**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO E IMPLEMENTAÇÃO DE
METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO DA GEOMETRIA
DO *BLANK* EM PROCESSOS DE CONFORMAÇÃO DE
CHAPAS METÁLICAS**

Eng^o MARIANO EDUARDO MORENO

**Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São
Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos
requisitos para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica**

ORIENTADOR: Prof. Dr. Jonas de Carvalho

São Carlos

2000

*Aos meus pais René e Margarita
e aos meus irmãos Ignácio, Patrícia e Ramón*

Agradecimentos

Ao Professor Jonas de Carvalho, pela dedicação, orientação e amizade.

Aos Professores João Lirani, Sérgio Persival Baroncini Proença e Hazim Ali Al-Qureshi pelas valiosas contribuições dadas a este trabalho.

Aos colegas e amigos Neilor, Volnei e Toddy pelas discussões e sugestões.

Aos demais colegas do grupo CAD-CAE, Godoy, Panamá, Geraldo, Hubinger, Torres, Giovanni, Amauri e Zilda pelo apoio e amizade.

Aos amigos Rodrigo, Kelen, Fabiana, Gi, Luciano, Barrão, Barata, Lu, Claudião, Dinho, De Marqui, Rogerinho, Vanessa, Adriano, Klaus, Celso, Alexandre, Teodora e Ana Lúcia.

Às secretárias da pós-graduação Beth e Ana Paula, pela eficiência na resolução de questões burocráticas.

Às demais pessoas que contribuíram direta ou indiretamente na realização deste trabalho.

À FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pela bolsa de estudo sem a qual seria impossível a realização deste trabalho.

Sumário

Lista de figuras	iii
Lista de tabelas	vii
Lista de abreviaturas e siglas	viii
Lista de símbolos	ix
Resumo	xii
<i>Abstract</i>	xiii
1 Introdução	01
1.1 Simulação de processos de conformação mecânica	01
1.2 Conteúdo da dissertação	02
2 Revisão bibliográfica	04
2.1 Conformação de chapas metálicas	04
2.2 Plasticidade	06
2.2.1 Critérios de escoamento	11
2.2.2 Potencial plástico e regra de fluxo	13
2.2.3 Encruamento	14
2.2.4 Anisotropia plástica	16
2.3 Procedimento de análise por Elementos Finitos	19
2.3.1 Pré-processamento	20
2.3.2 Solução (<i>solver</i>)	21
2.3.3 Pós-processamento	21
2.3.4 Aplicação do método dos Elementos Finitos a problemas de conformação de metais	21
2.3.5 Obstáculos para a simulação do processo de deformação	23
2.4 Equações de movimento	24
2.4.1 Princípio dos deslocamentos virtuais	24

2.4.2 Condições de contato	28
2.4.3 Atrito	31
2.5 Abordagem dinâmica-explícita	32
2.5.1 Método das diferenças centrais	32
2.6 Metodologias de otimização do perfil do <i>blank</i>	34
3 Materiais e métodos	39
3.1 Metodologia proposta	39
3.1.1 Procedimento de obtenção das coordenadas da geometria	41
3.1.2 Obtenção dos valores iniciais	43
3.2 Modelagem por Elementos Finitos do problema de <i>square cup drawing</i>	46
3.2.1 Pré- processamento	47
3.2.2 <i>Solver</i>	56
3.2.3 Pós-processamento	56
4 Resultados e discussões	57
4.1 Formulação de material bilinear isotrópica	58
4.2 Formulação de material por lei de potência	63
4.2.1 Caso 1: <i>Blank</i> circular	63
4.2.2 Caso 2: <i>Blank</i> octogonal	69
5 Conclusões e sugestões para trabalhos futuros	78
5.1 Conclusões	78
5.2 Sugestões para trabalhos futuros	79
6 Referências bibliográficas	80
Apêndice 1	85

Lista de Figuras

FIGURA 2-1 Principais variáveis no processo de conformação de metais e suas inter-relações (KOBAYASHI et al, 1989)	05
FIGURA 2-2 Diagrama de blocos para o projeto e controle do processo de conformação de metais (KOBAYASHI et al, 1989)	06
FIGURA 2-3 Tração uniaxial. (a) Corpo de prova; (b) Curvas tensão-deformação (KOBAYASHI et al, 1989).....	07
FIGURA 2-4 Representação geométrica de um estado de tensões plástico no espaço ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$)	12
FIGURA 2-5 <i>Yield locii</i> no plano π para os critérios de máxima tensão de cisalhamento e energia de distorção	13
FIGURA 2-6 Modelos matemáticos para a representação do comportamento com encruamento	14
FIGURA 2-7 Processo de análise por Elementos Finitos (BATHE, 1996)	20
FIGURA 2-8 Corpo tridimensional genérico com um elemento de 8 nós	25
FIGURA 2-9 Movimento de um corpo em um sistema de coordenadas Cartesiano (BATHE, 1996)	27
FIGURA 2-10 Corpos em contato no tempo t (BATHE, 1996)	29
FIGURA 3-1 Metodologia empregada na otimização da geometria da matéria-prima	40
FIGURA 3-2 Perfis e coordenadas nodais utilizadas no cálculo da geometria otimizada	41
FIGURA 3-3 Triângulos semelhantes para estimativa dos valores de x_{o1} e y_{o1} ...	44
FIGURA 3-4 Dimensões utilizadas no modelo proposto [mm]: (a) Matriz; (b) Punção; (c) Prensa-chapas	48
FIGURA 3-5 Modelo um: (a) Malha gerada em $\frac{1}{4}$ do modelo: punção, prensa-	

chapas, chapa, matriz. (b) Detalhe da malha gerada no <i>blank</i> inicial	49
FIGURA 3-6 Modelo dois: (a) Malha gerada em $\frac{1}{4}$ do modelo: punção, prensa-chapas, chapa, matriz. (b) Detalhe da malha gerada no <i>blank</i> inicial	49
FIGURA 3-7 Modelo três: (a) Malha gerada em $\frac{1}{4}$ do modelo: punção, prensa-chapas, chapa, matriz. (b) Detalhe da malha gerada no <i>blank</i> inicial	50
FIGURA 3-8 Curva tensão-deformação utilizada na primeira modelagem	51
FIGURA 3-9 Curva tensão-deformação com plasticidade por lei de potência utilizada na modelagem da chapa	52
FIGURA 3-10 Condições de contorno impostas à chapa: (a) Restrições de deslocamento (em azul) e rotação (em vermelho); (b) Vista do modelo completo com as condições de contorno aplicadas à chapa	55
FIGURA 4-1 (a) Peça conformada e <i>blank</i> inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do <i>blank</i> e da flange na peça obtida na 1ª simulação	58
FIGURA 4-2 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 1ª simulação	59
FIGURA 4-3 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 1ª simulação	59
FIGURA 4-4 Dados de entrada e perfil proposto na 1ª iteração do método de otimização. Dimensão nos eixos dadas em metros	60
FIGURA 4-5 (a) Peça conformada e <i>blank</i> inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do <i>blank</i> e da flange na peça obtida na 2ª simulação	60
FIGURA 4-6 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 2ª simulação	61
FIGURA 4-7 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 2ª simulação	61
FIGURA 4-8 Comparação entre o resultado obtido na 2ª simulação e o	

resultado desejado para o <i>blank</i> proposto pela primeira iteração do método. Dimensão nos eixos dadas em metros	62
FIGURA 4-9 (a) Peça conformada e <i>blank</i> inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do <i>blank</i> e da flange na peça obtida na 1ª simulação	63
FIGURA 4-10 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 1ª simulação	64
FIGURA 4-11 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 1ª simulação	64
FIGURA 4-12 Perfis iniciais e obtidos na primeira iteração do processo de otimização. Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 9.8 mm	65
FIGURA 4-13 (a) Peça conformada e <i>blank</i> inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do <i>blank</i> e da flange na peça obtida na 2ª simulação	65
FIGURA 4-14 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 2ª simulação	66
FIGURA 4-15 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 2ª simulação	66
FIGURA 4-16 Perfis iniciais e obtidos na primeira iteração do processo de otimização. Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 1.9 mm	67
FIGURA 4-17 (a) Peça conformada e <i>blank</i> inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do <i>blank</i> e da flange na peça obtida na 3ª simulação	67
FIGURA 4-18 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 3ª simulação	68
FIGURA 4-19 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 3ª simulação	68
FIGURA 4-20 Perfis iniciais e obtidos na primeira iteração do processo de otimização. Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 0.41 mm	69

FIGURA 4-21 (a) Peça conformada e <i>blank</i> inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do <i>blank</i> e da flange na peça obtida na 1ª simulação	70
FIGURA 4-22 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 1ª simulação	70
FIGURA 4-23 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 1ª simulação	71
FIGURA 4-24 Perfis iniciais e obtidos na primeira iteração do processo de otimização. Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 9.98 mm	71
FIGURA 4-25 (a) Peça conformada e <i>blank</i> inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do <i>blank</i> e da flange na peça obtida na 2ª simulação	72
FIGURA 4-26 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 2ª simulação	72
FIGURA 4-27 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 2ª simulação	73
FIGURA 4-28 Perfis iniciais e obtidos na primeira iteração do processo de otimização. Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 1.85 mm	73
FIGURA 4-29 (a) Peça conformada e <i>blank</i> inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do <i>blank</i> e da flange na peça obtida na 3ª simulação	74
FIGURA 4-30 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 3ª simulação	74
FIGURA 4-31 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 3ª simulação	75
FIGURA 4-32 Perfis iniciais e obtidos na primeira iteração do processo de otimização. Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 0.35 mm	75
FIGURA 7-1 Elemento SHELL163	85
FIGURA 7-2 Elemento SOLID164	87

Lista de Tabelas

TABELA 3-1 Propriedades do material 1: aço galvanizado	51
TABELA 4-1 Comparação dos valores de erro médio, tensão equivalente máxima e deformação equivalente máxima obtidos em cada iteração do processo de otimização	76

Lista de Abreviaturas e Siglas

CAD	- <i>Computer Aided Design</i>
CAE	- <i>Computer Aided Engineering</i>
CAM	- <i>Computer Aided Manufacturing</i>
EDO's	- Equações Diferenciais Ordinárias
FEM	- <i>Finite Element Method</i>
PDV	- Princípio dos Deslocamentos Virtuais
UTS	- <i>Ultimate Tensile Strenght</i>

Lista de Símbolos

A	- Área transversal do corpo de provas após aplicação de carga por um tempo t [m ²]
A_0	- Área transversal inicial do corpo de provas [m ²]
A_1	- Área entre o perfil obtido para a flange e o perfil desejado [m ²]
A_2	- Área entre o perfil inicial do <i>blank</i> e o perfil otimizada proposto [m ²]
C	- Matriz de amortecimento
e	- Deformação em engenharia
E	- Módulo de Young [N/m ²]
<i>erro</i>	- Erro médio entre a peça final desejada e a peça obtida [mm]
E_t	- Módulo tangente [N/m ²]
f^B	- Vetor forças de campo [N/m ³]
f^C	- Forças de contato [N/m ²]
f^S	- Vetor forças de superfície [N/m ²]
$f()$	- Função de escoamento
F	- Parâmetro de anisotropia
G	- Parâmetro de anisotropia
$g()$	- Função escalar dos invariantes de tensão desviadora
H	- Parâmetro de anisotropia
$h()$	- Função escalar dos invariantes de tensão desviadora
I_1	- Invariante do tensor de tensões
I_2	- Invariante do tensor de tensões
I_3	- Invariante do tensor de tensões
J_2	- Invariante do tensor de tensões desviadoras
J_3	- Invariante do tensor de tensões desviadoras
K	- Matriz de rigidez
K	- Coeficiente de resistência do material [N/m ²]

k_m	- Coeficiente de proporcionalidade
l	- Comprimento do corpo de provas após aplicação de carga por um tempo t [m]
L	- Parâmetro de anisotropia
l_0	- Comprimento inicial do corpo de provas [m]
M	- Matriz de massa
M	- Parâmetro de anisotropia
n	- Coeficiente de encruamento
N	- Parâmetro de anisotropia
P	- Carregamento aplicado ao CP [N]
p_{11}	- Componente do tensor não simétrico (primeiro) de Piola Kirchhoff [N/m ²]
r	- r -value ou fator de anisotropia
R	- Trabalho virtual externo [Nm]
R_C	- Carregamentos concentrados [N]
r_m	- Anisotropia normal média
s_{11}	- Componente do tensor simétrico (segundo) de Piola Kirchhoff [N/m ²]
S_C	- Área efetiva de contato entre dois corpos [m ²]
S_f	- Superfície sobre a qual são prescritas componentes de tração [m ²]
S_u	- Superfície sobre a qual são prescritas condições de deslocamento [m ²]
t	- Tempo [s]
u	- Vetor de deslocamentos nodais
U	- Vetor de deslocamentos
$\overline{U}$	- Vetor deslocamentos virtuais
v	- Velocidade [m/s]
V	- Volume [m ³]
W_p	- Trabalho plástico total [Nm]
X	- Posição de referência da partícula [m]
x	- Posição de uma partícula no tempo t [m]
xd	- Coordenadas relativas ao perfil desejado para a flange na peça final
xf	- Coordenadas relativas ao perfil da flange resultante da simulação
xi	- Coordenadas relativas ao perfil do <i>blank</i> inicial
xo	- Coordenadas relativas ao perfil do <i>blank</i> otimizado proposto

Y	- Tensão de início de escoamento [N/m ²]
yd	- Coordenadas relativas ao perfil desejado para a flange na peça final
yf	- Coordenadas relativas ao perfil da flange resultante da simulação
yi	- Coordenadas relativas ao perfil do <i>blank</i> inicial
yo	- Coordenadas relativas ao perfil do <i>blank</i> otimizado proposto
Δr	- Anisotropia planar
Δt	- Incremento de tempo [s]
δu_i	- Componentes de deslocamento virtual [m]
ε	- Deformação logarítmica
$\bar{\varepsilon}$	- Deformação efetiva
$\dot{\varepsilon}$	- Taxa de deformação logarítmica [s ⁻¹]
$\dot{\bar{\varepsilon}}$	- Taxa de deformação efetiva [s ⁻¹]
$\bar{\varepsilon}_p$	- Deformação plástica efetiva
$\dot{\varepsilon}_{ij}^p$	- Componentes da taxa de deformação plástica [s ⁻¹]
κ	- Parâmetro de encruamento
λ	- Constante de proporcionalidade
μ	- Coeficiente de atrito
ρ	- Densidade [kg/m ³]
σ	- Tensão verdadeira [N/m ²]
$\bar{\sigma}$	- Tensão efetiva [N/m ²]
σ_1	- Tensão principal 1 [N/m ²]
σ_1'	- Componente principal 1 do tensor de tensões desviadoras [N/m ²]
σ_2	- Tensão principal 2 [N/m ²]
σ_2'	- Componente principal 2 do tensor de tensões desviadoras [N/m ²]
σ_3	- Tensão principal 3 [N/m ²]
σ_3'	- Componente principal 3 do tensor de tensões desviadoras [N/m ²]
σ_m	- Componente hidrostático de tensão [N/m ²]
ν	- Coeficiente de Poisson

Resumo

MORENO, M. E. (2000). *Desenvolvimento e implementação de metodologia de otimização da geometria do blank em processos de conformação de chapas metálicas*. São Carlos. 88p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Os processos de conformação de metais, apesar de sua extensa aplicação na indústria, tem seus projetos baseados principalmente em técnicas experimentais. Com o desenvolvimento e facilidade de acesso a computadores mais potentes, tornou-se viável a utilização de soluções numéricas como ferramentas de otimização das características do produto, do processo, bem como de seu custo. Um método numérico amplamente utilizado para simulação do processo de conformação é o Método dos Elementos Finitos, que permite a previsão do comportamento do fluxo de material durante a operação de conformação de chapas. Considera-se um *blank* com perfil ideal aquele onde a peça produzida a partir de sua conformação possua uma flange constante, minimizando ou eliminando a operação de retirada da rebarba. Com o objetivo de se obter o *blank* com perfil ideal para operação de conformação de chapas, desenvolveu-se uma metodologia de otimização geométrica da forma do *blank*, que trabalha integrada a um software comercial de análise pelo Método dos Elementos Finitos, o ANSYS/LS-Dyna3D. Apresentam-se os resultados aplicados à simulação da estampagem de uma peça prismática de base quadrada, como meio de validação da metodologia de otimização proposta.

Palavras-chave: Conformação de chapas metálicas; Método dos Elementos Finitos; Geometria ideal do *blank*.

Abstract

MORENO, M. E. (2000). *Development and implementation of a blank shape optimization methodology in sheet metal forming processes*. São Carlos. 88p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The metal forming processes have extensive industrial application although their projects are based mainly in experimental techniques. With the development of more powerful computers, the use of numerical methods to design, simulate and optimize costs of such processes has become possible. Among the numerical methods, the Finite Element Method have large application in forming simulation, since it allows the prediction of the material flow during the sheet metal forming process. Ideal blank shape is that one which produces a part with constant flange, minimizing or eliminating trimming operations. In order to determine the ideal blank shape, this work developed a methodology to blank shape optimization. This optimization methodology has been integrated to a commercial Finite Element analysis software, the ANSYS/LS-Dyna3D. The results applied to a simulation of a square cup part are showed and discussed in order to validate the proposed optimization methodology.

Keywords: Sheet metal forming; Finite Element Method; Ideal blank shape.

1 Introdução

1.1 Simulação de processos de conformação mecânica

A tecnologia de conformação de metais ocupa um lugar especial entre os processos de manufatura, pois produz peças com propriedades mecânicas superiores e mínimo desperdício de material, tendo suas principais aplicações na indústria automobilística e aeroespacial. Este processo, no entanto, tem um ferramental relativamente caro, sendo atrativo apenas na produção de grandes lotes ou de produtos que requeiram as propriedades mecânicas obtidas no processo de conformação. O trabalho de otimização de um processo de conformação, realizado da maneira tradicional, consome muito tempo e tem custo elevado, uma vez que envolve a fabricação de uma matriz de prova (*proof die*). Esta matriz é testada, modificada, testada novamente, até que a peça desejada seja obtida. A geometria da matéria-prima é então adotada considerando-se o volume de material necessário para a conformação.

O método mais eficiente para se obter o projeto ótimo (*optimum design*), é através do uso de técnicas matemáticas de otimização (CARVALHO, 1996). Um dos mais significativos avanços em análise e simulação de processos de conformação de metais nos últimos anos é o desenvolvimento e aplicação do Método dos Elementos Finitos (*Finite Element Method* - FEM). Além de poder proporcionar modelos de comportamento de material, modelos estruturais e de contato, a simulação baseada em Elementos Finitos pode ser integrada ao ambiente CAD/CAM no sentido de reduzir o tempo de projeto e minimizar os custos do produto. A grande vantagem da utilização do Método dos Elementos Finitos na análise e simulação destes processos é a possibilidade de generalização, ou seja, sua aplicação a uma ampla variedade de problemas, com pequena restrição quanto a geometria e condições de contorno da peça, segundo autores como ALTAN et al. (1983) e HUEBNER (1982).

Neste trabalho, utiliza-se um pacote comercial de Elementos Finitos, o ANSYS/LS-Dyna3D para a obtenção de uma simulação realística do processo de conformação de chapas. Uma vez obtida a simulação com a devida precisão, é feita a implementação de uma metodologia de otimização do perfil do *blank*. Considera-se um *blank* ideal aquele em que a peça obtida a partir de sua conformação possua uma flange constante, de modo a minimizar ou eliminar a operação de retirada da rebarba. Na etapa final são analisados os resultados da aplicação da metodologia a uma peça prismática de base quadrada.

1.2 Conteúdo da dissertação

Esta monografia é dividida em sete capítulos, estruturados conforme a descrição a seguir:

CAPÍTULO 1: Introdução sobre simulação de processos de conformação mecânica e conteúdo do trabalho.

CAPÍTULO 2: Apresenta-se uma revisão bibliográfica abordando o problema de conformação de chapas metálicas, conduzindo a um estudo sobre plasticidade, método dos elementos finitos e sua aplicação a processos de conformação, bem como o estabelecimento das equações que descrevem o comportamento não linear do problema. A seguir apresenta-se o tipo de abordagem dinâmica-explícita utilizada pelo software de Elementos Finitos adotado e finaliza-se este capítulo com uma revisão sobre os principais métodos de otimização do *blank* encontrados na literatura, discutindo-se os mais relevantes.

CAPÍTULO 3: Apresenta-se o método geométrico proposto para otimização do perfil do *blank*, detalhes sobre as etapas de construção do modelo apresentado e o equipamento de análise utilizado.

CAPÍTULO 4: Apresentam-se os resultados da metodologia desenvolvida aplicados a um modelo acadêmico, no caso a simulação da conformação de uma peça prismática de base quadrada, e faz-se a discussão dos resultados obtidos.

CAPÍTULO 5: São feitas as conclusões em relação aos resultados obtidos nas simulações do processo de conformação e aplicação da metodologia proposta aos

casos estudados envolvendo o modelo acadêmico escolhido. Apresentam-se também sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 6: Apresentam-se as referências bibliográficas citadas e a bibliografia consultada na elaboração deste trabalho.

CAPÍTULO 7: Apresentam-se como apêndice detalhes sobre os elementos utilizados nas simulações por Elementos Finitos apresentadas neste trabalho.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Conformação de chapas metálicas

Segundo KOBAYASHI et al. (1989), para uma operação de conformação mecânica, o projeto consiste essencialmente de:

- Estabelecer as relações cinemáticas (forma, velocidades, taxas de deformação e deformações) entre a parte não deformada (*blank*) e a parte deformada.
- Estabelecer os limites de conformabilidade, isto é, determinar se é possível executar a operação de conformação sem causar algum defeito de superfície ou interno (trincas ou dobras).
- Prever as forças e tensões necessárias para executar a operação de conformação. Esta informação é necessária para o projeto da ferramenta e para selecionar o equipamento apropriado, com força adequada e capacidade de energia para executar a operação de conformação.

A figura 2-1 mostra as principais variáveis no processo de conformação de metais e suas inter-relações. O processo requer a especificação das leis de escoamento do metal, tensões, transferência de calor, condições de lubrificação, técnicas de aquecimento e resfriamento, manuseio do material, projeto da matriz e equipamento de conformação. É visto que para um dado *blank* e uma geometria da peça, a velocidade de deformação influencia a taxa de deformação e as tensões de escoamento. A velocidade de deformação, geometria da peça e temperatura da matriz influenciam a distribuição da temperatura na peça conformada. Finalmente, a tensão de escoamento, o atrito e a geometria da peça determinam o escoamento do metal, carga e energia de conformação.

FIGURA 2-1 Principais variáveis no processo de conformação de metais e suas inter-relações (KOBAYASHI et al. 1989)

Sem o conhecimento da influência de variáveis tais como condições de atrito, propriedades de material e geometria da peça, não seria possível projetar as matrizes e equipamentos necessários adequadamente ou prever e prevenir o surgimento de defeitos. Logo, a modelagem do processo para simulação computacional tem sido uma grande preocupação na tecnologia de conformação metálica moderna. A figura 2-2 indica o papel da modelagem do processo com alguns detalhes.

Um grande número de métodos aproximados de análise tem sido desenvolvidos e aplicados a vários processos de conformação. Os métodos mais conhecidos, segundo KOBAYASHI et al. (1989), são o *slab method*, o *slip-line field method*, o *visioplasticity method*, *upper-* (e *lower-*) *bound techniques*, o método de Hill e mais recentemente o Método dos Elementos Finitos, cujo desenvolvimento e aplicação possibilitou um dos mais significativos avanços em análise e simulação de processos de conformação de metais nos últimos anos. Esta tecnologia possibilita uma análise do comportamento do material ao longo do processo com grande acuracidade, justificando seu emprego.

FIGURA 2-2 Diagrama de blocos para o projeto e controle do processo em conformação de metais (KOBAYASHI et al. 1989)

2.2 Plasticidade

As grandezas que podem ser usadas para descrever o mecanismo de deformação de um corpo, passando de uma configuração para outra por meio da aplicação de um carregamento externo são a tensão, deformação e taxa de deformação (KOBAYASHI et al., 1989).

Considere o teste uniaxial de tração de um corpo de prova cilíndrico de comprimento inicial l_0 e seção de área A_0 conforme a figura 2-3. O corpo de prova é tracionado axialmente por uma força P até o comprimento l e área A , no tempo t . A resposta do material fornece uma curva tensão-deformação. A deformação é assumida homogênea até o início da formação do pescoço (*necking*). Segundo MALVERN (1969) a curva apresenta três características a serem destacadas:

1. Uma porção inicial, linear, responsável pela resposta elástica;
2. Escoamento;
3. Região plástica de encruamento, onde as tensões crescem mais lentamente com a deformação que na região elástica e uma deformação permanente permanece após o descarregamento.

Há dois modos de descrever a deformação do contínuo, a Lagrangiana e a Euleriana. A descrição Lagrangiana emprega as coordenadas X_i de uma partícula no

estado de referência (não deformada) como variável independente, enquanto na descrição Euleriana as variáveis independentes são as coordenadas x_i de um ponto material no estado deformado. Quando a deformação é infinitesimal, onde produtos de derivadas dos deslocamentos podem ser desprezados, não se necessita fazer distinção entre ambas.

FIGURA 2-3 Tração uniaxial. (a) Corpo de prova; (b) Curvas tensão/deformação (KOBAYASHI et al. 1989).

Na teoria da deformação infinitesimal, as tensões e taxas de deformação (ou deformações infinitesimais) são expressas em relação a um sistema de coordenadas fixo na configuração do material no tempo em consideração. No caso de tração uniaxial:

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{P}{A} \\ \dot{\epsilon} &= \frac{\dot{l}}{l} \\ d\epsilon &= \frac{dl}{l}\end{aligned}\tag{2-1}$$

onde o ponto indica derivada em relação ao tempo. A tensão definida no conjunto de equações (1) é chamada tensão verdadeira ou tensão de Cauchy. A deformação total é medida integrando-se a deformação infinitesimal:

$$\varepsilon = \int_0^l d\varepsilon = \ln\left(\frac{l}{l_0}\right) \quad (2-2)$$

é chamada deformação logarítmica ou natural.

Na análise de conformação de metais, onde ocorrem grandes deformações, seguem-se todas as partículas do corpo em movimento, da configuração original até a final, adotando-se assim uma formulação Lagrangiana (do material) do problema. Na descrição Lagrangiana de deformação finita, as medidas de tensão e deformação são expressas como mostrado a seguir:

Seja a posição da partícula na configuração deformada no tempo t ser designada por:

$$x = \chi(X, t) \quad (2-3)$$

onde X é a posição de referência da partícula e t é o tempo. No caso de tração uniaxial, seja X direcionada ao longo do eixo longitudinal do corpo de prova. Então:

$$x = X + \left(\frac{l - l_0}{l_0}\right)X \quad (2-4)$$

Extensão é definida como sendo o gradiente de deslocamento relativo à posição de referência e é expresso por:

$$\frac{\partial(x - X)}{\partial X} = \frac{l - l_0}{l_0} = e \quad (2-5)$$

Onde e é definido como deformação em engenharia.

O tensor de tensões de Piola-Kirchhoff é definido como a intensidade da força atuando no corpo deformado mas medido por unidade de área da configuração de referência, enquanto a tensão de Cauchy é definido por unidade de área no estado deformado. Em tração uniaxial, a tensão em engenharia é:

$$p_{11} = \frac{P}{A_0} \quad (2-6)$$

que corresponde a um componente do tensor de tensões não simétrico de Piola-Kirchhoff

O valor de tensão correspondente à deformação Lagrangiana é dado por:

$$s_{11} = \frac{p_{11}}{1+e} \quad (2-7)$$

A tensão dada pela eq. (7) corresponde a um componente do tensor simétrico (ou segundo tensor) de tensões de Piola-Kirchhoff.

No contexto da análise por Elementos Finitos de processos de conformação de metais, pode-se considerar duas formas de abordar o problema: a **formulação de sólido** ou **formulação de fluxo**. A formulação de sólido é o caso mais geral, onde a porção elástica da deformação não é desprezada. Na formulação de fluxo estabelece-se a hipótese de que as deformações elásticas são desprezíveis frente as deformações inelásticas. É um caso particular da formulação de sólido, no entanto, é aplicável em muitos processos de conformação de metais. Do ponto de vista de análise computacional, a formulação de fluxo é muito mais econômica que a de sólido. A formulação de fluxo é baseada na teoria de deformação infinitesimal, enquanto a formulação de sólido considera deformação finita.

O tensor de taxa de deformação $[\dot{\epsilon}_{ij}]$, onde $i, j = x, y, z$, é simétrico e seus componentes são definidos por:

$$\begin{aligned} \dot{\epsilon}_x &= \frac{\partial u_x}{\partial x} & \dot{\epsilon}_{xy} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) = \frac{\dot{\gamma}_{xy}}{2} \\ \dot{\epsilon}_y &= \frac{\partial u_y}{\partial y} & \dot{\epsilon}_{yz} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) = \frac{\dot{\gamma}_{yz}}{2} \\ \dot{\epsilon}_z &= \frac{\partial u_z}{\partial z} & \dot{\epsilon}_{zx} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) = \frac{\dot{\gamma}_{zx}}{2} \end{aligned} \quad (2-8)$$

onde u_i são os componentes de velocidade e $\dot{\gamma}_{i,j}$ são os componentes de taxa de deformação à cisalhamento em engenharia. Em notação abreviada pode-se escrever:

$$\dot{\epsilon}_{ij} = \frac{1}{2}(\dot{u}_{i,j} + \dot{u}_{j,i}) \quad (2-9)$$

onde a vírgula significa derivada em relação à coordenada que segue.

O tensor de tensões de Cauchy $[\sigma_{ij}]$, onde $i, j = 1, 2, 3$ ou x, y, z , é também simétrico e representado por:

$$[\sigma_{ij}] = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{21} & \sigma_{31} \\ \sigma_{12} & \sigma_{22} & \sigma_{32} \\ \sigma_{13} & \sigma_{23} & \sigma_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (2-10)$$

A tensão também pode ser especificada em termos dos três componentes principais, ou dos invariantes do tensor. As tensões principais ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) são as raízes da equação abaixo:

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 - I_2\sigma - I_3 = 0 \quad (2-11)$$

onde I_1, I_2, I_3 , são quantidades independentes das direções dos eixos escolhidos e chamadas de invariantes do tensor de tensões σ_{ij} .

$$\begin{aligned} I_1 &= \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \\ I_2 &= -(\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x) + \tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 = -(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1) \\ I_3 &= \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2 = \sigma_1\sigma_2\sigma_3 \end{aligned} \quad (2-12)$$

É comum dividir-se o tensor de tensões em duas partes, o tensor de tensões esféricas e o tensor de tensões desviadoras.

Assim, o tensor de tensões esféricas pode ser escrito como $\delta_{ij}\sigma_m$, onde $\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / 3$ é o componente hidrostático da tensão e δ_{ij} é o delta de Kronecker.

O tensor de tensões desviadoras é dado por:

$$\sigma'_{ij} = \sigma_{ij} - \delta_{ij} \sigma_m \quad (2-13)$$

Os três componentes principais do tensor de tensões desviadoras não são independentes, uma vez que $\sigma_1' + \sigma_2' + \sigma_3'$ é igual a zero.

Os invariantes do tensor de tensões desviadoras podem ser escritos como:

$$\begin{aligned} J_1 &= \sigma_1' + \sigma_2' + \sigma_3' = 0 \\ J_2 &= -(\sigma_1' \sigma_2' + \sigma_2' \sigma_3' + \sigma_3' \sigma_1') \\ J_3 &= \sigma_1' \sigma_2' \sigma_3' \end{aligned} \quad (2-14)$$

2.2.1 Critérios de Escoamento

Um critério de escoamento é uma lei definindo um limite de elasticidade sob qualquer combinação de tensões possível. É expresso por:

$$f(\sigma_{ij}) = C(const) \quad (2-15)$$

A função de tensões $f(\sigma_{ij})$ é chamada função de escoamento. A validade de qualquer critério de escoamento proposto deve ser verificada experimentalmente.

Dois critérios tem sido amplamente utilizados em análise de deformação de metais. O critério de Tresca, de 1864, é dado por:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = const \quad (2-16)$$

com $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$.

O critério de von Mises estabelece que o escoamento ocorre quando J_2 atinge um valor crítico. O critério pode ser escrito como:

$$J_2 = \frac{1}{2}(\sigma_1'^2 + \sigma_2'^2 + \sigma_3'^2) = \frac{1}{2}\sigma_{ij}'\sigma_{ij}' = k^2 \quad (2-17a)$$

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 6k^2 \quad (2-17b)$$

$$(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) = 6k^2 \quad (2-17c)$$

onde k é um parâmetro que regula a escala de tensão e dependência das propriedades de material.

As constantes nas equações (16) e (17) podem ser determinadas a partir de um estado simples, como tensão uniaxial. No escoamento em tração simples, a $\sigma_1 = Y$ (tensão aplicada) e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Assim, pode-se escrever (17) como:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2Y^2 \quad (2-18)$$

O parâmetro k pode ser identificado como tensão de escoamento a cisalhamento e $k = Y / \sqrt{3}$, conforme o critério mostrado em (17).

Um estado de tensões é completamente especificado pelos valores dos três componentes principais. Então, cada estado de tensões pode ser representado por um vetor no espaço tridimensional de tensões, onde as tensões principais são tomadas como sendo as coordenadas cartesianas. Na figura 2-4, $\overline{OS}$ é o vetor $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$ e seu componente $\overline{OP}$, é o vetor representando a tensão desviadora $(\sigma_1', \sigma_2', \sigma_3')$. $\overline{OP}$ sempre reside sobre o plano π cuja equação é $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 0$. O componente hidrostático $(\sigma_m, \sigma_m, \sigma_m)$ da tensão é representado por $\overline{PS}$ (paralelo à geratriz do cilindro), que é perpendicular ao plano π .

FIGURA 2-4 Representação geométrica de um estado de tensões plástico no espaço $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$.

Um critério de escoamento, que seja independente do componente hidrostático de tensão, é representado por uma curva C no plano π . O *yield locus* correspondente ao critério de tensão de cisalhamento (Tresca) e de distorção de energia (von Mises) são respectivamente o hexágono regular e o círculo mostrado na figura 2-5.

FIGURA 2-5 *Yield locii* no plano π para os critérios de máxima tensão de cisalhamento e energia de distorção.

2.2.2 Potencial plástico e regra de fluxo

Quando o regime de deformação estende-se à faixa plástica, as relações de tensão e deformação são deduzidas utilizando-se o conceito de potencial plástico.

As razões dos componentes da taxa de deformação plástica $\dot{\epsilon}_{ij}^p$ (ou deformação plástica infinitesimal $d\epsilon_{ij}^p$) são definidas por:

$$\dot{\epsilon}_{ij}^p = h \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \dot{f} \quad \text{ou} \quad d\epsilon_{ij}^p = h \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} df \quad (2-19)$$

onde g e h são funções escalares dos invariantes de tensão desviadora e f é a função de escoamento (se $\dot{f} = 0$, carregamento neutro e $\dot{f} < 0$, descarregamento). A função $g(\sigma_{ij})$ é denominada potencial plástico. Embora a eq.(19) esteja escrita na forma de uma taxa, as relações entre tensão e deformação são independentes do tempo.

Assumindo-se uma simples relação $g = f$, a eq.(19) torna-se:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^p = \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \dot{\lambda} \quad \text{ou} \quad d\varepsilon_{ij}^p = \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} d\lambda \quad (2-20)$$

onde $\dot{\lambda}$ ou $d\lambda$ é uma constante de proporcionalidade positiva, sendo igual a $\dot{h}$ ou h df . A eq. (20) é a regra de fluxo associada à função de escoamento $f(\sigma_{ij})$.

2.2.3 Encruamento

Após o escoamento inicial, o nível de tensão no qual ocorre deformação plástica pode ser dependente do grau de deformação plástica atual. Tal fenômeno é chamado de encruamento. Portanto, a superfície de escoamento irá variar a cada estágio da deformação plástica, com as superfícies de escoamento subsequentes sendo de algum modo dependentes das deformações plásticas.

FIGURA 2-6 Modelos matemáticos para a representação do comportamento com encruamento.

Alguns modelos que descrevem o encruamento em um material são ilustrados na fig. 2-6 Em (a) mostra-se um material perfeitamente plástico, onde o nível da

tensão de escoamento independe do grau de plastificação. Se as superfícies de escoamento subsequentes forem uma expansão uniforme da curva de escoamento original, sem translação, como mostrado em (b), o modelo de encruamento é dito isotrópico. Por outro lado, se as superfícies de escoamento subsequentes preservarem suas formas e orientações mas transladarem no espaço das tensões como um corpo rígido, como mostrado em (c) o encruamento é dito cinemático. Tal modelo de encruamento confirma o efeito Bauschinger observado experimentalmente no carregamento cíclico (OWEN, 1980).

O desenvolvimento progressivo da superfície de escoamento pode ser definido relacionando-se a tensão de escoamento à deformação plástica por meio do parâmetro de encruamento κ . Isto pode ser feito de dois modos. Primeiramente, o grau de encruamento pode ser postulado como sendo uma função apenas do trabalho plástico total, W_p (*work hardening*). Então

$$\kappa = W_p \quad (2-21)$$

Onde:

$$W_p = \int \sigma_{ij} (d\varepsilon_{ij})_p \quad (2-22)$$

na qual $(d\varepsilon_{ij})_p$ são os componentes de deformação plástica ocorrendo durante um incremento de deformação. Alternativamente, κ pode ser relacionado a uma medida de deformação plástica total chamada de *deformação plástica efetiva* ou *equivalente*, a qual é definida incrementalmente como

$$d\bar{\varepsilon}_p = \sqrt{\left(\frac{2}{3}\right) \left\{ (d\varepsilon_{ij})_p (d\varepsilon_{ij})_p \right\}^{1/2}} \quad (2-23)$$

Para situações onde a hipótese de que o escoamento independe de qualquer tensão hidrostática é válida, $(d\varepsilon_{ii})_p = 0$ e conseqüentemente $(d\varepsilon'_{ij})_p = (d\varepsilon_{ij})_p$. Conseqüentemente, (2-23) pode ser rescrita como

$$d\bar{\varepsilon}_p = \sqrt{\left(\frac{2}{3}\right)} \left\{ (d\varepsilon_{ij}')_p (d\varepsilon_{ij}')_p \right\}^{1/2} \quad (2-24)$$

Então o parâmetro de encruamento κ é assumido como sendo definido por

$$\kappa = \bar{\varepsilon}_p \quad (2-25)$$

onde $\bar{\varepsilon}_p$ é o resultado da integração de $d\bar{\varepsilon}$ ao longo do caminho da deformação. Este comportamento é chamado encruamento por deformação (*strain hardening*).

Assumindo-se que tensão e deformação sejam paralelos, estados de tensão onde $f = \kappa$ representam estados plásticos enquanto comportamento elástico é caracterizado por $f < \kappa$. Em um estado plástico, $f = \kappa$, a mudança incremental na função de escoamento devido a uma mudança incremental de tensão é:

$$df = \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} d\sigma_{ij} \quad (2-26)$$

Então se:

$df < 0$, descarregamento elástico ocorre (comportamento elástico) e o ponto de tensão retorna para dentro de superfície de escoamento.

$df = 0$, carregamento neutro (comportamento plástico para um material perfeitamente plástico) e o ponto de tensão permanece sobre a superfície de escoamento.

$df > 0$, carregamento plástico (comportamento plástico para um material com encruamento) e o ponto de tensão permanece sobre a superfície de escoamento em expansão.

2.2.4 Anisotropia plástica

Considere um estado de anisotropia que possua três planos de simetria mutuamente ortogonais em cada ponto. O mais simples critério de escoamento para materiais anisotrópicos é aquele que reduz o critério de energia de distorção quando a anisotropia é pequena. Assumindo-se o critério de escoamento como sendo o

quadrático dos componentes de tensão, de acordo com a formulação de HILL (1950), obtém-se a seguinte formulação para anisotropia:

$$F(\sigma_y - \sigma_z)^2 + G(\sigma_z - \sigma_x)^2 + H(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 2L\tau_{yz}^2 + 2M\tau_{zx}^2 + 2N\tau_{xy}^2 = 1 \quad (2-27)$$

onde os eixos ortotrópicos são tomados como os eixos coordenados (x, y, z) e F, G, H, L, M, N são parâmetros de anisotropia. Os parâmetros na eq. (27) não são definidos mas suas proporções são para o comportamento de um determinado material. Pode-se rescrever (27) como:

$$2f(\sigma_{ij}) = f(\sigma_y - \sigma_z)^2 + g(\sigma_z - \sigma_x)^2 + h(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 2l\tau_{yz}^2 + 2m\tau_{zx}^2 + 2n\tau_{xy}^2 = 2\bar{\sigma}^2 \quad (2-28)$$

onde $f(\sigma_{ij})$ é o potencial plástico, $\bar{\sigma}$ é a tensão efetiva, e f, g, h, l, m, n , são números puros, sujeitos a condições dependendo da seleção de $\bar{\sigma}$ como propriedade de referência do material.

Para materiais isotrópicos:

$$f = g = h = 1 \quad \text{e} \quad n = 3 \quad (\text{e } n = l = m)$$

Se Y_x, Y_y, Y_z são as tensões de escoamento à tração nas direções principais de anisotropia, pode-se mostrar que:

$$Y_x^2 = \frac{2\bar{\sigma}^2}{g + h}, \quad Y_y^2 = \frac{2\bar{\sigma}^2}{f + h} \quad \text{e} \quad Y_z^2 = \frac{2\bar{\sigma}^2}{f + g}$$

Freqüentemente, a anisotropia de materiais é representada pelas razões de deformação, conhecidas como *r-values* ou fator de anisotropia. O *r-value* é definido como sendo a razão entre a deformação verdadeira na largura e a deformação verdadeira na espessura na região de alongamento uniforme em um corpo de prova submetido a um ensaio de tração (TAYLOR 1988), e pode ser expresso como:

$$r = \frac{\varepsilon_w}{\varepsilon_t} = \frac{\ln(w/w_0)}{\ln(t/t_0)} \quad (2-29)$$

onde w é a largura do corpo de prova, ε_w é a deformação verdadeira ao longo da largura w , t é a espessura do corpo de prova e ε_t é a deformação verdadeira na direção da espessura.

O r -value é a medida da capacidade do material de resistir à perda excessiva na espessura. Nas operações de estampagem, o material na flange é esticado radialmente e comprimido circunferencialmente. Um alto valor de r indica que o material tem boas propriedades de estampagem.

É comum medir o r -value médio ou a anisotropia normal média, r_m , e a anisotropia planar Δr . Define-se $r_m = \frac{r_0 + 2r_{45} + r_{90}}{4}$ e $\Delta r = \frac{r_0 - 2r_{45} + r_{90}}{2}$, onde os índices subscritos referem-se ao ângulo entre a linha de centro do corpo de prova e a direção de laminação. Segundo TAYLOR (1988), o valor r_m determina a profundidade média possível de ser obtida em uma operação de *deep drawing*. O valor de Δr mede a variação de r no plano da chapa, determinando a extensão do fenômeno de *earring*. Uma estampagem ótima é obtida pela combinação de um alto valor de r_m e um baixo valor de Δr . Para um material totalmente isotrópico, tem-se $r_m = 1$ e $\Delta r = 0$.

Para um corpo de prova submetido a tração, cortado a um ângulo α em relação à linha de centro (direção x), r pode ser obtido em função das taxas de deformação pelas equações apresentadas a seguir:

$$\sigma_x = \sigma \cos^2 \alpha, \quad \sigma_y = \sigma \sin^2 \alpha, \quad \tau_{xy} = \sigma \sin \alpha \cos \alpha \quad (2-30)$$

onde σ é a tensão de escoamento à tração. O valor de r pode ser escrito como:

$$r = \frac{\dot{\varepsilon}_x \sin^2 \alpha + \dot{\varepsilon}_y \cos^2 \alpha - \dot{\gamma}_{xy} \sin \alpha \cos \alpha}{\dot{\varepsilon}_z} \quad (2-31)$$

Conforme KAWKA e MAKINOUCI (1996), para materiais ortotrópicos, os coeficientes de Hill, em termos de r -values são expressos por:

$$F = r_0 / (r_0 + 1) / r_{90}$$

$$G = 1 / (r_0 + 1)$$

$$H = r_0 / (r_0 + 1)$$

$$2N = (r_0 + r_{90}) (2 r_{45} + 1) / (r_0 + 1) / r_{90}$$

2.3 Procedimento de análise por Elementos Finitos

Para prever o desempenho de componentes mecânicos, o projetista dispõe hoje de uma série de ferramentas matemáticas que podem ser aplicadas. Soluções analíticas podem ser usadas em certos casos, mas sua aplicação é limitada a situações específicas onde uma solução matemática da estrutura pode ser encontrada. Uma maneira mais abrangente de tratar problemas estruturais consiste no uso de métodos numéricos de análise. Apesar de tais métodos fornecerem soluções aproximadas, em muitos casos é a única maneira que os projetistas dispõem para encontrar as respostas que procuram.

O Método dos Elementos Finitos considera a região de solução do problema formada por pequenos elementos interconectados entre si. A região em estudo é analiticamente modelada ou aproximada por um conjunto de elementos discretos pré-definidos. Uma vez que estes elementos possam ser colocados juntos em um número incontável de diferentes configurações, tem-se formas geométricas bastante complexas modeladas. Além disso, possibilita que o projetista tenha bastante flexibilidade na aplicação de cargas e condições de contorno, o que torna este método o mais amplamente utilizado em análises estruturais nos dias de hoje.

O Método dos Elementos Finitos é aplicável a uma grande faixa de problemas de valores de contorno em engenharia. Em um problema de valor de contorno, uma solução é procurada na região do corpo (domínio), enquanto nos contornos desta região os valores das variáveis dependentes (ou suas derivadas) são conhecidos.

O processo de análise por Elementos Finitos é esquematizado na figura 2-7 (BATHE, 1996). Idealizando um problema físico por um modelo matemático requer-se hipóteses que conduzem a um conjunto de equações diferenciais que governam o modelo matemático. Sendo o método dos Elementos Finitos um procedimento numérico, é necessário considerar-se a acuracidade da solução.

FIGURA 2-7 Processo de análise por Elementos Finitos (BATHE, 1996)

De acordo com HUEBNER et al. (1995) o método pode ser sumarizado basicamente em 3 etapas: pré-processamento, solução (*solver*) e pós-processamento.

2.3.1 Pré-Processamento

É a etapa de preparação do problema para posteriormente solucioná-lo. É nesta fase que se faz a modelagem do fenômeno, assumindo hipóteses, condições iniciais, condições de contorno e carregamentos, assim como a escolha do elemento, das propriedades dos materiais e da geometria que representará a forma do componente a ser analisado.

2.3.2 Solução (*solver*)

A solução do problema tem como ponto de partida o modelo configurado na etapa anterior. Portanto, a acuracidade das respostas depende basicamente da capacidade do engenheiro em abstrair o fenômeno. A solução é baseada em um algoritmo numérico que visa solucionar da maneira mais rápida e acurada, uma equação diferencial com condições de contorno e/ou condições iniciais impostas pelo modelo.

2.3.3 Pós-Processamento

Esta é a última etapa. Ela depende apenas das necessidades do engenheiro que está modelando o problema. Ou seja, ela é o conjunto solução da equação diferencial que descreve o fenômeno em estudo, podendo ser:

- Deslocamentos nodais;
- Deformações da geometria;
- Gradientes de tensão de acordo com o critério de resistência escolhido;
- Gradientes de temperatura;
- Deslocamentos nodais ao longo do tempo;
- Frequências naturais e modos de vibrar da estrutura;
- Outros.

Esses recursos implementados computacionalmente permitem estimar a solução de um problema complexo em um tempo relativamente pequeno, fazendo com que se otimize o tempo de desenvolvimento de projetos componentes sujeitos a carregamentos estáticos, térmicos, dinâmicos e outros.

2.3.4 Aplicação do método dos Elementos Finitos a processos de conformação de metais

Em processos práticos de conformação, um número de operações (pré-formação) é necessário para transformar uma geometria “simples” inicial em uma geometria “complexa”, mantendo-se as propriedades e tolerâncias desejadas. Para isso, um método de análise que possa tratar das condições de contorno de matrizes é

necessário para aproveitar completamente as vantagens do método dos Elementos Finitos na análise de conformação.

MAKINOUCHI, (1996) fornece uma breve descrição dos principais métodos de análise existentes:

Método dos Elementos Finitos com formulação Rígido-Plástica ou Rígido-Viscoplástica: a condição assumida de material rígido-plástico ou rígido-viscoplástico implica na tensão de escoamento ser uma função da deformação, taxa de deformação e temperatura e na resposta elástica do material ser desprezada. Esta condição é bem razoável na análise dos problemas de conformação, pois a porção elástica da deformação é desprezada na maioria das vezes. A formulação rígido-viscoplástica, entretanto, tem vantagens práticas significativas: primeiro, ela reduz o esforço e tempo computacional exigidos para a simulação de escoamento de material; segundo, ela estima as tensões σ , deformações ϵ , taxas de deformação $\partial\epsilon$, velocidades v e temperaturas T com acuracidade suficiente para propósitos práticos. Devido à desconsideração da região elástica do material, não é possível calcular a deformação inicial da chapa na face da matriz devido ao seu peso e o efeito *springback* após a conformação.

Método dos Elementos Finitos com formulação Elasto-Plástica

(a) Abordagem estática implícita: considerando-se que o processo de estampagem não é realmente um processo de impacto, assume-se um equilíbrio quase estático para o processo. O esquema estático implícito de integração no tempo satisfaz este requerimento, desde que as condições de equilíbrio sejam asseguradas em cada passo de integração no tempo. Contudo, devido principalmente à mudança das condições de atrito e contato entre a ferramenta e a chapa em cada iteração, esta abordagem apresenta problemas na simulação de processos de conformação de chapas.

(b) Abordagem estática explícita: soluciona o problema resultante da mudança do estado de atrito e contato, mas um grande número de incrementos é necessário para completar todo o processo de conformação sem acúmulo de erro devido ao desprezo dos termos de ordem elevada na integração no tempo.

(c) **Abordagem dinâmica explícita:** neste tipo de abordagem, as equações de equilíbrio dinâmico são a base da formulação. Tem a grande vantagem de não ser necessária a montagem e fatoração da matriz de rigidez, obtendo-se a solução para um *time step* mais rapidamente que em uma abordagem estática. Para obter-se a solução neste tipo de abordagem, o incremento de tempo deve ser limitado de maneira que a onda de dilatação não ultrapasse nenhum elemento. É comum utilizar-se *time steps* de 10^{-6} segundos. Para reduzir o tempo de cálculo, a simulação é feita com o punção em velocidade acelerada, chegando a 100 vezes a velocidade real, o que pode conduzir a resultados não realísticos. Segundo AHMED e HASHMI (1999) pode-se adotar um período de simulação muito menor que o tempo real de deformação, contudo a energia cinética de deformação deve ser mantida abaixo de um certo nível de tal forma que o efeito dinâmico na simulação é mínimo.

2.3.5 Obstáculos para simulação do processo de deformação

O desenvolvimento de métodos confiáveis para simular o processo de deformação de metais tem como obstáculo o comportamento não linear do material, que ocorre devido às deformações de caráter inelástico, além de outros problemas, como a natureza transitória deste tipo de processo, a presença de grandes deslocamentos, grandes rotações, deformações finitas e os efeitos derivados do contato e atrito entre a chapa e a matriz. Tais características tornam o processo tão complexo que requerem o uso de sofisticados algoritmos numéricos e necessidades de grandes recursos computacionais.

Autores como BATHE (1996) e AGELET DE SARACIBAR e OÑATE (1991) atribuem o comportamento não linear a três causas principalmente:

- *Comportamento não linear do tipo cinemático* devido a grandes deslocamentos, rotações e deformações que ocorrem no processo;
- *Comportamento linear do tipo constitutivo*, devido ao caráter inelástico (plástico, viscoplástico, degradação) que caracteriza as deformações do material;
- *Caráter não linear das condições de contorno* devido à interação (contato e atrito) que se produz entre os sólidos que atuam no processo (lâmina, matriz, moldes) ao

longo de uma superfície de contato que não é conhecida *a priori* e que varia ao longo do processo.

2.4 Equações de movimento

Assume-se aqui por simplicidade que para o corpo estudado, de área superficial S , todos os componentes de deslocamento estão prescritos sobre a área S_u , e todos os componentes de tração estão prescritos sobre a área S_f , no qual, $S_u \cup S_f = S$ e $S_u \cap S_f = 0$ (ver figura 2-8). Analisa-se o equilíbrio de um corpo tridimensional, sendo dados:

- Geometria do corpo
- Carregamentos aplicados
- Condições de contorno em S_u
- Lei de tensão x deformação do material
- Estado inicial de tensões no corpo

Deve-se calcular os deslocamentos u do corpo e correspondentes deformações (ε) e tensões (σ).

Para se calcular a resposta do corpo, estabelece-se a equação diferencial governante do equilíbrio, resolvendo-se então para as condições de contorno aplicadas.

2.4.1 Princípio dos deslocamentos virtuais (trabalhos virtuais)

A base da solução por Elementos Finitos em problemas baseados no deslocamento é o princípio dos deslocamentos virtuais (PDV). Este princípio estabelece que o equilíbrio do corpo na fig. 2-8 requer para qualquer pequeno deslocamento imposto sobre o estado de equilíbrio do corpo, que o trabalho virtual interno total seja igual ao trabalho virtual externo total.

Trabalho virtual
interno

Trabalho virtual externo R

$$\int_V \bar{\epsilon}^T \sigma dV = \int_V \bar{U}^T f^B dV + \int_{S_f} \bar{U}^{S_f T} f^{S_f} dS + \sum_i \bar{U}^{iT} R_C^i \quad (2-32)$$

Onde:

U : Deslocamentos virtuais.

$\bar{\epsilon}$: Deformações virtuais correspondentes ao campo de deslocamentos virtuais.

σ : Tensões.

f^B : Forças de campo aplicadas por unidade de volume.

f_f^S : Forças de tração aplicadas por unidade de área.

R_C^i : Carregamentos concentrados.

FIGURA 2-8 Corpo tridimensional genérico com um elemento de 8 nós.

Enfatiza-se aqui que:

- As tensões σ são assumidas conhecidas e únicas tal que o balanço de carregamentos é exato.
- As deformações virtuais ϵ são calculadas por diferenciações feitas a partir dos deslocamentos virtuais assumidos, U

- Os deslocamentos virtuais devem representar um campo contínuo de deslocamento, permitindo a avaliação de ε , com U igual a zero onde são prescritas condições de contorno, S_u .
- Todas as integrações são executadas sobre o volume original e a área superficial do corpo, não afetados pelos deslocamentos virtuais impostos.

Quando o PDV é satisfeito para todos os deslocamentos virtuais admissíveis, também são satisfeitos os requisitos fundamentais da mecânica:

1. Equilíbrio: o PDV é uma expressão de equilíbrio.
2. Compatibilidade: os deslocamentos U são contínuos e satisfazem as condições de contorno.
3. Lei de Tensão / Deformação: assegurada devido às tensões serem calculadas utilizando-se as relações constitutivas para as deformações ε (que são avaliadas para os deslocamentos U).

Assume-se que existem condições de suporte suficientes para uma solução de deslocamento única.

Em uma análise não linear, o equilíbrio de um corpo deve ser considerado na configuração corrente. Para o desenvolvimento a seguir considera-se o movimento de um corpo genérico em um sistema de coordenadas cartesiano estacionário, como mostrado na figura 2-9, e assume-se que o corpo possa sofrer grandes deslocamentos, grandes deformações e uma resposta constitutiva não linear.

Para considerar-se a possibilidade do corpo sofrer grandes deslocamentos e rotações e grandes deformações bem como uma relação tensão / deformação não linear, pode-se aplicar o PDV conforme demonstrado a seguir.

O equilíbrio do corpo no tempo $t + \Delta t$ através do PDV é dado por:

$$\int_{t+\Delta t V}^{t+\Delta t} \sigma_{ij} \delta_{t+\Delta t} e_{ij} d^{t+\Delta t} V = {}^{t+\Delta t} R \quad (2-33)$$

onde:

FIGURA 2-9 Movimento de um corpo em um sistema de coordenadas Cartesiano (BATHE, 1996)

${}^{t+\Delta t}\sigma_{ij}$: componentes cartesianas do tensor de tensões de Cauchy.

$\delta_{t+\Delta t}e_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \delta u_i}{\partial {}^{t+\Delta t}x_j} + \frac{\partial \delta u_j}{\partial {}^{t+\Delta t}x_i} \right)$: tensor deformação correspondente aos deslocamentos virtuais.

δu_i : componentes de deslocamento virtual impostos sobre a configuração corrente no tempo $t + \Delta t$, como função de ${}^{t+\Delta t}x_j, j = 1, 2, 3$

${}^{t+\Delta t}x_i$: coordenadas Cartesianas de um ponto material no tempo $t + \Delta t$.

${}^{t+\Delta t}V$: volume no tempo $t + \Delta t$.

e

$${}^{t+\Delta t}R = \int_{{}^{t+\Delta t}V} {}^{t+\Delta t}f_i^B \delta u_i d{}^{t+\Delta t}V + \int_{{}^{t+\Delta t}S_f} {}^{t+\Delta t}f_i^S \delta u_i^S d{}^{t+\Delta t}S \quad (2-34)$$

onde:

${}^{t+\Delta t}f_i^B$: componente de forças externamente aplicadas por unidade de volume no tempo $t + \Delta t$.

${}^{t+\Delta t}f_i^S$: componentes de tração aplicados externamente por unidade de área no tempo $t + \Delta t$.

${}^{t+\Delta t}S_f$: superfície à qual as trações externas são aplicadas no tempo $t + \Delta t$.

$\delta u_i^S = \delta u_i$: avaliado na superfície ${}^{t+\Delta t}S_f$ (os componentes δu_i são zero, para a superfície ${}^{t+\Delta t}S_u$, onde os deslocamentos são prescritos como condições de contorno).

2.4.2 Condições de contato

Um comportamento não linear particularmente difícil de analisar é o contato entre dois ou mais sólidos. A faixa de problemas de contato envolve desde o contato sem atrito em pequenos deslocamentos até o contato com atrito em condições de grandes deformações inelásticas. A não linearidade do problema é dada não somente por não linearidades geométrica ou de material mas também por condições de contorno.

Considere-se N corpos que estão em contato no tempo t . Seja tS_C a área completa de contato para cada corpo L , $L = 1, \dots, N$. O princípio dos trabalhos virtuais para N corpos, no tempo t fornece:

$$\sum_{L=1}^N \left\{ \int_V {}^t\tau_{ij} \delta_i e_{ij} d^tV \right\} = \sum_{L=1}^N \left\{ \int_V \delta u_i {}^t f_i^B d^tV + \int_{{}^tS_f} \delta u_i {}^t f_i^S d^tS \right\} + \sum_{L=1}^N \int_{{}^tS_C} \delta u_i {}^t f_i^C d^tS \quad (2-35)$$

onde os termos entre chaves correspondem aos termos usuais e o último somatório corresponde à contribuição das forças de contato. O efeito das forças de contato é incluído como uma contribuição às forças de tração aplicadas externamente.

FIGURA 2-10 Corpos em contato no tempo t (BATHE, 1996)

Seja ${}^t f^{IJ}$ o vetor contendo as forças de tração devido ao contato no corpo I causado pelo corpo J , e ${}^t f^{IJ} = - {}^t f^{JI}$, conforme notação utilizada na figura 2-10. O trabalho virtual devido às trações de contato pode ser escrito como:

$$\int_{S^{IJ}} \delta u_i^I {}^t f_i^{IJ} dS^{IJ} + \int_{S^{JI}} \delta u_i^J {}^t f_i^{JI} dS^{JI} = \int_{S^{IJ}} \delta u_i^{IJ} dS^{IJ} \quad (2-36)$$

onde δu_i^I e δu_i^J são os componentes de deslocamento virtual sobre as superfícies de contato dos corpos I e J respectivamente, e

$$\delta u_i^{IJ} = \delta u_i^I - \delta u_i^J \quad (2-37)$$

Pode-se chamar o par de superfícies S^{IJ} e S^{JI} de par de superfícies em contato e estas superfícies não têm necessariamente o mesmo tamanho. Contudo, a atual área de contato em um tempo t para os corpos I e J é tS_C , e em cada caso esta área é parte de S^{IJ} e S^{JI} , respectivamente chamadas de “superfície contatora” e “superfície alvo”. O lado direito da eq. (36) pode ser interpretado como o trabalho virtual que as forças de contato produzem sobre o deslocamento virtual relativo do par de superfícies em contato.

O caráter não linear das condições de contato superficiais permite que apenas alguns problemas sejam resolvidos analiticamente. Os aspectos não lineares, devido às condições de contorno, tem um papel muito importante na simulação computacional deste tipo de processo. A análise se faz de forma geral em 2D/3D, tanto para contato generalizado como para contato unilateral. No primeiro caso, ocorre a interação entre sólidos deformáveis e no segundo, entre sólidos deformáveis e sólidos rígidos. Do ponto de vista computacional, de acordo com AGELET DE SARACIBAR e OÑATE (1991), um dos aspectos mais importantes é a otimização dos algoritmos e procedimentos de busca e detecção de pares de superfícies em contato, para que se possa introduzir a formulação do problema de contato no contexto geral de análise por Elementos Finitos, de modo a verificar as condições de compatibilidade cinemática impostas pelas restrições de contato, assegurando-se que não hajam penetrações entre os sólidos que interagem.

Existem dois métodos bem estabelecidos na literatura e *softwares* comerciais de Elementos Finitos para considerar o problema de contato entre sólidos (AGELET DE SARACIBAR e OÑATE, 1991). O primeiro é o método dos multiplicadores de Lagrange, no qual se obriga a que as restrições de contato se verifiquem de forma exata através dos multiplicadores de Lagrange. Como inconveniente, apresenta o aumento do número de incógnitas e o aparecimento de zeros na diagonal principal da matriz de rigidez associada aos multiplicadores de Lagrange. O segundo, é o método da penalização, o qual requer que as condições de contato se verifiquem de forma aproximada, por meio do fator de penalização. Este método não conduz a um aumento do número de incógnitas, mas leva a um mal condicionamento da matriz de rigidez.

2.4.3 Atrito

Em processos de conformação, o escoamento de material é causado pela pressão transmitida pela matriz para a peça conformada. Portanto, as condições de atrito na interface matriz/material tem influência no escoamento do metal, formação de defeitos superficiais e internos, tensões e forças atuantes no processo. Tais condições dependem basicamente do tipo de lubrificação adotada [ALTAN et al. (1983), KOBAYASHI et al. (1989)]:

- Sob condições a seco, nenhum lubrificante é utilizado na interface e somente as camadas de óxido presentes na matriz e na matéria prima estão presentes. Neste caso, o atrito é alto, situação desejável apenas em pequeno número de operações de conformação;
- Condições hidrodinâmicas existem quando uma espessa camada de lubrificante está presente entre as matrizes e a peça. Neste caso, as condições de atrito são governadas pela viscosidade do lubrificante e pela velocidade relativa entre matriz e peça. Em operações de conformação em alta velocidade, a condição hidrodinâmica existe somente dentro de um certo regime de velocidades, onde a temperatura nas interfaces são relativamente baixas;
- Uso de filme lubrificante (*Boundary lubrication*) é a situação mais comum encontrada em conformação de metais. Aumento de temperatura na interface e as altas pressões de contato normalmente não possibilitam a presença da condição hidrodinâmica em regime. Uso de filmes de lubrificante, por outro lado, não possibilita uma análise confiável. Conseqüentemente, muito do conhecimento de lubrificação em conformação é empírico, com poucas informações baseadas em formulação adequada do problema.

Existem dois modelos básicos de simular o problema de atrito entre sólidos, segundo AGELET DE SARACIBAR e OÑATE (1991): o modelo de atrito cinemático e o modelo de atrito de Coulomb. No modelo cinemático, as forças de atrito são independentes da pressão de contato. No modelo de Coulomb, se produz um deslizamento relativo entre sólidos quando as tensões tangenciais alcançam um certo limite, que é proporcional à pressão de contato e que μ é o coeficiente de atrito. Esta hipótese significa que os efeitos de atrito são incluídos de modo muito simplificado.

2.5 Abordagem dinâmica explícita

A equação de equilíbrio dinâmico é dada por

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = R \quad (2-38)$$

Onde M , C e K são respectivamente as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, R é o vetor de carregamentos aplicados, U é o vetor de deslocamentos e o ponto representa a derivada no tempo.

2.5.1 Método das diferenças centrais

O método das diferenças centrais requer que todas as quantidades em t sejam conhecidas para avançar a solução para o tempo $t + \Delta t$. A relação de equilíbrio acima é governada por um sistema de EDO's com coeficientes constantes. O método das diferenças centrais estabelece que:

$${}^t\ddot{U} = \frac{1}{\Delta t^2} \left({}^{t-\Delta t}U - 2{}^tU + {}^{t+\Delta t}U \right) \quad (2-39)$$

O erro na expressão anterior é da ordem de (Δt^2) , e é o mesmo erro da expressão de velocidade:

$${}^t\dot{U} = \frac{1}{2\Delta t} \left(-{}^{t-\Delta t}U + {}^{t+\Delta t}U \right) \quad (2-40)$$

A solução dos deslocamentos para o tempo $t + \Delta t$ é obtida considerando-se a eq. (47) ao tempo t , ou seja,

$$M{}^t\ddot{U} + C{}^t\dot{U} + K{}^tU = {}^tR \quad (2-41)$$

Substituindo-se as equações (39) e (40) em (41), tem-se:

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2}M + \frac{1}{2\Delta t}C\right)^{t+\Delta t}U = {}^tR - \left(K - \frac{2}{\Delta t^2}M\right){}^tU - \left(\frac{1}{\Delta t^2}M - \frac{1}{2\Delta t}C\right)^{t-\Delta t}U \quad (2-42)$$

Portanto, para obter-se os valores no tempo $t + \Delta t$, são necessários os valores em t e $t - \Delta t$. Faz-se portanto necessário um procedimento inicial para obtenção de ${}^{t-\Delta t}U$. Das equações (37) e (38), pode-se obter:

$${}^{t-\Delta t}U_i = {}^0U_i - \Delta t {}^0\dot{U}_i + \frac{\Delta t^2}{2} {}^0\ddot{U}_i \quad (2-43)$$

A solução pelo método dinâmico explícito pode ser muito eficiente em casos onde pode-se desprezar o termo relativo ao amortecimento e uma matriz de massa agrupada é utilizada. Neste caso temos:

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2}M\right)^{t+\Delta t}U = {}^t\hat{R} \quad (2-44)$$

Onde:

$${}^t\hat{R} = {}^tR - \left(K - \frac{2}{\Delta t^2}M\right){}^tU - \left(\frac{1}{\Delta t^2}M\right)^{t-\Delta t}U \quad (2-45)$$

Nas condições acima citadas este sistema pode ser resolvido de maneira desacoplada, sem ter-se a necessidade de fatorar a matriz de massa. Assim:

$${}^{t+\Delta t}u_i = {}^t\hat{r}_i \left(\frac{\Delta t^2}{m_{ii}}\right) \quad (2-46)$$

Onde ${}^{t+\Delta t}u_i$ e ${}^t\hat{r}_i$ são os i -ésimos componentes dos vetores ${}^{t+\Delta t}U$ e ${}^t\hat{R}$, e m_{ii} é o i -ésimo elemento da diagonal da matriz de massa. Não é necessária a montagem da

matriz de rigidez global, pois as forças internas podem ser avaliadas pela soma das contribuições de cada elemento ao vetor efetivo de carregamento. Desta forma:

$${}^t\hat{R} = {}^tR - \sum_i {}^tF^{(i)} - \frac{1}{\Delta t^2} M \left({}^{t-\Delta t}U - 2{}^tU \right) \quad (2-47)$$

O método de integração requer que o *time step* seja menor que o valor crítico Δt_{cr} , que é sugerido ser proporcional ao tamanho do menor elemento na malha gerada. Para o problema de grandes deformações ou comportamento não linear, o fator limitante do tamanho do *time-step* varia durante a análise; contudo o algoritmo de definição do *time-step* o mantém abaixo de um valor limite, de modo a assegurar a estabilidade e minimizar o custo da análise.

2.6 Metodologias de otimização do perfil do blank

Uma das grandes dificuldades no processo de estampagem é a obtenção das formas ideais das ferramentas e o estabelecimento das condições de processo evitando o aparecimento de imperfeições como dobras, fratura, *necking* e *earring*. Os principais fatores que podem influenciar na conformabilidade da peça são, segundo GUO et al (1990):

- A forma das ferramentas;
- O *blank* inicial (dimensões e forma do contorno, espessura);
- Condições de contorno (borda fixa ou móvel);
- Propriedades do material (tensão de escoamento, encruamento, anisotropia);
- Contato e atrito entre ferramentas e a chapa (atrito com o punção e o prensa-chapas, condições de lubrificação).

A seguir faz-se um breve histórico sobre as metodologias de otimização da forma inicial do *blank*, comentando-se os procedimentos de otimização, sejam estes experimentais ou simulações, e neste último caso, os tipos de simplificações e hipóteses adotadas.

GOPINATHAN (1977) apresenta um método experimental de determinação do perfil exato do *blank* para o processo de estampagem profunda de formas

complicadas baseado em uma técnica denominada *photogrid*, na qual uma “malha” é desenhada na chapa que é então conformada. A partir da “malha” deformada, obtém-se informações sobre o escoamento do material. O *blank* ideal é construído por geometria e, utilizando-se as informações sobre o escoamento do material, encontram-se coeficientes que corrigem a geometria anteriormente proposta.

TOH e KOBAYASHI (1985) sugeriram um procedimento para a otimização da geometria do *blank* aplicado ao processo de *square cup drawing*. Utiliza-se uma formulação por Elementos Finitos rígido plásticos. Os passos sugeridos são:

- Utilizar a solução de um carregamento no processo de estampagem em um estágio particular de deformação;
- Assumir que o padrão de fluxo de cada ponto nodal, a partir da configuração inicial até a configuração final, obtida na análise por Elementos Finitos, seja uma linha reta unindo os pontos nodais correspondentes;
- Assumir o fluxo de material sendo representado pela distância entre a posição inicial e final de cada ponto nodal do padrão de fluxo de material descrito pelos pontos nodais;
- Estabelecer um contorno de flange desejado no final do processo. Cada ponto material da borda da flange deve chegar a este contorno ao mesmo tempo;
- Plotar as distâncias da malha obtidas no passo 3 em relação ao contorno desejado para cada passo.

Obtido o *blank*, simula-se novamente o processo.

Em continuação a este artigo, KIM e KOBAYASHI (1986) desenvolvem um método geométrico para determinação de um perfil ótimo para o *blank* no processo de *rectangular cup drawing*. O perfil é obtido para o caso de desejar-se uma flange constante no final do processo ou uma altura constante no caso de estampagem total (sem formação de rebarba). O método consiste em assumir um campo de velocidades em um sistema de coordenadas ortogonal e curvilíneo (de modo a descrever o comportamento ao longo do raio de curvatura da entrada da matriz), formular as linhas de fluxo dos pontos materiais do *blank*, e então determinar o contorno da flange.

ISEKI e MUROTA (1986) apresentam um método válido para estampagens não axissimétricas utilizando o Método dos Elementos Finitos. Utiliza-se primeiro de

uma análise por FEM da deformação na região da flange, e a partir destes resultados obtém-se o *blank* ótimo aplicando-se a teoria *slip-line fields*. O *blank* inicial é proposto como sendo equidistante do perfil final desejado e para obtenção do novo *blank*, subtrai-se das coordenadas do *blank* inicial metade da diferença entre as coordenadas dos perfil obtido pela simulação inicial e o perfil final desejado. O material do *blank* é considerado isotrópico.

CHEN e SOWERBY (1992) fazem o desenvolvimento do *blank* ideal aplicando o método de características de tensão plana (*plane stress characteristics*). Os resultados obtidos são comparados com resultados experimentais e obtidos por Elementos Finitos, com boa concordância.

KUWABARA e SI (1997) propõem um método para determinação da forma ótima do *blank* para peças prismáticas irregulares com fomas do perfil da flange e profundidade de estampagem arbitrárias. Nos cálculos utilizam a teoria *slip-line field*. Os procedimentos são integrados a um sistema CAD que fornece o perfil do *blank* ótimo em pouco tempo utilizando um computador pessoal.

ISEKI e SOWERBY (1995) propõem um método simplificado para determinação do *blank* ideal baseado em um procedimento inverso utilizando Elementos Finitos. O fluxo de material é assumido como podendo ser revertido, ou seja, a peça já na forma final desejada é simulada com o fluxo de material deixando a matriz em direção à flange, desenvolvendo-se a forma da chapa inicial de modo incremental. As tensões e deformações na peça em sua forma final são calculadas posteriormente.

KIM et al (1998) utilizam um método semelhante para obter o *blank* ideal utilizando uma formulação isotrópica rígido-plástica para o método dos Elementos Finitos. São estudados os casos de peças retangulares, trapezoidais e em forma de “L” (*L-shaped*).

LEE e HUH (1998) utilizam também um método inverso. O cálculo inverso é realizado em vários passos (*multi-step inverse analysis*) de modo a minimizar o acúmulo de erros, tornando possível sua aplicação a peças mais complexas. Na formulação do trabalho plástico é considerada a teoria de deformação de Henky e o critério de anisotropia de Hill. São estudados os casos de peças de geometria circular, quadrada e um reservatório de óleo (*oil pan*).

CHUNG et al. (1997) apresentam uma técnica de otimização sequencial desenvolvida utilizando-se a teoria de projeto em conformação, análise por Elementos Finitos e tentativas experimentais. O procedimento é aplicado para o projeto de um *blank* de uma liga de alumínio altamente anisotrópica, onde este comportamento é considerado por método proposto pelos autores em outro artigo.

ZHAO et al (1997) propõem um algoritmo de otimização da matriz de pré-forjamento, onde esta é representada por curvas B-*splines* cúbicas. O objetivo da otimização é reduzir a diferença entre a forma do forjado e a forma desejada para o produto. Os pontos de controle das B-*splines* são utilizadas como variáveis de projeto. A função objetivo é minimizada para os coeficientes selecionados das *splines*.

FOURMENT e CHENOT (1996) apresentam um método semelhante, utilizando a distância entre a peça obtida e a peça desejada como função objetivo a ser minimizada. Os contornos das peças são discretizados utilizando-se funções *splines*. São estudados casos de otimização da forma em operações de forjamento em um e dois passos.

GEA e RAMAMURTHY (1998) propõem um modelo de otimização aplicável à conformação de peças prismáticas retangulares no qual é considerado o objetivo de maximizar a conformabilidade do material de forma a evitar a ocorrência de falhas e fraturas no processo. A conformabilidade é limitada por falhas no processo, devendo-se selecionar os parâmetros mais importantes que influenciam a operação de estampagem. A forma do *blank* é tida como um dos parâmetros mais importantes neste processo. O *blank* ótimo apresentado para o problema de *square cup drawing* é o de formato circular.

PARK et al (1999) apresentam um novo método de projeto do *blank* combinando a teoria de *ideal forming* [CHUNG e RICHMOND, 1992], segundo a qual o material deve deformar segundo o caminho de mínimo trabalho plástico, com uma análise de Elementos Finitos utilizando um método de iteração que considera o histórico de deformação (*path iteration method*). Assim, espera-se prever o *blank* ideal sem a ocorrência de fratura ou enrugamento. O método considera dois estágios:

1. Obtém-se o *blank* inicial através da teoria de *Ideal forming*;
2. Aplica-se o método iterativo para obtenção do *blank* ótimo a partir do *blank* obtido no estágio anterior, de modo a minimizar erros de forma na otimização.

No capítulo seguinte apresenta-se uma proposta de metodologia geométrica de otimização da forma do *blank* e detalhes sobre a modelagem do problema ao qual o método é aplicado.

3 Materiais e Métodos

3.1 Metodologia proposta

A possibilidade de fazer um estudo onde se possa prever o comportamento do metal no processo de conformação, discutido nos tópicos anteriores, cria também a possibilidade da utilização do modelo de escoamento do metal como ferramenta para estabelecer uma metodologia de otimização da geometria da chapa a ser deformada na conformação. Esta metodologia é implementada através de um algoritmo de otimização que trabalha integrado ao software de análise e simulação de processos de conformação.

A minimização do desperdício de material no processo tem aplicação imediata na indústria. O estabelecimento de parâmetros de otimização e a integração de um algoritmo junto a um software disponível representa uma tecnologia a ser pesquisada, e é o objetivo deste trabalho. A metodologia de otimização segue, em linhas gerais os passos apresentados na figura 3-1.

O processo é simulado com a chapa a ser conformada em uma forma inicial não otimizada. Tem-se como dados o perfil nominal da flange da peça desejada, o perfil do *blank* inicial e as condições do processo de conformação. Faz-se o estudo de escoamento do metal. Aplica-se um teste de avaliação segundo valores pré-especificados, para verificar se a geometria ideal foi atingida ou se será necessária nova simulação. Baseado nos critérios implementados e na forma de escoamento, uma nova geometria é proposta e o processo é realimentado.

A proposta de otimização aqui apresentada toma como base a geometria do problema estudado. Como valores iniciais conhecidos, tem-se a geometria inicial do *blank*, a geometria final desejada além das condições nas quais ocorre a estampagem da peça.

FIGURA 3-1 Metodologia empregada na otimização da geometria da matéria-prima

O Método dos Elementos Finitos fornece, a partir da geometria inicial do *blank* o perfil deste após a simulação do processo de estampagem. De posse destes dados, deseja-se propor um novo *blank* inicial, chamado de *blank* otimizado. Este poderá ser utilizado como uma realimentação neste processo de modo a obter-se iterativamente o melhor perfil inicial para o *blank*.

Simbologia adotada:

xi_n , yi_n : coordenadas relativas ao perfil do *blank* inicial;

xf_n , yf_n : coordenadas relativas ao perfil da flange obtida após a simulação utilizando o *blank* inicial;

xd_n, yd_n : coordenadas relativas ao perfil da flange desejado após a simulação utilizando o *blank* otimizado como geometria inicial;

xo_n, yo_n : coordenadas relativas ao perfil do *blank* otimizado proposto pelo método.

3.1.1 Procedimento de obtenção das coordenadas da geometria otimizada

Para o desenvolvimento da presente metodologia, será adotado como estimativa inicial que a área definida entre o perfil da flange após simulação e o perfil da flange desejado seja proporcional à área entre o perfil inicial do *blank* e o perfil otimizado ($A1_n$ e $A2_n$, respectivamente, de acordo com a figura 3-2). Para tanto, as coordenadas $(xi, yi)_n, (xd, yd)_n$ são fornecidas de modo que para cada valor de n as coordenadas estejam igualmente espaçadas de um ângulo conhecido θ . A posição dos nós obtidos na simulação por Elementos Finitos não reside neste lugar geométrico, sendo portanto, necessária a interpolação destes pontos e o cálculo de uma nova posição. Este procedimento foi implementado em um programa FORTRAN que faz a leitura dos dados de saída listados pelo ANSYS / LS-Dyna, realizando uma interpolação linear entre os pontos e recalculando as novas coordenadas.

FIGURA 3-2 Perfis e coordenadas nodais utilizadas no cálculo da geometria otimizada.

Desta maneira, de acordo com a figura 3-2, podemos escrever a relação entre as áreas como sendo:

$$A2_n = k_m A1_n \quad (3-1)$$

Onde k_m é uma constante de proporcionalidade que considera o comportamento não linear do processo e a variação de espessura na chapa.

$A2_n$ e $A1_n$ podem ser obtidos por

$$A2_n = \frac{1}{2} \left(\begin{vmatrix} xi_{n+1} & xi_n \\ yi_{n+1} & yi_n \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} xo_{n+1} & xo_n \\ yo_{n+1} & yo_n \end{vmatrix} \right)$$

$$A1_n = \frac{1}{2} \left(\begin{vmatrix} xf_{n+1} & xf_n \\ yf_{n+1} & yf_n \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} xd_{n+1} & xd_n \\ yd_{n+1} & yd_n \end{vmatrix} \right)$$

onde $|\dots|$ representa o determinante da matriz.

Substituindo-se o cálculo das áreas em (1) e expandindo-se o determinante, temos:

$$xi_{n+1}yi_n - xi_nyi_{n+1} - xo_{n+1}yo_n + xo_nyo_{n+1} = k_m (xf_{n+1}yf_n - xf_nyf_{n+1} - xd_{n+1}yd_n + xd_nyd_{n+1})$$

Sendo imposta a condição que relaciona xo_{n+1} a yo_{n+1} como:

$$yo_{n+1} = tg(90 - n\theta)xo_{n+1}$$

pode-se escrever:

$$\begin{aligned} -xo_{n+1}yo_n + yo_{n+1}xo_n &= k_m (xf_{n+1}yf_n - xf_nyf_{n+1} + xd_nyd_{n+1} - xd_{n+1}yd_n) - xi_{n+1}yi_n + xi_nyi_{n+1} \\ xo_{n+1}(tg(90 - n\theta)xo_n - yo_n) &= k_m (xf_{n+1}yf_n - xf_nyf_{n+1} + xd_nyd_{n+1} - xd_{n+1}yd_n) - xi_{n+1}yi_n + xi_nyi_{n+1} \end{aligned}$$

Assim:

$$xo_{n+1} = \frac{k_m (xf_{n+1}yf_n - xf_nyf_{n+1} + xd_nyd_{n+1} - xd_{n+1}yd_n) - xi_{n+1}yi_n + xi_nyi_{n+1}}{(tg(90 - n\theta)xo_n - yo_n)}$$

$$yo_{n+1} = tg(90 - n\theta)xo_{n+1} \quad (3-2)$$

3.1.2 Obtenção dos valores iniciais

Para aplicação do método é necessária uma estimativa inicial de xo_n, yo_n . Uma estimativa considerada razoável é a aproximação por triângulos semelhantes das coordenada dos nós 1 e 2 dos perfis inicial e otimizado, conforme demonstrado na figura 3-3. Foram utilizados os valores do *blank* inicial para a aproximação devido ao fato de, em um processo iterativo, as coordenadas do *blank* inicial convergem para as coordenadas otimizadas. A área do triângulo ABC pode ser escrita como:

$$Ai = -\frac{1}{2}(xi_1 yi_2 - xi_2 yi_1)$$

Analogamente, para o triângulo ADE, pode-se escrever:

$$Ao = -\frac{1}{2}(xo_1 yo_2 - xo_2 yo_1)$$

Por semelhança de triângulos, podemos dizer que:

$$\frac{Ai}{Ao} = \frac{yi_1^2}{yo_1^2} \quad (3-3a)$$

$$\frac{yi_1^2}{yo_1^2} = \frac{(xi_1 yi_2 - xi_2 yi_1)}{(xo_1 yo_2 - xo_2 yo_1)} \quad (3-3b)$$

Aplicando-se a condição $xo_1 = 0$, temos:

$$yo_1(yo_1(xi_1 yi_2 - xi_2 yi_1) + xo_2 yi_1^2) = 0$$

Onde a solução que interessa é:

$$yo_1 = \frac{-xo_2 yi_1^2}{xi_1 yi_2 - xi_2 yi_1} \quad (3-4)$$

Da equação (2) para $n = 1$, temos:

$$x_{o_2} = \frac{k_m (x f_2 y f_1 - x f_1 y f_2 + x d_1 y d_2 - x d_2 y d_1) - x i_2 y i_1 + x i_1 y i_2}{(tg(90 - \theta) x o_1 - y o_1)} \quad (3-5)$$

FIGURA 3-3 Triângulos semelhantes para estimativa do valor de x_{o_1} e y_{o_1} .

Com as condições de contorno $x_{o_1} = x f_1 = x d_1 = x i_1 = 0$, simplifica-se (5) para:

$$x_{o_2} = \frac{k_m (x f_2 y f_1 - x d_2 y d_1) - x i_2 y i_1}{- y o_1} \quad (3-6)$$

substituindo-se (6) em (3), obtemos:

$$y_{o_1}^2 = \frac{(k_m (x f_2 y f_1 - x d_2 y d_1) - x i_2 y i_1) y i_1}{x i_2} \quad (3-7)$$

Os valores iniciais são, portanto:

$$\begin{aligned}
 x_{o_1} &= 0 \\
 y_{o_1} &= \sqrt{\frac{(k_m(xf_2 yf_1 - xd_2 yd_1) - xi_2 yi_1)yi_1}{xi_2}}
 \end{aligned} \tag{3-8}$$

A análise do erro médio entre o perfil da flange da peça obtida na solução e o perfil da peça desejada é dado, de acordo com PARK et al. (1999), por:

$$erro = 1000 \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [(xf_i - xd_i)^2 + (yf_i - yd_i)^2]} \tag{3-9}$$

onde:

N é o número de nós que descrevem o perfil da chapa;

$(xf, yf)_i$ correspondem às coordenadas nodais do perfil da flange da peça obtida na simulação;

$(xd, yd)_i$ correspondem às coordenadas nodais do perfil da flange da peça final desejada.

O erro médio é dado em milímetros para coordenadas nodais dadas em metros.

O conjunto de equações (2), (8) e (9) foi implementado em um programa FORTRAN. Na execução deste procedimento, foram necessárias algumas adaptações em relação aos valores obtidos diretamente do programa ANSYS/LS-Dyna3D. As coordenadas da geometria inicial, final, desejada e otimizada deveriam estar espaçadas de um ângulo constante θ . Os nós da malha gerada na geometria inicial são construídos de modo a obedecerem esta determinação, e suas coordenadas são obtidas a partir do arquivo NLIST.LIS, gerado pelo ANSYS/LS-Dyna3D. Para as coordenadas finais desejadas foi construído um outro programa que, tendo como dados de entrada as dimensões do perfil final desejado, automaticamente gera as coordenadas com os espaçamentos requeridos. Uma vez realizada a primeira simulação, as coordenadas dos nós seguem o fluxo de escoamento do material, e não a linha em direção ao centro da peça, utilizada como base na formulação do novo perfil. Para corrigir tal problema, as coordenadas finais são lidas a partir do arquivo PRNSOL.LIS gerado pelo ANSYS/LS-Dyna3D, e as coordenadas de dois nós

consecutivos são interpoladas por uma reta cuja equação é igualada à equação da reta de inclinação $90-n\theta$ (onde θ é o ângulo de espaçamento e n refere-se à numeração sequencial do nó) obtendo-se assim os valores das coordenadas finais de acordo com as condições determinadas para aplicação do método proposto. Estas novas coordenadas são exportadas para um arquivo, onde as informações de saída do ANSYS/LS-Dyna3D já estão filtradas e preparadas para o uso no programa de cálculo da nova geometria do *blank*. As novas coordenadas do *blank* inicial são geradas já devidamente espaçadas e o arquivo no qual as coordenadas são escritas tem o formato de uma macro do ANSYS/LS-Dyna3D, portanto, a base da nova geometria (*keypoints*) são automaticamente gerados executando-se a macro gerada. A partir dos *keypoints* é gerada uma *spline*, e tem-se o novo perfil da chapa. A seguir, completa-se o modelo e executa-se nova simulação, repetindo-se o procedimento com os novos dados de entrada e saída.

Apresenta-se no item seguinte a aplicação do procedimento acima descrito ao problema de *square cup drawing*.

3.2 Modelagem por Elementos Finitos do problema de square cup drawing

A solução por Elementos Finitos foi realizada no laboratório CAD/CAE, utilizando a infra-estrutura relacionada a seguir:

Hardware

-Servidor IBM Netfinity 3000, 128Mb de memória RAM, processador *Pentium* II 400MHz.

Software

-CAE (*Computer Aided Engineer*)

plataforma Windows NT ANSYS/LS-Dyna3D (Versão 5.4).

De acordo com a proposta de HUEBNER (1994), o problema foi solucionado seguindo as três etapas essenciais para a utilização do Método dos Elementos Finitos: etapa de pré-processamento, solução (*solver*) e etapa de pós-processamento.

Foram feitos três modelos base, sendo que o primeiro utiliza uma formulação de comportamento de material bilinear isotrópico, enquanto os outros dois modelos possuem formulação plástica por lei de potência. A geometria do *blank* inicial nos dois primeiros casos é circular, e no segundo a forma é um octógono regular de mesma área superficial que a chapa circular.

3.2.1 Pré-processamento

Construção da geometria

As dimensões utilizadas para a simulação do problema proposto foram adotadas como as mesmas utilizadas por MAMALIS et. al (1996), em virtude de o referido artigo possuir resultados comparando a simulação das estampagens em diversas profundidades com dados experimentais.

Foi feita a modelagem de apenas um quarto das peças, de modo a poupar esforço computacional. As dimensões de matriz, punção e prensa-chapas são apresentadas na figura 3-4. Para os dois primeiros modelos, a chapa inicial tem o formato circular de raio igual a 60.5 mm. No terceiro modelo, a chapa tem a forma de um octógono regular com lado igual a 48.8 mm (hexágono regular circunscrito a um círculo de raio 58.9 mm). Em ambos os casos, a espessura da chapa foi de 0.84 mm.

De acordo com estas dimensões foram construídas as geometrias mostradas nas figuras 3-5 a 3-7. Em uma primeira tentativa foi gerada a malha livre (elementos triangulares) no *blank* mas os resultados, que deveriam ser simétricos não o foram devido à má qualidade da malha gerada. Tornou-se necessária a criação de um malha mapeada sem a utilização de elementos planos triangulares ou sólidos tetraédricos (menos eficientes em análises estruturais). Nas figura 3.5 a 3-7 apresentam-se também as malhas geradas nos *blanks* iniciais, com a utilização exclusiva de elementos *shell* quadriláteros. Nos demais componentes foram utilizados sólidos hexaédricos. A região em que é feito o refinamento para que os elementos da borda exterior da chapa não sejam excessivamente grandes na primeira simulação (figura 3.5b) foi criada com o auxílio de uma macro dentro do programa.

(a)

(b)

(c)

FIGURA 3.4 Dimensões utilizadas no modelo proposto [mm]: (a) Matriz; (b) Punção;
(c) Prensa-chapas

FIGURA 3-5 Modelo um: (a) Malha gerada em $\frac{1}{4}$ do modelo: punção, prensa-chapas, chapa, matriz. (b) Detalhe da malha gerada no *blank* inicial.

FIGURA 3-6 Modelo dois: (a) Malha gerada em $\frac{1}{4}$ do modelo: punção, prensa-chapas, chapa, matriz. (b) Detalhe da malha gerada no *blank* inicial.

FIGURA 3-7 Modelo três: (a) Malha gerada em ¼ do modelo: punção, prensa-chapas, chapa, matriz. (b) Detalhe da malha gerada no *blank* inicial.

Propriedades dos materiais

As propriedades dos materiais utilizados na primeira modelagem são apresentadas na tabela 3-1, onde além de valores utilizados nos cálculos, mostra-se valores experimentais levantados por MAMALIS (1996), para as direções de orientação de 0°, 45° e 90° em relação à direção de laminação. Na simulação foram desprezados os valores relativos a anisotropia do material (*r value* e r_m iguais a 1) e a curva tensão deformação foi aproximada por um modelo bilinear, conforme mostrado na figura 3-8. O escoamento do material é portanto assumido como sendo:

$$\bar{\sigma}_f = Y + E_p \bar{\epsilon} ,$$

onde $\bar{\sigma}_f$ é o fluxo de tensões, Y é a tensão de início de escoamento, $\bar{\epsilon}$ a deformação efetiva e E_p o módulo plástico, obtido por:

$$E_p = EE_t / (E - E_t)$$

onde E é o módulo de Young e E_t é o módulo tangente do material.

Tabela 3-1: Propriedades do material – Aço Galvanizado.

Orientação [°]	E [MPa]	E_t [MPa]	Y [MPa]		UTS^* [MPa]	r -value		r_m	
	Simul.	Simul.	Exp.	Simul.	Exp.	Exp.	Simul.	Exp.	Simul.
0	2.1×10^5	482	180.1	286	307.5	2.15	1	2.04	1
45	2.1×10^5	482	192.4	286	310.5	1.78	1	2.04	1
90	2.1×10^5	482	190.5	286	303.2	2.43	1	2.04	1

* *Ultimate Tensile Strength*

Além destes valores foram também utilizados:

Densidade do aço (ρ): 7850 kg/m^3

Coeficiente de Poisson (ν): 0.3

Curva TENSÃO x DEFORMAÇÃO

FIGURA 3-8 Curva tensão-deformação utilizada na primeira modelagem

Os valores apresentados na Tabela 3-1 foram adotados para o *blank*. Para as demais partes (punção, matriz e prensa-chapas), foram utilizados os valores

correspondentes ao regime elástico (módulo de Young, densidade e coeficiente de Poisson) e foram considerados como corpos rígidos.

Tanto na segunda como na terceira modelagem, na descrição do comportamento do material, foi utilizada uma formulação linear para o regime elástico e uma lei de potência para descrever o comportamento plástico. A figura 3-9 apresenta a curva Tensão-Deformação utilizada.

FIGURA 3-9 Curva Tensão-deformação com plasticidade por lei de potência utilizada na modelagem da chapa.

$$\sigma = E\epsilon_e \quad \text{Regime elástico}$$

$$\sigma = k\epsilon_p^n \quad \text{Regime plástico}$$

onde:

σ : Tensão;

ϵ_e : Deformação elástica;

ϵ_p : Deformação plástica;

$E = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ Módulo de Young;

$k = 739 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ Coeficiente de resistência do material;
 $n = 0.228$ Expoente de encruamento.

O material foi considerado isotrópico e foram utilizados:

Densidade do aço (ρ): 7850 kg/m^3

Coeficiente de Poisson (ν): 0.29

Elementos utilizados

Para a modelagem da chapa foi utilizado o elemento SHELL163, elemento do tipo casca (*shell*) que suporta a análise dinâmica explícita, e possui propriedades de membrana e dobramento (*bending*). A formulação utilizada para o elemento não foi a padrão, devido à ocorrência de grandes deformações no elemento. Como dado de entrada deste tipo de elemento foi fornecida a espessura do elemento (0.84mm), inicialmente constante. Maiores detalhes sobre este elemento podem ser encontrados no Apêndice 1.

Na modelagem dos demais componentes, foi utilizado o elemento SOLID164, elemento sólido estrutural que suporta a análise dinâmica explícita. Os componentes modelados com este tipo de elemento foram considerados corpos rígidos, não sendo portanto necessário definir nenhuma outra característica especial. O Apêndice 1 apresenta maiores detalhes sobre este tipo de elemento.

Condições de contato entre as peças

Uma vez gerado o modelo e a malha, é necessária a criação de componentes formados por nós para a definição das regiões em que ocorre contato entre os sólidos. Para tal foram criados os componentes para descrever as superfícies do punção, do prensa chapas, da matriz e das superfícies superior e inferior do *blank*.

Segundo AGELET DE SARACIBAR e OÑATE (1991), a definição de contato deve ser feita definindo-se dois componentes, designados por *master* (principal) e *slave* (associado). Desta maneira, impõe-se que nenhum nó da superfície associada penetre a superfície principal. Deve-se notar que se permitem penetrações dos nós da superfície principal na superfície associada. Uma mesma superfície pode pertencer a mais de um par de superfícies em contato, podendo também ser definida

alternativamente como principal ou associada. Assim na modelagem do problema aqui tratado, os contatos foram duplicados, com as superfícies alternando o papel de principal e associada.

A opção de contato utilizada no ANSYS/LS-Dyna3D foi *automatic surface-to-surface contact*, onde definidos os componentes que podem vir a entrar em contato, o programa, durante a simulação, faz a verificação e se necessário impõe as condições de contato. Assim, segundo HALLQUIST (1993), cada nó da superfície associada é verificado em relação à penetração na superfície principal. Se o nó associado não tiver penetrado a superfície principal, nada é feito. Caso contrário, é aplicada uma força entre o nó associado e seu ponto de contato, de magnitude proporcional ao valor da penetração.

Nas interfaces punção/chapa, prensa-chapas/chapa e chapa/matriz, foi assumido um valor constante de atrito de Coulomb $\mu = 0.2$, de acordo com MAMALIS et al (1996).

Condições de contorno

Uma vez feita a modelagem de um quarto do problema, é necessária a aplicação de condições de contorno que traduzam a simetria do modelo.

Na modelagem da matriz, punção e prensa-chapas a opção de defini-los como corpos rígidos permite travar os graus de liberdade desejados, de modo que na matriz foram travados todos os graus de liberdade e no punção e prensa-chapas foi liberado apenas o deslocamento em z (direção de estampagem).

A chapa não pode ser considerada como corpo rígido, de modo que as restrições devem ser aplicadas a nós selecionados. Aos nós com coordenada $y = 0$ foram travados os deslocamentos na direção x e rotações em torno de y e z . Aos nós com coordenada $x = 0$ foram travados os deslocamentos na direção y e rotações em torno de x e z . Estas condições são mostradas na figura 3-10. Desta maneira, estão consideradas as condições de simetria do modelo.

FIGURA 3-10 Condições de contorno impostas à chapa: (a) Restrições de deslocamento (em azul) e rotação (em vermelho). (b) Vista do modelo completo com as condições de contorno aplicadas à chapa

Condições iniciais

Como condição inicial foi aplicada uma velocidade inicial ao punção. Ao longo do experimento realizado por MAMALIS et al. (1996), a velocidade do punção foi constante com valor de 17 mm/s. No intuito de se poupar esforço computacional, é comum neste tipo de análise utilizar-se de velocidades até cem vezes maiores que a velocidade real [MAKINOUCHI (1996)]. Nos ensaios aqui apresentados foi utilizada uma velocidade inicial de 1.7 m/s para o punção, mesmo valor utilizado por MAMALIS et al. (1996).

Carregamentos

Os carregamentos aplicados foram um deslocamento constante no punção de 20mm, com a velocidade considerada constante e igual a 1.7m/s ao longo de todo o processo. A força no prensa-chapas também foi considerada constante ao longo do processo com valor de 26 kN [MAMALIS et al. (1996)].

3.2.2 Solver

O programa ANSYS fornece uma interface para a utilização do LS-Dyna3D, um programa que utiliza um método explícito para solução de problemas envolvendo grandes deformações dinâmicas e problemas complexos de contato. Maiores detalhes sobre a formulação utilizada para a resolução destes problemas é apresentada no capítulo 2.5.

3.2.3 Pós-processamento

Os resultados obtidos são os deslocamentos nodais na borda do *blank* bem como as deformações e tensões apresentadas na chapa no final do processo de conformação.

Os resultados bem como suas análises e a verificação da qualidade do processo de cálculo são apresentados e detalhados no capítulo a seguir.

4 Resultados e Discussões

Os resultados apresentados são os deslocamentos nodais sofridos pelo perfil da chapa após a simulação, que são utilizados na elaboração do novo perfil inicial para a chapa. Adicionalmente, também são colhidos para efeito de comparação as tensões e deformações totais pelo critério de von Mises.

Após a simulação, as novas coordenadas do perfil da chapa são calculadas pelas equações abaixo, deduzidas no capítulo anterior (equações 3-8 e 3-2, respectivamente).

$$\begin{aligned}
 x_{o_1} &= 0 \\
 y_{o_1} &= \sqrt{\frac{(k_m(xf_2yf_1 - xd_2yd_1) - xi_2yi_1)yi_1}{xi_2}} \\
 x_{o_{n+1}} &= \frac{k_m(xf_{n+1}yf_n - xf_nyf_{n+1} + xd_nyd_{n+1} - xd_{n+1}yd_n) - xi_{n+1}yi_n + xi_nyi_{n+1}}{(tg(90 - n\theta)x_{o_n} - y_{o_n})} \\
 y_{o_{n+1}} &= tg(90 - n\theta)x_{o_{n+1}}
 \end{aligned}$$

Inicialmente, o valor da constante de proporcionalidade k_m (equação 3-1) foi considerado como igual a 1, mas como os resultados não foram adequados, os valores das coordenadas obtidas $(x_o, y_o)_n$ foram ajustados utilizando-se um valor de $k_m = 0.8$.

Os primeiros resultados apresentados utilizam uma formulação bilinear para descrever o comportamento do material. O processo é simulado inicialmente com um *blank* circular, aplica-se a metodologia e mais uma simulação é realizada, comparando-se os resultados obtidos com os resultados desejados. No sentido de aperfeiçoar a simulação, adotou-se um comportamento de material descrito por uma lei de potência, que fornece uma aproximação mais realista do processo de

conformação. Para este caso, primeiramente foi mantida a geometria do *blank* inicial e o método de otimização foi aplicado até a obtenção de um erro médio menor que um milímetro. A fim de verificar-se a eficiência do método, propôs-se um segundo caso onde, para a mesma geometria da peça final desejada, foi adotado um *blank* inicial com formato octogonal e com a mesma área superficial que o *blank* circular estudado no caso um.

4.1 Formulação de material bilinear isotrópica

O contorno do *blank* foi discretizado em 36 nós e a profundidade de estampagem utilizada foi de 20 mm.

1ª Iteração: A figura 4-1 mostra a malha deformada e os perfis da borda da chapa antes e depois da simulação. As figuras 4-2 e 4-3 mostram respectivamente a deformação total equivalente no final do processo e as tensões no final do processo por von Mises. A figura 4-4 apresenta os perfis inicial da chapa, final da flange após a primeira simulação, final desejado para a flange e o perfil proposto após a execução do programa de cálculo do novo perfil inicial do *blank*.

FIGURA 4-1 (a) Peça conformada e *blank* inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do *blank* e da flange na peça obtida na 1ª simulação

O *blank* otimizado mostrado na figura 4-4 é utilizado como dado de entrada para uma nova simulação, obedecendo as mesmas condições aplicadas na simulação anterior.

FIGURA 4-2 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 1ª simulação

FIGURA 4-3 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 1ª simulação

FIGURA 4-4 Dados de entrada e perfil proposto na 1ª iteração do método de otimização.

Dimensões nos eixos dadas em metros.

2ª Iteração: As figuras 4-5 a 4-7 mostram respectivamente a malha deformada, os perfis da borda da chapa antes e depois da simulação, a deformação total equivalente no final do processo e as tensões no final do processo por von Mises. A figura 4-8 mostra o perfil do *blank* inicial desta simulação e, sobrepostos, o perfil da flange obtido na simulação e o perfil desejado para a flange.

FIGURA 4-5 (a) Peça conformada e *blank* inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do *blank* e da flange na peça obtida na 2ª simulação

FIGURA 4-6 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 2ª simulação

FIGURA 4-7 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 2ª simulação

FIGURA 4-8 Comparação entre o resultado obtido na 2ª simulação e o resultado desejado para o *blank* proposto pela primeira iteração do método. Dimensões nos eixos dadas em metros.

Verificando-se os resultados, fazemos as seguintes considerações:

A aproximação inicial onde as áreas entre os perfis final e final desejado e entre os perfis inicial e otimizado são iguais é válida como primeira estimativa apenas no caso de profundidades baixas de estampagem. Nas presentes simulações, o resultado das coordenadas obtidas por esta hipótese foi aumentado em 20% e então foi realizada nova simulação. Posteriormente, foi adotada a hipótese de haver uma proporcionalidade entre as áreas consideradas, sendo introduzido na formulação o coeficiente k_m , cujo valor é sempre menor ou igual a 1 (quanto maior a profundidade de estampagem menor o valor de k_m). Utilizou-se então um valor de k_m igual a 0.8. A necessidade deste coeficiente deve-se à grande não-linearidade envolvida no processo, seja devido o comportamento do material como também pelo fato de que a região da flange sofre os efeitos da força de atrito tanto no contato chapa/matriz como no contato chapa/prensa-chapas.

Observando-se os resultados obtidos em relação à análise de distribuições de tensão e deformação dos dois modelos, pode-se ressaltar o fato de no modelo com geometria inicial a distribuição de tensões máxima ocorre na borda da flange à 45°,

provavelmente devido à força que ela tende a fazer no sentido de levantar o prensa-chapas. O fluxo de material nesta primeira simulação foi menor que o esperado, comportamento que é atribuído a uma formulação muito simplificada para o modelo de material. Por outro lado no caso da geometria otimizada, a tensão máxima ocorre também à 45° mas na curva de entrada da matriz. A distribuição de deformações no caso da geometria otimizada tem seu valor máximo próximo ao ponto de tensão máxima enquanto na geometria inicial este ponto está localizado mais abaixo, próximo ao raio de curvatura do punção, talvez devido a uma resistência à deformação na entrada da matriz devido ao excesso de material na flange.

4.2 Formulação de material por lei de potência

4.2.1 Caso 1: *Blank* circular

Neste caso, o contorno do *blank* foi discretizado em vinte e um nós e o processo de otimização foi aplicado até a obtenção de um erro médio menor que um milímetro.

1ª Iteração: Partindo-se do *blank* inicial de raio 60.5 mm, fez-se a simulação por Elementos Finitos. A figura 4-9 (a) mostra o contorno da peça não deformada e a peça após a conformação. Em 4-9 (b) pode-se ver melhor o perfil da peça não deformada e o perfil da flange obtida após a simulação.

FIGURA 4-9 (a) Peça conformada e *blank* inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do *blank* e da flange na peça obtida na 1ª simulação

As figuras 4-10 e 4-11 mostram respectivamente as deformações totais e distribuição de tensões na peça pelo critério de von Mises.

FIGURA 4-10 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 1ª simulação

FIGURA 4-11 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 1ª simulação

O erro médio entre a peça obtida e a peça desejada foi de 9.8mm. Aplicando-se o método de otimização proposto, obtém-se um novo perfil para o *blank*, como mostrado na figura 4-12.

FIGURA 4-12 Perfis iniciais e obtidos na primeira iteração do processo de otimização.

Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 9.8 mm

2ª Iteração: Utilizando-se o novo *blank* proposto, é feita nova simulação, cujos resultados estão mostrados na figura 4-13.

FIGURA 4-13 (a) Peça conformada e *blank* inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do *blank* e da flange na peça obtida na 2ª simulação

FIGURA 4-14 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 2ª simulação

FIGURA 4-15 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 2ª simulação

Nas figuras 4-14 a 4-16 tem-se respectivamente as deformações totais equivalentes, distribuição de tensões na peça, e a aplicação do processo de otimização. Neste passo, obteve-se um erro médio de 1.9 mm.

FIGURA 4-16 Perfis iniciais e obtidos na segunda iteração do processo de otimização.

Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 1.9 mm

3ª Iteração: Os resultados da nova simulação são mostrados na figura 4-17. Nesta etapa o erro obtido foi de 0.41 mm, portanto, inferior ao erro admissível proposto.

FIGURA 4-17 (a) Peça conformada e *blank* inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do *blank* e da flange na peça obtida na 3ª simulação

As figuras 4-18 e 4-19 mostram respectivamente as deformações totais e distribuição de tensões na peça pelo critério de von Mises. Na figura 4-20 pode-se ver que o perfil desejado foi obtido com boa acuracidade.

FIGURA 4-18 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 3ª simulação

FIGURA 4-19 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 3ª simulação

FIGURA 4-20 Perfis iniciais e obtidos na terceira iteração do processo de otimização.

Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 0.41 mm

Uma vez que o *blank* ideal tenha sido atingido, propõe-se o caso 2, onde a peça final a ser obtida é a mesma peça do caso 1, mas o *blank* inicial tem o formato de um octógono e mesma área superficial que a chapa circular.

4.2.2 Caso 2: *Blank* octogonal

Neste caso, o contorno do *blank* foi discretizado em trinta e dois nós, devido à geometria ser mais complexa que no caso anterior, e novamente o processo de otimização foi aplicado até a obtenção de um erro médio menor que um milímetro.

1ª Iteração: Partindo-se do *blank* inicial octogonal, fez-se a simulação por Elementos Finitos. A figura 4-21 (a) mostra o contorno da peça não deformada e a peça após a conformação. Em 4-21 (b) pode-se ver melhor o perfil da peça não deformada e o perfil da flange após a simulação. Nas figuras 4-22 e 4-23 apresenta-se respectivamente as deformações totais equivalentes e a distribuição de tensões equivalentes.

FIGURA 4-21 (a) Peça conformada e *blank* inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do *blank* e da flange na peça obtida na 1ª simulação

FIGURA 4-22 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 1ª simulação

FIGURA 4-23 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 1ª simulação

O erro obtido com o *blank* inicial é de 9.98 mm. A aplicação do procedimento de otimização fornece o perfil de um novo *blank*, conforme mostrado na figura 4-24.

FIGURA 4-24 Perfis iniciais e obtidos na primeira iteração do processo de otimização.

Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 9.98 mm

2ª Iteração: A simulação com o segundo *blank* é mostrada na figura 4-25 em duas vistas. Neste segundo passo obteve-se um erro médio de 1.85 mm. Em 4-26 e 4-27 estão mostradas as deformações equivalentes e tensões por von Mises. A peça final quase foi atingida, como pode ser visto na figura 4-28. O perfil para o novo *blank* é bem semelhante ao obtido no segundo passo do caso 1, antecipando a convergência do método aplicado.

FIGURA 4-25 (a) Peça conformada e *blank* inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do *blank* e da flange na peça obtida na 2ª simulação

FIGURA 4-26 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 2ª simulação

FIGURA 4-27 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 2ª simulação

FIGURA 4-28 Perfil inicial e obtidos na segunda iteração do processo de otimização.

Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 1.85 mm

3ª Iteração: A simulação com o terceiro *blank* é mostrada na figura 4-29 em duas vistas. Neste segundo passo obteve-se um erro médio de 0.35 mm. Na figura 4-32 pode-se observar como de fato chegou-se à peça desejada. As figuras 4-30 e 4-31 referem-se às distribuições de deformação e tensão respectivamente.

FIGURA 4-29 (a) Peça conformada e *blank* inicial em linha tracejada (b) Figura em vista superior destacando os perfis do *blank* e da flange na peça obtida na 3ª simulação

FIGURA 4-30 Deformação total equivalente na peça conformada medida ao fim da 3ª simulação

FIGURA 4-31 Distribuição de tensões na peça deformada medidas pelo critério de von Mises ao fim da 3ª simulação

FIGURA 4-32 Perfis iniciais e obtidos na terceira iteração do processo de otimização.

Dimensões nos eixos dadas em metros. Erro médio 0.35 mm

Na tabela 4-1 apresentam-se para fins de comparação os resultados relativos ao erro médio obtido entre a peça obtida em cada simulação e a peça nominal desejada tanto para o *blank* inicial circular como para o octogonal. Apresentam-se também os valores máximos de tensão equivalente (von Mises) e deformação equivalente tomadas no final de cada simulação.

Tabela 4-1 Comparação dos valores de erro médio, tensão equivalente máxima (von Mises) e deformação equivalente máxima obtidos em cada iteração do processo de otimização

	<i>Blank</i> circular			<i>Blank</i> octogonal		
	erro [mm]	σ_{max} [MPa]	ϵ_{max}	erro [mm]	σ_{max} [MPa]	ϵ_{max}
1ª Iteração	9.8	587	0.621	9.98	570	0.537
2ª Iteração	1.90	580	0.609	1.85	580	0.578
3ª Iteração	0.41	577	0.599	0.35	573	0.603

Analisando-se os dados selecionados na tabela, verificamos que o método proposto teve uma convergência rápida até a obtenção da tolerância especificada. Tal convergência poderia ainda ser acelerada utilizando-se um valor mais alto para o coeficiente k_m , no entanto, analisando-se a forma dos perfis obtidos das simulações, verifica-se que no caso da entrada com o *blank* octogonal, no segundo passo existe um erro de forma que é corrigido apenas no terceiro passo de aplicação do método. Embora o erro médio no segundo passo para o caso octogonal seja menor que no caso circular, a informação do erro médio minimiza a oscilação na forma da flange da peça conformada. Assim, de modo a prevenir estas oscilações decorrentes de formas menos regulares do *blank* inicial, recomenda-se a utilização do coeficiente de proporcionalidade igual a 0.8.

O padrão de distribuição de tensões e deformações para o caso do *blank* circular foi semelhante ao obtido no segundo passo do caso com formulação de material bilinear. Tem-se uma maior concentração de tensões na região do raio de entrada da matriz, como pode ser visto nas figuras anteriormente apresentadas. A distribuição de deformações totais também é coerente com o esperado, tendo seu valor máximo na mesma região que as tensões máximas.

Para o caso do *blank* inicial octogonal, devido à geometria distinta, na primeira iteração a distribuição de tensões e deformações possui um padrão diferente, quando comparado ao caso circular. No entanto, a posição dos valores máximos encontra-se nas mesmas regiões da interface *blank* / punção e *blank* / matriz. Conforme o esperado, nas iterações seguintes o padrão de distribuição e valores máximos aproximam-se bastante dos obtidos nas simulações finais com o *blank* circular.

5 Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

5.1 Conclusões

A proposta de metodologia de otimização do perfil inicial do *blank* apresentada teve resultados satisfatórios para os modelos utilizados apesar de caberem ainda algumas alterações que permitam maior eficiência no tratamento do problema.

Os resultados das simulações, comparados aos dados experimentais obtidos na literatura, foram satisfatórios para baixas profundidades de estampagem (até 20mm nos casos estudados neste trabalho). No entanto, para maiores profundidades de estampagem, faz-se necessária a inclusão dos efeitos de anisotropia no modelo de material utilizado.

A simulação utilizando uma lei de potência permite uma descrição dos resultados mais realista sem grande acréscimo no tempo de processamento da simulação. A segunda geometria utilizada (octogonal), por ser mais complexa exigiu uma maior quantidade de nós na borda da chapa, e, portanto, a utilização de elementos de tamanho menor causando um aumento no tempo de processamento da simulação por Elementos Finitos. A análise dos resultados de tensões e deformações envolvidos no processo mostrou que estas apresentam um padrão coerente com o esperado nas simulações utilizando-se a formulação por lei de potência.

A metodologia implementada junto a um software comercial de Elementos Finitos mostrou-se bastante eficaz; chegou-se ao resultado desejado em poucas iterações. A partir de duas geometrias iniciais para o *blank* chegou-se ao mesmo perfil ótimo de chapa para a obtenção da peça em estudo.

O algoritmo de otimização pode ser aplicado a modelos mais genéricos, embora estes ainda tenham de apresentar um certo grau de simetria.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se melhorar a forma de descrever o perfil final desejado para a chapa e do perfil obtido pela simulação por Elementos Finitos, talvez pela utilização de *splines* para a definição destes contornos de modo a poder-se aplicar a metodologia de maneira eficaz em problemas com geometrias mais complexas que a apresentada.

No sentido de obter-se uma simulação mais realística do processo de conformação, propõe-se a inclusão dos efeitos de anisotropia no modelo de material, a consideração da variação do coeficiente de atrito no decorrer do processo e o estudo da influência da taxa de deformação no processo.

Estes fatores permitem a proposta de otimização do projeto do processo de conformação visando a redução do *try-out*.

6 Referências bibliográficas

- AGELET DE SARACIBAR, C.; OÑATE, E. (1991). *Modelado numérico de procesos de conformado de láminas metálicas*. Barcelona, Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería. Cap.5, p.5.1-5.80. /Monografía nº 8/
- AHMED, M.; HASHMI, M. S. J. (1999). Three dimensional finite element simulation of bulge forming. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCED MATERIALS AND PROCESSING TECHNOLOGIES 99 and 16th ANNUAL CONFERENCE OF THE IRISH MANUFACTURING COMMITTEE, Dublin, Ireland, 1999. *Proceedings*. Dublin, Dublin City University. p.153-160.
- ALTAN, T.; OH, S. I.; GEGEL, H. L. (1983). *Metal forming: fundamentals and applications*. Ohio, American Society for Metals - ASM, 353p.
- ANSYS User's Manual. Theory manual. (1995). ANSYS revision 5.2. v.4. p. 3.1-4.57.
- BATHE, K. J. (1996). *Finite Element procedures*. Upper Saddle River, Prentice Hall, 1036p.
- CARVALHO, J.(1996). *Computer integrated design optimisation and manufacturing of filament wound parts*. Leuven, 205p. Tese (Doutorado) – Faculty of Applied Sciences, Division PMA, K. U.
- CARVALHO, J. (1989). *Projeto e implementação de pré-pós processador gráfico para o método dos elementos finitos*. São Carlos. 180p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- CHEN, X.; SOWERBY, R. (1992). The development of ideal blank shapes by the method of plane stress characteristics. *International Journal of Mechanical Science*, v.34, p.159-166.

- CHUNG, K.; RICHMOND, O. (1992a). Ideal forming – I. Homogeneous deformation with minimum plastic work. *International Journal of Mechanical Science*, v.34, n.7, p.575-591.
- CHUNG, K.; RICHMOND, O. (1992b). Ideal forming – II. Sheet forming with optimum deformation. *International Journal of Mechanical Science*, v.34, n.8, p.617-633.
- CHUNG, K. et al. (1997). Blank shape design for a planar anisotropic sheet based on ideal forming design theory and FEM analysis. *International Journal of Mechanical Science*, v.39, n.1, p.105-120.
- DEEP drawing. (1988). In METALS handbook: Forming and forging. Ohio, ASM. v.14, p.575-590.
- DESAI, C. S.; ABEL, J. F. (1972). *Introduction to the finite element method: a numerical method for engineer analysis*. New York, Van Nostrand Reinhold. p.215-244.
- FOURMENT, L.; CHENOT, J. L. (1996a). Optimal design for non-steady-state metal forming processes – I. Shape optimization method. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, v.39, p.33-50.
- FOURMENT, L.; CHENOT, J. L. (1996b). Optimal design for non-steady-state metal forming processes – II. Application of shape optimization in forging. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, v.39, p.51-65.
- GEA, H. C.; RAMAMURTHY, R. (1998). Blank design optimization on deep drawing of square shells. *IIE Transactions*, v.30, n.10, p.913-921. Oct.
- GOPINATHAN, V. (1977). Optimum blank profile determination for rectangular deep drawing. *Indian Journal of Technology*, v.15, p.330-333.
- GOPINATHAN, V. (1982). *Plasticity theory and its application in metal forming*. New Delhi, Wiley Eastern Limited, 211p.
- GUO, Y. Q.; BATOZ, J. L.; DETRAUX, J. M.; DUROUX, P. (1990). Finite element procedures for strain estimations of sheet metal forming parts. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, v.30, p.1385-1401.
- HALLQUIST, J. O. (1993). *LS-DYNA3D theoretical manual*. Livermore, Livermore Software Technology Corporation.

- HERNANDEZ, P. C. (1996). *Nuevos elementos finitos para el análisis dinámico elastoplástico no lineal de estructuras laminares*. Barcelona. 204p. Tesis (Doctorado) Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, Universidad Politécnica de Catalunya.
- HILL, R. (1950). *The mathematical theory of plasticity*. London, Oxford University Press.
- HOFFMAN, O; SACHS, G. (1953). *Introduction to the theory of plasticity for engineers*. New York, McGraw-Hill, 276p.
- HUEBNER, K. H.; THORNTON, E. A.; BYROM, T. G. (1995). *The finite element method for engineers*. New York, John Wiley & Sons, 627p.
- ISEKI, H.; MUROTA, T. (1986). On the determination of the optimum blank shape of non-axisymmetric drawn cup by the finite element method. *Bulletin of the JSME-Japan Society of Mechanical Engineers*, v.29, n.249, p.1033-1040. Mar.
- ISEKI, H.; SOWERBY, R. (1995). Determination of the optimum blank shape when deep drawing nonaxisymmetric cups using a finite-element method (Simplified determination of optimum blank shape and limiting drawing ratio by inverse finite-element procedure). *JSME International Journal*, v.38, n.4, p.473-479.
- KIM, N.; KOBAYASHI, S. (1986). Preform design in metal forming 6: Blank design in rectangular cup drawing by an approximate method. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, v.26, n.2, p.125-135.
- KIM, S.; PARK, M.; KIM, S.; SEO, D. (1998). Blank design and formability for non-circular deep drawing processes by finite-element method. *Journal of Materials Processing Technology*. v.75, p.94-99.
- KOBAYASHI, S.; OH, S. I.; ALTAN, T. (1989). *Metal forming and the finite element method*. New York, Oxford University Press, 377p
- KUWABARA, T; SI, W. H. (1997). PC-based blank design system for deep-drawing irregularly shaped prismatic shells with arbitrarily shaped flange. *Journal of Materials Processing Technology*, v.63, p.89-94.
- LEE, C. H.; HUH, H. (1998a). Three dimensional multi-step inverse analysis for the optimum blank design in sheet metal forming processes. *Journal of Materials Processing Technology*, v. 81-82, p.76-82.

- LEE, C. H.; HUH, H. (1998b). Blank design and strain estimates for sheet metal forming processes by a finite element inverse approach with initial guess of linear deformation. *Journal of Materials Processing Technology*, v.82, p.145-155.
- LEE, D.; MAJLESSI, S. A.; VOGEL, J. H. (1988). Process modeling and simulation for sheet forming. In METALS handbook: Forming and forging. Ohio, ASM. v.14, p.912-927.
- MAJLESSI, S. A.; LEE, D. (1993a). Deep drawing of square-shaped sheet metal parts, part 1: Finite element analysis. *Journal of Engineering for Industry*, v.115, p.102-109. Feb.
- MAJLESSI, S. A.; LEE, D. (1993b). Deep drawing of square-shaped sheet metal parts, part 2: Experimental study. *Journal of Engineering for Industry*, v.115, p.110-117. Feb.
- MAKINOCHI, A. (1996). Sheet metal forming simulation in industry. *Journal of Materials Processing Technology*, v.60, p.19-26. Jun.
- MALVERN, L. E. (1969). *Introduction to the mechanics of a continuous medium*. Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 713p.
- MAMALIS, A.G. et al. (1996). On the finite-element modelling of the deep-drawing of square sections of coated steels. *Journal of Materials Processing Technology*, v.58, p.153-159. Mar.
- MAMALIS, A. G. et al. (1997a). Finite-element modelling of the stretch forming of coated steels. *Journal of Materials Processing Technology*, v.68, p.71-75.
- MAMALIS, A.G. et al. (1997b). Simulation of sheet metal forming using explicit finite-element techniques: effect of material and forming characteristics. Part 1. Deep-drawing of cylindrical cups. *Journal of Materials Processing Technology*, v.72, p.48-60.
- MAMALIS, A.G. et al. (1997c). Simulation of sheet metal forming using explicit finite-element techniques: effect of material and forming characteristics. Part 2. Deep-drawing of square cups. *Journal of Materials Processing Technology*, v.72, p.110-116.
- MARCINIAK, Z.; DUNCAN, J. L.(1992). *The mechanics of sheet metal forming*. London, Edward Arnold. 168p.

- MENDELSON, A. (1983). *Plasticity: theory and application*. Malabar, Robert E. Krieger Publishing Company, 353p.
- NAKAMACHI, E.; HUO, T. (1996). Dynamic-explicit elastic plastic finite-element simulation of hemispherical punch-drawing of sheet metal. *Engineering Computations*, v.13, p.327-338.
- OWEN, D. R. J.; HINTON, E. (1986). *Finite elements in plasticity: theory and practice*. Swansea, Pineridge Press.
- PARK, S. H. et al. (1999). Optimum blank design in sheet metal forming by the deformation path iteration method. *International Journal of Mechanical Sciences*, v.41, p.1217-1232. Oct.
- RUBERT, J. B. (1997). *Grandes deformações e anisotropia por tensores de mapeamento aplicados a problemas de materiais compostos e na conformação de metais*. São Carlos. 228p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- TAYLOR, B. (1988). Formability testing of sheet metals. In METALS handbook: Forming and forging. Ohio, ASM. v.14, p.877-899.
- TOH, C. H.; KOBAYASHI, S. (1985). Preform design in metal forming 5: Deformation analysis and blank design in square cup drawing. *International Journal of Machine Tool Design and Research*. v.25, n.1, p.15-32.
- ZHAO, G. Q. et al. (1997a). Preform die shape design in metal forming using na optimization method. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, v.40, n.7, p.1213-1230. Apr.
- ZHAO, G. Q. et al. (1997b). Sensitivity analysis based preform die shape design using the finite element method. *Journal of Materials Engineering and Performance*, v.6, n.3, p.303-310, June.
- ZIENKIEWICZ, O. C. (1977). *The finite element method*. London, McGraw-Hill. 787p.

Apêndice 1 - Descrição dos tipos de elementos utilizados nas simulações

SHELL 163: Elemento shell estrutural explícito

FIGURA 7-1 Elemento SHELL163

O elemento SHELL163 foi utilizado para a modelagem do *blank*. Possui 4 nós com propriedades de dobramento (*bending*) e membrana, e aceita carregamentos em seu plano e normais a ele. Possui 12 graus de liberdade por nó: translação, aceleração e velocidade nas direções nodais x , y , e z e rotação em torno dos eixos nodais x , y , e z . (ANSYS *User's Manual*, 1995 e HALLQUIST, 1993). São utilizados apenas para análises dinâmico-explícitas.

O número de pontos de integração adotado foi o valor padrão estabelecido pelo programa, 2. A espessura solicitada para o elemento *shell* foi adotada como a

espessura da chapa, 0.84 mm, constante em todo o elemento. Foi escolhida como superfície de referência o plano médio do elemento.

Para as propriedades do material, devem ser fornecidos os valores de módulo de Young, coeficiente de Poisson e densidade. O material pode ser definido como rígido e também como ortotrópico (este apenas para simulações com linearidade de material).

Para o comportamento de material, podem ser escolhidos entre outros:

- Elástico;
- Elástico ortotrópico;
- Bilinear cinemático;
- Plástico cinemático (dependente da taxa de deformação);
- Bilinear isotrópico;
- Plasticidade por lei de potência;
- Plasticidade dependente da taxa de deformação.

Nas simulações apresentadas foram utilizados materiais com comportamento bilinear isotrópico e plasticidade considerando formulação por lei de potência.

Pressão pode ser aplicada a este elemento, sendo considerada atuando na superfície intermediária do elemento. Não são aceitos como carregamentos forças de campo. Nas simulações os carregamentos foram aplicados aos componentes modelados com elemento SOLID164 (descrito adiante) e as forças aplicadas ao elemento *shell* devem-se ao contato entre os componentes.

São especificados onze tipos de formulação para o elemento SHELL163, e detalhes podem ser obtidos em HALLQUIST (1993). Dentre as formulações permitidas, foi escolhida a formulação de Hughes-Liu, que resulta em maiores custos computacionais, mas é a mais eficiente quando se espera grandes deformações na peça.

Além do uso na simulação de materiais metálicos, o elemento SHELL163 permite a possibilidade de utilização para materiais compostos, definindo-se vários *layers* ao qual é associado uma curva de material.

SOLID 164: Elemento sólido estrutural 3-D explícito

FIGURA 7-2 Elemento SOLID164

Elemento de 8 nós utilizado em modelagens tridimensionais de estruturas sólidas. Para cada nó são definidos os seguintes graus de liberdade: translação, velocidade e aceleração nas direções nodais x , y , e z . As velocidades e acelerações não são graus de liberdade fisicamente atuantes, mas são armazenados como tal e armazenados para o pós-processamento. São utilizados apenas para análises dinâmico-explícitas.

Neste tipo de elemento, pode-se aplicar acelerações-base e velocidades angulares, sendo necessário a criação de um componente formado por nós e aplicar o carregamento ao nó. Pressões podem ser aplicadas nas superfícies do elemento, sendo adotada a convenção que uma pressão positiva atua sobre o elemento. Se os elementos são definidos como corpos rígidos, podem ser aplicados deslocamentos, forças etc.

Para as propriedades do material, devem ser fornecidos os valores de módulo de Young, coeficiente de Poisson e densidade. O material pode ser definido como rígido e também como ortotrópico. Algumas das propriedades de material que este elemento aceita são:

- Elástico;
- Elástico ortotrópico;
- Anisotrópico elástico;
- Bilinear cinemático;
- Plástico cinemático (dependente da taxa de deformação);
- Viscoelástico;
- Bilinear isotrópico;
- Plasticidade por lei de potência;
- Plasticidade dependente da taxa de deformação;
- Plasticidade com anisotropia de Barlat;
- Espuma de baixa densidade.

O elemento SOLID164 foi utilizado para modelagem do punção, prensa-chapas e matriz. Estes componentes foram considerados corpos rígidos, sendo a matriz travada em todas as rotações e deslocamentos, e sendo permitido ao punção e o prensa chapas apenas o deslocamento na direção do eixo coordenado z (direção de conformação). Sobre o prensa-chapas foi aplicada uma pressão constante ao longo do processo.

Para o elemento existe também as opções prisma, pirâmide e tetraedro (esta última não recomendada). Na modelagem do problema foram utilizados apenas elementos hexaédricos.