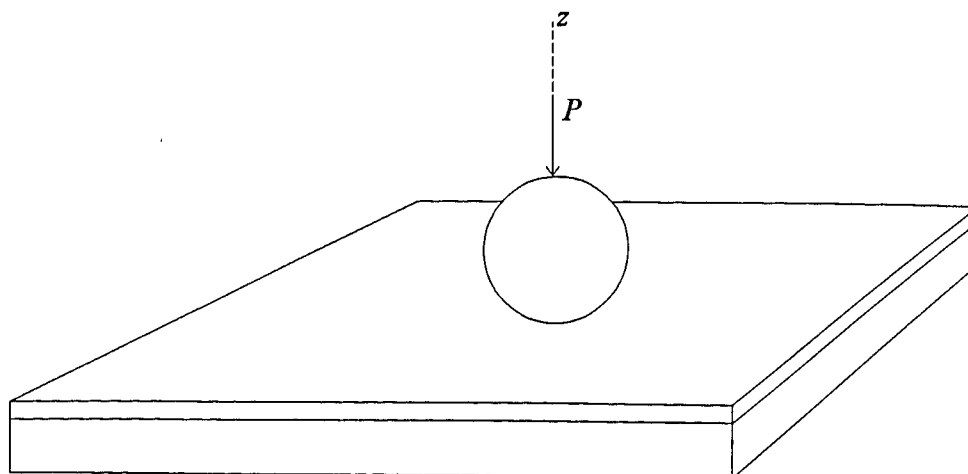


Figura 3-1: Configuração do teste de indentação hertziano.

A resolução de problemas tridimensionais deste tipo envolve um número apreciável de incógnitas, a saber: seis componentes de tensão, seis componentes de deformação e três componentes de deslocamento. Como os corpos em contato, na figura 3-1, são simétricos em relação ao eixo z , o sistema físico tridimensional pode ser convenientemente representado por um modelo bidimensional devido à sua característica de axissimetria geométrica e de carregamento. A utilização destas condições simplificadoras reduzem a complexidade do problema, que se limita, então, a uma representação simétrica em relação ao eixo axial, z , empregando-se um sistema de coordenadas cilíndricas (r, θ, z) , ilustrado na figura 2-2. O caso de contato entre esfera-plano ilustrado na figura 3-1 é reduzido, portanto à representação bidimensional esquematizada na figura 3-2.

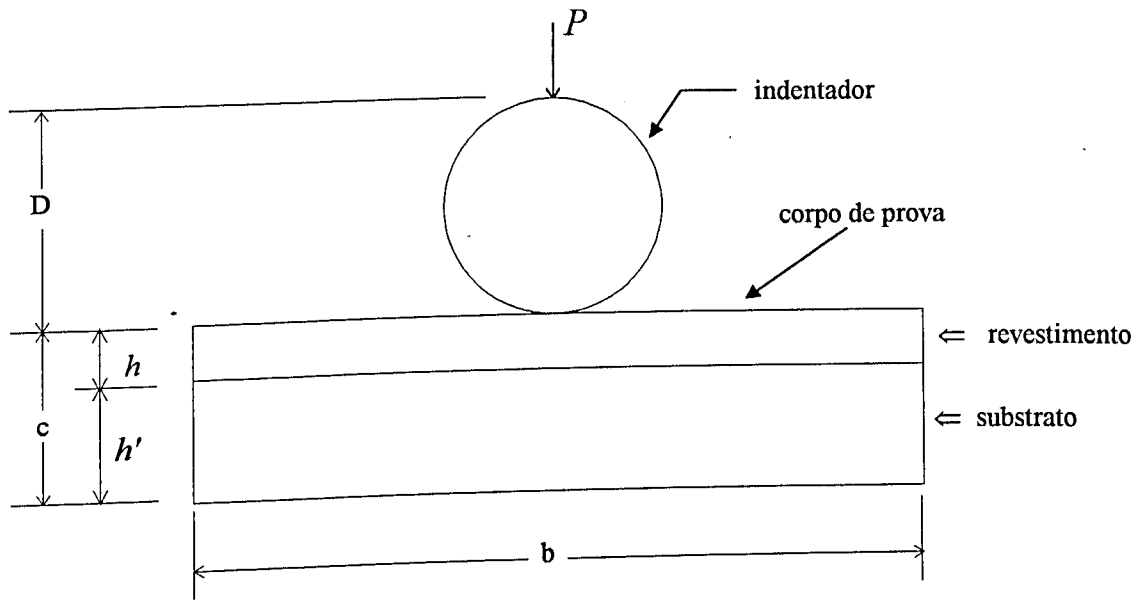


Figura 3-2: Representação bidimensional do teste de indentação hertziano.

Os valores das principais dimensões atribuídas ao sistema ilustrado na figura 3-2 são dados na tabela 3-1:

Tabela 3-1: Dimensões do Modelo

	Dimensões Principais [mm]
Indentador	$D = 2,5$
Corpo de Prova	$b = 10,0$ $c = 3,0$ h e $h' = \text{variáveis}$

A dimensão h fixa a espessura da camada de revestimento. Levando-se em conta o fato de que as dimensões da zona de contato são muito menores que aquelas do corpo de prova, este último é tratado como um corpo semi-infinito.

Materiais usualmente empregados em situações práticas foram escolhidos para fins de simulação. As propriedades mecânicas relevantes para o problema estudado são dados pela tabela 3-2 [Metals, 1982].

Tabela 3-2: Propriedades Mecânicas dos Materiais Empregados [Metals, 1982]

	Substrato	Revestimento	Indentador
	Aço ABNT 1045	Al ₂ O ₃ branca	Diamante Policristalino (PCD)
E [GPa]	210	380	925
ν	0,3	0,24	0,086
HV [GPa]	170	1700	8000
σ_e [MPa]	517	—	—

Vale observar, com relação à tabela 3-2, que para materiais com comportamento frágil, como a alumina e o diamante, o limite de escoamento não é uma propriedade relevante pois, para estes materiais, a capacidade de se deformar plasticamente é mínima. Suas características de falha são melhor caracterizadas pela força crítica para nucleação e propagação de trincas. Por exemplo, para um corpo homogêneo de alumina penetrado por um indentador rígido piramidal, a força crítica é de 3,0 N [Evans, 1977].

Considerando o corpo homogêneo de aço indentado pelo penetrador de diamante, tem-se que o módulo de elasticidade equivalente entre estes corpos é de 185 GPa. O valor adotado para a carga concentrada, P , calculado segundo (2-20) é 2,97 N.

O raio da área de contato, a_o e a pressão máxima de contato, p_o , dados pelas equações (2-5) e (2-7), respectivamente, assumem, para o problema considerado, os valores:

$$a_o = 24,7 \mu\text{m}$$

$$p_o = 2,33 \text{ GPa}$$

Pelo princípio de Saint-Venant, se uma distribuição real de forças é substituída por um sistema estaticamente equivalente, as distribuições de tensão e deformação através do corpo são alteradas somente em regiões próximas às regiões de aplicação da carga [Ugural, 1975]. Porém, observa-se que com esta simplificação, alterações importantes não são observadas na região do contato, pois a esfera é muito mais rígida que o corpo de prova e suas dimensões são muito superiores às dimensões da região de contato. Na figura 3-3 tem-se a distribuição uniforme de pressão equivalente, \bar{p} , que substitui a carga estática concentrada. O valor de \bar{p} é dado por:

$$\bar{p} = \frac{4P}{\pi D^2} = 0,6 \text{ MPa} \quad (3-1)$$

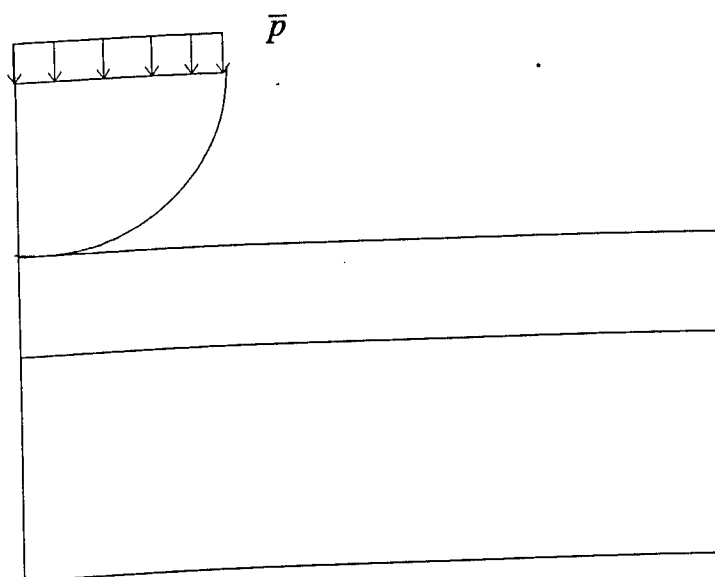


Figura 3-3: Esquema simplificado do teste de indentação hertziano.

Após o estabelecimento do sistema físico, passa-se então à etapa de geração do modelo de elementos finitos.

3.2- Construção do modelo de elementos finitos

O programa para análise pelo método dos elementos finitos utilizado é a versão universitária do *ANSYS*[®], versão 5.0, desenvolvido por *SWANSON ANALYSIS SYSTEMS INC.*, em versão para estação de trabalho *IBM RISC6000*. A necessidade de se trabalhar em uma estação de trabalho com grande capacidade de processamento foi consequência do número elevado de elementos requeridos para uma representação satisfatória do problema, o que, conseqüentemente, ocasionou o aumento do número de equações e do volume de dados a serem manipulados.

3.2.1- Modelagem Estrutural

Para a modelagem do problema em estudo, deve-se escolher um elemento que permita o aproveitamento das condições de axissimetria acima mencionadas. São disponíveis na biblioteca do *ANSYS*[®]5.0 os elementos estruturais *PLANE42* e *PLANE82*. A diferença básica entre ambos está na função-deslocamento empregada em cada um deles. No primeiro, utiliza-se um polinômio de primeiro grau, o que o caracteriza como um elemento linear. O segundo possui uma função-deslocamento quadrática que, embora forneça soluções mais precisas que os elementos lineares, tem a desvantagem de conduzir a um maior tempo requerido de cálculo [Desai, 1972], [Ansys, 1992]. Na construção do modelo optou-se pela utilização do elemento *PLANE42*, aumentando-se a densidade da malha na região de contato.

Na figura 3-4, o elemento utilizado é representado no sistema de coordenadas retangulares (x, y) , em suas duas formas geométricas possíveis, quadrilateral e triangular. A forma axissimétrica do elemento é mostrada na figura 3-5, em coordenadas cilíndricas (r, θ, z) , considerando-se a geometria quadrilateral que é a mais recomendada para análises estruturais [Ansys, 1992].

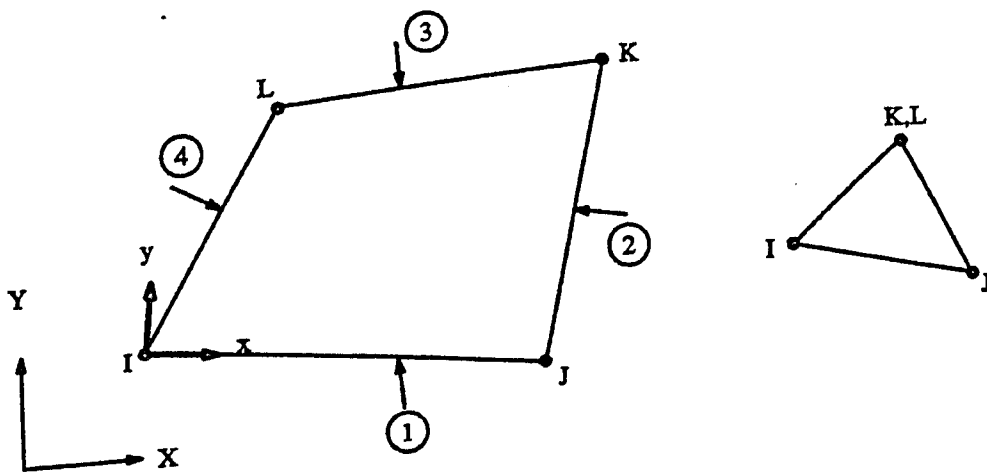


Figura 3-4: Elemento estrutural bidimensional *PLANE42* [Ansys, 1992].

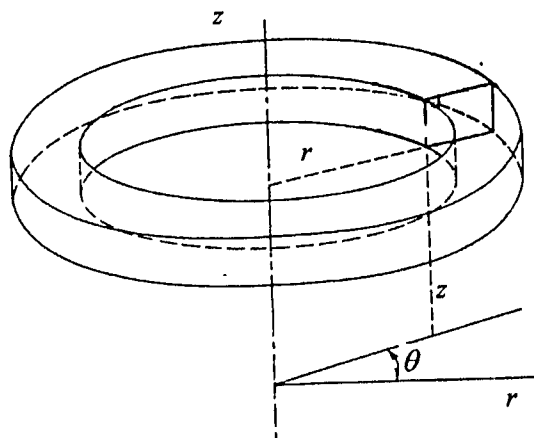


Figura 3-5: Elemento estrutural axissimétrico *PLANE42* [Weaver, 1984].

Este elemento possui quatro nós, e cada um destes possui dois graus de liberdade, correspondentes a translações nas direções radial e axial, u_r e u_z , respectivamente. Suas propriedades elásticas relevantes, considerando materiais anisotrópicos são os módulos de Young (E_r, E_θ, E_z) e os coeficientes de Poisson ($\nu_{r\theta}, \nu_{z\theta}, \nu_{zr}$). Para materiais isotrópicos, estas propriedades se reduzem a apenas duas constantes elásticas independentes E e ν .

Os resultados da análise estrutural compreendem as soluções referentes aos graus de liberdade primários (deslocamentos nodais) e as soluções derivadas (deformações e tensões). Estas últimas são calculadas nos pontos de integração (1, 2, 3, 4) do elemento, figura 3-6.

Geralmente, deseja-se a obtenção das soluções derivadas para localizações centroidais e/ou nodais (I, J, K, L) do elemento, mostradas na figura 3-6. O recurso disponível para este fim é a realização de interpolações dos resultados encontrados nos pontos de integração, baseadas nas funções-deslocamento definidas para o elemento. Este procedimento, porém, introduz uma aproximação aos resultados posteriores.

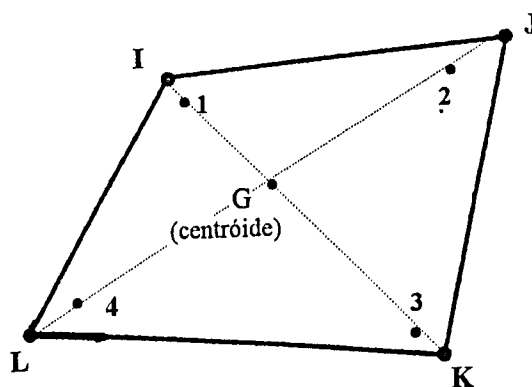


Figura 3-6: Características do elemento *PLANE42* [Ansys, 1992].

O modelo de elementos finitos elaborado, constituído de elementos *PLANE42*, associado ao modelo do físico da figura 3-3 é mostrado na figura 3-7.

Neste tipo de modelo, uma discretização regular, feita com todos os elementos tendo aproximadamente o mesmo tamanho e forma não seria satisfatória, pois espera-se a existência de zonas, próximas à região do contato, onde variações pronunciadas de tensões e deformações possam ocorrer.

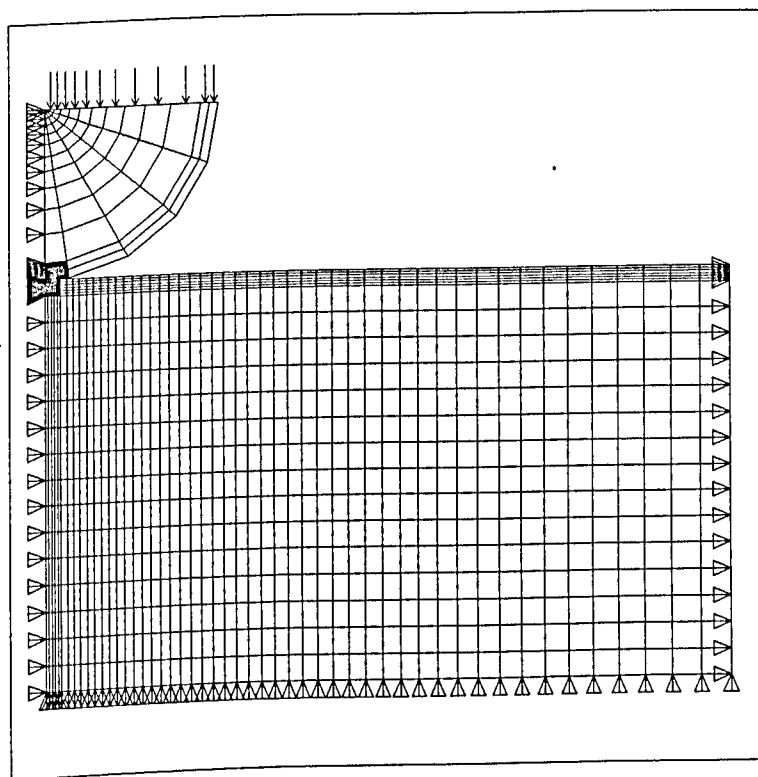


Figura 3-7: Modelo de elementos finitos elaborado.

A fim de se obter uma solução satisfatória, foi adotada uma subdivisão mais refinada na região próxima à interface de contato, como mostra a figura 3-8. Para se obter as regiões com malhas diferentes, o modelo foi dividido em 12 áreas, sendo 6 no indentador e 6 no corpo de prova. Algumas destas áreas estão mostradas na figura 3-8.

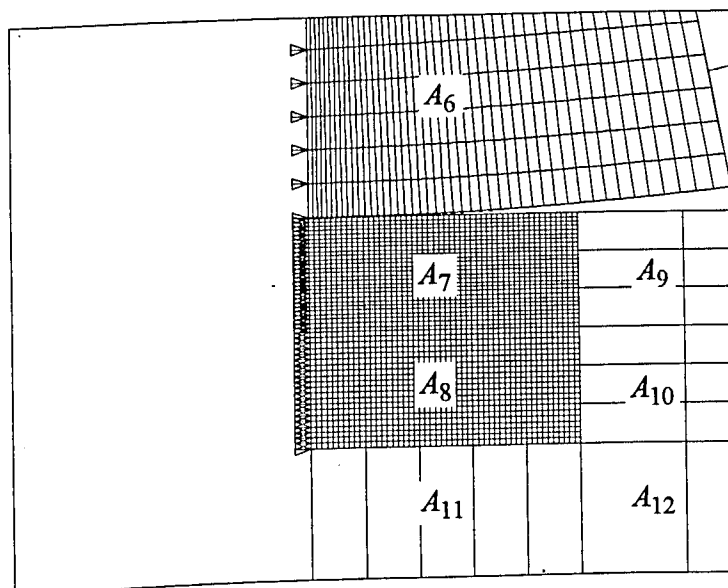


Figura 3-8: Detalhe do refinamento da malha próxima à região de contato.

Nas fronteiras comuns a duas regiões discretizadas com malhas de densidades diferentes, as posições dos nós dos elementos pertencentes às duas regiões, localizados sobre a fronteira, não coincidem, como se observa na figura 3-8. Torna-se então necessário impor a conectividade destes nós, assegurando assim a continuidade do campo de deslocamentos. Isto é feito mediante a utilização de equações restritivas, que fazem com que os graus de liberdade associados aos nós da região de malha mais densa sejam interpolados a partir dos graus de liberdade associados aos nós da região de malha menos densa. Neste processo, a interpolação é feita empregando-se as funções de forma dos elementos de malha menos densa. Vale ressaltar que, ao longo de uma “linha” de equações restritivas, não existe necessariamente continuidade dos campos de tensões. Além disso, o emprego destas equações limita-se aos estudos no domínio das pequenas deformações e deslocamentos.

Para a discretização do indentador, foram geradas 6 áreas circulares preenchidas por elementos *PLANE42*. Na figura 3-9, observa-se que o contorno esférico foi aproximado por segmentos retilíneos. No centro do indentador empregaram-se elementos triangulares, enquanto o restante do corpo foi preenchido com elementos quadriláteros. Como se observa na figura 3-10, a área A_6 apresenta uma malha de maior refino e foi ligada às áreas adjacentes, A_4 e A_5 , através de equações restritivas.

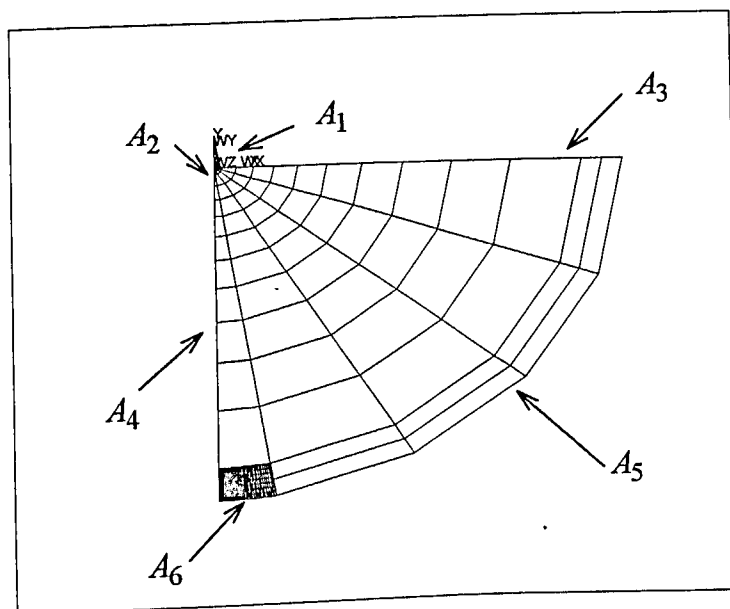


Figura 3-9: Modelo de elementos finitos do indentador.

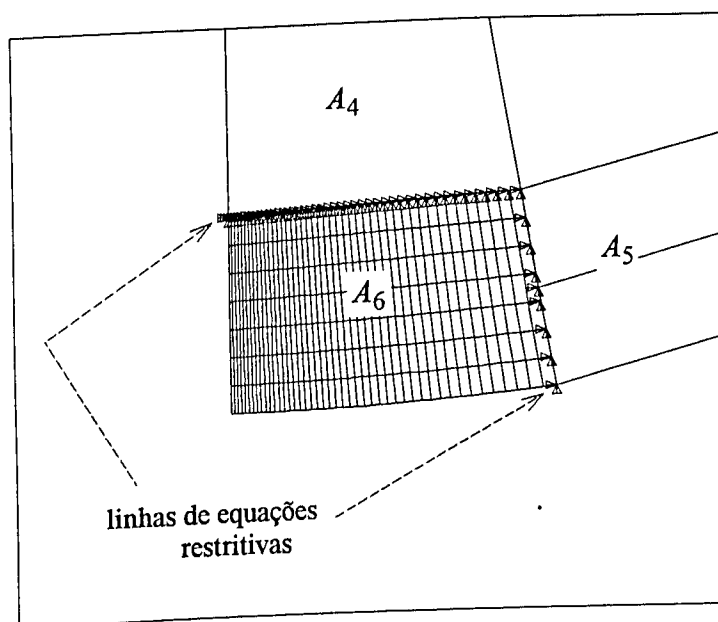


Figura 3-10: Equações restritivas ligando regiões de malhas de diferentes densidades.

Para a discretização do corpo de prova, foram geradas 6 áreas retangulares com elementos quadrilaterais *PLANE42*, figura 3-11.

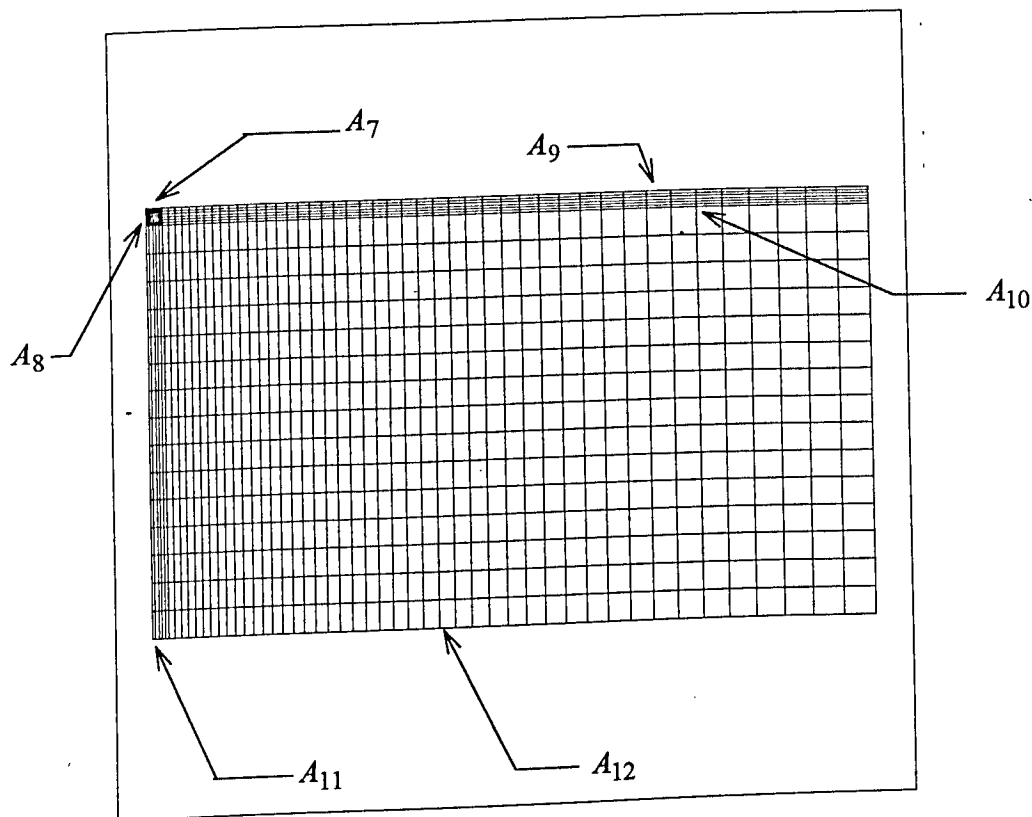


Figura 3-11: Modelo de elementos finitos do corpo de prova.

As áreas de maior refino A_7 e A_8 , como se situam próximas à zona de contato, são regiões onde as distribuições de tensão são importantes no estudo realizado. Equações restritivas foram novamente aplicadas para ligar estas áreas de densidades de refinamentos diferentes. A figura 3-12 mostra a área A_8 conectada à A_{10} e à A_{11} por estas equações restritivas. A_7 é também ligada a A_9 por equações restritivas (não mostrado na figura citada).

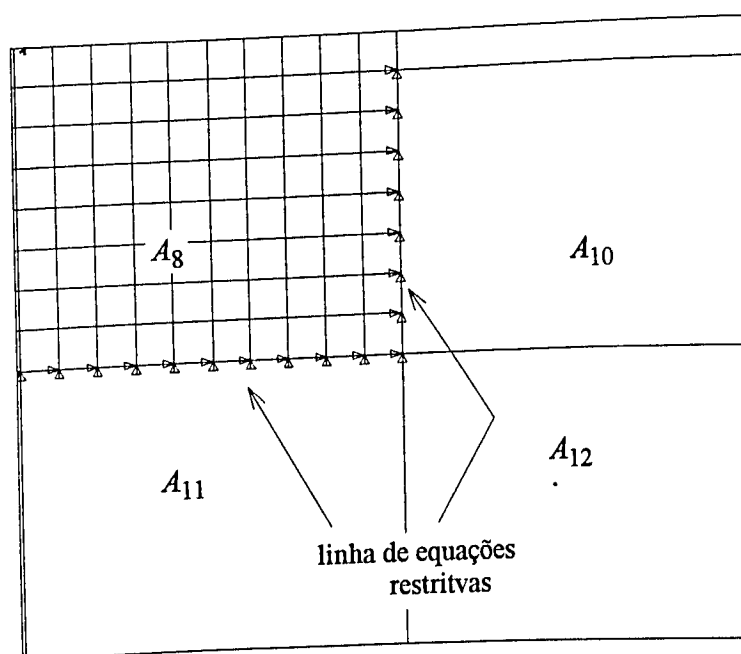


Figura 3-12: Equações Restritivas.

Uma das dificuldades na modelagem está ligada à definição das dimensões a serem dadas ao corpo para caracterizá-lo como corpo semi-infinito. O procedimento empregado para resolver este problema consiste em se aumentar continuamente as dimensões b e c do corpo de prova até que nenhum efeito significativo seja causado, a nível das tensões na região de contato, por restrições aos deslocamentos impostas nas fronteiras $r = b/2$ e $z = c$. As dimensões finais do corpo de prova, obtidas empregando-se este procedimento, são mostradas na tabela 3-1. Restrições aos deslocamentos nodais na direção axial na fronteira $z = c$ são introduzidas para equilibrar o carregamento aplicado, evitando assim movimento de corpo rígido ilimitado. Além disso, nós localizados sobre o eixo z , $r = 0$, pertencentes a ambos os corpos também são impedidos de se deslocarem radialmente. Uma vez que a extensão significativa do corpo semi-infinito foi acertada, introduziu-se restrições aos deslocamentos nodais horizontais e verticais, tendo em vista uma coerência física. Isto é ilustrado na figura 3-7, pelas restrições ao movimento vertical dos nós da base do corpo e ao movimento lateral dos nós delimitadores do contorno exterior do corpo. Pressupõe-se que o corpo de prova, durante o processo de indentação, esteja apoiado sobre uma base rígida, impedindo o movimento vertical da peça. Além disto, devido às dimensões do corpo, considera-se que os deslocamentos na direção horizontal dos nós do contorno, caso ocorram, serão desprezíveis. As restrições ao deslocamento nodal na direção radial para o indentador e para o corpo de prova traduzem a condição de axissimetria do problema.

O carregamento é aplicado nas faces dos elementos estruturais quando se trabalha com cargas distribuídas, ou nas linhas nodais, para cargas concentradas. Para análises estruturais, cargas distribuídas são compreendidas como pressões, que assumindo valores positivos, implicam em compressão do elemento. A distribuição de pressão, \bar{p} , definida na equação 3-1 foi aplicada nas faces externas dos elementos estruturais que definem a semi-esfera inferior do penetrador, como mostra a figura 3-13. Esta distribuição uniforme de pressão, apesar de ser representada nos centróides dos elementos superiores, é aplicada continuamente sobre a superfície externa destes elementos.

O método de resolução do sistema de equações empregado nesta análise foi o método misto (incremental e iterativo) descrito no capítulo anterior. O número de divisões permitidas pelo ANSYS® para a aplicação da carga foi de, no máximo de 30 e, no mínimo, 1. Isto quer dizer que a aplicação da carga poderia ser integral, caso não utilizado nestas simulações, ou

variar em até 30 sub-passos. O número máximo de iterações permitidas para cada sub-passo de carga foi arbitrariamente fixado em 55 iterações.

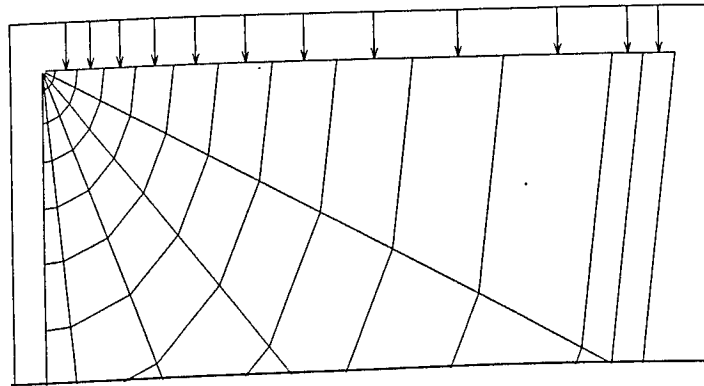


Figura 3-13: Distribuição de pressão.

O modelo geométrico foi definido nesta seção. A segunda etapa na construção do modelo de elementos finitos trata da modelagem do contato entre os dois corpos.

3.2.2- Modelagem do Contato

Para a caracterização da aproximação entre duas superfícies, existem na biblioteca *ANSYS® 5.0* alguns tipos de elementos especiais, denominados *elementos de contato*, utilizados para se determinar as posições relativas e as forças de contato entre as duas superfícies. A maioria deles se limitam a representar o contato entre uma superfície totalmente rígida e uma superfície elástica. O elemento *CONTAC48*, disponível na versão 5.0 do *ANSYS®* como uma inovação em relação às versões anteriores deste aplicativo, é o único que possibilita a representação de duas superfícies elásticas em contato. A geometria do *CONTAC48* é mostrada na figura 3-14. Para simplificar a visualização, foi omitida sua representação axissimétrica.

O contato superfície-superfície é caracterizado como uma não-linearidade de contorno. A análise pode englobar a inclusão de grandes deformações, separação e contato entre superfícies, presença de atrito de Coulomb e outras não-linearidades. Os nós *I* e *J* definem a chamada *linha-alvo*, que se encontra sobre a superfície indentada e o nó *K*, chamado *nó-contato*, posiciona-se sobre a superfície indentadora. A caracterização das superfícies de

contato como “indentada” ou “indentadora” é arbitrária, sendo sugerido na documentação do programa *ANSYS*[®], que a superfície indentadora seja aquela apresentando maior curvatura. Cada nó possui dois graus de liberdade de translação nas direções r e z , (u_r e u_z , respectivamente).

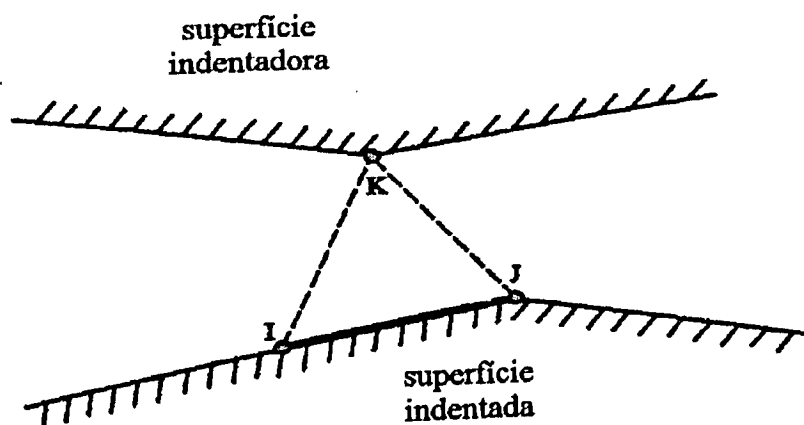


Figura 3-14: Geometria do elemento de contato axissimétrico *CONTAC48* [Ansys, 1992].

A área exata onde o contato ocorre não precisa ser conhecida antecipadamente para se efetuar a geração destes elementos e além disso, para uma determinação mais precisa do contato, são gerados mais elementos que os que tornar-se-ão efetivamente ativos. Isto se faz, associando-se, a cada nó-contato, várias linhas-alvo vizinhas.

O contato é estabelecido quando o nó-contato penetra uma linha-alvo (Anexo I). Esta forma de se definir o contato representa uma violação da compatibilidade de deslocamentos já que, fisicamente, nenhuma interpenetração é permitida entre duas superfícies sólidas. Por isto, com o intuito de se reduzir esta violação a um nível numérico aceitável, forças são desenvolvidas na direção normal à superfície-alvo, limitando a penetração desta pelo nó-contato e, portanto, restabelecendo a compatibilidade de deslocamento. No método da penalidade, as forças de compatibilidade são determinadas a partir de uma rigidez de contato, KN , cujo valor é estimado em função do caso analisado. Para análises axissimétricas, um valor inicial recomendado é calculado segundo

$$KN = tfE$$

(3-2)

onde, E é o módulo de Young da superfície mais rígida; t é uma estimativa do comprimento de contato; f é um fator adimensional de compatibilidade situado numa faixa de 0,01 a 100. Como este parâmetro de penalidade pode ser interpretado como a constante de rigidez de um suporte elástico, em princípio, um alto valor de KN , aproxima melhor o modelo de elementos finitos da condição ideal de interpenetração nula e valores baixos permitem uma excessiva interpenetração entre as superfícies.

O elemento *CONTAC48* permite a inclusão do atrito de Coulomb entre as superfícies. O contato é considerado, inicialmente, como sendo uma adesão elástica com força tangencial nula. Com isto, é possível a determinação da penetração e do ponto de contato sem considerar as forças de atrito. Posteriormente, é feita a inclusão do atrito para os sub-passos posteriores, passando-se a admitir, no contato, além de uma pressão normal, uma tensão tangencial. Para a caracterização da região de adesão ou deslizamento, define-se um parâmetro de rigidez de adesão, KT , correspondente a um parâmetro de penalização na direção tangencial à linha-alvo. A este parâmetro associa-se uma função regularizadora das condições assumidas pela lei de Coulomb, similar àquela atribuída ao parâmetro de rigidez de contato, relativa à condição de não-interpenetração. Para cada ponto da região de contato, define-se se há adesão ou deslizamento, caracterizando-se, deste modo, o perfil do contorno no que diz respeito ao atrito.

Para o elemento de contato utilizado, os dados de entrada, variáveis de caracterização do contato, são: a rigidez de contato, KN , a rigidez de adesão, KT , a tolerância de penetração, e um índice utilizado no modelo de atrito e definido pela razão entre os coeficientes de atrito estático e dinâmico (o valor mínimo atribuído é 1,0), e uma tolerância associada ao tamanho da linha-alvo, que aumenta em uma determinada quantia o tamanho desta com intuito de evitar a divergência da solução devido a oscilações dos nós-contato quando estes são localizados em planos de simetria. O coeficiente de atrito, μ , se incluído, é especificado como uma constante física, caracterizando o desenvolvimento de forças de atrito na interface entre as superfícies em contato.

Para a construção do modelo de elementos finitos, foram utilizados, em média 3500 elementos e 3900 nós. O tempo de simulação de cada caso variou numa faixa de 70 a 210 minutos.

Após estabelecido o modelo de elementos finitos em concordância com o sistema físico em estudo, passou-se a etapa de simulação numérica, não-linear, cujos resultados são vistos no próximo capítulo.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1- Corpo de prova sem revestimento

A modelagem por elementos finitos envolve, geralmente, várias simplificações do fenômeno em estudo. Durante a modelagem, hipóteses simplificadoras são feitas com relação ao comportamento dos materiais, fenômenos considerados secundários são negligenciados e a geometria do problema é simplificada e estabelecida em conformidade com as geometrias dos elementos utilizados na discretização. Além disso, discretizações grosseiras e as aproximações inerentes ao algoritmo de resolução numérica conduzem a erros que podem comprometer a validade da solução obtida.

Assim sendo, deve-se proceder à validação do modelo mediante a confrontação de suas previsões com os resultados obtidos por outros tipos de análise, que podem ser de natureza experimental ou analítica.

Em nosso estudo, o procedimento adotado para validação do modelo foi a comparação dos resultados fornecidos pelo modelo com aqueles previstos pela teoria de contato de Hertz, considerando, neste processo de validação, o corpo de prova sem revestimento. Foram confrontadas as distribuições de tensões normais radiais, circunferenciais e axiais na superfície de contato, dentro e fora da área de contato, além das distribuições destas mesmas tensões ao longo do eixo de simetria. As distribuições destas tensões, segundo a teoria de Hertz, são dadas pelas equações (2-11) a (2-13) e pela figura 2-4. Nota-se que as distribuições de tensões superficiais apresentam fortes gradientes no final do contato e por isto, a densidade da malha é, neste caso, um fator determinante da resolução de análise. Quanto mais densa for a malha, maior será a capacidade do modelo para a representar as distribuições de tensões superficiais. Porém, isto implica diretamente em um aumento significativo no número de elementos, e de graus de liberdade, tornando o processo de cálculo mais demorado.

O tamanho característico adotado na direção radial, para os elementos do corpo de prova na área A_7 foi, aproximadamente, 22 vezes menor que o raio de contato (figura 3-8). O refinamento “horizontal” na interface permite a geração de elementos de contato suficientes

para uma simulação satisfatória da aproximação relativa entre os corpos. Por isso, além do refinamento da malha em A_7 de acordo com a precisão desejada, o refino em A_6 foi feito de modo a formar uma interface como mostrada na figura 4-1. Este procedimento permitiu ainda, a geração de elementos de contato em uma extensão maior do que aquela onde o contato é esperado.

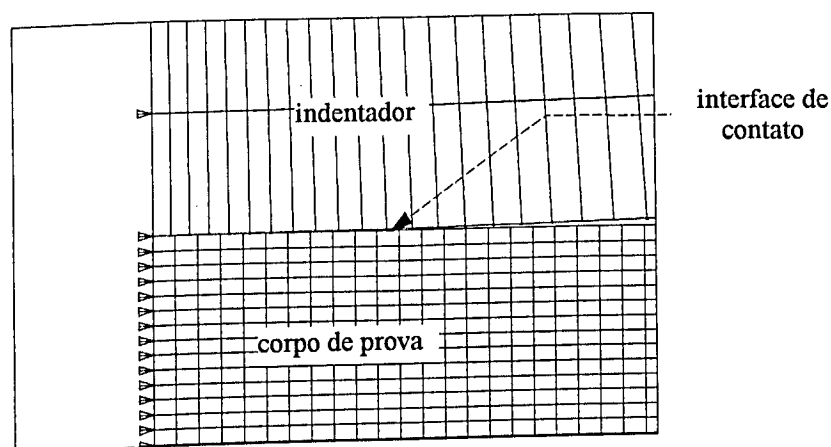


Figura 4-1: Detalhe da discretização na região de contato.

No capítulo 3, foi mencionado o parâmetro de penalidade, KN , que estabelece a resistência à interpenetração entre indentador e substrato. Este parâmetro é denominado *rigidez de contato*. Em princípio, um alto valor de KN aproxima melhor o modelo de elementos finitos da condição ideal de interpenetração nula e valores baixos permitem uma excessiva interpenetração entre as superfícies, conduzindo a resultados insatisfatórios. Observou-se, no entanto, a existência de um valor ótimo e que, valores de KN muito elevados dificultam consideravelmente a convergência da solução. Vale ressaltar que a solução é altamente dependente do valor escolhido de KN , o que é um inconveniente deste método de resolução de problemas de contato [Barbosa, 1993]. Isto é ilustrado na figura 4-2 onde são observadas as alterações da distribuição de tensão normal axial, σ_z , na superfície de contato, com a variação do parâmetro de penalidade. Foram utilizados três valores para KN , representativos de rigidez baixa, média e alta. Os valores numéricos foram de 0,034 GN/m, 0,34 GN/m e 2,17 GN/m, respectivamente. Pode-se observar que para o valor de rigidez baixo, a tensão axial obtida se apresenta discordante da distribuição de Hertz, sendo isto mais evidente na região próxima ao centro do contato. O erro percentual encontrado para a pressão máxima de contato, p_0 , foi de 11%. Como o processamento se torna mais lento à medida que

se trabalha com valores de rigidez de contato mais altas, a utilização do valor de KN de 0,34 GN/m se mostrou adequado, sendo que o erro no valor de p_o foi de 2% em relação ao prevista pela teoria de Hertz. Este valor de rigidez de contato foi mantido para as análises posteriores.

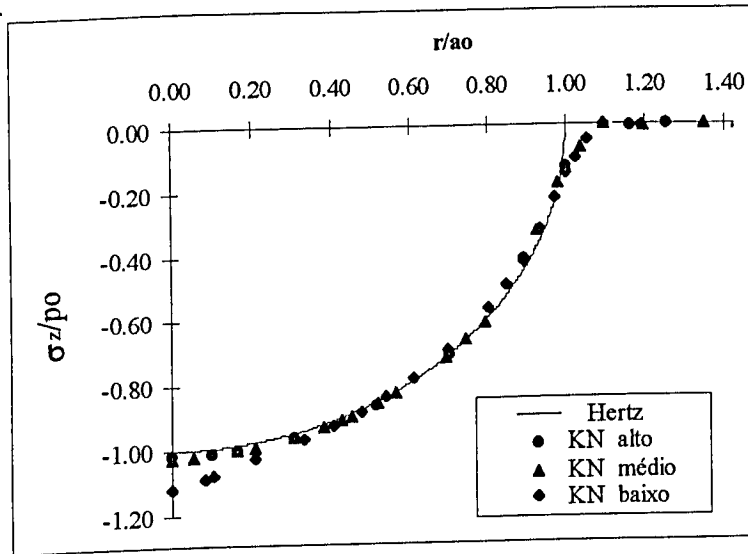


Figura 4-2: Influência do parâmetro de penalidade na distribuição de tensão normal axial.

As figuras seguintes permitem comparar os resultados fornecidos pelo modelo de elementos finitos com aqueles previstos pela teoria clássica de Hertz. Todos os valores numéricos de deslocamentos e de tensões foram normalizados, respectivamente, pelo raio do círculo de contato, a_o e pela pressão máxima, p_o , hertzianos definidos pelas equações (2-5) e (2-7).

As figuras 4-3 e 4-4 mostram os campos de deslocamentos axiais e radiais dos elementos situados na superfície do corpo de prova.

A curva de deslocamentos axiais, u_z , possui forma aproximadamente elíptica semelhante à distribuição de pressões proposta por Hertz para o caso em estudo. Este comportamento é esperado, embora não exista, a rigor, nenhuma correlação entre a distribuição de pressões em um corpo e a forma da distribuição dos deslocamentos. O valor de deslocamento máximo corresponde ao ponto localizado sobre o eixo de simetria. O sinal negativo indica, como esperado, que o deslocamento axial destes nós ocorre em direção ao interior do corpo de prova.

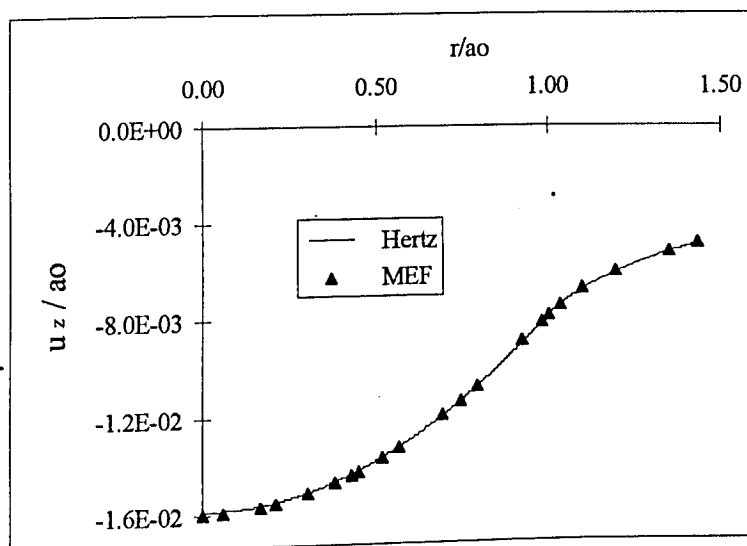


Figura 4-3: Deslocamentos axiais na superfície do corpo de prova.

No tocante aos deslocamentos radiais, u_r , observa-se, na figura 4-4, que o nó central não se desloca devido à simetria completa do sistema. Ainda dentro da área de contato, a curva apresenta um ponto de mínimo em $r \approx 0,88a_0$. Os pontos superficiais do corpo de prova deslocam-se para o interior da área de contato, em direção ao centro, o que é indicado pelo sinal negativo de u_r .

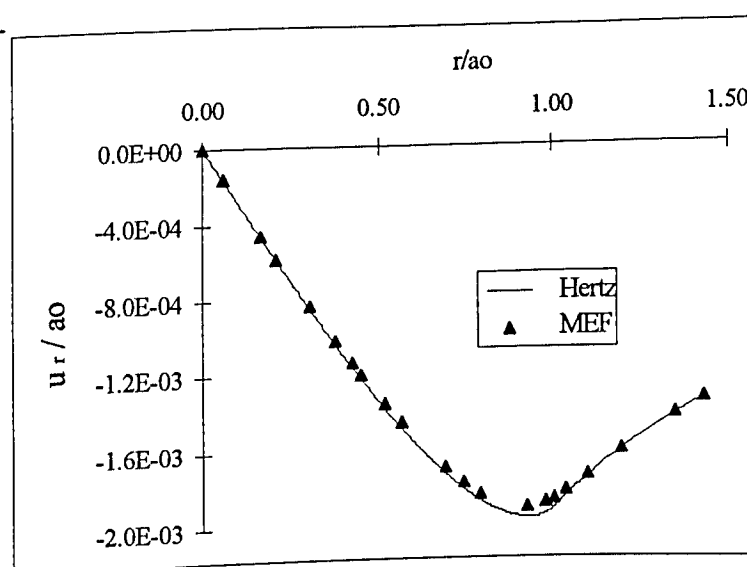


Figura 4-4: Deslocamento radiais na superfície do modelo.

As figuras 4-5 e 4-6, a seguir, apresentam as distribuições de tensões normais axiais, σ_z , na superfície do corpo de prova e ao longo do eixo de simetria.

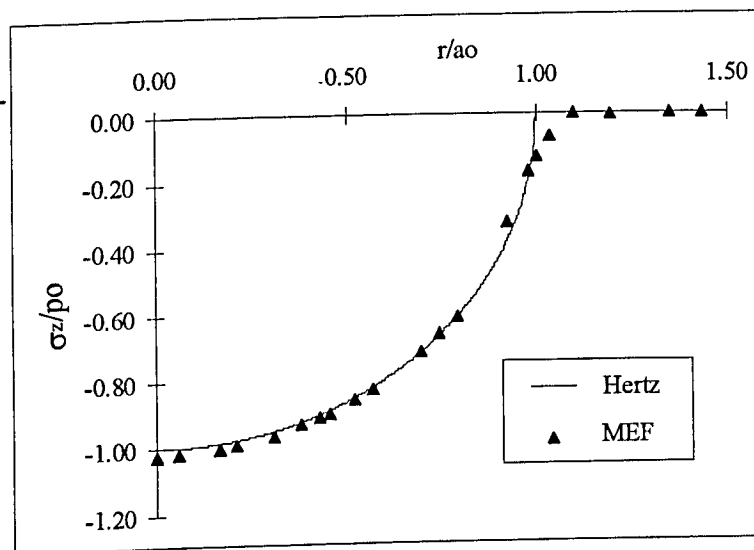


Figura 4-5: Campo de tensão normal axial na superfície do corpo de prova.

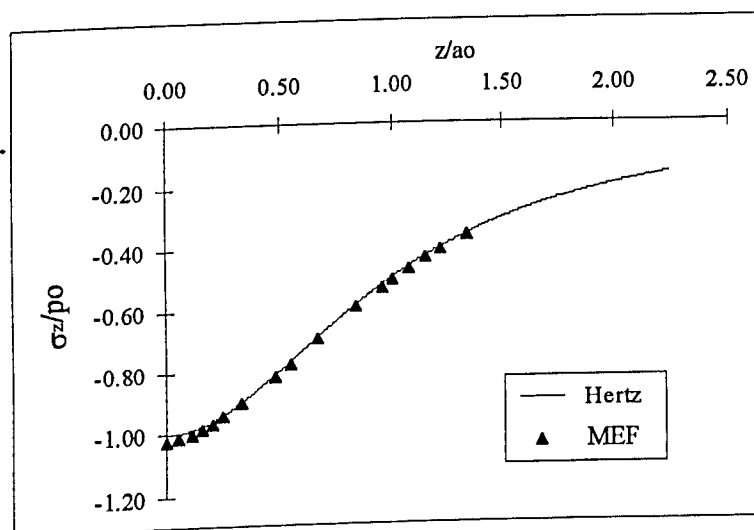


Figura 4-6: Campo de tensão normal axial ao longo do eixo de simetria.

Observa-se nas figuras 4-5 e 4-6, que a tensão normal axial é sempre compressiva e tem forma elíptica, idêntica à distribuição de pressão na zona de contato. Ela tem um valor máximo igual a p_o no centro do contato e sua intensidade decresce à medida em que se caminha na direção radial e na direção axial do corpo. Observa-se, na superfície, que esta tensão é nula fora da região de contato. Estes resultados são esperados, já que σ_z age como a tensão que equilibra a solicitação imposta.

As distribuições de tensões normais radiais, σ_r , na superfície do corpo de prova e ao longo do eixo de simetria são mostradas nas figuras 4-7 e 4-8, respectivamente.

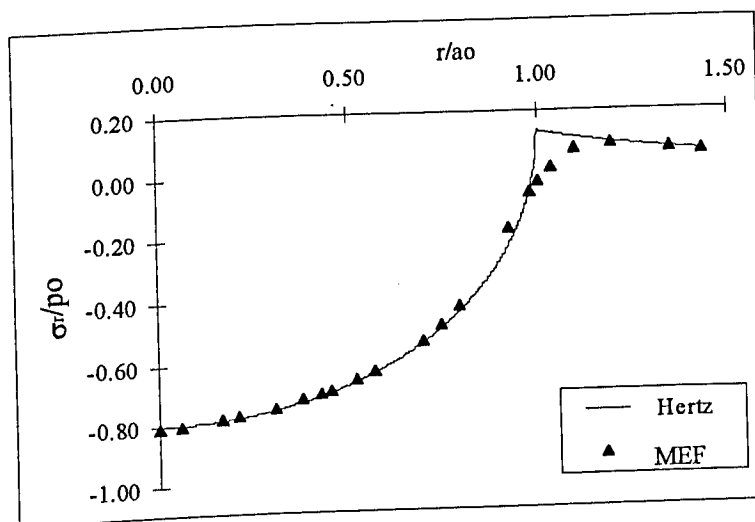


Figura 4-7: Distribuição de tensão normal radial na superfície de contato.

Na superfície, figura 4-7, a tensão normal radial, σ_r , tem valor máximo de compressão de $0,8 p_0$ no centro do contato. Seu valor aumenta até atingir um máximo trativo no final do contato, $r = a_0$. A tensão radial fora do contato é sempre trativa, porém diminui de intensidade à medida em que se afasta do centro do contato.

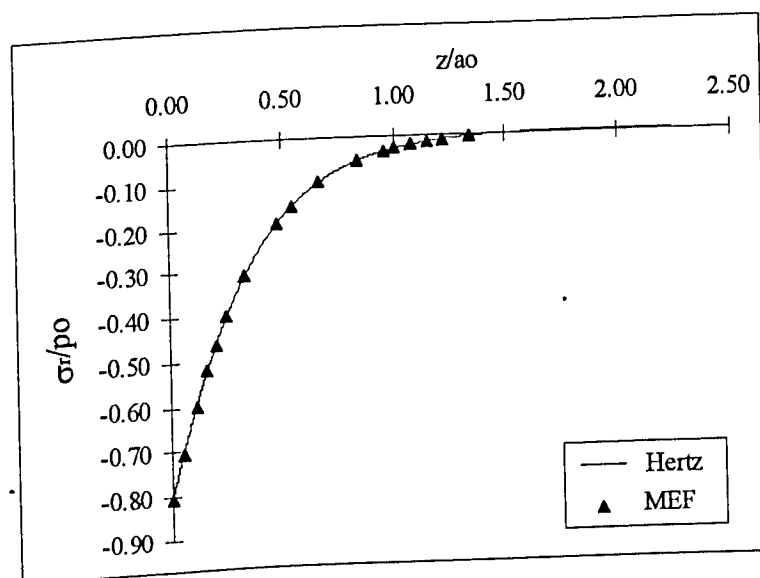


Figura 4-8: Distribuição de tensão normal radial no eixo de simetria do modelo.

Na figura 4-8, observa-se que σ_r é sempre compressiva no interior do corpo e, também diminui de intensidade à medida que se afasta da superfície de contato.

A distribuição de tensões circunferenciais, σ_θ , é mostrada nas figuras 4-9 e 4-10, ao longo da superfície e ao longo do eixo de simetria.

A tensão circunferencial, σ_θ , apresenta comportamento semelhante ao verificado para a tensão radial. No centro do contato, $r = 0$, ambas apresentam a mesma magnitude (figuras 4-7 e 4-9). Na figura 4-9, observa-se que a tensão circunferencial, na superfície, é sempre compressiva. Fora do contato, σ_θ , compressiva, tem o mesmo valor em módulo que σ_r , tratativa. No interior do corpo, as duas tensões se distribuem de forma idêntica como mostra as figuras 4-8 e 4-10.

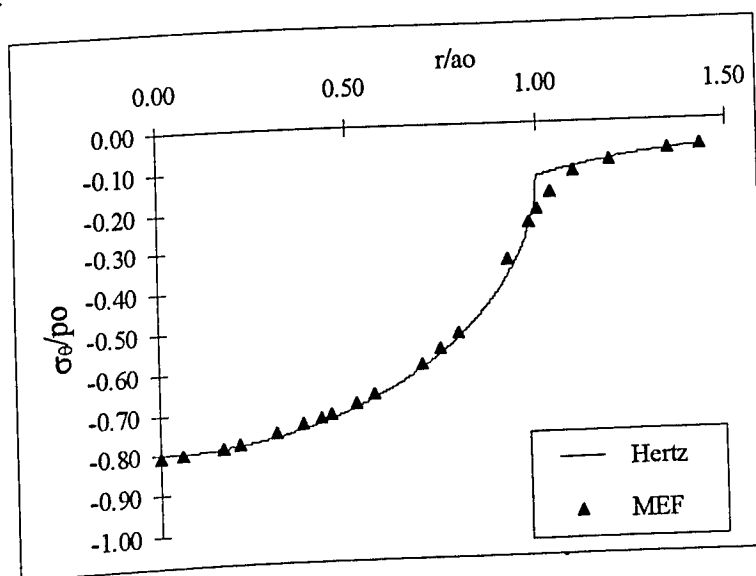


Figura 4-9: Distribuição de tensão normal circunferencial na superfície.

Em virtude da axissimetria, as tensões cisalhantes, $\tau_{r\theta}$ e $\tau_{z\theta}$, são sempre nulas em qualquer ponto do corpo. No eixo de simetria, adiciona-se a isto o fato de que τ_{rz} também é nula. Portanto, neste eixo, as tensões normais, σ_r , σ_θ e σ_z são tensões normais principais. A figura 4-11 mostra a distribuição da tensão cisalhante principal, τ , ao longo do eixo de simetria.

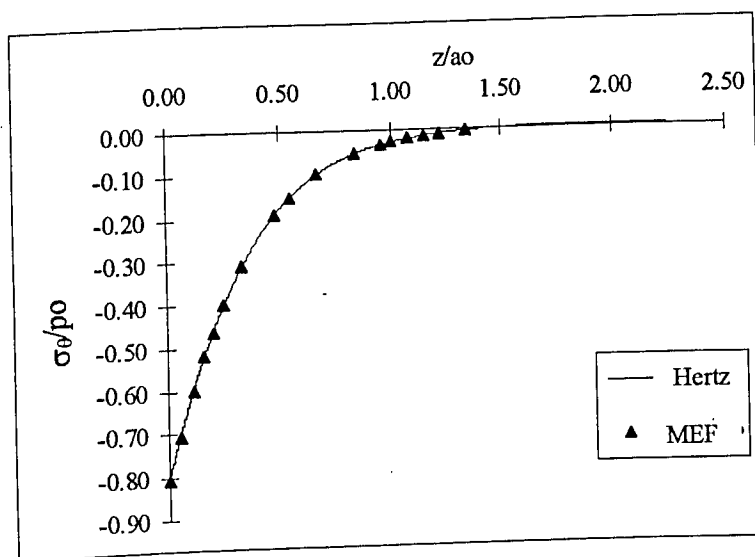


Figura 4-10: Distribuição de tensão normal circunferencial no eixo de simetria.

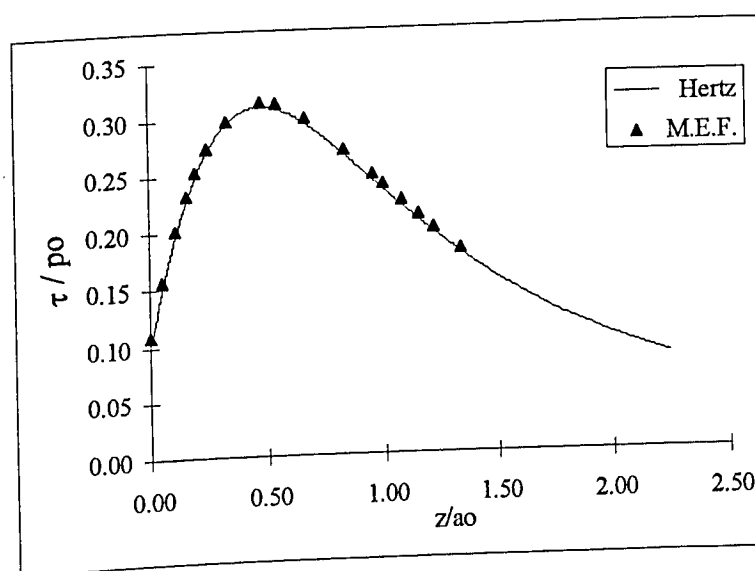


Figura 4-11: Distribuição de tensão cisalhante principal ao longo do eixo de simetria.

Na figura 4-11, observa-se que a tensão cisalhante principal, τ , responsável pelo início da deformação plástica apresenta um máximo de valor $0,31 p_0$, no eixo de simetria, a uma profundidade de $0,48 a_0$. Portanto, um corpo indentado por uma esfera deve apresentar neste ponto o início do escoamento ainda contido pelo meio elástico, como mencionado na Seção 2.2.

O exame das curvas apresentadas revela a boa correlação entre os resultados fornecidos pelo modelo de elementos finitos elaborado e os valores previstos pela teoria de Hertz, exceto no final do contato, em ($r \approx a_0$), como mostram as figuras 4-5, 4-7 e 4-9. Isto pode ser

atribuído ao refino da malha ser insuficiente para a caracterização do elevado gradiente de tensão. Em adição, fica comprometida a caracterização das dimensões da área de contato pela análise destas curvas. Uma forma alternativa é utilizar a relação existente entre a localização da máxima tensão cisalhante principal, τ_{max} , e o raio de contato, a_o , dada por $z(\tau_{max}) = 0,48a_o$. Na figura 4-11, observa-se a concordância entre a posição onde ocorre τ_{max} pela teoria de Hertz e pelo MEF. Portanto, a área de contato hertziana e a obtida pela simulação por elementos finitos, empregando-se este último critério, são concordantes entre si. Para um usuário do ANSYS®, existe um procedimento adicional para a obtenção das dimensões da área de contato. O aplicativo fornece uma informação sobre o “estado” de atividade ou inatividade dos elementos de contato. A posição radial do nó J (capítulo 2) pertencente ao último elemento de contato ativo dá o raio de contato de forma aproximada, sendo clara a sua sensibilidade à densidade da malha [Ansys, 1992]. Por este método, a_o para o modelo de elementos finitos foi de 24,35 μm . O erro relativo entre este valor de a_o e o hertziano de 24,7 μm é de 1,42%, considerado satisfatório. Para uma redução deste erro é necessário um maior refino da área A_7 na direção radial, o que implica diretamente em refinar também a área A_6 no indentador para a geração dos elementos de contato. O número total de elementos aumenta significativamente, tornando o processo de cálculo ainda mais lento.

De modo geral, os resultados validam o modelo de elementos finitos elaborado, que foi julgado satisfatório para a finalidade pretendida, tendo em vista que a identificação dos mecanismos de falha atuantes no corpo revestido dependem, basicamente, da identificação das magnitudes máximas de tensões normais e cisalhantes e não, da caracterização precisa das tensões no término do contato. Com o modelo de elementos finitos validado segundo a teoria clássica de Hertz, segue-se para a próxima etapa que trata da geração dos campos de tensões induzidos em um corpo revestido.

4.2- Corpo de prova com revestimento

Para a análise de um corpo de prova revestido, o módulo de elasticidade, E , e o coeficiente de Poisson, ν , referentes aos elementos das áreas A_7 e A_9 (figura 3-8) foram modificadas para as propriedades da alumina, tabela 2-2. Com esta camada, uma nova interface é criada entre o revestimento e o substrato (corpo de aço). Os campos de tensões formados nesta interface quando o corpo revestido é solicitado são extremamente importantes para o desempenho do revestimento. O modelo do corpo de prova foi construído de modo que a interface revestimento/substrato fosse sempre formada pelas áreas superiores A_7 e A_9 , em contato rígido com as áreas inferiores A_8 e A_{10} , respectivamente. Esta aderência completa na interface implica a ausência total de movimento relativo entre revestimento e substrato e foi uma hipótese simplificadora assumida. A figura 4-12 mostra uma ampliação da região do contato incluindo a interface entre as áreas A_7 (revestimento) e A_8 (substrato).

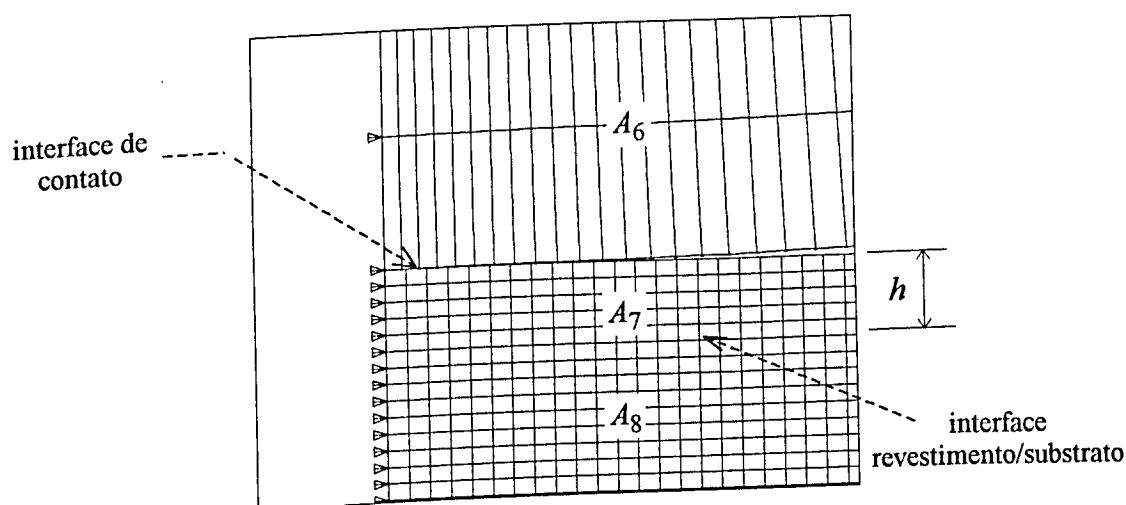


Figura 4-12: Detalhe do modelo com revestimento.

Durante a modelagem foi constatado que a utilização de elementos de dimensões muito diferentes deve ser evitada na interface revestimento/substrato, pois causam instabilidades na solução, responsáveis por curvas de tensões distorcidas em relação ao comportamento esperado. A figura 4-13 ilustra este fato para a tensão cisalhante interfacial, τ_{rz} , ao longo da interface revestimento/substrato para um revestimento de espessura, $h = 2,2\mu\text{m}$.

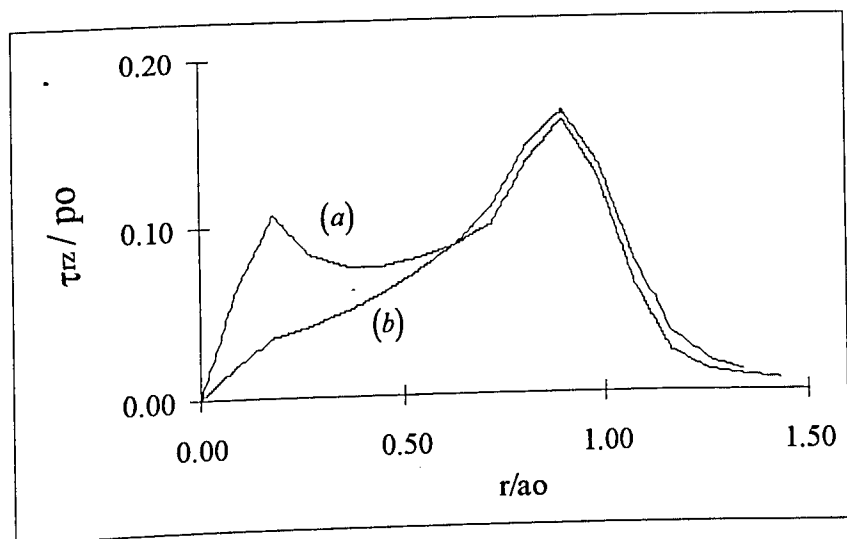


Figura 4-13: Distribuição de tensões cisalhantes interfaciais. A curva (a) apresenta instabilidades numéricas e a curva (b) tem comportamento estável durante processamento.

O pico de menor magnitude encontrado na curva (a) da figura 4-13 pôde ser evitado adotando-se as densidades de malha para as áreas A_7 e A_8 mostradas na figura 4-14. A distribuição τ_{rz} obtida para este modelo é mostrada na curva (b) da figura 4-13.

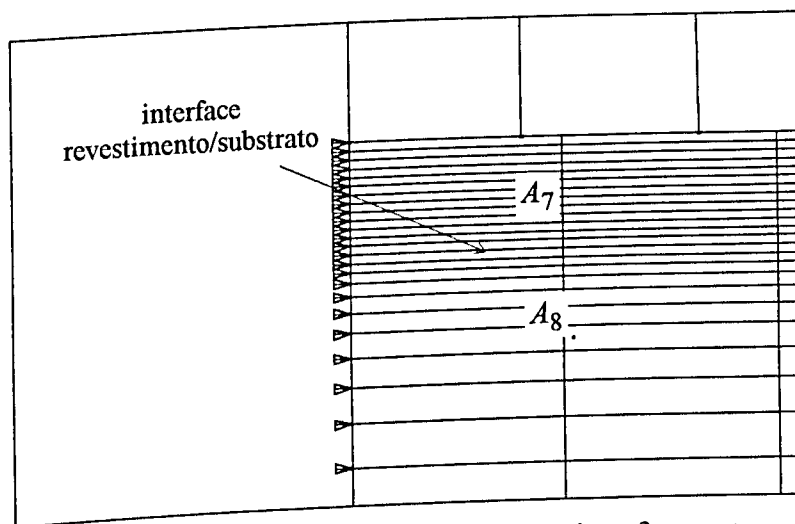


Figura 4-14: Dimensões compatíveis entre os elementos na interface entre o revestimento e o substrato.

A fim de se avaliar as alterações ocorridas com a adição de uma camada rígida sobre o corpo de prova homogêneo foram comparadas as distribuições de tensões referentes ao corpo

com e sem revestimento, para diferentes espessuras, h , do revestimento, dentro da faixa $2,2\ \mu\text{m} \leq h \leq 60,0\ \mu\text{m}$ ou $0,089a_o \leq h \leq 2,43a_o$. Com base nas numerosas simulações realizadas constatou-se que esta faixa abrange desde valores de h para os quais o revestimento tem pouca influência nas distribuições de tensões e deslocamentos até valores para os quais, dada a sua grande espessura, o revestimento se comporta como um corpo de prova homogêneo, sem nenhuma influência do substrato. Os resultados mostrados a seguir são referentes apenas à camada de revestimento de espessura, $h = 22,2\ \mu\text{m}$, ($h = 0,89a_o$), valor intermediário na faixa citada.

Na superfície de contato, foi observada a distribuição de tensões normais axiais, mostrada na figura 4-15.

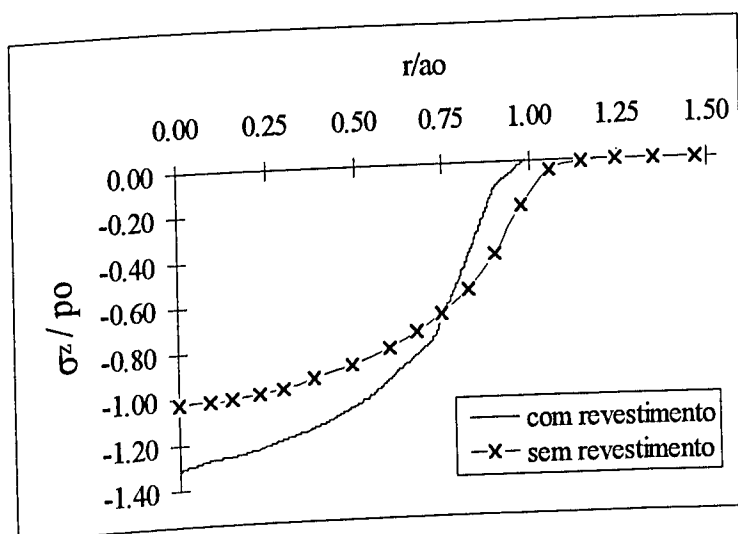


Figura 4-15: Distribuição de tensão normal axial na superfície de contato.

Observa-se na figura acima, que a distribuição de σ_z continua apresentando um comportamento elíptico, embora não-hertziano, ou seja, não definido pelos parâmetros a_o e p_o , equação (2-13c). A pressão de contato máxima apresentou um aumento da ordem de 30% em relação à pressão hertziana. A área de contato diminuiu, o que é observado pelo decréscimo do valor mínimo de r para o qual σ_z se anula. Estes dois fatos indicam que a adição de uma camada mais rígida dificulta a deformação do corpo de prova, levando, então, a uma pressão de contato máxima mais alta. Estes novos parâmetros de escala, obtidos

com a adição de uma camada de revestimento, serão designados por p'_o e a'_o para diferenciar dos parâmetros hertzianos.

Na superfície de contato, foi observada a distribuição das tensões normais radiais, mostrada na figura 4-16.

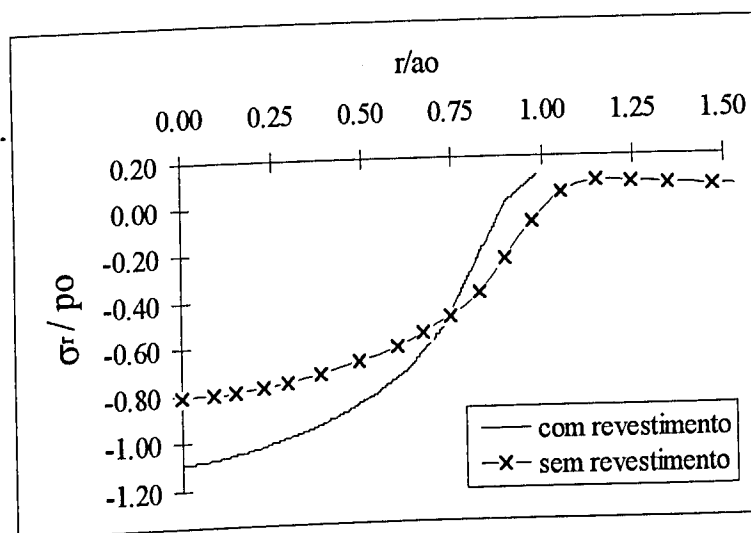


Figura 4-16: Distribuição de tensão normal radial na superfície de contato.

Observa-se que a distribuição de tensão radial, de forma semelhante ao que ocorre com a distribuição axial, apresenta uma magnitude máxima de compressão, em $r = 0$, maior que a induzida no corpo de prova não revestido. Além disto, a mudança de forma na distribuição de σ_r , característica do término do contato, ocorre a uma distância r menor que no caso não revestido, também indicando a redução nas dimensões da área de contato.

A figura 4-17 traz a distribuição de tensões radiais tomada na interface substrato/revestimento, considerando individualmente o campo de tensões existente no revestimento na referida posição, e posteriormente, no substrato. Estes valores são, ainda, correlacionados aos valores das tensões radiais à mesma profundidade no caso do corpo de prova não revestido, de forma a se poder observar o efeito da adição do revestimento.

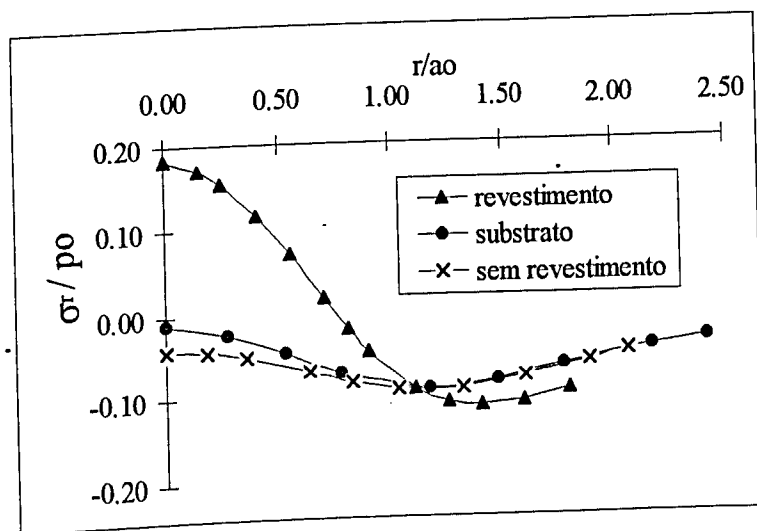


Figura 4-17: Distribuições de tensão normal radial no revestimento e no substrato, ao longo da interface.

Nas curvas de tensão radial para o revestimento e o substrato, observa-se que, próximo ao eixo de simetria, onde os efeitos do contato são mais acentuados, os valores de σ_r apresentam valores mais elevados para o caso não revestido. Isto ocorre até um valor de $r \approx a_0$. Nesta mesma figura, observa-se, no revestimento, a existência de um campo de tensões trativo para $r \leq 0,75a_0$ e um campo compressivo para $r > 0,75a_0$. A máxima tensão trativa ocorre em $r = 0$, sendo esta uma posição mais favorável ao início de microtrincamento do revestimento. Ambas as tensões se igualam em $r = a_0$, coincidindo com o fim do contato entre as superfícies.

Na figura 4-18 é mostrada a distribuição de tensões normais axiais. O procedimento para análise é análogo ao utilizado para a tensão radial. A distribuição de tensões normais axiais, sempre compressiva, não apresenta nenhuma descontinuidade na interface revestimento/substrato. Isto foi observado pelos valores de σ_z que para ambos os materiais foram praticamente os mesmos. Além disto, a adição da camada de revestimento praticamente não influenciou nas magnitudes de σ_z interfaciais, ao contrário do que ocorreu na superfície, figura 4-15.

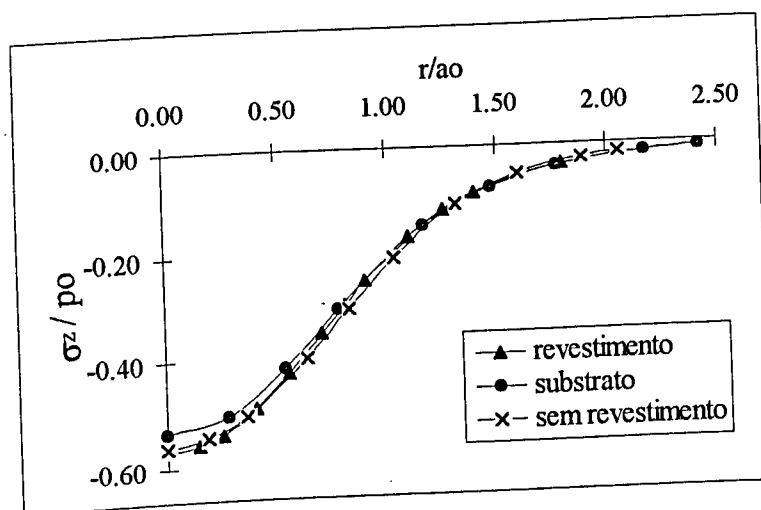


Figura 4-18: Distribuições de tensão normal axial no revestimento e no substrato, ao longo da interface.

O valor máximo de tensão axial ocorre no eixo de simetria, $r = 0$, como esperado. Resultados semelhantes foram obtidos por Komvopoulos para o contato elástico cilindro-plano [Komvopoulos, 1988].

As tensões cisalhantes, τ_{rz} , geradas no plano $r - z$, são as tensões que caracterizam os esforços na interface revestimento/substrato e se denominam tensões interfaciais. A distribuição destas tensões é apresentada na figura 4-19. A distribuição de τ_{rz} , ausência de revestimento, a rigor, não representa uma distribuição de tensões interfaciais, e sim, de tensões cisalhantes no plano $r - z$, a uma profundidade $z = h$.

A distribuição de tensões cisalhantes interfaciais no revestimento apresentou uma magnitude maior na faixa de $0,35a_0 \leq r \leq 1,4a_0$ em relação à tensão cisalhante, τ_{rz} , na ausência de revestimento. O valor máximo desta tensão foi amplificado pela adição do revestimento. Para o substrato, nenhuma alteração significativa foi observada. De modo geral, percebe-se que apesar destas alterações nas magnitudes das distribuições de tensões, nenhuma alteração significativa no comportamento das mesmas foi observado com a adição do revestimento.

Na figura 4-20, tem-se as distribuições de tensões radiais ao longo do eixo de simetria.

Percebe-se, na figura, a presença de uma descontinuidade na transição revestimento/substrato, em $z = 0,89a_0$, alterando de forma significativa o comportamento da distribuição de tensões radiais em relação ao encontrado para o corpo de prova homogêneo. Como a aderência interfacial é considerada perfeita, a deformação na interface é idêntica para

revestimento e substrato. Portanto, para um revestimento mais rígido que o substrato, a tensão radial na interface relativa ao revestimento deve ser de maior intensidade. Além disto, percebe-se que para esta espessura, h , as tensões radiais no substrato são nulas, indicando uma total absorção, pelo revestimento, dos esforços radiais provenientes do contato. A distribuição de tensões normais circunferenciais, σ_θ , se comporta de forma idêntica a σ_r e, por isso é desnecessário apresentá-la.

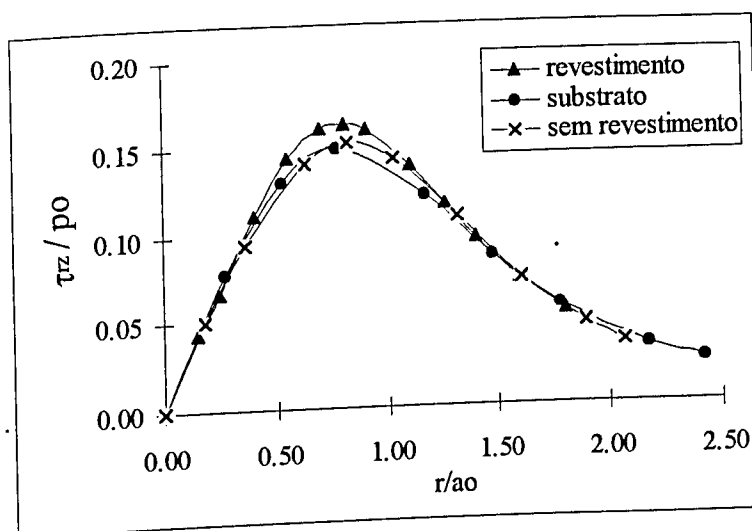


Figura 4-19: Curvas de distribuições de tensão cisalhante interfacial no revestimento e no substrato, ao longo da interface.

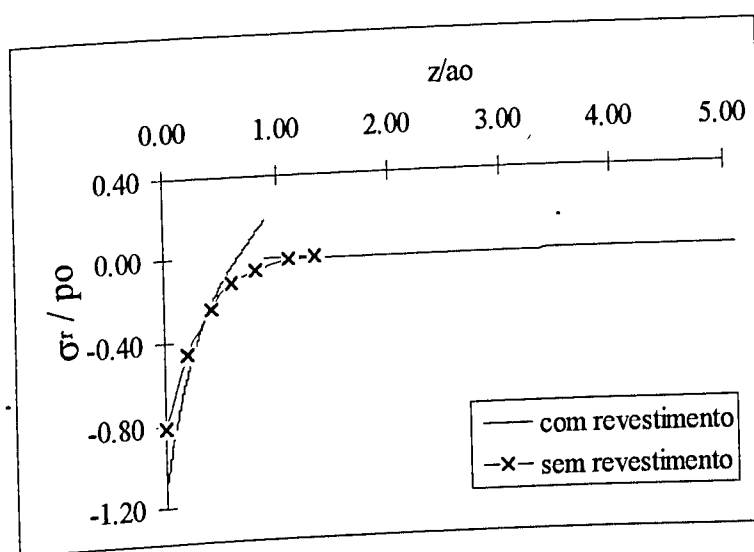


Figura 4-20: Distribuição de tensão normal radial no eixo de simetria.

Na figura 4-21, têm-se as distribuições de tensões normais axiais ao longo do eixo de simetria. A distribuição de σ_z é praticamente contínua, devido à sua característica fundamental de equilibrante dos esforços aplicados nesta direção. Apesar disto, sua intensidade decresce de forma menos acentuada que no caso do corpo de prova homogêneo.

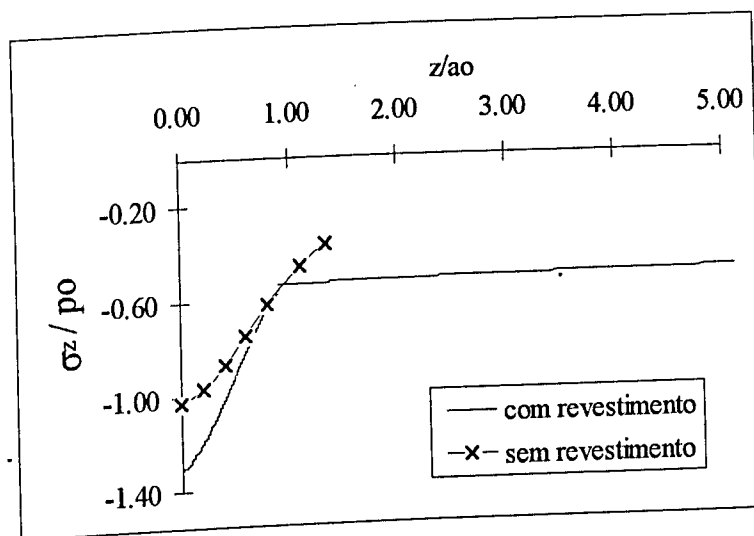


Figura 4-21: Distribuição de tensão normal axial no eixo de simetria.

Na figura 4-22, têm-se as distribuições de tensões cisalhantes principais, τ , ao longo do eixo de simetria.

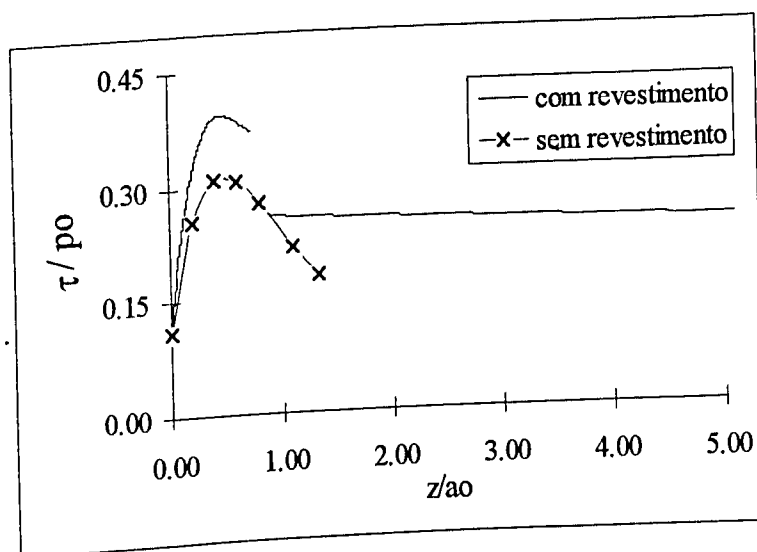


Figura 4-22: Distribuição de tensão cisalhante principal no eixo de simetria.

A distribuição de tensões cisalhantes principais no revestimento é similar à gerada no corpo de prova na ausência de revestimento, porém, como se observa na figura 4-22, apresenta magnitudes mais elevadas. Como ocorre com a tensão radial (figura 4-20), a tensão τ também apresenta uma descontinuidade na interface revestimento/substrato. Isto pode ser explicado pela tensão cisalhante principal ser função do estado tripla de tensões gerado. No eixo de simetria, τ é equivalente ao módulo da diferença entre as tensões normais radial e axial, equação (2-14), e portanto, seu valor é função dos valores assumidos por estas tensões normais.

A máxima magnitude da tensão τ ocorreu sempre dentro do revestimento para as simulações efetuadas na faixa de espessuras $0,089a_o \leq h \leq 2,43a_o$. A figura 4-23 mostra z_{max} , posição axial desta máxima tensão cisalhante principal, em função da espessura do revestimento, h . Para o corpo de prova sem revestimento, $(h/a_o) = 0$, τ_{max} se localiza a uma profundidade de $0,48a_o$.

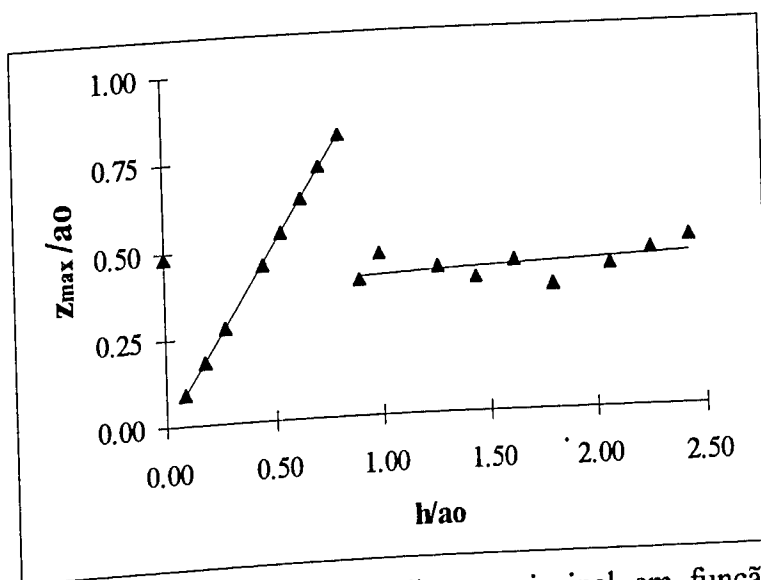


Figura 4-23: Posição da máxima tensão cisalhante principal em função da espessura do revestimento.

Para $h < 0,8a_o$, τ_{max} ocorre na interface revestimento/substrato. A relação linear observada na figura representa a função, $z_{max} = h$. Para $h > 0,8a_o$, a posição da tensão cisalhante máxima se manteve a uma profundidade, z , variando entre $0,39a_o$ e $0,49a_o$. Para a

espessura de revestimento empregada nos resultados acima, $h = 0,89a_o$, o máximo valor da tensão cisalhante principal se localiza a uma profundidade de $0,46a_o$.

Das distribuições de tensões obtidas acima para espessuras entre $0,089a_o \leq h \leq 2,43a_o$, foram destacadas as magnitudes máximas de tensões normais e cisalhantes, as quais contribuem nos mecanismos de falha do corpo revestido. As figuras a seguir apresentam estas máximas magnitudes encontradas no revestimento e no substrato para cada espessura, h , utilizada.

A figura 4-24 apresenta as magnitudes máximas de tensões normais axiais, $(\sigma_z)_{max}$, em função da espessura do revestimento, h , normalizada pelo raio de contato hertziano, a_o . Os valores máximos de $(\sigma_z)_{max}$, que são iguais às máximas pressões de contato para cada espessura, p'_o , indicam a contribuição para o aumento de p_o dada por revestimentos espessos.

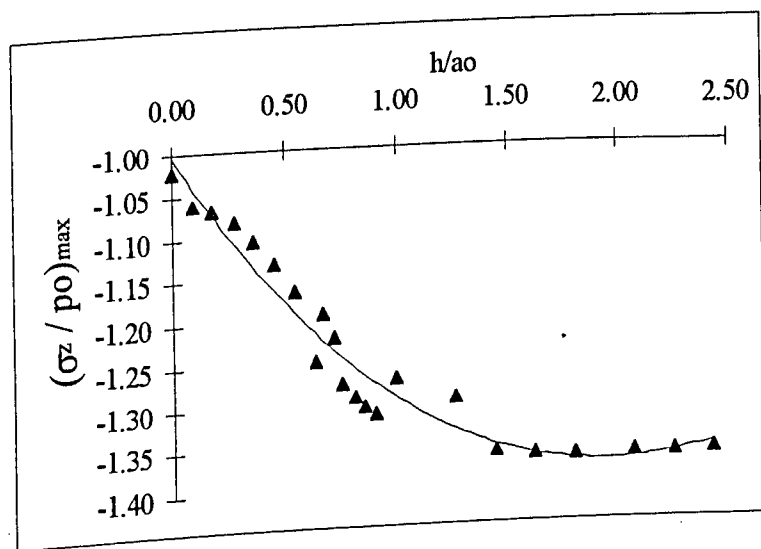


Figura 4-24: Tensão normal axial máxima.

Pode-se dizer que uma camada muito fina praticamente não influencia no desempenho do corpo de prova cuja resposta às solicitações impostas é função quase que exclusivamente das propriedades mecânicas do substrato. Revestimentos mais espessos aumentam o grau de restrição à deformação do conjunto, o que é caracterizado pelo aumento de p'_o e, conseqüentemente, pela diminuição da área de contato real, a'_o , como já foi visto anteriormente. A curva ainda revela uma tendência assintótica, onde o valor de pressão

máxima de contato se estabiliza para espessuras acima de $1,5a_0$. Este valor atingido é próximo do valor da pressão de contato hertziana para um corpo de prova homogêneo constituído do material do revestimento. Portanto, neste caso, para estas espessuras, o substrato de aço não contribui na resposta do conjunto, que passa a atuar como um corpo homogêneo de alumina.

Leroy e Villechaise [Leroy, 1990] especificaram uma faixa de variação de p'_0 , normalizada por p_0 , como sendo, $1 \leq \frac{p'_0}{p_0} \leq \sqrt{\frac{E_{rev}}{E_{sub}}}$. Para um revestimento de alumina e substrato de aço, esta faixa se situa entre $1,0p_0 \leq p'_0 \leq 1,35p_0$, o que está em concordância com os resultados apresentados na figura 4-23. Godet [1990] observou que para espessuras de revestimento 50% acima do valor do raio de contato, o substrato se torna mais protegido, enquanto que zonas altamente tensionadas são observadas no revestimento.

As tensões radiais máximas de tração, $(\sigma_r)_{max}$, no revestimento, são mostradas na figura 4-25. Nesta figura comparam-se as tensões induzidas na superfície e na interface, pois estas são duas localizações críticas onde é possível se encontrar máximas tensões normais trativas. Os valores de $(\sigma_r)_{max}$ para $h < 0,45a_0$ não são apresentados por se tratarem de tensões de compressão, sem interesse nesta análise.

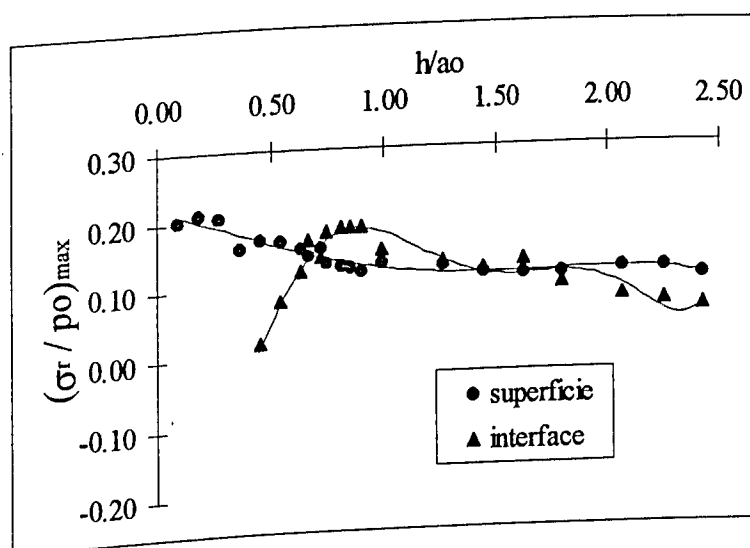


Figura 4-25: Tensão normais radiais máximas na superfície e na interface.

Na superfície, observa-se que a intensidade das tensões trativas é reduzida à medida em que se aumenta a espessura do revestimento. Na interface, somente para uma pequena faixa de espessuras até $h \approx 0,45a_0$, são encontradas tensões compressivas. Para valores superiores de h , as tensões são trativas e atingem uma magnitude máxima de onde começam a decrescer lentamente. O microtrincamento, sensível a estas tensões trativas existentes, ocorrerá provavelmente, na posição onde estas tensões são máximas. Ainda com relação à figura 4-25, observa-se até uma espessura de $0,7a_0$, a tendência maior de ocorrer a propagação de trincas superficiais. Isto se inverte na faixa de $0,7a_0$ a $1,5a_0$, onde trincas interfaciais tendem a surgir preferencialmente. Para espessuras maiores, a diferença nas magnitudes das tensões trativas é pequena com uma leve predominância de microtrincamento superficial. Entre as espessuras de $1,5a_0$ e $1,75a_0$ simuladas não houve diferenças significativas nos valores das tensões. Para $h < 1,75a_0$, a magnitude máxima de $(\sigma_r)_{max}$ na interface continua a decrescer com o aumento da espessura do revestimento.

Na figura 4-26 são dados os valores máximos de tensão cisalhante principal, τ_{max} , na interface, para o revestimento e para o substrato. Observa-se na figura que, exceto para a espessura $h = 0,089a_0$, a tensão encontrada no revestimento é sempre de intensidade maior que aquela encontrada no substrato. Entre as espessuras de $0,25a_0$ a $0,6a_0$, a tensão no substrato aumenta de forma significativa. Acima desta faixa, o valor de tensão no substrato se mostrou sempre decrescente, indicando que camadas de revestimento mais espessas reduzem as tensões propagadas ao substrato. É interessante notar que, a despeito deste efeito benéfico no substrato, houve uma estabilização do valor de τ_{max} no revestimento, mesmo com o aumento de sua espessura.

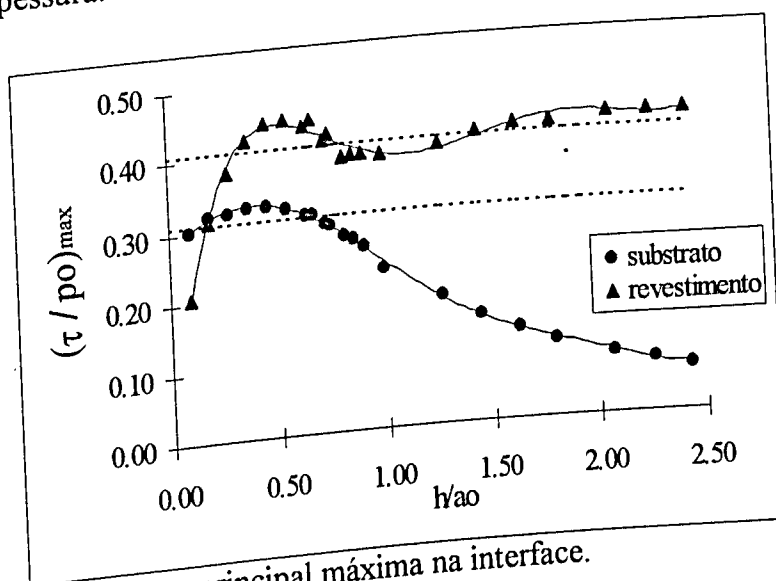


Figura 4-26: Tensão cisalhante principal máxima na interface.

A linha tracejada inferior representa o valor de $\tau_{max} = 0,31p_o$, no qual o substrato falha por deformação plástica. Para espessuras $h \leq 0,6a_o$, observou-se um aumento no valor de τ_{max} no substrato, aumentando a tendência de falha deste por deformação plástica. Como a deformação plástica do substrato é limitada pela camada de revestimento, um “concentrador de tensões” é gerado na interface, induzindo à nucleação de microtrincas interfaciais, o que está de acordo com a literatura [Godet, 1990], [Leroy, 1990]. A linha tracejada superior indica a tensão acima da qual existe uma tendência de deformação plástica do revestimento. Sendo esta de característica frágil, caso esta tensão seja ultrapassada, a probabilidade maior é de ocorrência de indução de microtrincas e não de deformação plástica no revestimento. É o que acontece para a faixa de espessuras compreendida entre $0,45a_o \leq h \leq 0,7a_o$ e para espessuras acima de $1,5a_o$. A nucleação destas microtrincas no interior do revestimento ou na interface é dependente da posição onde seja induzida esta tensão máxima, com visto na figura 4-23.

Na figura 4-27, a máxima tensão cisalhante interfacial, $(\tau_{rz})_{max}$, para o corpo de prova em função da espessura é mostrada, comparando-se os valores obtidos no revestimento com as máximas magnitudes de tensões cisalhantes no plano $r-z$ à mesma profundidade h .

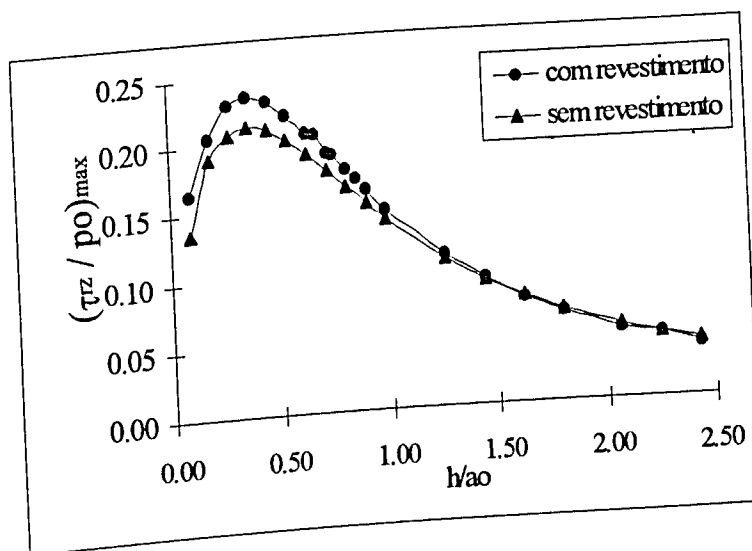


Figura 4-27: Máxima tensão cisalhante interfacial.

Observa-se na figura, que a tensão cisalhante interfacial máxima, $(\tau_{rz})_{max}$, apresenta um comportamento semelhante ao desta mesma tensão no caso não revestido, com uma magnitude ligeiramente superior na faixa de revestimentos finos, $0,089a_o \leq h \leq 1,0a_o$. Estes resultados

concordam como os obtidos por Komvopoulos [1988]. O aumento de intensidade de $(\tau_{rz})_{max}$ para camadas superficiais finas pode comprometer a aderência na interface caso a resistência interfacial não seja suficientemente alta. Este parâmetro de resistência é dado pela qualidade da interface formada no processo de deposição, envolvendo uma escolha adequada do sistema revestimento/substrato e do próprio sistema de deposição. Além disto, esta tensão pode induzir à nucleação de defeitos no revestimento. Este último efeito é mais significativo, pois como observado por Godet [1990], os mecanismos de falha de um revestimento são induzidos, preferencialmente, por tensões compressivas e trativas e não por cisalhamento interfacial.

A tabela 4-1 sumariza os mecanismos de falhas possíveis em função dos diversos campos de tensões obtidos.

Tabela 4-1: Mecanismos de falha possíveis

Espessura	Mecanismos de Falha
$0,089a_o \leq h \leq 0,2a_o$	1- Microtrincamento superficial 2- Deformação plástica no substrato; indução de microtrincas na interface 3- Perda de aderência interfacial; indução de microtrincas
$0,2a_o < h \leq 0,45a_o$	1- Microtrincamento superficial 2- Deformação plástica no substrato; indução de microtrincas na interface 3- Perda de aderência interfacial; indução de microtrincas
$0,45a_o < h \leq 0,6a_o$	1- Microtrincamento superficial e interfacial (predominância de superficial) 2- Deformação plástica no substrato; indução de microtrincas na interface 3- Perda de aderência interfacial; indução de microtrincas 4- Deformação plástica no revestimento → indução de microtrincas na interface
$0,6a_o < h \leq 0,7a_o$	1- Microtrincamento superficial e interfacial (predominância de superficial) 2- Perda de aderência interfacial; indução de microtrincas 3- Deformação plástica no revestimento → indução de microtrincas no revestimento
$0,7a_o < h \leq 1,0a_o$	1- Microtrincamento superficial e interfacial (predominância de interfacial) 2- Perda de aderência interfacial; indução de microtrincas
$1,0a_o < h \leq 1,5a_o$	1- Microtrincamento superficial e interfacial (predominância de interfacial)
$1,5a_o < h \leq 1,75a_o$	1- Microtrincamento superficial e/ou interfacial 2- Deformação plástica no revestimento → indução de microtrincas no revestimento 3- Nenhuma contribuição mecânica do substrato
$h > 1,75a_o$	1- Microtrincamento superficial e interfacial (predominância do superficial) 2- Deformação plástica no revestimento → indução de microtrincas no revestimento 3- Nenhuma contribuição mecânica do substrato

A figura 4-28 esquematiza as conclusões obtidas na tabela 4-1, trazendo os domínios de atuação dos diversos mecanismos de falha em um corpo revestido. A coloração mais acentuada indica a localização onde o microtrincamento interfacial e/ou superficial é predominante.

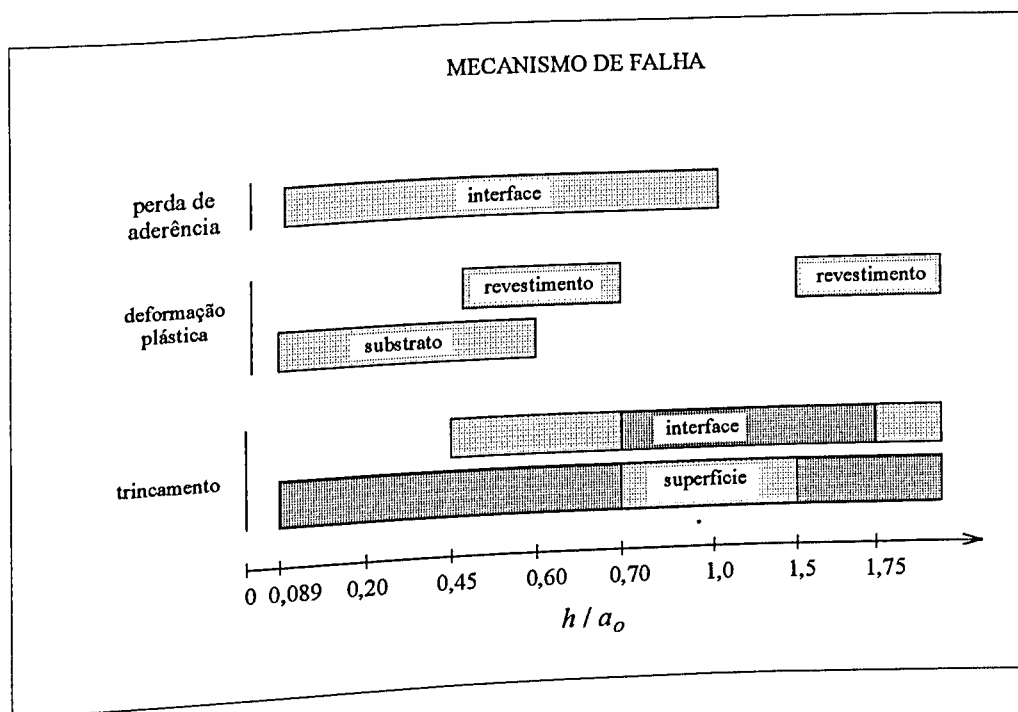


Figura 4-28: Mecanismos de falha do corpo revestido.

Pode-se concluir, a partir dos resultados obtidos, que revestimentos com espessuras abaixo de $0,6a_0$ apresentam desempenhos insatisfatórios pois, a tensão cisalhante principal apresenta um elevado valor conduzindo à falha do substrato por deformação plástica. Além disso, a tensão cisalhante interfacial, que apresenta níveis elevados até uma espessura, $h \leq 1,0a_0$, tende a promover a falha por perda de aderência interfacial. Ambas as tensões cisalhantes promovem, ainda, a nucleação de microtrincas na interface entre revestimento e substrato. A presença de tensões trativas superficiais e interfaciais elevadas aumentam o risco de falha por microtrincamento, devido à possibilidade de propagação de microtrincas preexistentes e nucleadas pelas tensões cisalhantes. Revestimentos mais espessos ($h > 1,0a_0$), apresentam uma diminuição na possibilidade de falha do substrato por deformação plástica e

de perda de aderência interfacial, com proteção efetiva do substrato e inibição da nucleação de microtrincas interfaciais. Porém a tendência à nucleação destas no interior do revestimento é, ainda, relativamente alta, devido aos valores elevados de τ_{max} no revestimento. O risco de propagação de microtrincas continua em camadas espessas devido à presença de altas tensões tratativas, principalmente na superfície do corpo revestido.

Até este momento, o atrito foi desconsiderado na interface de contato. São apresentados a seguir, os campos de tensões induzidos no corpo de prova homogêneo e, posteriormente, em corpos revestidos, considerando a presença de atrito entre as superfícies em contato (indentador/corpo de prova).

4.3- Efeito do atrito entre as superfícies de contato

Para verificar a contribuição do atrito na interface de contato, foi simulado o contato entre o corpo de prova e o indentador com um coeficiente de atrito interfacial, $\mu = 0,5$. A rigidez de adesão, KT , descrita no capítulo 3, foi estabelecida como, $KT = 0,0167KN$, ou seja, $KT = 5,7$ MN/m.

Inicialmente, foi analisado o efeito do atrito interfacial nos campos de deformações e de tensões desenvolvidos no corpo de prova homogêneo (não revestido). Os resultados obtidos, considerando o atrito são comparados aos resultados anteriores, obtidos na ausência de atrito.

Os campos de deslocamentos axiais, u_z , na superfície do corpo de prova são mostrados na figura 4-29. A seguir, a figura 4-30 apresenta o campo de deslocamentos radiais, u_r .

Na figura 4-29, a distribuição de deslocamentos dos elementos superficiais na direção axial apresenta a mesma forma obtida desprezando-se o atrito. As magnitudes destes deslocamentos também se mantiveram constantes, indicando a insensibilidade deste parâmetro ao atrito.

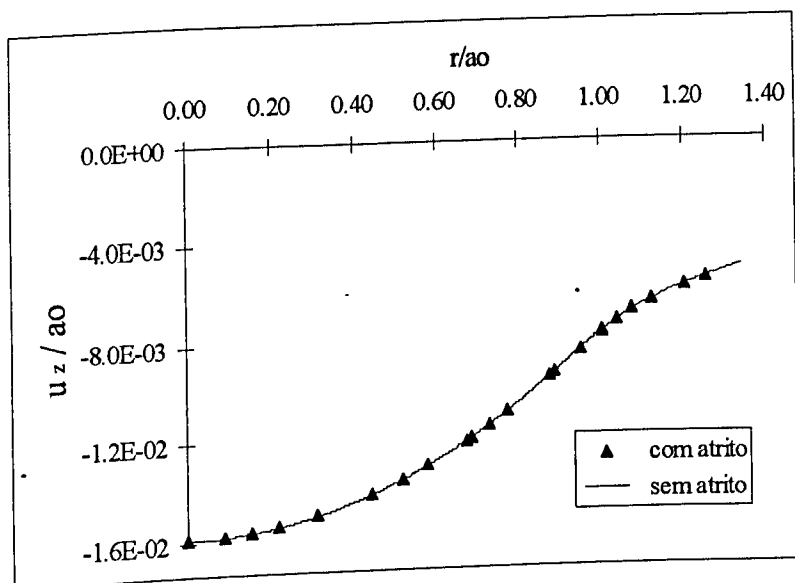


Figura 4-29: Deslocamento axial na superfície de contato.

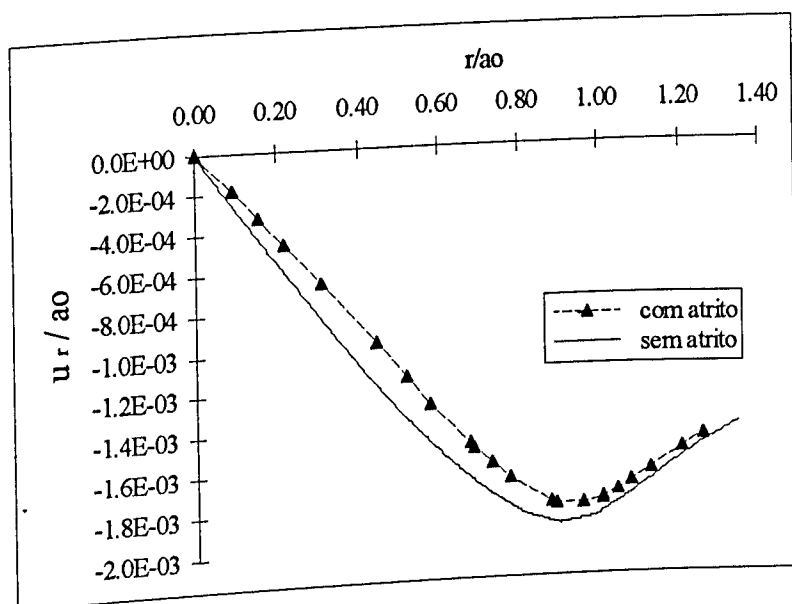


Figura 4-30: Deslocamento radial na superfície de contato.

Observa-se, na figura 4-30, que os deslocamentos radiais foram semelhantes aos obtidos na ausência de atrito. Houve uma redução significativa na magnitude de u_r , dentro da área de contato, $r \leq a_0$. Para $r > a_0$, os deslocamentos considerando ou não a existência de atrito apresentaram praticamente a mesma magnitude. Isto é coerente com o fato de que a tensão de atrito interfacial atua no sentido de impedir o movimento relativo entre as superfícies, o que é mais evidente dentro da área de contato.

Na figura 4-31, tem-se a distribuição de tensões normais axiais na superfície de contato. Como observado para u_z , a distribuição de tensões axiais superficiais não foi influenciada pela consideração da presença de atrito entre as superfícies em contato. Estes resultados concordam com os obtidos por Komvopoulos [1989] que não encontrou praticamente nenhuma a influência do atrito sobre o valor da pressão máxima de contato.

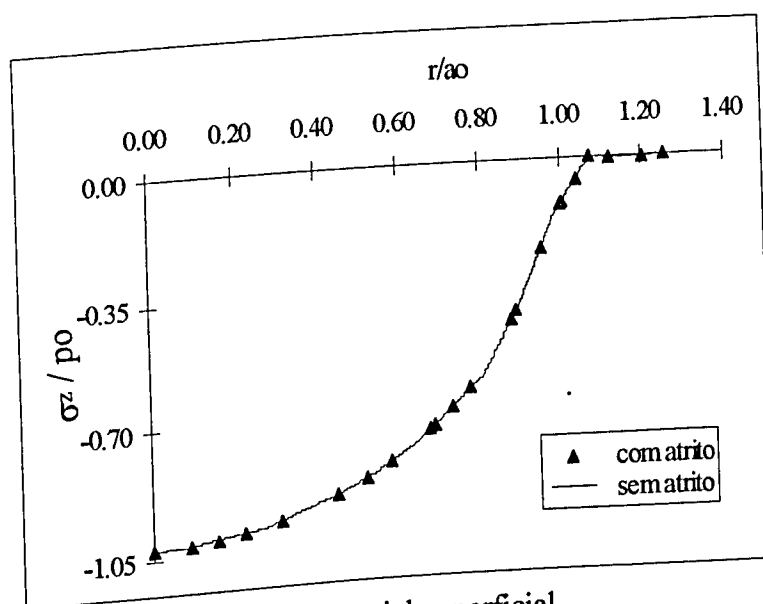


Figura 4-31: Distribuição de tensão normal axial superficial.

A comparação entre as distribuições de tensões normais radiais, σ_r , na superfície de contato é mostrada na figura 4-32.

A distribuição de tensões radiais apresenta, na presença de atrito, um comportamento semelhante ao encontrado desconsiderando o atrito. Seu comportamento foi compressivo dentro da área de contato e trativo a partir de $r = a_0$. As divergências entre as duas curvas se localizam na região próxima ao centro do contato, $r = 0$. O valor compressivo máximo da tensão é, em módulo, menor que o obtido na ausência de atrito. Isto pode ser explicado pela geração de tensões radiais trativas induzidas pelo atrito.

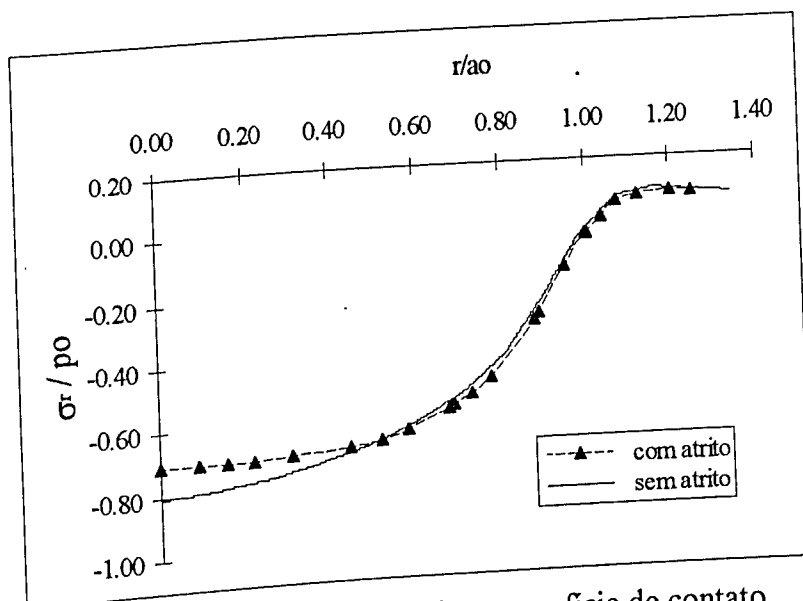


Figura 4-32: Distribuição de tensão normal radial na superfície de contato.

A figura 4-33 mostra a distribuição de tensões normais circunferenciais, σ_{θ} , na superfície de contato.

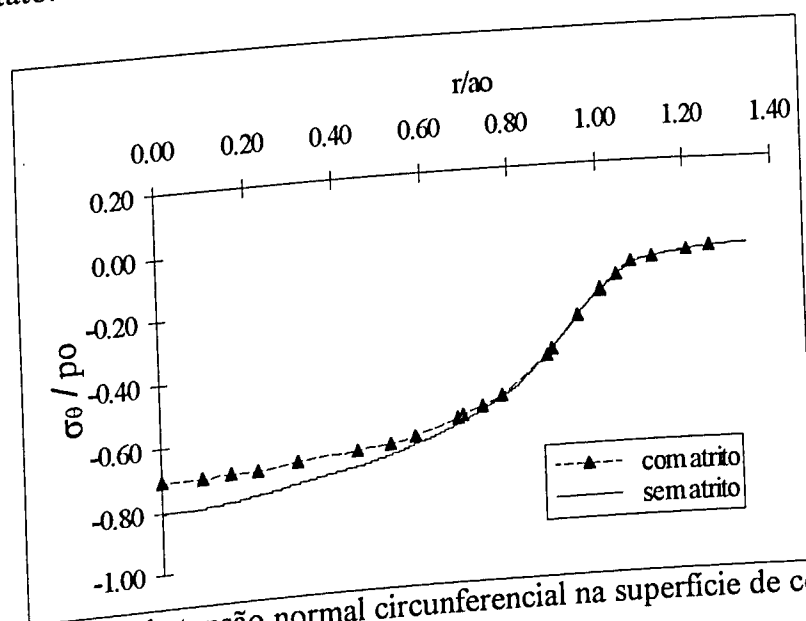


Figura 4-33: Distribuição de tensão normal circunferencial na superfície de contato.

A distribuição de tensões circunferenciais foi compressiva na superfície do corpo de prova. O valor máximo, em módulo, foi igual a $0,7 p_0$, no centro do contato, $r = 0$, como encontrado para a tensão radial. Isto também é explicado pela geração de tensões trativas na direção circunferencial na presença de atrito.

A figura 4-34 mostra a distribuição de tensões normais axiais ao longo do eixo de simetria do corpo de prova.

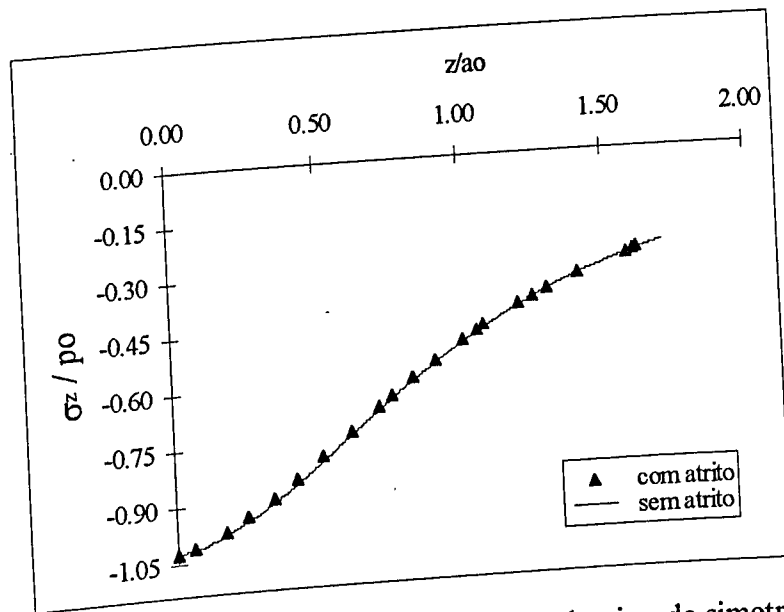


Figura 4-34: Distribuição de tensão normal axial ao longo do eixo de simetria.

Observa-se nesta figura que a tensão axial se manteve compressiva no interior do corpo, com comportamento indiferente à inclusão do atrito, concordando com o observado na superfície do corpo de prova.

A figura 4-35 apresenta os resultados obtidos para a distribuição de tensões normais radiais no interior do corpo de prova.

A distribuição de tensão radial apresentou uma pequena alteração somente próximo à superfície, $z = 0$. Este comportamento já foi observado para esta mesma tensão analisando-se a superfície de contato (figura 4-33).

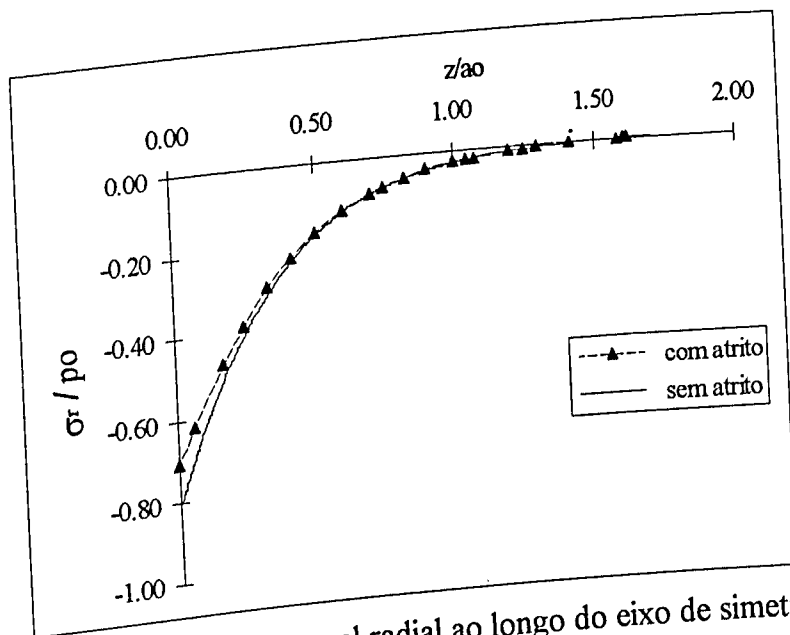


Figura 4-35: Distribuição de tensão normal radial ao longo do eixo de simetria.

As distribuições da tensão cisalhante principal, τ , são mostradas na figura 4-36.

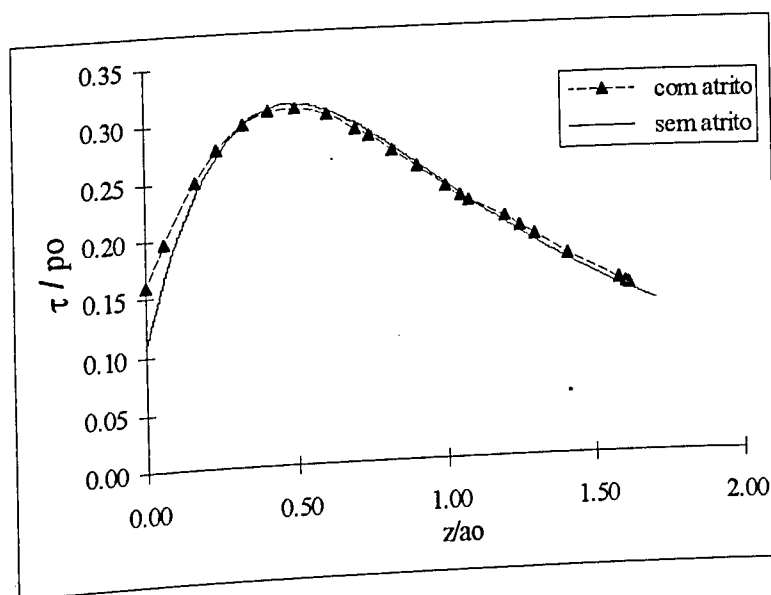


Figura 4-36: Distribuição de tensão cisalhante principal ao longo do eixo de simetria.

Observa-se, na figura acima, que seu comportamento foi influenciado pelo atrito apenas na região próxima à superfície, como ocorre com a tensão radial.

Conclui-se com base nos resultados obtidos, que somente os campos de tensões próximos à superfície e gerados no plano $(r-\theta)$, tensões σ_r e σ_θ , ou função destas, τ , são influenciadas pela presença das tensões interfaciais axissimétricas induzidas pelo atrito.

O microdeslizamento, descrito no capítulo 2, caracterizado por uma região central de adesão e uma periférica de deslizamento, não é observado para $\mu = 0,5$. Por isto, foi utilizado um coeficiente de atrito interfacial menor, $\mu = 0,05$. A área de adesão foi caracterizada por um raio, c , de $15,6 \mu\text{m}$, caracterizando a interface adesão/deslizamento dentro da área de contato em $0,6a_0$. A obtenção do raio de adesão é possível no ANSYS® por um processo semelhante ao descrito no início deste capítulo para a determinação de a_0 via “estado” do elemento de contato. Dentre os elementos ativos que estabelecem a dimensão do contato, os pertencentes à área de adesão são classificados como *em adesão* e os pertencentes à área de deslizamento como *deslizantes* [Ansys, 1992].

Os resultados obtidos com a variação do coeficiente de atrito, são apresentados somente para as tensões normais radiais e axiais. Estas tensões são suficientemente elucidativas das alterações obtidas nas distribuições de tensão com a variação do coeficiente de atrito. As outras distribuições de tensões como as normais circunferenciais ou as cisalhantes principais apresentaram comportamentos idênticos às mencionadas.

As distribuições de tensões normais radiais, σ_r , na superfície e no interior do corpo de prova são apresentadas nas figuras 4-37 e 4-38, respectivamente. Foram confrontados os resultados obtidos para coeficientes de atrito, $\mu = 0,05$ e $\mu = 0,5$.

Observou-se que, mesmo reduzindo o atrito interfacial para um valor 10 vezes menor, o comportamento e as magnitudes das tensões radiais não foram afetadas. Isto de certa forma não era esperado devido às alterações verificadas nas distribuições de tensão radial com a inclusão do atrito.

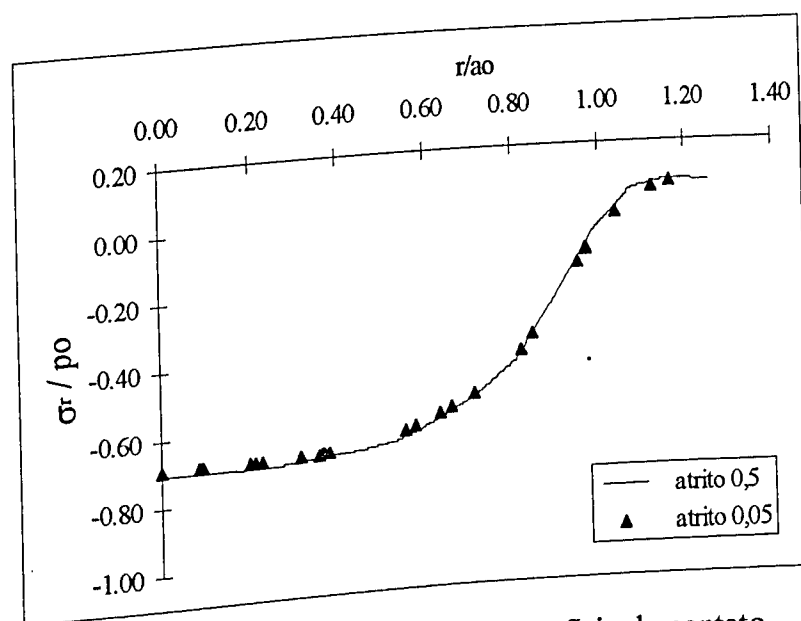


Figura 4-37: Distribuição de tensão normal radial na superfície de contato.

As figuras 4-39 e 4-40 apresentam as distribuições de tensões normais axiais na superfície e no interior do corpo de prova, ao longo do eixo de simetria. As tensões axiais também não são sensíveis a variações no coeficiente de atrito, como pôde ser observado pelos resultados nas figuras acima. Como as tensões axiais não sofrem nenhuma variação em suas distribuições com a inclusão do atrito, a insensibilidade à variação desta tensão com o valor do coeficiente de atrito já era esperada.

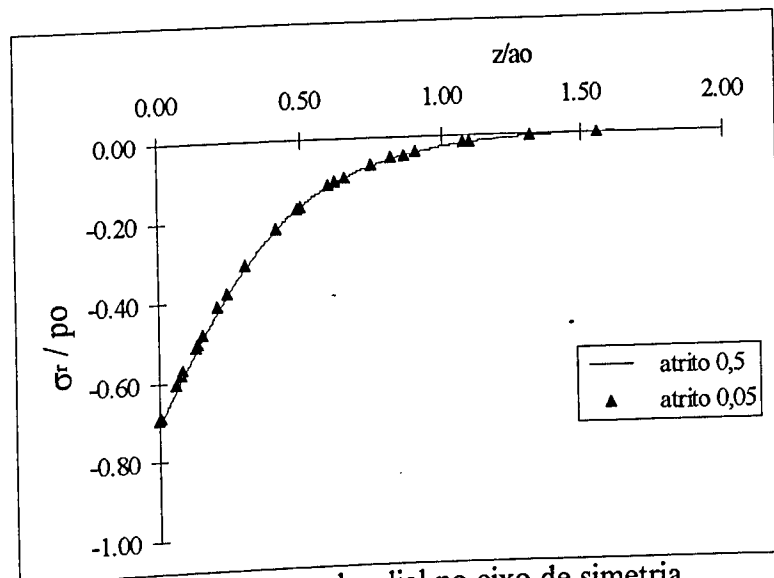


Figura 4-38: Distribuição de tensão normal radial no eixo de simetria.

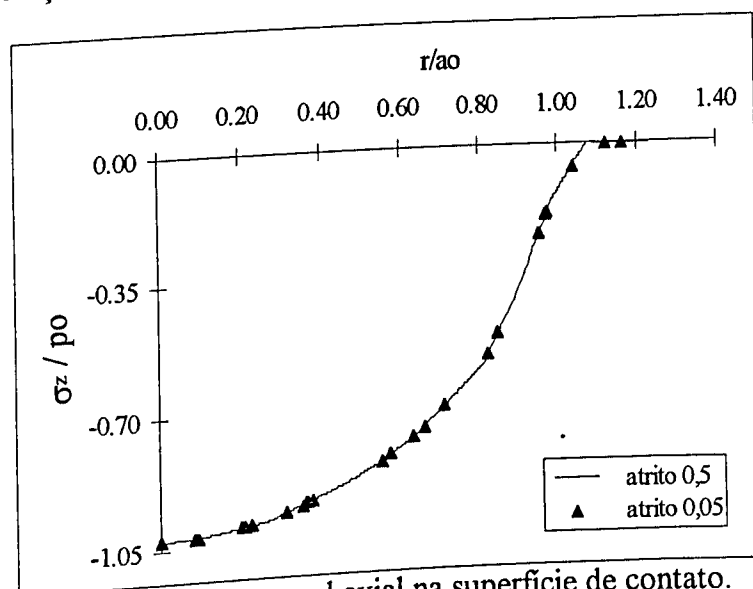


Figura 4-39: Distribuição de tensão normal axial na superfície de contato.

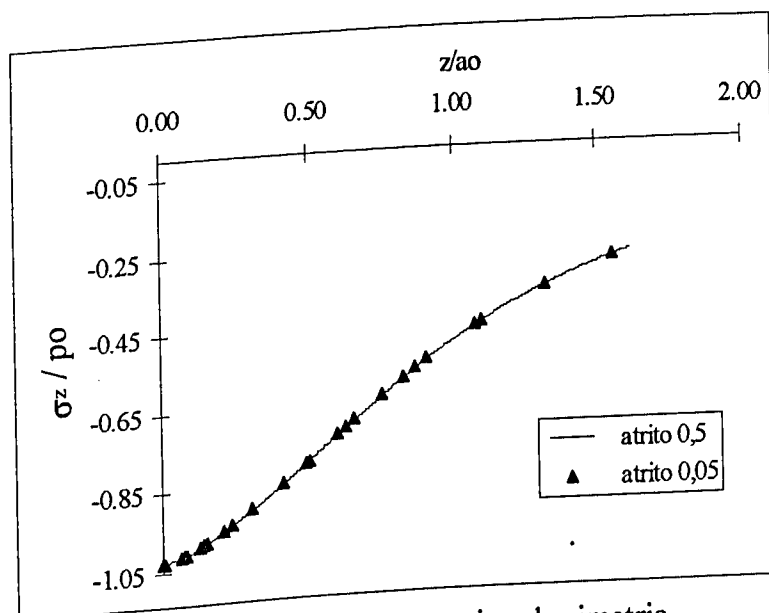


Figura 4-40: Distribuição de tensão normal axial no eixo de simetria.

Os resultados apresentados indicam que, apesar da identificação do microdeslizamento, os campos de tensões desenvolvidos no corpo de prova não apresentaram quaisquer modificações em comparação aos resultados anteriores, com $\mu = 0,5$. A ausência de modificações dos campos de tensões com o coeficiente de atrito pode ser justificada pelo tipo de sollicitação, exclusivamente na direção axial, imposta pelo penetrador ao corpo de prova.

A influência da espessura do revestimento, h , sobre as magnitudes máximas dos campos de tensões, tendo-se entre as superfícies em contato, um atrito, $\mu = 0,5$, é analisada a seguir, confrontando estes resultados com os obtidos na ausência de atrito, já vistos anteriormente.

A figura 4-41 apresenta o efeito do atrito nas magnitudes máximas de tensão normal radial, $\sigma_{r_{max}}$, na superfície de contato, ou seja, desenvolvidas sobre o revestimento.

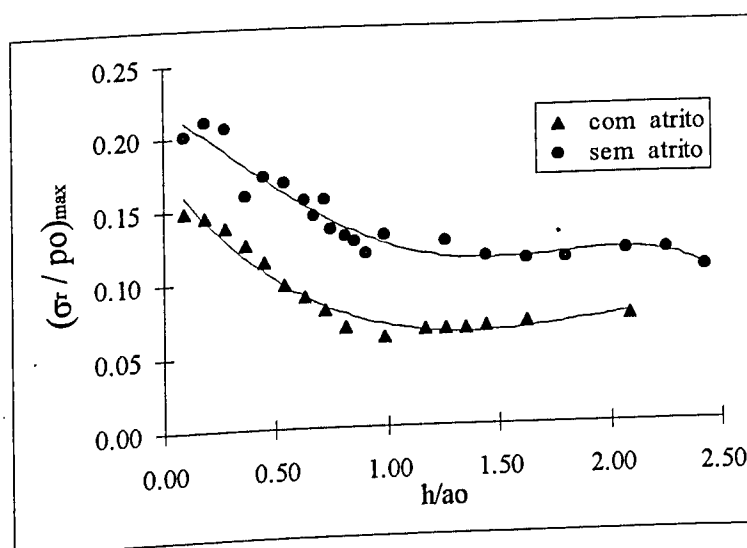


Figura 4-41: Magnitudes máximas de tensão normal radial na superfície de contato.

As tensões radiais superficiais observadas foram sempre trativas, favorecendo o microtrincamento. A inclusão do atrito diminuiu a magnitude de $\sigma_{r_{max}}$, devido à indução de tensões compressivas no final do contato [Johnson, 1987]. Isto reduz a tendência de propagação de trincas superficiais.

A comparação entre as tensões radiais máximas superficiais e as máximas interfaciais é mostrada na figura 4-42.

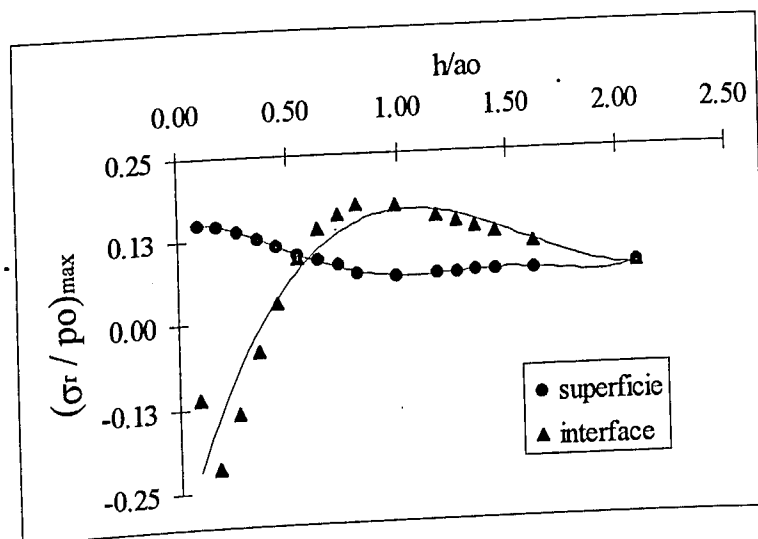


Figura 4-42: Comparação entre as magnitudes máximas de tensões radiais no revestimento.

Comparando as magnitudes máximas encontradas na interface e na superfície, para $h \leq 0,40a_0$, conclui-se que, se houver condições para microtrincamento, este deve ser superficial devido ao campo de tensões interfaciais ser compressivo. Para $0,4a_0 < h \leq 0,6a_0$, pode ocorrer tanto microtrincamento superficial quanto interfacial com predominância de superficial devido aos maiores valores de tensões trativas obtidos. Para espessuras na faixa $0,6a_0 < h \leq 2,0a_0$, a predominância é de microtrincamento interfacial. Para espessuras maiores, $h > 2,0a_0$, volta a ocorrer uma leve tendência a microtrincamento superficial, embora a propagação de trincas em ambas as posições seja possível.

Na figura 4-43 são mostradas as magnitudes máximas de tensão normal radial, $\sigma_{r,max}$, encontradas na interface. Por serem de maior magnitude e terem um papel fundamental no microtrincamento interfacial, são mostradas apenas as tensões radiais desenvolvidas sobre o revestimento. A presença do atrito não alterou a forma nem a magnitude da tensão radial máxima desenvolvida no revestimento, na interface revestimento/substrato.

A figura 4-44 mostra as máximas magnitudes de tensão axial, $\sigma_{z,max}$, desenvolvidas no corpo de prova. Os valores máximos de tensão axial apresentaram uma pequena diminuição em relação aos observados desconsiderando-se o atrito. A espessura, h , a partir da qual o corpo se

comporta unicamente com as propriedades do revestimento continua sendo a mesma, $h \approx 1,5a_0$.

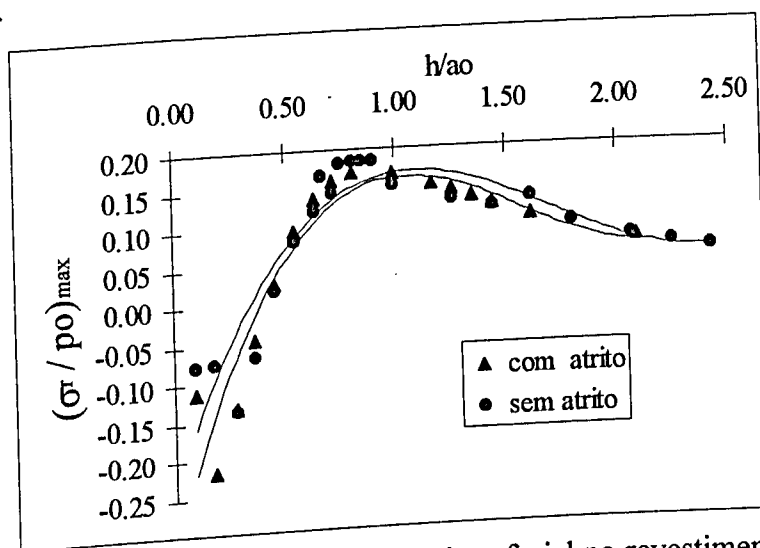


Figura 4-43: Magnitudes máximas de tensão radial interfacial no revestimento.

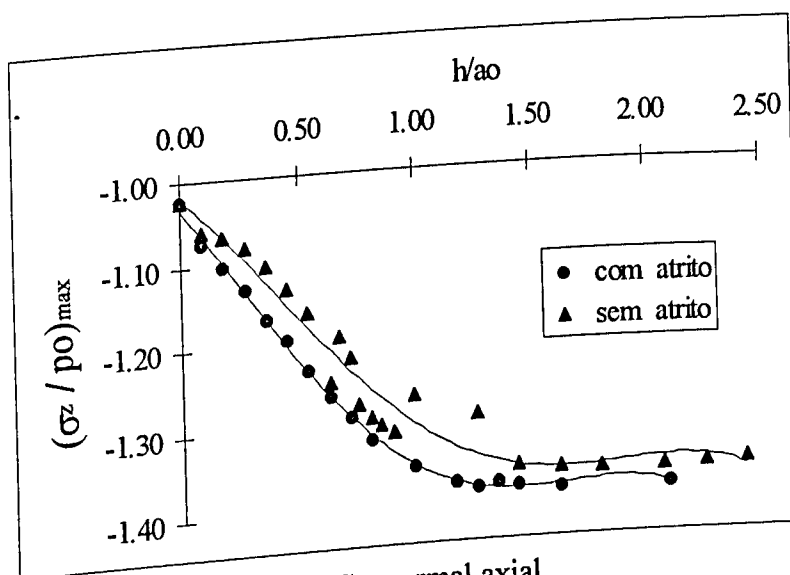


Figura 4-44: Máximas magnitudes de tensão normal axial.

Os valores máximos de tensão cisalhante principal, τ_{max} , encontrados no revestimento e no substrato são apresentados nas figuras 4-45 e 4-46, respectivamente.

Em ambas as figuras observou-se que o valor da tensão indutora de deformação plástica, τ_{max} , não foi influenciada pela inclusão do atrito, tanto no revestimento quanto no substrato.

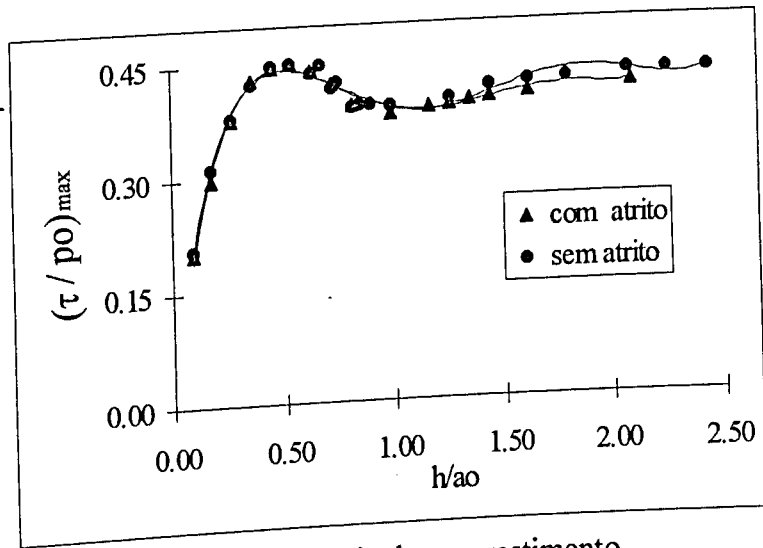


Figura 4-45: Máxima tensão cisalhante principal no revestimento.

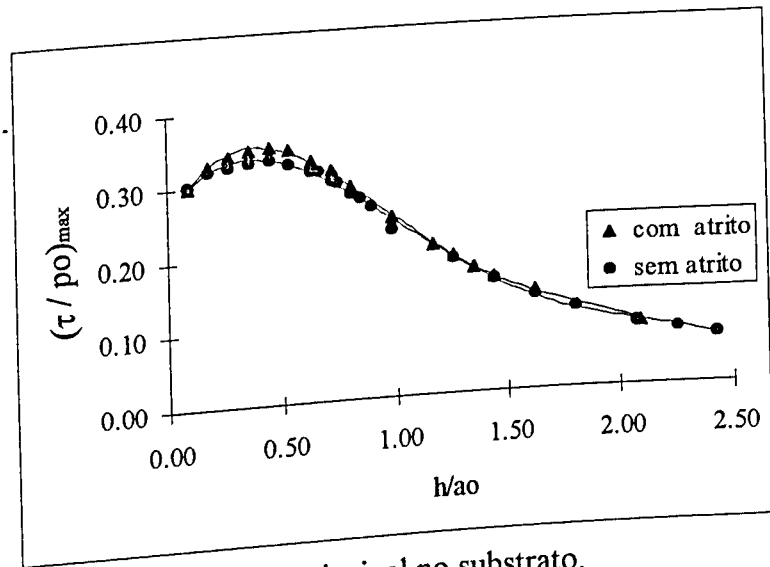


Figura 4-46: Máxima tensão cisalhante principal no substrato.

A figura 4-47 mostra a influência do atrito nas magnitudes das tensões cisalhantes interfaciais máximas, $\tau_{rz_{max}}$. Observa-se que, para $h \leq 0,6a_0$, ocorreu um aumento na magnitude de $\tau_{rz_{max}}$ com a consideração do atrito. Para $h > 0,6a_0$, não foi observada nenhuma variação significativa. Tendo em vista o aumento da tensão interfacial com a inclusão de atrito, têm-se um acréscimo significativo na possibilidade de ocorrência de perda de aderência na faixa de espessuras compreendida entre $0,089a_0 \leq h \leq 1,2a_0$, figura 4-48.

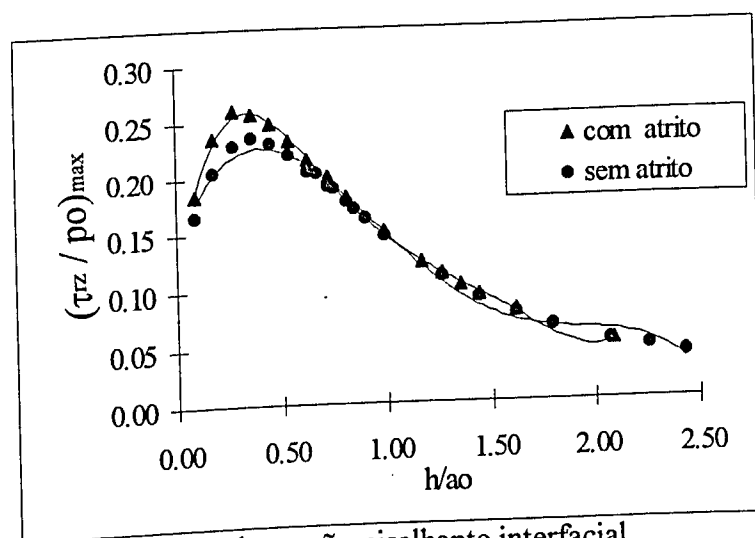


Figura 4-47: Magnitudes máximas de tensão cisalhante interfacial.

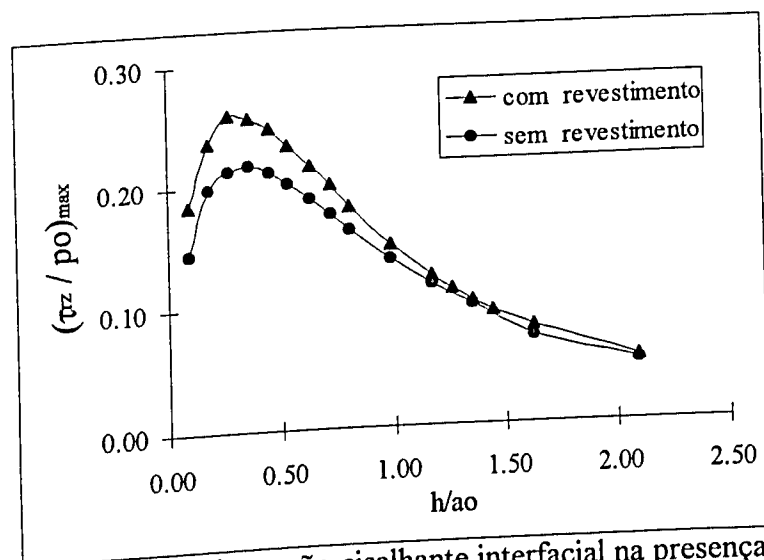


Figura 4-48: Magnitude máxima da tensão cisalhante interfacial na presença de atrito.

Nas alterações observadas com a consideração do atrito, principalmente, nos campos de deslocamentos radiais e nas distribuições de tensões normais radiais e circunferenciais, fica evidente o caráter fundamentalmente interfacial do atrito. A figura 4-49, de forma análoga à figura 4-28, traz os mecanismos de falha atuantes no corpo revestido na presença de atrito interfacial.

Comparando-se as figuras 4-28 e 4-49, observa-se que, a inclusão do atrito influenciou nas faixas de domínio dos mecanismos de falha por perda de aderência e microtrincamento interfacial. Embora o microtrincamento interfacial tenha se tornado mais freqüente neste caso, o que ocorreu realmente foi a redução nas magnitudes de tensões trativas superficiais ao longo

de toda a faixa de espessuras analisada. A tensão cisalhante interfacial, porém apresentou magnitudes significativamente maiores.

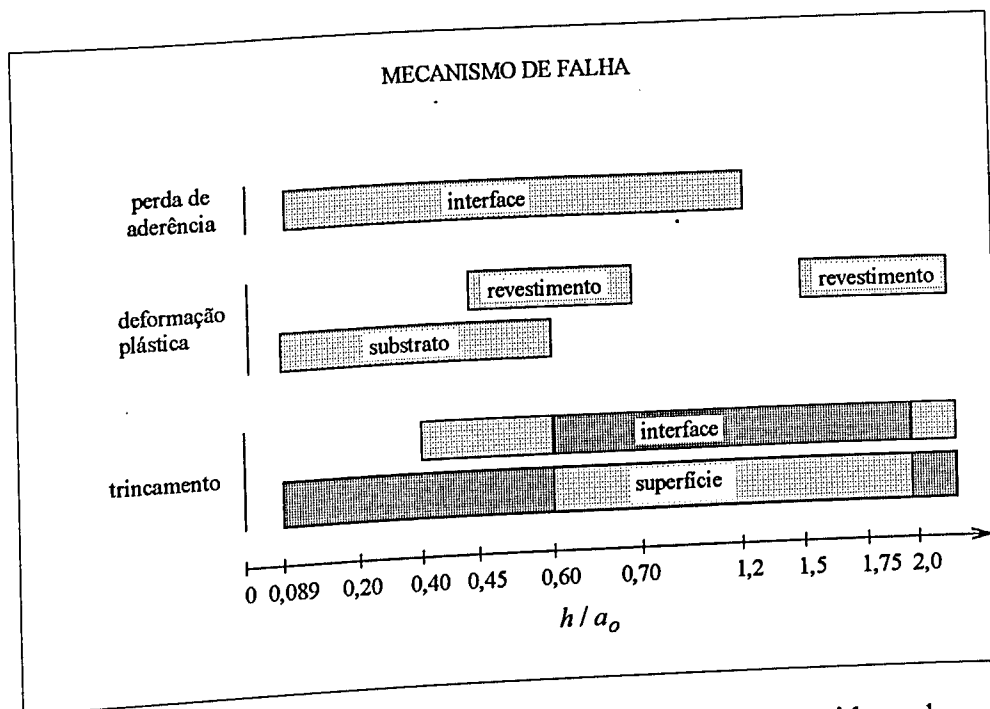


Figura 4-49: Mecanismos de falha atuantes em um corpo revestido considerando o atrito.

Tanto na presença como na ausência de atrito, os mecanismos de falha interfaciais são os preferenciais para a atuação em revestimentos finos, $0,6a_0 < h < 1,2a_0$. É de fundamental importância, então, garantir a qualidade interfacial do corpo revestido, o que é dado pela escolha adequada dos materiais compondo o sistema revestimento/substrato e do próprio método de aplicação do revestimento.

Revestimentos de espessuras superiores a $1,2a_0$, apresentam baixas magnitudes de tensão interfacial, inibindo a falha por perda de aderência. A presença de tensões trativas interfaciais e superficiais, embora em níveis decrescentes de magnitude, se estabilizam em um patamar significativo. Porém, é importante observar que, para revestimentos com estas espessuras, a participação mecânica do substrato no desempenho do corpo revestido é praticamente nula.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES

- 1) O método dos elementos finitos se mostrou satisfatório para a simulação do contato elástico entre superfícies. Através da análise dos campos de tensões cisalhantes e normais induzidos em corpos revestidos observou-se que:
- 2) O desempenho do corpo revestido é sensível à espessura da camada de revestimento adicionada. Revestimentos mais rígidos que o substrato aumentam a resistência à deformação do material revestido e sua eficiência pode ser observada pelos menores níveis de tensões propagadas no substrato.
- 3) Revestimentos extremamente finos, de espessuras inferiores a 10% de a_o , não têm nenhuma participação mecânica no desempenho do corpo revestido, cuja atuação depende, neste caso, apenas das propriedades mecânicas do substrato.
- 4) Revestimentos finos, de espessura menor que 60% a_o , não são recomendados, pois o nível de tensão cisalhante principal no substrato é ampliado, conduzindo à falha do substrato por deformação plástica.
- 5) Revestimentos cujas espessuras se situam na faixa compreendida entre 60% a 120% de a_o , apresentam tensões cisalhantes interfaciais, responsáveis pela perda de aderência, com elevadas amplitudes e o processo de falha pode ser induzido se a resistência interfacial não for suficientemente alta. Além disto, mesmo não havendo perda de aderência, esta tensão pode ser alta o bastante para permitir nucleação de microtrincas interfaciais. As tensões cisalhantes principais máximas no revestimento ocorrem na interface revestimento/substrato, nucleando microtrincas que, na presença de tensões trativas, se propagam promovendo a falha do revestimento.
- 6) Revestimentos cujas espessuras se localizam acima de $1,2a_o$ atuam mecanicamente como corpos compostos exclusivamente pelo material do revestimento.
- 7) O aumento da espessura do revestimento conduz à ocorrência de mecanismos de falha, preferencialmente, no interior do revestimento, em detrimento dos mecanismos interfaciais.

- 8) O mecanismo de falha por microtrincamento superficial é atuante em toda a faixa de espessuras estudada e, principalmente, em revestimentos finos. Portanto, o controle da qualidade superficial do revestimento é extremamente necessário para se obter um material revestido com desempenho adequado para as aplicações pretendidas.
- 9) O atrito na interface de contato reforça a atuação dos mecanismos de falha interfaciais como a perda de aderência e o microtrincamento interfacial, reduzindo a tendência de microtrincamento superficial.
- 10) Os campos de tensões induzidos em sollicitação axial mostraram-se insensíveis a variações do coeficiente de atrito na interface de contato.

A metodologia abordada, utilizando o método dos elementos finitos, para a análise de campos de tensões induzidos por contato elástico de corpos revestidos mostrou-se eficiente e apresenta-se como uma alternativa importante para o estudo do comportamento mecânico de materiais resistentes ao desgaste.

CAPÍTULO 6

SUGESTÕES DE CONTINUIDADE

O modelo de elementos finitos construído neste trabalho possibilitou a determinação dos campos de tensões induzidos em contatos de corpos revestidos. Foram impostas duas condições simplificadoras importantes: 1) carregamento estático foi aplicado, exclusivamente, na direção axial do modelo geométrico; 2) campos de tensões induzidos se mantiveram dentro do regime elástico.

Na continuação deste trabalho, é essencial caracterizar a distribuição dos campos de tensões no material revestido considerando as deformações plásticas dos materiais em contato. Sabe-se que o limite de escoamento do material, σ_e , define a tensão acima da qual o material dútil (no caso, o substrato), deixa de se deformar elasticamente e passa a sofrer deformações permanentes. E, devido ao processo de encruamento do material, a resistência à deformação cresce à medida que este se deforma plasticamente. Para considerar este comportamento plástico no modelo de elementos finitos, é necessário caracterizar completamente a curva tensão x deformação ($\sigma \times \varepsilon$) do substrato. Uma simplificação pode ser feita desconsiderando o efeito do encruamento, isto é, após o escoamento do substrato, este se deforma plasticamente sob tensão constante ($\sigma = \sigma_e$). Dessa forma, então especifica-se apenas o limite de escoamento do material.

Caracterizar os campos de tensões em contatos deslizantes aumenta consideravelmente a complexidade de geração dos elementos estruturais e dos elementos de contato do modelo de elementos finitos. Com a consideração de movimento relativo na interface de contato, aplicação de carregamento tangencial ou de velocidade relativa, o modelo perde a axissimetria de carregamento, embora, geometricamente, continue a ser axissimétrico. Por este motivo, o modelo deixa de ser axissimétrico sendo, então necessário gerá-lo tridimensionalmente, o que aumenta o número de elementos e, conseqüentemente, de graus de liberdade do sistema.

CAPÍTULO 7

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [Adamiker, 1990] Adamiker, M.D. et alli, *FEM-simulation of damage in coated samples caused by wedge-shaped bodies*, Vacuum , 41(4-6):1310-1313, 1990.
- [Ansys, 1992] ANSYS® User's Manual for Revision 5.0 , Swanson Analysis Systems, Inc., 1992.
- [Barbosa, 1993] Barbosa, H.J.C. e Borges, C.C.H., *Um método de lagrangeano aumentado para problemas de contato em elasticidade*, Anais do XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM) , ABCM, 1:173-176, dezembro, 1993.
- [Barovitch, 1964] Barovitch, D. et alli, *Stresses on a trip or slab with different elastic properties from that of the substrate due elliptically distributed load*, International Journal of Engineering Science, 2:253-268, 1964.
- [Björklund, 1994] Björklund, S. e Sören, A., *A numerical method for elastic contacts subjected to normal and tangential loading*, Wear , 179:117-122, 1994.
- [Bushan, 1991] Bushan, B. e Gupta, B.K., Handbook of Tribology , McGraw-Hill Inc., Nova York, 1991.
- [Budynas, 1977] Budynas, R.G., Advanced Strength and Applied Stress Analysis, McGraw-Hill Kogakusha, Tokyo, 1977.
- [Cai, 1992] Cai, X., *Finite-element method for simulation of elasto-plastic indentations by various indentors*, Journal of Materials Science Letters , 11:1527-1531, 1992.

- [Desai, 1972] Desai, C.S. e Abel, J.F., Introduction to the Finite Element Method, Van Nostrand Reinhold Company Inc., New York, 1972.
- [Evans, 1977] Lawn, B.R. e Evans, A.G., *A model for crack initiation in elastic/plastic indentation fields*, Journal of Materials Science, 12:2195-2199, 1977.
- [Eyre, 1992] Eyre, T.S., *Selection and Application of Surface Treatments and Coatings in Tribology*, Course on Tribology, Brunell University, London, 1992.
- [Gladwell, 1980] Gladwell, G.M.L., Contact Problems in the Classical Theory of Elasticity, Alphen aan den Rijn: Sijthoff and Noordhoff, 1980.
- [Glossary, 1969] Glossary of Terms and Definitions in the Field of Friction, Wear and Lubrication, OECD, Paris, 1969.
- [Godet, 1990] Godet, M. et alli, *Coating Design Methodology*, Mechanics of Coatings, Elsevier Science Publishing Inc., pp. 53 a 59, 1990.
- [Gupta, 1973] Gupta, P.K. et alli, *Stress distributions in plane strain layered elastic solids subjected to arbitrary boundary loading*, ASME Journal of Lubrication Technology, 427-433, outubro, 1973.
- [Gupta, 1974] Gupta, P.K. e Walowit, J.A., *Contact stresses between an elastic cylinder and a layered elastic solid*, ASME Journal of Lubrication Technology, 250-257, abril, 1974.
- [Hamilton, 1966] Hamilton, G.M. e Goodman, L.E., *The stress created by a circular sliding contact*, ASME Journal of Applied Mechanics, 371-376, junho, 1966.
- [Halling, 1978] Halling, J., Principles of Tribology, The Macmillan Press Ltd., Londres, 1978.
- [Honeycombe, 1985] Honeycombe, R.W.K., The Plastic Deformation of Metals, Edward Arnold Ltd., London, 1985.

- [Ihara, 1986a] Ihara, T. et alli, *A finite element analysis of contact stress and strain in an elastic film on a rigid substrate - Part I: zero friction*, ASME Journal of Tribology, 108:527-533, outubro, 1986.
- [Ihara, 1986b] Ihara, T. et alli, *A finite element analysis of contact stress and strain in an elastic film on a rigid substrate - Part II: with friction*, ASME Journal of Tribology, 108:534-539, outubro, 1986.
- [Jaffar, 1988] Jaffar, M.J., *A numerical solution form axisymetric contact problems involving rigid indenters on elastic layers*, Journal of Mechanics and Physics Solids, 36(4):401-416, 1988.
- [Johnson, 1987] Johnson, K.L., Contact Mechanics, Cambridge University Press, Cambridge, 1987.
- [Kenedy, 1990] Kenedy, F.E. e Tang, L., *Factors affecting the sliding performance of titanium nitride coatings*, Mechanics of Coatings, Elsevier Science Publishing Inc., pp. 409-415, 1990
- [Komvopoulos, 1988] Komvopoulos, K., *Finite element analysis of a layered elastic solid in normal contact with a rigid surface*, ASME Journal of Tribology, 110:477-485, julho, 1988.
- [Komvopoulos, 1989] Komvopoulos, K., *Elastic-plastic finite element analysis of indented layered media*, ASME Journal of Tribology, 111:477-485, julho, 1989.
- [Kucharski, 1994] Kucharski, S. et alli, *Finite-elements model for the contact of rough surfaces*, Wear, 177:1-13, 1994.
- [Laursen, 1992] Laursen, T.A. e Simo, J. C., *A study of the mechanics of microindentation using finite elements*, Journal of Materials Research, 7(3):618-626, março, 1992.

- [Leroy, 1990] Leroy, J.M. e Villechaise, B., *Stress determination in elastic coatings and substrate under both normal and tangential loads*, Mechanics of Coatings, Elsevier Science Publishing Inc., pp. 195-201, 1990.
- [Matthewson, 1981] Matthewson, M.J., *Axisymmetric contact on thin compliant coatings*, Journal of Mechanics and Physics of Solids, 141:29-89, 1981.
- [Metals, 1982] Metals Handbook[®], ASM, 9ª edição, Metals Park, Ohio, 1982.
- [Montmitonnet, 1993a] Montmitonnet, P. e Edlinger M.L., Felder, E., *Finite element analysis of elastoplastic indentation: Part I: Homogeneous media*, ASME Journal of Tribology, 115:11-14, janeiro, 1993.
- [Montmitonnet, 1993b] Montmitonnet, P. Edlinger M.L. Felder, E., *Finite element analysis of elastoplastic indentation: Part II: Application to hard coatings*, ASME Journal of Tribology, 115:15-19, janeiro, 1993.
- [Munisamy, 1995] Munisamy, R.L. et alli, *The solution of the contact between a tilted circular rigid punch and an elastic half-space*, Wear, 184:93-95, 1995.
- [PADCT,1992] Projeto Tribologia de Novos Materiais, Processo nº 620136/92-8 PADCT II / SNM, em curso no Laboratório de Tribologia e Materiais, Universidade Federal de Uberlândia.
- [Rickerby, 1991] Rickerby, D.S. e Matthews, A., Advanced Surface Coatings: a Handbook of Surface Engineering, Chapman and Hall Inc., New York, 1991.
- [Schey, 1984] Schey, J.A., Tribology in Metalworking, Friction, Lubrication and Wear, ASM, 2ª edição, Metals Park, Ohio, 1984.
- [Shames, 1975] Shames, I.H., Introduction to Solid Mechanics, Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1975.

- [Spence, 1975] Spence, D.A., *The Hertz contact problem with finite friction*, Journal of Elasticity, 5(3-4): 297-319, novembro, 1975.
- [Sun, 1991] Sun, Y. e Bell, T., *Plasma surface engineering of low alloy steel*, Materials Science and Engineering, A140: 419-434, 1991.
- [Tangena, 1985] Tangena, A.G. e Hurkx, G.A.M., *Calculations of mechanical stresses in electrical contact situations*, IEEE Transactions of Components, Hybrids and Manufacturing Technology, 8(1):13-20, março, 1985.
- [Tian, 1991] Tian H. e Saka, N., *Finite element analysis of an elastic-plastic two-layer half-space: normal contact*, Wear, 148(47-68), 1991.
- [Tian, 1992] Tian H. e Saka, N., *Finite element analysis of interface cracking in sliding contacts*, Wear, 155(163-182), 1992.
- [Tu, 1967] Tu, Y., *A numerical solution for an axially symmetric contact problem*, Journal of Applied Mechanics, Transactions of ASME, 283-286, junho, 1967.
- [Ugural, 1975] Ugural, A.C. e Fenster, S.K., Advanced Strength and Applied Elasticity, Ed. Elsevier, New York, 1975.
- [Verhoeven, 1974] Verhoeven, J.D., Fundamentals of Physical Metallurgy, John Wiley & Sons, New York, 1974. .
- [Weaver, 1984] Weaver Jr., W. e Johnston, P.R., Finite Elements for Structural Analysis, Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1984.

ANEXO I

Aspectos Complementares da Modelagem do Contato

A geometria do elemento *CONTAC48* é mostrada na figura I-1. Contato é estabelecido quando as duas superfícies se interpenetram. Isto é definido pelos movimentos relativos do nó-contato, *K*, e da linha-alvo, *I-J*.

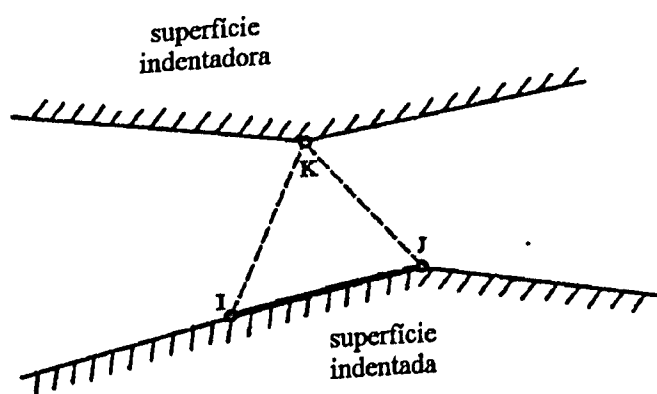


Figura I-1: Geometria do elemento *CONTAC48*.

Para uma caracterização precisa da interface de contato se faz necessário o emprego de um número de elementos de contato acima do número que se considera atuante no contato. Inicialmente, utiliza-se um algoritmo denominado *pinball* para efetuar a distinção entre nós-contato que estejam em contato, *ativos*, e nós passíveis de entrar em contato, *potencialmente ativos*, dos inabilitados de entrar em contato, *inativos*. Este algoritmo traça uma região circular de raio igual a 1,5 vezes o comprimento da linha-alvo, centrada nesta linha, como mostra a figura I-2. Os nós-contato inseridos no campo tracejado são potencialmente ativos ou ativos em função de seu posicionamento em relação às linhas-alvo. Nós-contato localizados fora do campo são considerados inativos e não participam do processo de penetração.

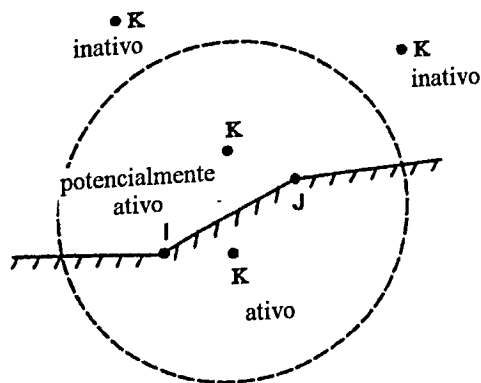


Figura I-2: Definição de proximidade e afastamento do campo de contato

Depois da eliminação dos nós-contato inativos, os elementos de contato são construídos, associando-se uma única linha-alvo ao nó-contato. A figura I-3 mostra o nó-contato situado em uma posição em que é possível associá-lo a duas linhas-alvo. No caso, o nó-contato pode ser ligado tanto à linha-alvo $I'-J'$ quanto à linha $I''-J''$, e possibilitando a formação de vazios e sobreposições nas intercessões de contato, figura I-4.

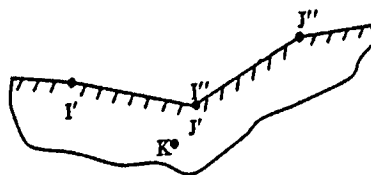


Figura I-3: Nó-contato com duas linhas-alvo com possibilidade de contato

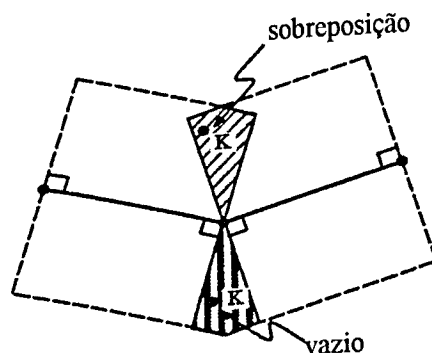


Figura I-4: Vazios e sobreposições em uma intercessão de contato

Para identificar a qual linha-alvo está associada o nó-contato e, com isto, solucionar o problema destas sobreposições e vazios são criados elementos sólidos denominados *pseudo-elementos*. Estes elementos gerados, têm o objetivo de restringir a linha-alvo em cada iteração, permitindo a identificação de qual linha é referida ao nó-contato, como mostra a figura I-5. O algoritmo de geração dos pseudo-elementos recebe o mesmo nome e gera estes elementos temporariamente, pois são formados, no processo de solução, a cada iteração e caracterizados por uma matriz rigidez nula quando inativos.

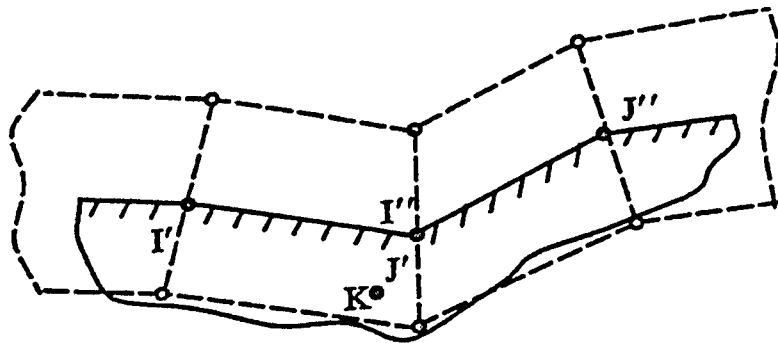


Figura I-5: Pseudo-elemento