

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**PROPOSTA DE PROCEDIMENTO PARA O DIMENSIONAMENTO
MECÂNICO DE MOLDES DE INJEÇÃO**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANGELO RECK NETO

FLORIANÓPOLIS, ABRIL DE 2001

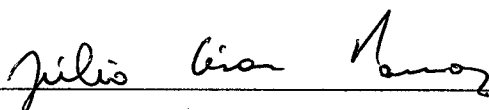
PROPOSTA DE PROCEDIMENTO PARA O DIMENSIONAMENTO MECÂNICO DE
MOLDES DE INJEÇÃO

ANGELO RECK NETO

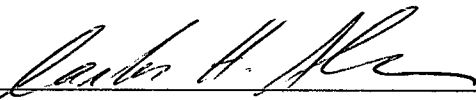
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

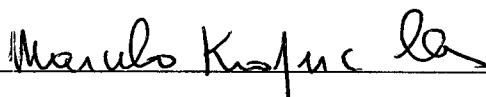
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL
PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA



Prof. Julio Cesar Passos Dr - COORDENADOR POSMEC

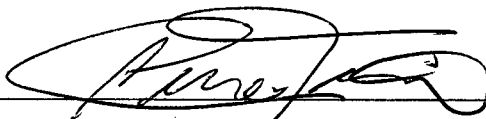


Prof. Carlos Henrique Ahrens Dr. Eng. – ORIENTADOR



Prof. Marcelo Krajnc Alves Ph D – COORIENTADOR

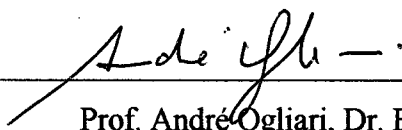
BANCA EXAMINADORA



Prof. Aureo Campos Ferreira, Ph. D.



Prof. Edison da Rosa, Dr. Eng.



Prof. Andre Ogliari, Dr. Eng.

Não se pode ensinar tudo a
alguém. Pode-se, apenas, ajuda-lo
a encontrar por si mesmo.

Galileu Galilei

Esta dissertação é dedicada ao meu pai, pela educação, incentivo e carinho sempre presente em minha vida; e à minha filha, Gabriela.

Agradecimentos

Agradeço à minha Mãe, Dilse, e meu irmão Thiago, que em todos os momentos incentivaram meu esforço e dedicação. A minha esposa Juliana, pelo seu apoio, carinho e compreensão, fundamentais para a finalização desta dissertação com êxito. Aos professores orientadores, Caico (Carlos Henrique) e Marcelo, que por sua grande dedicação, muitas vezes trocaram o lazer com suas famílias para orientar-me. Aos membros da banca, Prof. Áureo, Prof. Edison e Prof. Ogliári, pela grande contribuição ao trabalho. A todos os professores do Curso de Pós Graduação da UFSC, pela excelência do curso, honrando-me em receber o Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Agradeço aos meus colegas de curso: Andrei, Armando, Daurí, Diovani, Mariano, Marcelo Malone, Ricardo Gomide, Ricardo Tete e Otávio, com quem troquei muitas idéias e informações e onde pude alicerçar grandes amizades. A todos estagiários do CIMJECT, em especial aos que me ajudaram diretamente: Aurélio (Lelo), Alexandre e Pablo.

Finalmente agradeço a Deus, por ter colocado tantas pessoas especiais em meu caminho.

Índice

Resumo	xix
Abstract	xx
1 Introdução	1
1.1 Objetivos	1
1.2 Justificativa	2
1.3 Organização da dissertação	3
2 Considerações gerais sobre moldes de injeção e seu projeto	4
2.1 Conceitos fundamentais	4
2.2 Classificação dos moldes	5
2.3 Considerações gerais sobre projeto de moldes de injeção	8
2.3.1 Preparação para o projeto do molde	9
2.3.2 Principais etapas do projeto de um molde	9
2.4 Projeto mecânico de moldes de injeção	14
2.4.1 Forças atuantes no molde	15
2.4.1.1 Forças de fechamento	15
2.4.1.2 Forças para abertura do molde	16
2.4.1.3 Forças de extração	16
2.4.1.4 Forças de injeção	17
2.4.1.5 Forças no elemento móvel (gaveta)	18
2.4.1.6 Forças de cisalhamento	20
2.4.1.7 Forças causadas pela diferença de temperatura do molde.	20
2.4.1.8 Forças causadas pela unidade de injeção	21
3 Métodos de cálculo para dimensionamento mecânico de moldes de injeção	22
3.1 Métodos para dimensionamento mecânico de insertos moldantes	23
3.2 Métodos para dimensionamento mecânico das paredes laterais da placa porta fêmea	26
3.2.1 Método de MENGES [10]	26
3.2.1.1 Fêmeas circulares	29
3.2.1.2 Fêmeas retangulares	32

3.2.2	Método de REES [13]	34
3.2.3	Método de GLANVILL [25]	35
3.2.4	Método de GASTROW [11]	42
3.2.5	Método de PROVENZA [27]	46
3.3	Métodos para dimensionamento mecânico da base das placas do molde porta macho e porta fêmea	48
3.3.1	Método de MENGES [10]	48
3.3.2	Método de RESS [13]	51
3.4	Métodos para dimensionamento mecânico de Machos	52
3.5	Método de dimensionamento mecânico para compressão no molde	58
3.6	Método de dimensionamento mecânico para elementos móveis (gavetas)	59
3.7	Análise comparativa entre os métodos para dimensionamento mecânico de fêmeas	63
4	Procedimento para cálculo mecânico de molde de injeção	85
4.1	Desenvolvimento das equações	87
4.1.1	Paredes laterais da placa porta fêmea para fêmea retangular	87
4.1.2	Paredes laterais da placa porta fêmea para fêmea circular	89
4.1.3	Base da placa porta fêmea	92
4.1.4	Parede entre fêmeas	93
4.1.5	Paredes laterais da placa porta fêmea em moldes com gavetas	96
4.2	Desenvolvimento do procedimento para dimensionamento mecânico de moldes de injeção	102
4.2.1	Casos propostos pelo procedimento de dimensionamento	104
4.2.1.1	Caso A	104
4.2.1.2	Caso B	106
4.2.1.3	Caso C	107
4.2.1.4	Caso D	109
4.2.1.5	Caso E	110
4.2.1.6	Caso F	112
4.2.1.7	Caso G	114
4.2.1.8	Caso H	116
5	Estudos de caso	118
5.1	Estudo de caso – Pote de sorvete	118
5.1.1	Descrição do problema	118

5.1.2	Uso do procedimento proposto	122
5.1.3	Verificação do projeto gerado pela sistemática proposta	126
5.2	Estudo de caso – Balde de água	130
5.2.1	Descrição do problema	131
5.2.2	Uso do procedimento proposto	134
5.2.3	Verificação do projeto gerado pelo procedimento proposto	136
6	Conclusões	141
6.1	Recomendações	144

Índice de figuras

Figura 2.1 - Nomenclatura dos elementos do molde de injeção	8
Figura 2.2 – Correlações entre as variáveis envolvidas no projeto de moldes de injeção, segundo a sistemática proposta por MENGES [10]	12
Figura 2.3 – Elemento móvel passante	19
Figura 2.4 – Elemento móvel cônico	19
Figura 2.5 – Elemento móvel que não passa completamente a fêmea	20
Figura 3.1–Inserito moldante de forma circular	24
Figura 3.2 –Inserito moldante de forma retangular	25
Figura 3.3 – Subproblema de moldes com fêmea circular	30
Figura 3.4 – Subproblema I de fêmea circular – vaso de pressão de parede grossa	31
Figura 3.5 – Subproblema II de fêmea circular – viga engastada	31
Figura 3.6 – Molde com fêmea retangular, adaptada de MENGES [10]	32
Figura 3.7 – Subproblema I de fêmeas retangulares - viga engastada	33
Figura 3.8 – Subproblema II de fêmeas retangulares - viga biengastada	33
Figura 3.9 – Fêmea circular submetida a pressão interna	35
Figura 3.10 – Viga biengastada	37
Figura 3.11 – Molde no qual o macho evita abertura da fêmea	37
Figura 3.12 – Viga apoiada	38
Figura 3.13 - Pórtico	40
Figura 3.14 – Placa apoiada em ambos lados	41
Figura 3.15 – Fêmea com largura maior que a altura	44

Figura 3.16 – Fêmea com largura menor que a altura	45
Figura 3.17 – Molde com fêmea circular, conforme PROVENZA [27]	46
Figura 3.18 – Molde com fêmea retangular, conforme PROVENZA [27]	47
Figura 3.19 – Viga engastada com pressão uniforme aplicada	49
Figura 3.20 – Placa porta macho suportada por espaçadores.	50
Figura 3.21 – Viga biengastada com pressão uniforme aplicada	50
Figura 3.22 – Viga simplesmente apoiada	51
Figura 3.23 – Macho cilíndrico	53
Figura 3.24 – Representação simplificada da montagem do macho na placa, adaptada de MENGES [10]	53
Figura 3.25 – Macho com injeção lateral na base	55
Figura 3.26 – Macho com injeção lateral no topo	56
Figura 3.27 – Pressão resultante, P_{res}	57
Figura 3.28 – Compressão no molde de injeção	58
Figura 3.29 – Xícara de plástico – manufatura com molde com gaveta	59
Figura 3.30 - Molde com gavetas em cunha – primeiro princípio de solução	60
Figura 3.31 – Molde com gavetas apoiada nas placas porta fêmea e macho – segundo princípio de solução	61
Figura 3.32 – Representação esquemática das gavetas	62
Figura 3.33 – Geometria da caixa usada para o desenvolvimento do estudo de caso	64
Figura 3.34 – Esboço do molde da caixa	66
Figura 3.35 – Condições de contorno para o molde da caixa	67
Figura 3.36 – Malha de elementos finitos para o molde da caixa – Método de MENGES [10]	68
Figura 3.37 – Método MENGES[10] – deslocamento no eixo x (mm)	68
Figura 3.38 – Método MENGES[10] – deslocamento no eixo y (mm)	69

Figura 3.39 – Método MENGES[10] – deslocamento no eixo z (mm)	69
Figura 3.40 – Método MENGES[10] – tensão de Von Mises (MPa)	70
Figura 3.41 – Método MENGES[10] – detalhe da tensão de Von Mises (MPa)	70
Figura 3.42 - Malha de elementos finitos para o molde da caixa – Método de GLANVILL [25]	
viga biengastada	71
Figura 3.43 – Método GLANVILL [25] viga biengastada – deslocamento no eixo x (mm)	71
Figura 3.44 – Método GLANVILL [25] viga biengastada – deslocamento no eixo y (mm)	72
Figura 3.45 – Método GLANVILL [25] viga biengastada – deslocamento no eixo z (mm)	72
Figura 3.46 – Método GLANVILL [25] viga biengastada – tensão de Von Mises (MPa)	73
Figura 3.47 – Método GLANVILL [25] viga biengastada – detalhe da tensão de Von Mises (MPa)	73
Figura 3.48 - Malha de elementos finitos para o molde da caixa – Método de GLANVILL [25]	
viga apoiada	74
Figura 3.49 – Método GLANVILL [25] viga apoiada – deslocamento no eixo x (mm)	74
Figura 3.50 – Método GLANVILL [25] viga apoiada – deslocamento no eixo y (mm)	75
Figura 3.51 – Método GLANVILL [25] viga apoiada – deslocamento no eixo z (mm)	75
Figura 3.52 – Método GLANVILL [25] viga apoiada – tensão de Von Mises (MPa)	76
Figura 3.53 – Método GLANVILL [25] viga apoiada – detalhe da tensão de Von Mises (MPa)	76
Figura 3.54 - Malha de elementos finitos para o molde da caixa – Método de GLANVILL [25]	
pórtico	77
Figura 3.55 – Método GLANVILL [25] pórtico – deslocamento no eixo x (mm)	77
Figura 3.56 – Método GLANVILL [25] pórtico – deslocamento no eixo y (mm)	78
Figura 3.57 – Método GLANVILL [25] pórtico – deslocamento no eixo z (mm)	78
Figura 3.58 – Método GLANVILL [25] pórtico – tensão de Von Mises (MPa)	79
Figura 3.59 – Método GLANVILL [25] pórtico – detalhe da tensão de Von Mises (MPa)	79

Figura 3.60 - Malha de elementos finitos para o molde da caixa – Método de GASTROW [26]	80
Figura 3.61 – Método GLASTROW [26] – deslocamento no eixo x (mm)	80
Figura 3.62 – Método GLASTROW [26] – deslocamento no eixo y (mm)	81
Figura 3.63 – Método GLASTROW [26] – deslocamento no eixo z (mm)	81
Figura 3.64 – Método GLASTROW [26] – tensão de Von Mises (MPa)	82
Figura 3.65 – Método GLASTROW [26] – detalhe da tensão de Von Mises (MPa)	82
Figura 4.1– Esforços nas paredes entre cavidades	86
Figura 4.2 – Variável s_1 - fêmea retangular	88
Figura 4.3 - Variável s_2 - fêmea circular em porta fêmea circular	91
Figura 4.4 - Variável s_2 - fêmea circular em porta fêmea retangular	91
Figura 4.5 – Variável s_3 da espessura da base da placa porta fêmea	92
Figura 4.6 – Variável s_4 para o dimensionamento da parede entre fêmeas de molde com insertos	94
Figura 4.7 – Molde com múltiplas cavidade e com gavetas em cunha, aberto e fechado	95
Figura 4.8 – Variáveis da placa porta fêmea retangular com gavetas	96
Figura 4.9 – Variáveis da placa porta fêmea circular com gavetas	97
Figura 4.10 – Aplicação da pressão de injeção	97
Figura 4.11 – Decomposição da força de injeção	98
Figura 4.12 – Força de atrito na chapa de deslize	100
Figura 4.13 – Área de ação da pressão na placa porta fêmea retangular com gavetas	101
Figura 4.14 - Área de ação da pressão na placa porta fêmea circular com gavetas	101
Figura 4.15 – Procedimento de dimensionamento mecânico para placas porta fêmea	103
Figura 4.16 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso A	105
Figura 4.17 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso B	107
Figura 4.18 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso C	108

Figura 4.19 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso D	110
Figura 4.20 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso E	112
Figura 4.21 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso F	114
Figura 4.22 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso G	115
Figura 4.23 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso H	117
Figura 5.1 – Modelo tridimensional do pote	119
Figura 5.2 – Desenho com as principais dimensões do pote, ajustados com a contração da matéria-prima (dimensões em mm)	120
Figura 5.3 – Esboço da placa porta fêmea	121
Figura 5.4 – Caminho do procedimento, aplicado para o estudo de caso do pote de sorvete	123
Figura 5.5 – Dimensões e equações necessárias para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea do pote de sorvete	124
Figura 5.6 - Esboço com as dimensões finais da placa porta fêmea do molde do pote, sugeridas pelo procedimento de cálculo proposto	125
Figura 5.7 – Condições de contorno para o estudo de caso do pote de sorvete	127
Figura 5.8 – Malha de elementos finitos para o estudo de caso do pote de sorvete	128
Figura 5.9 – Deformação do molde para o estudo de caso do pote de sorvete	129
Figura 5.10 – Tensão de Von Misses para o estudo de caso do pote de sorvete	130
Figura 5.11 – Modelo tridimensional do balde	131
Figura 5.12 - Desenho com as principais dimensões do balde, ajustados com a contração da matéria-prima (dimensões em mm)	132
Figura 5.13 - Esboço da disposição das cavidades do molde do balde	133
Figura 5.14 – Caminho do procedimento, aplicado para o estudo de caso do balde de água	135
Figura 5.15 - Dimensões necessárias para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea do balde	136

Figura 5.16 - Esboço com as dimensões finais da placa porta fêmea do molde do balde, sugeridas pelo procedimento de cálculo proposto	137
Figura 5.17 - Malha e condições de contorno do molde do balde	138
Figura 5.18 – Deformação do molde para o estudo de caso do balde de água	139
Figura 5.19 - Tensão de Von Mises para o estudo de caso do balde de água	140

Índice de tabelas

Tabela 2.1 – Classificação dos moldes segundo a norma DIN E 16750 [9]	6
Tabela 2.2– Exemplos de percentual de contração para materiais termoplásticos [13]	14
Tabela 3.1 – Elementos característicos da resistência de materiais clássica, equações e Figuras adaptadas de ROARK [20]	27
Tabela 3.2 – Constantes para o cálculo da placa apoiada em todos os lados	29
Tabela 3.3 - Coeficiente de cálculo	42
Tabela 3.4– Casos de Deflexão do macho	54
Tabela 3.5 – Informações necessárias para o projeto mecânico do molde da caixa	65
Tabela 3.6 – Dimensões de projeto para o molde da caixa	66
Tabela 3.7 – Resumo dos resultados da análise de elementos finitos	83
Tabela 4.1– Equações para o Caso A, proposto pelo procedimento de dimensionamento	104
Tabela 4.2 – Equações para o Caso B, proposto pelo procedimento de dimensionamento	106
Tabela. 4.3 – Equações para o Caso C, proposto pelo procedimento de dimensionamento	107
Tabela 4.4 – Equações para o Caso D, proposto pelo procedimento de dimensionamento	109
Tabela 4.5 – Equações para o Caso E, proposto pelo procedimento de dimensionamento	111
Tabela 4.6 – Equações para o Caso F, proposto pelo procedimento de dimensionamento	112
Tabela 4.7 – Equações para o Caso G, proposto pelo procedimento de dimensionamento	114
Tabela 4.8 – Equações para o Caso H, proposto pelo procedimento de dimensionamento	116
Tabela 5.1 – Informações necessárias para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea do primeiro estudo de caso	122

Tabela 5.2 – Resultado do dimensionamento mecânico para o estudo de caso do pote de sorvete	124
Tabela 5.3 - Informações necessária para o projeto mecânico da parte fêmea da cavidade do segundo estudo de caso	134
Tabela 5.4 – Resultado do dimensionamento mecânico para o estudo de caso do balde	135

Lista de símbolos

- A_c – área de contato;
 A_p – área projetada da peça;
 E – módulo de elasticidade;
 e – espessura de parede do inserto;
 F – força;
 h – altura;
 I – momento de inércia;
 L – comprimento;
 M – momento fletor;
 P – pressão de injeção;
 P_c – pressão de contato;
 q - pressão
 R – raio externo;
 r – raio interno;
 s – espessura de parede da fêmea;
 w – força distribuída;
 y – deflexão;
 z – distância numa viga, do ponto de aplicação de carga ao eixo neutro da viga;
 μ - coeficiente de atrito;
 ν – coeficiente de Poisson;

Lista de siglas

ABS - Acrilonitrila – butadieno – estireno;

CA -Acetato de celulose;

CAB - Acetato – Butirato de celulose;

CAD – *Computer Aided Design*;

CAE – *Computer Aided Engineering*;

CAM – *Computer Aided Manufacturing*;

CIMJECT – Centro de Informações em Manufatura Integrada por Computador para Componentes
de Plástico Injetados;

DIN – *Deutsches Institut für Normung*;

FEM – Finite Element Method;

PA – Poliamida;

PEAD - Polietileno de alta densidade;

PEBD - Polietileno de baixa densidade;

PC – Policarbonato;

PMMA – Metilmetacrilato;

POM – Polioximetileno;

PP – Polipropileno;

PS – Poliestireno;

PVC - Cloreto de polivinila;

SAN - Acrilonitrila – estireno;

SPI – *The Society of the Plastics Industry*;

Resumo

É notável a crescente quantidade de produtos no mercado consumidor, que se utilizam do plástico como matéria-prima. Isto é um reflexo, principalmente, da facilidade de se obter produtos com geometrias complexas a partir do processo de moldagem por injeção. Esta crescente demanda por produtos injetados tem exigido das empresas de moldes rever a forma tradicionalmente usada no projeto, qual seja, aquela obtida por tentativa e erro, fundamentalmente baseada na experiência prática adquirida ao longo dos anos.

Muitos moldes ainda são projetados sem uma análise mais criteriosa ou uma otimização, apoiada por recursos computacionais, devido ao curto espaço de tempo para a realização do projeto, ou ausência de profissionais especializados no uso das novas tecnologias.

Quando esta análise criteriosa é realizada por algumas empresas, o é somente, para alguns sistemas do molde como: análise de preenchimento da cavidade, análise da refrigeração do molde e dos canais de alimentação. Porém, no que diz respeito à estrutura do molde, não é realizada uma análise preliminar e criteriosa do projeto mecânico, o que pode conduzir, em muitos casos, a um projeto inadequado.

O presente trabalho tem como objetivo propor a estruturação de um procedimento de cálculo para o dimensionamento mecânico de moldes de injeção, baseado em equações analíticas. O procedimento deverá ser aplicada durante a fase de projeto preliminar do molde tendo a função de estimar as dimensões do molde necessárias para assegurar seu correto funcionamento. O critério para o dimensionamento é, a deflexão máxima permitida das paredes do molde, as quais assegurem que as peças sejam fabricados dentro das dimensões e qualidade requeridas pelo projeto.

Abstract

Nowadays, plastic products have been increasingly taking part in the market place. There are several reasons for that. One is the fact that, due to injection molding it is possible to obtain complex geometric shapes and near net-shape products. Therefore, it is necessary to improve the mold design quality, which means that the traditional design process - experimental method, must be changed. Many molds have still been projected without an analysis or an optimization supported by computational features. Perhaps because there is little time to conclude the design, or because there aren't enough professionals specialized in the use of the new technologies. In so being, *fill* and *cooling* have shown to be the most common computational analysis used by companies so far. However, what has not usually occurred is a preliminary and rule analysis of the mechanic design of the mold's structure. This fact may conduct to an inadequate design. This dissertation intends to suggest a dimensional mechanic of injection molds, based on analytical equations. The suggested procedures must be applied during the preliminary phase of the mold design and have the function to estimate the mold dimensions, necessary to assure its correct functioning, considering the maximum cavity walls deflection.

1 Introdução

Atualmente a utilização do processo de moldagem por injeção vem crescendo gradativamente. Isso, segundo AVERY [1], é devido ao fato de que a moldagem por injeção possui vantagens sobre outros processos de produção. É economicamente viável para grandes volumes, gerando peças próximas ao formato final e, ainda, com pouca ou nenhuma operação de acabamento. De acordo com CHABOT e MALLOY, apud OGLIARI [2], no futuro o desenvolvimento de matérias-primas avançadas possibilitará maiores aplicações, o que levará os plásticos a serem considerados os materiais do século XXI.

Com o aumento das aplicações das peças plásticas, crescem as exigências relativas às indústrias desse ramo, especificamente, em relação ao molde de injeção. Segundo ALTAN [3], as indústrias compradoras de moldes têm aumentado a sua exigência nos seguintes itens: redução do tempo e custo de manufatura; aumento da precisão dimensional e qualidade geral do molde; os moldes devem permitir, rapidamente, a produção de pequenos lotes pilotos e mudanças de projeto devem ser facilmente implementadas. Segundo VOLPATO [4], existem ainda, alguns fatores que vêm forçando a modernização no setor de fabricação de moldes: a exigência da indústria automobilística, a substituição de peças metálicas por plásticas, o aumento da competitividade no setor e a tendência à geometrias complexas.

Dentro desse contexto, as ferramentarias nacionais, segundo KOIKE [5], estão passando por uma grande defasagem tecnológica em relação às indústrias do mesmo setor dos países desenvolvidos. Por exemplo, até 1997, de 60% a 70% dos moldes de maior tonelagem e complexidade, como os utilizados para a indústria automobilística, eram importados, cabendo aos fabricantes internos o fornecimento de moldes menores, mais simples e de baixo valor agregado.

1.1 Objetivos

Perante esse cenário, a indústria de moldes de injeção tem muito a evoluir e, para tanto, pesquisas que auxiliem as ferramentarias no aumento de qualidade do projeto de molde serão de grande valia. Segundo GODEC [7], o processo de desenvolvimento do projeto de molde pode ser

acelerado através da sistematização, reduzindo-se a possibilidade de se tomar decisões erradas e adotar soluções de projeto inadequadas. Nesse sentido, esta dissertação tem como objetivo propor um procedimento para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea de moldes de injeção.

O dimensionamento mecânico da placa porta fêmea, realizado com o auxílio do procedimento proposto, terá por objetivo apresentar resultado orientativo ao projetista. As informações necessárias para a realização do dimensionamento devem ser simples, não exigindo simulações prévias, tendo o intuito de minimizar o tempo de execução do projeto do molde.

O uso de métodos de cálculo fundamentados em equações analíticas, atende às premissas mencionadas acima. Porém, ao estudar os métodos de cálculo mecânico de moldes de injeção, propostos pelos diversos pesquisadores, é necessário avaliar as hipóteses simplificadoras. Com isso, podem-se gerar parâmetros para a realização de críticas, indicando assim, o método que melhor represente a aplicação real.

1.2 Justificativa

Geralmente as ferramentarias têm, como método de projeto, uma abordagem extremamente prática, baseada no método da tentativa e erro. Contudo, devido ao citado aumento da concorrência entre as ferramentarias, e da exigência das indústrias compradoras de moldes, otimizar o processo de projeto de moldes, através de abordagem científica, é um fator decisivo para que uma ferramentaria obtenha vantagem competitiva. Segundo BLANCHARD e FABRYCKY [6], o custo de projeto no custo total de produção de um produto é de 5%, porém exerce influência de 70% sobre o custo total de produção. É durante a execução do projeto que as decisões são tomadas, portanto essas influenciarão na posterior escolha de processos e instalações. Além disso, um projeto mal concebido pode dificultar a manufatura, ou despende muito recurso financeiro em refugos e reaproveitamento de matéria-prima.

Especificamente o dimensionamento mecânico de moldes de injeção, tem abordagem extremamente prática. O projetista utiliza sua experiência para gerar moldes extremamente robustos pretendendo atender as solicitações mecânicas a que o molde está submetido. Contudo, o superdimensionamento das espessuras das paredes do molde, implica em custos desnecessários. Porém, há casos em que ocorre o antagônico. O molde projetado não é

suficientemente robusto às solicitações a que é submetido, produzindo peças fora do padrão de qualidade exigido.

Contudo os moldes de injeção são sistemas mecânicos complexos, portanto essa dissertação irá abordar somente o dimensionamento para o sistema de cavidades. A placa porta fêmea juntamente com a placa porta macho formam o sistema de cavidades. Porém, os machos tem sua superfície externa definida pela superfície interna da peça e geralmente são maciços, portanto, o procedimento que será proposto, dimensionará as placas porta fêmeas de moldes de injeção.

1.3 Organização da dissertação

O presente trabalho está dividido nos seguintes cinco capítulos, além desse capítulo de introdução:

Capítulo 2 – Considerações Gerais sobre Moldes de Injeção e seu Projeto: esse capítulo aborda os conceitos fundamentais, classificação dos moldes, considerações gerais sobre projeto de moldes de injeção e particularmente sobre as forças atuantes nos moldes de injeção. Tem como objetivo prover informações para o entendimento dos capítulos posteriores.

Capítulo 3 – Métodos de Cálculo para o Dimensionamento Mecânico de Moldes de Injeção: nesse capítulo são apresentados os principais métodos para o cálculo estrutural, de acordo com a literatura tradicional de moldes de injeção. Isso, especificamente, no que se refere insertos moldantes, elementos móveis, placa porta macho e porta fêmea. Também é realizada uma comparação entre os métodos para o dimensionamento mecânico de placa porta fêmea.

Capítulo 4 – Procedimento para cálculo mecânico de molde de injeção: nesse capítulo as equações que serão prescritas pelo procedimento de dimensionamento, são desenvolvidas matematicamente. Também é nesse capítulo a apresentação do procedimento para dimensionamento mecânico da placa porta fêmea.

Capítulo 5 – Estudos de caso: nesse capítulo são apresentados dois estudos de caso com a utilização do procedimento proposto.

Capítulo 6 – Conclusão: esse é o capítulo no qual se encontram as conclusões do trabalho, além de propostas para desenvolvimentos futuros.

2 Considerações gerais sobre moldes de injeção e seu projeto

Para estudar e gerar uma proposta de procedimento para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmeas, é necessário compreender alguns fundamentos básicos de moldes de injeção. Portanto, neste capítulo apresentar-se-ão algumas considerações gerais sobre moldes de injeção. Tais considerações procedentes de uma revisão bibliográfica e apresentadas de forma sucinta, referem-se especificamente a conceitos fundamentais, classificação dos moldes, considerações gerais sobre projeto de moldes de injeção e particularmente sobre as forças atuantes nos moldes de injeção.

2.1 Conceitos fundamentais

Segundo PÖTSCH [8] os moldes de injeção podem produzir diversas formas de componentes de pouca ou de grande complexidade geométrica, porém suas funções fundamentais serão sempre as mesmas: distribuir o plástico fundido, dar forma ao moldado, refrigerar o material (se termoplástico) ou aquece-lo (caso termofixo ou borracha) e extrair o componente. Há ainda outras funções, que PÖTSCH [8] denomina técnicas: suportar forças, transferir movimentos e guiar partes móveis do molde. Todas essas funções, fundamentais ou técnicas, são realizadas pelos cinco principais sistemas que compõem o molde:

Sistema de alinhamento e guia - tem como finalidade proporcionar uma perfeita movimentação de todos os elementos móveis do molde, através de sua abertura e fechamento.

Sistema de alimentação - é o responsável por guiar o plástico fundido até a cavidade moldante, passando através da bucha de injeção, dos canais de alimentação (quentes ou frios) e do ponto de injeção.

Sistema de cavidades – é responsável por dar forma ao componente. Possui as seguintes funções: distribuir o plástico fundido, suportar a pressão do plástico fundido e garantir a qualidade superficial e dimensional do componente. É formado pela fêmea e o macho.

Sistema de refrigeração – constituído por um conjunto de canais, que são responsáveis pela refrigeração do molde e, conseqüentemente, do componente.

Sistema de ejeção ou extração - tem como objetivo retirar o componente do molde, preferencialmente sem lhe causar marcas.

O molde de injeção é, portanto, um sistema mecânico complexo constituído de vários elementos, formando, muitas vezes, diferentes subsistemas. Certos elementos são de uso exclusivo de um tipo de molde de injeção, enquanto outros estão presentes em todos os tipos de moldes. Também alguns sistemas do molde podem ser formados por diferentes soluções tecnológicas, como é o caso do sistema de extração, podendo possuir grande quantidade de diferentes elementos.

2.2 Classificação dos moldes

Os moldes de injeção podem apresentar várias configurações, de acordo com os requisitos do projeto de molde e do componente, seguindo diferentes tipos de critérios de classificação. Segundo PÖSTCH [8] há diferentes princípios de unidades funcionais que podem ser usados como base para a classificação de moldes de injeção. Os critérios para essa classificação podem ser: matéria-prima processada, projeto básico do molde, sistema de extração, sistema de alimentação, número de cavidades, número de linhas de abertura e tamanho do molde.

HARADA [9] classifica os moldes de injeção de acordo com o tipo de sistema de alimentação e de extração. Esses são influenciados pela geometria do componente, matéria-prima e máquina injetora a ser utilizada, conforme a solução adotada pelo projetista.

Segundo MENGES [10], a classificação dos moldes deve ser realizada somente baseada no sistema de extração. Tal classificação resulta nas seguintes categorias: molde de duas placas,

molde com placa extratora, molde com gaveta, molde com dispositivo de desrosqueamento e molde de três placas.

Já de acordo com GASTROW [11], os moldes podem ser agrupados segundo certas afinidades estabelecidas por norma técnica, a DIN E 16750 - “Moldes de Injeção e Compressão para Moldagem de Componentes”. De acordo com essa norma, os moldes são classificados através dos seguintes critérios: molde básico (molde de duas placas), molde de três placas, molde sanduíche, molde de canal quente, molde com elementos móveis (gavetas) e molde com placa extratora. Porém essa classificação não é exclusiva. Por exemplo, um molde de canal quente terá inevitavelmente duas ou três placas ou poderá tratar-se de um molde sanduíche e ainda poderá ter gavetas e utilizar placa extratora. Como não existe uma norma brasileira que estabeleça uma classificação para os moldes de injeção, neste trabalho será adotada a classificação sugerida pela norma DIN E 16750, representada pela Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Classificação dos moldes segundo a norma DIN E 16750 [11]

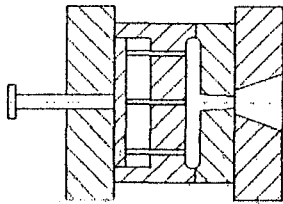
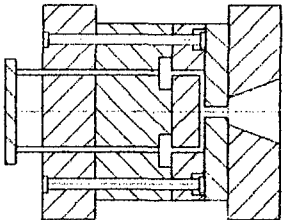
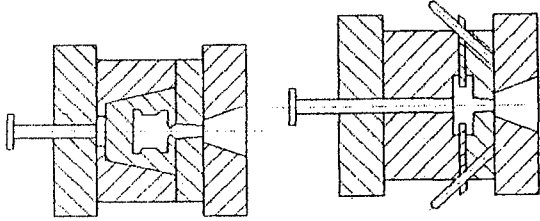
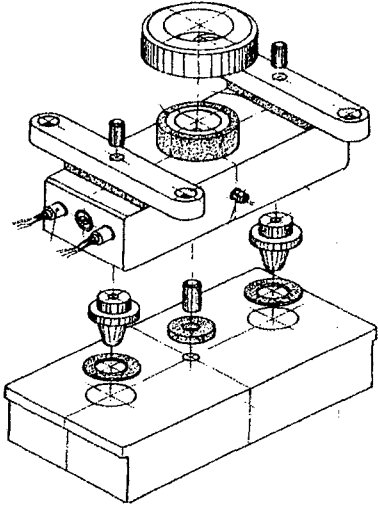
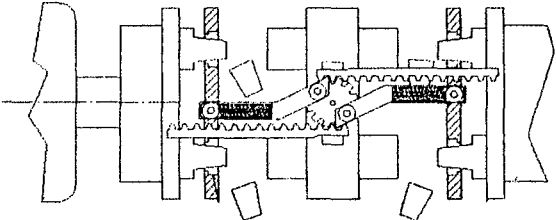
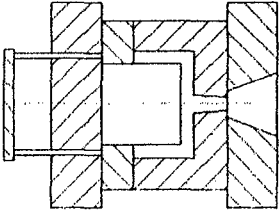
Classificação do molde	Exemplo
<p>Molde de duas placas</p>	
<p>Molde de três placas ou placa flutuante</p>	
<p>Molde com gavetas</p>	

Tabela 2.1 – Classificação dos moldes segundo a norma DIN E 16750 [11] –
continuação

Molde de canal quente	 <p>Distribuidor de canal quente</p>
Molde sanduíche	
Molde com placa extratora	

Da mesma forma que os moldes são classificados diferentemente pelos diversos pesquisadores, também é diferente a nomenclatura utilizada para os elementos que compõe o molde. A nomenclatura mais difundida, tanto no meio industrial quanto no científico é a ilustrada na Figura 2.1.

2.3 Considerações gerais sobre projeto de moldes de injeção

O processo de projeto de moldes de injeção vem ocorrendo ao longo das últimas décadas baseado essencialmente no conhecimento prático, isto é utilizando-se do método de tentativa e erro. Tradicionalmente, as ferramentarias desenvolvem o projeto tendo como princípio de solução projetos precedentes, que sejam de produtos similares. Têm como premissa o fato de que é possível lançar mão das soluções tecnológicas de um molde para projetar outros. Em não havendo projetos precedentes similares, é desenvolvido um projeto totalmente novo.

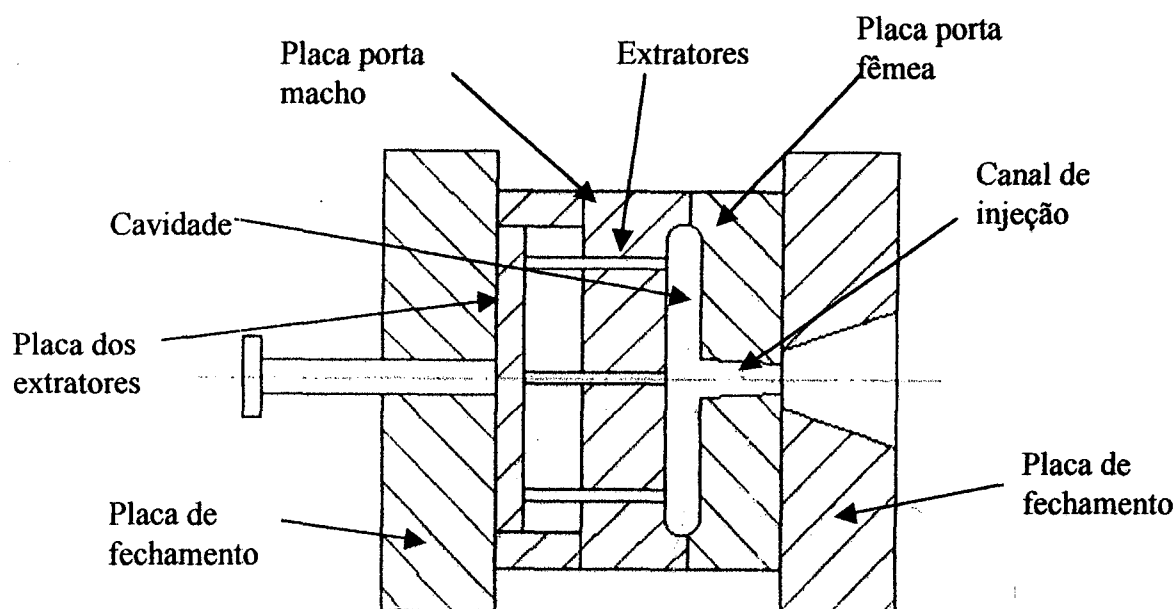


Figura 2.1 - Nomenclatura dos elementos do molde de injeção

Porém, com o crescente aumento da complexidade geométrica dos produtos e de seus componentes, seja por fatores estéticos ou funcionais, esse tipo de procedimento de projeto tem recebido inúmeras críticas, levando o setor a buscar novas alternativas. Ainda assim, muitos pesquisadores têm indicado o fato de que o projeto de um molde deve seguir uma metodologia mais estruturada e, se possível, ser desenvolvido baseado em um conjunto de regras e diretrizes bem definidas e cientificamente comprovadas.

O aumento da complexidade geométrica dos produtos foi permitido essencialmente através da evolução tecnológica, seja na área da informática ou na de máquinas ferramentas. Tal evolução veio permitir não somente a realização de tarefas que anteriormente seriam técnica ou financeiramente inviáveis, mas também uma significativa redução de tempo de projeto e

fabricação. Contudo, os métodos de projeto de molde não tiveram a mesma evolução, porém se adaptaram às novas tecnologias. Segundo ORGANDO [12], o projeto de moldes de injeção está na sua segunda revolução computacional. A primeira ocorreu quando os projetistas trocaram as pranchetas por estações de trabalho de CAD (*Computer Aided Design*) em duas dimensões. Agora, essa forma de projetar está sendo substituída pelo modelamento sólido, em três dimensões. O uso dessa tecnologia gera a possibilidade de automação de certas atividades de projeto, tais como geração automática de macho e cavidade, do porta molde e da lista de material. Também propicia o uso desse mesmo modelo sólido em programas de CAM (*Computer Aided Manufacturing*) e de CAE (*Computer Aided Engineering*), o que diminui sensivelmente o tempo de projeto e preparação para a fabricação.

2.3.1 Preparação para o projeto do molde

REES [13] cita que no processo de projeto de um molde de injeção é necessário, inicialmente, que algumas informações preliminares estejam definidas. Essas informações referem-se ao projeto preliminar do componente, à contração da matéria-prima (plástico), às especificações da máquina injetora, ao número de cavidades, ao tipo de sistema de alimentação e ao método de extração.

Segundo MENGES [10], algumas características do molde dependem do projeto do componente e outras do processo de moldagem. As características que dependem do projeto do componente são: transmissão de movimento, sistema de extração (parcialmente), número de linhas de partição, número de placas flutuantes, sistema de alinhamento e guia, transmissão de forças, montagem na máquina. Já as que dependem do processo de moldagem por injeção são: cavidades, leiaute das cavidades, tipo de bucha e sistema de alimentação (parcialmente), sistema de refrigeração, configuração das gavetas, sistema de extração (parcialmente).

2.3.2 Principais etapas do projeto de um molde

Há inúmeras metodologias que podem ser aplicadas ao projeto de um molde. Uma das que possui uma abordagem mais completa é apresentada em MENGES [10], e por BLASS [14], ilustrada na Figura 2.2. Essa metodologia considera as principais etapas do projeto de um molde de injeção e também as correlações entre as etapas e com o projeto do componente. Segundo GOLDSBERRY [15], muitas vezes as ferramentarias são procuradas para projetar e construir

moldes tecnicamente desafiadores. Tais desafios são, muitas vezes, consequência de projetos de peça descuidados ou sem compromisso com a manufatura. Um exemplo dessa prática pode ser o projeto e execução de um frasco de perfume. Sob o ponto de vista estético, formas não usuais, com grande variação de espessura são agradáveis. Porém, sob o ponto de vista da manufatura, são extremamente indesejáveis, ou impossíveis de realizar. Pequenas mudanças no projeto do componente podem proporcionar grande simplificação ao projeto e à manufatura do molde. Conseqüentemente, despende-se-á menos tempo e o custo de execução também será menor.

A sistemática em questão mostra que as etapas de um projeto do molde são interdependentes de todos os sistemas. Por exemplo, o sistema de extração depende diretamente do número de cavidades, da posição das cavidades e das dimensões exatas da cavidade, sendo que essas são dependentes de outras etapas, conforme observado na Figura 2.2.

Ainda se referindo a essa figura, é importante que se explique as etapas de desenvolvimento do projeto. Contudo, o objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de um procedimento para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea de molde de injeção. Portanto a explanação das etapas de desenvolvimento do projeto de um molde, dar-se-á, aqui, de forma sucinta.

Informações iniciais - são as informações necessárias para iniciar o projeto de um molde. Entre elas estão o projeto da peça e alguns requisitos de manufatura, que são:

Itens gerais: número de peças, custos e data de entrega.

Peça: geometria, matéria-prima, qualidade superficial, tolerância, cargas e comportamento em relação à moldagem.

Número de cavidades – na primeira fase do projeto ocorre a determinação do número de cavidades que o molde deve possuir. A partir desta informação os passos restantes são realizados. Segundo MENGES [10], a determinação do número ótimo de cavidades deve seguir os critérios: técnicos (máquina injetora disponibilizada, qualidade e custo da peça a ser manufaturada) e econômicos (data de entrega, demanda estimada e tamanho do lote).

Posição das cavidades - com a determinação do número de cavidades, é necessário realizar o posicionamento espacial das cavidades nas placas porta cavidades (parte fêmea e parte macho). A disposição das cavidades, dependem do número de cavidades podendo seguir o leiaute

circular, em série ou simétrico. Segundo MENGES [10], as cavidades devem ser posicionadas a partir da posição da bucha de injeção. Isso implica em:

- todas as cavidades tenham preenchimento volumétrico ao mesmo tempo e com o plástico fundido com a mesma temperatura,
- comprimento dos canais de distribuição são minimizados a fim de reduzir o refugo de matéria-prima,
- equilíbrio de forças nas placas.

Número de linhas de abertura - o número de linhas de abertura é influenciado pela geometria do componente, número de cavidades, sistema de alimentação, ponto de injeção e sistema de extração. O número de linhas de abertura requerida(s) implica no princípio de solução do molde. Uma única linha de abertura implica no uso de molde de duas placas, de gavetas, de canal quente ou com desrosqueamento. Mais de uma linha de abertura implica no uso de molde de três placas ou sanduíche.

Dimensão básica da cavidade - para que se obtenha a dimensão básica é necessário o término do projeto detalhado do componente de plástico a ser injetado, já que essa fase está diretamente relacionada com as dimensões do componente.

Sistema de alimentação - o sistema de alimentação tem como principal função guiar o plástico fundido desde a saída do bico injetor até o ponto de injeção na entrada da cavidade. Conforme HARADA [9], é composto pelos canais de injeção e de distribuição. O projeto do sistema de alimentação consiste em dimensionar os canais de forma a minimizar a perda de carga e refugo de plástico além de manter o plástico fluidizado, dentro da temperatura indicada para o processamento.

Ponto de injeção - é a ligação do sistema de alimentação à cavidade. Geralmente, tem a menor espessura de todo o molde. Segundo MENGES [10], projetar o ponto de injeção, implica em determinar sua localização, tipo, tamanho e quantidade.

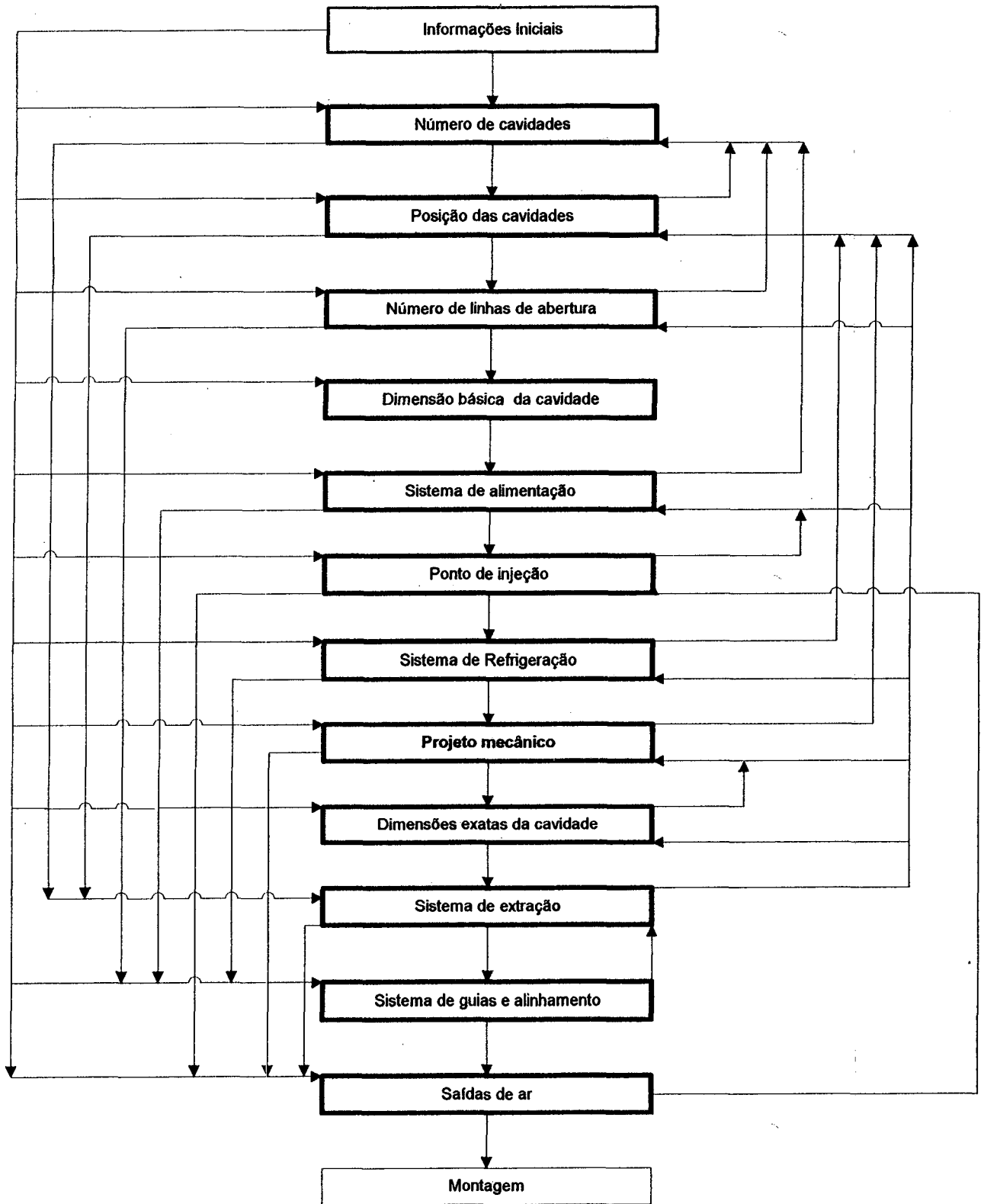


Figura 2.2 – Correlações entre as variáveis envolvidas no projeto de moldes de injeção, segundo a sistemática proposta por MENGES [10]

Sistema de refrigeração – segundo MYLLA [16], o sistema de refrigeração tem como função remover o calor do molde solidificando o plástico fundido. O projeto do sistema de refrigeração consiste em determinar a quantidade, disposição e tamanho dos canais de refrigeração. Sistemas de refrigeração imprópriamente projetados podem resultar em:

- aumento do ciclo de injeção gerando aumento do custo do processo,
- empenamento do componente e tensão residual no mesmo, diminuindo a qualidade do produto final.

Projeto mecânico – em função de ser o tema central desta dissertação, considerações sobre essa etapa são realizadas no item 2.4 e demais capítulos.

Dimensões exatas da cavidade (contração) - segundo HARADA [9], entende-se por contração ou encolhimento, a diferença entre as dimensões da peça injetada, após alcançar o equilíbrio térmico, em temperatura ambiente, e o tamanho da cavidade em que a peça foi injetada. Cada plástico possui um percentual de contração diferente. Portanto, o projetista do molde deve prever essa característica da matéria-prima, acrescentando o percentual de contração do plástico às dimensões iniciais da cavidade, para que as dimensões finais da peça, após o ciclo de injeção, estejam de acordo com seu projeto. A Tabela 2.2 mostra alguns valores de contração para as matérias-primas mais utilizadas nas indústrias transformadoras.

Sistema de extração - segundo PONTES [17], um projeto mais efetivo do sistema de extração, deve se basear em uma análise das forças necessárias para extrair o componente. Assim, o projetista poderá escolher qual a melhor solução para o sistema de extração e sua disposição. O sistema de extração pode ser mecânico, hidráulico ou pneumático, sendo que a força de extração depende dos parâmetros de processamento usados e do acabamento da superfície da cavidade e do macho.

Sistema de guias e alinhamento – esse sistema é responsável por guiar a abertura e o fechamento do molde e prover um perfeito alinhamento entre todos os sistemas do mesmo. O aspecto mais importante desse sistema é o cuidado com a fabricação, sendo imprescindível atingir as tolerâncias requeridas, garantindo assim um ajuste perfeito.

Tabela 2.2– Exemplos de percentual de contração para materiais termoplásticos [13]

Material	% de contração
CA (Acetato de celulose)	0,3 a 0,7
CAB (Acetato – Butirato de celulose)	0,2 a 0,5
PA (Poliamida)	1,0 a 2,5
PVC (Cloro de polivinila)	0,1 a 2
PMMA (Metilmetacrilato)	0,2 a 0,8
PS (Poliestireno)	0,2 a 0,6
ABS (Acrilonitrila – butadieno – estireno)	0,3 a 0,8
SAN (Acrilonitrila – estireno)	0,2 a 0,5
PEBD (Polietileno de baixa densidade)	1,5 a 3,0
PEAD (Polietileno de alta densidade)	1,5 a 3,0
PP (Polipropileno)	1,5 a 2,5
PC (Policarbonato)	0,5 a 0,7
POM (Polioximetileno)	2,5

Saídas de ar – são importantes para evitar bolhas e a queima de matéria-prima, ocasionadas pelo aprisionamento de ar dentro da cavidade durante o ciclo de injeção. Segundo RECK [18], geralmente as saídas de ar são implementadas após a aprovação dos componentes fabricados pelo molde. Esta etapa, tradicionalmente é realizada por meio de testes em que o molde é submetido a uma pequena série de produção.

2.4 Projeto mecânico de moldes de injeção

O projeto mecânico de moldes de injeção traduz-se no dimensionamento dos seus elementos, em especial das placas porta cavidade. Esse dimensionamento deve implicar a obtenção de elementos suficientemente robustos, que possam suportar as forças a que o molde estará submetido, sem causar deformações além das admissíveis especificadas no projeto. Portanto, para efetuar o dimensionamento através do cálculo mecânico, é necessário conhecer as forças que atuam no molde e as origens das mesmas.

2.4.1 Forças atuantes no molde

A natureza das forças atuantes independem do tipo de molde ou componente a ser moldado, têm origem comum e, portanto, sempre devem ser consideradas no projeto mecânico de qualquer molde. Segundo RESS [13], várias são as forças que atuam em um molde de injeção, porém originadas basicamente de duas fontes:

- pressão exercida pelo plástico fundido, durante a injeção, contra as paredes da cavidade macho e fêmea). Tende a abrir o molde.
- pressão exercida pela unidade de fechamento com a função de manter o molde fechado.

Ambas as fontes podem gerar forças ativas e reativas que atuam em várias direções em relação a abertura do molde. Essas forças podem ser: de fechamento, de abertura do molde, de extração, de injeção, no elemento móvel, de cisalhamento originada pelo gradiente térmico nas superfícies do molde e originada pelo contato da unidade de injeção na bucha de injeção do molde.

2.4.1.1 Forças de fechamento

São cíclicas, isto é, aumenta de zero até o valor máximo e retorna a zero, a cada ciclo de injeção. A resultante desse conjunto de forças é a força de fechamento, que atua na direção perpendicular à linha de abertura do molde e é responsável por manter as duas metades do molde unidas durante o ciclo de injeção, até a fase de extração. Atua no sentido de evitar a fuga de plástico fundido que pode formar rebarbas no componente (peça). É uma força que se opõe a de injeção, podendo ser estimada pela equação (2.1), que leva em consideração a área projetada do produto a ser injetado sobre a placa porta cavidade (lado móvel) e a máxima pressão de injeção.

$$F = A_p P \quad (2.1)$$

As forças que podem gerar reações contrárias à força de fechamento são: força nos elementos móveis, forças de cisalhamento (causadas pelo desalinhamento dos elementos do molde) e a força causada pela pressão do plástico fundido nas paredes da cavidade.

A força de fechamento tem uma forte relação com o grau de acabamento superficial da cavidade do molde, definido em função do tipo de acabamento desejado às superfícies do produto moldado. Segundo REES [13], há produtos que não necessitam de uma perfeita reprodução da superfície do molde para que sua aplicabilidade torne-se viável.

2.4.1.2 Forças para abertura do molde

As forças para abertura do molde surgem quando o molde é aberto após sua fase de refrigeração ter sido finalizada. Tende a prender a fêmea e o macho, sendo que sua intensidade, que pode ser de pequena ou de considerável magnitude, depende da forma geométrica do componente e de sua espessura. Pode ser causada por erros de projeto ou fabricação, pelo desgaste natural do molde quando em serviço ou uso inadequado.

Durante a fase de injeção, todas as paredes da cavidade que estão em contato com o plástico fundido são submetidas à pressão. Essa pressão gera deslocamentos, sendo que na parte fêmea é em sentido de abrir e no macho de compressão. Com essa configuração de deformação, há o aumento das dimensões nominais da peça e, conseqüentemente de seu volume. Quando ocorre o final da fase de injeção, cessa a atuação da pressão de injeção e há a natural tendência desses elementos voltarem à posição inicial, desde que a força gerada pela pressão não leve o material a ultrapassar o regime elástico. Os moldes de injeção devem trabalhar com deformações muito pequenas e, portanto, dentro do limite elástico do material. Também deve ser considerado o fato que o plástico, ao resfriar, sofre uma contração. Quando a contração do componente não é suficiente para retornar à dimensão nominal das espessuras das paredes, a fêmea e o macho poderão comprimi-lo, aumentando significativamente a força necessária para abrir o molde.

2.4.1.3 Forças de extração

Segundo PONTES [17], a força de extração é obtida pela pressão de contato entre o plástico e o aço, existente durante a extração, e o coeficiente de atrito, conforme equação (2.2) Essas forças são cíclicas, podem criar tensões de tração ou de compressão e atuam em todo o sistema de extração.

$$F = \mu P_c A_c \quad (2.2)$$

Tensão de tração – as tensões de tração são geradas pela extração do componente de plástico, sendo que, geralmente, ocorrem no macho. Produtos muito profundos, com pequenos ângulos de saída e/ou gavetas, exigem uma maior força de extração em comparação com produtos rasos, com ângulos de saída maiores e sem gavetas. Para realizar a extração da peça, é recomendada uma faixa de temperatura em que:

- a resistência à força exercida pelos extratores é suportada pela peça, não furando ou rasgando-a;
- a peça não esteja totalmente contraída, assim minimiza a compressão sobre o macho, facilitando a extração.

Tensão de compressão - os pinos e as barras de extração são comprimidos entre a placa dos extratores e a peça. Também existem tensões compressivas entre as placas extratoras e o componente.

Torção – os esforços de torção, aparecem em machos ou gavetas que utilizam movimento rotacional, tal qual nos usados para moldar roscas. Geralmente as tensões geradas são pequenas.

2.4.1.4 Forças de injeção

As forças causadas pela injeção ocorrem em todos os tipos de moldes. Durante a fase de enchimento, a pressão dentro da cavidade vai aumentando de acordo com a percentagem de preenchimento volumétrico da cavidade. Quando a cavidade está totalmente preenchida, o plástico atua por alguns instantes como um fluido hidráulico, e a pressão é distribuída em todas as direções. Porém, o plástico é um fluido não newtoniano e, portanto não atua exatamente como um óleo ou água. Portanto a pressão não é uniformemente distribuída dentro da cavidade. Além disso há significativas diferenças de pressão, ao longo do caminho de fluxo (desde o bico de injeção da unidade de injeção até o último ponto da cavidade a ser preenchido), causadas pela perda de carga imposta pelo sistema de alimentação e cavidade ao plástico fundido. A força de injeção causa tensão de compressão, tração e deflexão no molde.

Tensão de compressão – é gerada pela pressão de injeção após o preenchimento das cavidades. Essa pressão atua sobre as superfícies que estão em contato com o plástico fundido,

comprimindo-as na direção de fechamento entre as superfícies de moldagem (superfície do fundo da cavidade e do topo do macho) e as placas de suporte, que são apoiadas nas placas da máquina injetora. O macho é submetido à compressão, o que requer um cuidado especial ao projetar os canais de refrigeração dentro do macho, a fim de evitar paredes muito finas.

Tensão de tração - a cavidade pode ser considerada como um vaso de pressão. Após o final da fase de injeção, a pressão incide sobre as paredes do molde e tende a expandi-la, criando tensões de tração nas paredes da cavidade. Porém, há duas preocupações:

- a cavidade é geralmente cruzada por canais de refrigeração, furos e parafusos, os quais proporcionalmente ao tamanho e à quantidade, reduzem sua resistência mecânica. Além disso, os furos são fatores de concentração de tensão.
- onde há contato entre fêmea e macho. A expansão da cavidade irá aumentar a conicidade da parte fêmea, portanto ocasiona perda da força de contato de união do macho com a fêmea. Isso pode resultar num desalinhamento do macho, o que gera desconformidade dimensional da peça produzida.

Deflexão - a deflexão geralmente acontece em machos longos, esbeltos e não apoiados, mas pode acontecer até mesmo em machos curtos e grossos, principalmente quando o ponto de injeção não está centrado em relação à cavidade. A pressão de injeção tende a deslocar o macho para a direção oposta à do ponto de injeção, devido ao fluxo do plástico fundido. Portanto, isso causa um desbalanceamento de pressão na cavidade.

2.4.1.5 Forças no elemento móvel (gaveta)

Segundo WILLIAM [19] a força de injeção pode atuar sobre um elemento móvel do molde nas seguintes situações:

- na solução de projeto em que o elemento móvel passa completamente pela cavidade, apoiando-se em suas extremidades como na Figura 2.3, a pressão de injeção não gera componente de força na direção da abertura do elemento móvel. Portanto, a força aplicada no elemento para mantê-lo em tal posição, é zero;

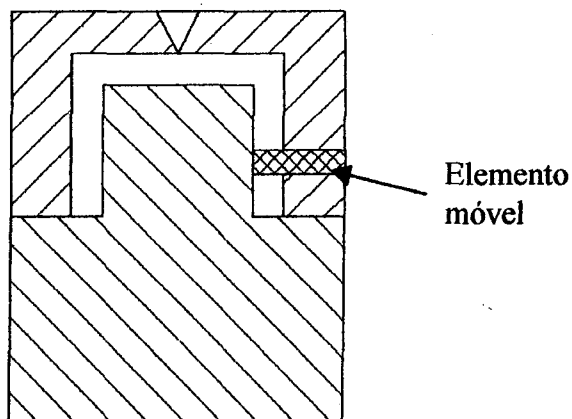


Figura 2.3 – Elemento móvel passante

- quando o elemento móvel é cônico, passando completamente pela cavidade e apoiado-se em ambas as extremidades, como na Figura 2.4. Nesse caso existe uma força que age tentando movimentar o elemento móvel no sentido de abertura da gaveta. Essa força é estimada através da multiplicação da pressão de injeção pela diferença das áreas das duas seções envolvidas.

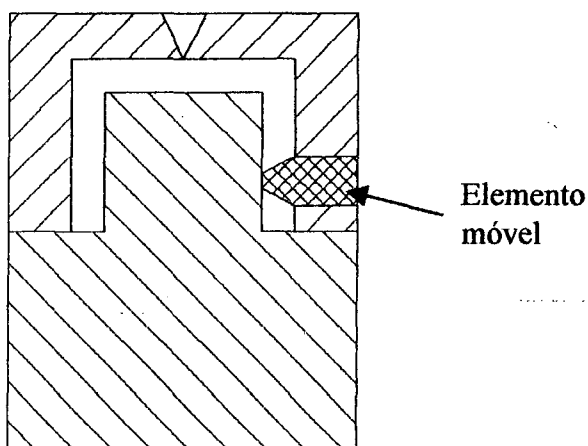


Figura 2.4 – Elemento móvel cônico

- ou ainda numa solução em que o elemento móvel não passe completamente por dentro da cavidade, como na Figura 2.5. Portanto, a pressão de injeção atua diretamente sobre a área da seção final do elemento. A multiplicação dessa área com a pressão indica a força necessária para manter o elemento inerte durante a injeção da massa plástica.

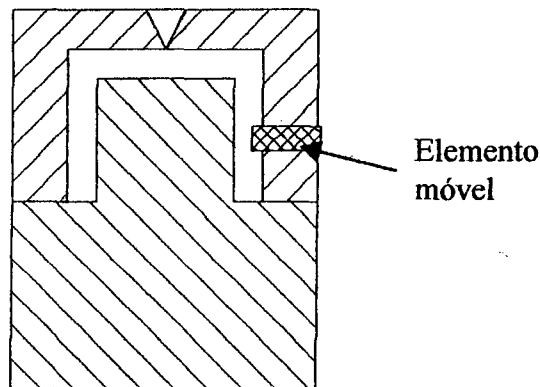


Figura 2.5 – Elemento móvel que não passa completamente a fêmea

2.4.1.6 Forças de cisalhamento

As forças do tipo cisalhamento são geradas, geralmente pelo desalinhamento das partes do molde, podendo ser resultado de fabricação de má qualidade ou dilatação térmica desigual dos componentes.

2.4.1.7 Forças causadas pela diferença de temperatura do molde.

RESS [13] cita que, temperaturas desiguais entre as placas do molde podem criar elongações da placa quente em relação à placa fria. A elongação diferenciada entre as placas fixadas uma à outra gera uma força que tende a igualar esta elongação.

Portanto, o projetista deve estar atento às conseqüências que a expansão desigual pode introduzir no molde. Surgem consideráveis forças nas placas e sistema de alinhamento e guia do molde, necessitando um método mais eficiente de alinhamento.

Uma causa comum de temperatura desigual nas placas é o projeto inadequado do sistema de refrigeração. A má localização e o número inadequado dos canais de refrigeração podem causar uma refrigeração ineficiente. O desgaste dos canais, também pode causar obstrução dos mesmos gerando uma refrigeração ineficiente. Contudo a realização de manutenção dos canais, é suficiente para corrigir as possíveis obstruções.

2.4.1.8 Forças causadas pela unidade de injeção

As condições de processamento, para alguns tipos de matéria-prima plástica, exigem que a unidade de injeção da máquina injetora seja forçada contra a bucha de injeção do molde durante a fase de injeção. Após o término dessa fase, a unidade de injeção é afastada da bucha e, portanto, configura uma força cíclica. Segundo REES [13], essa pressão está entre 5 e 20 ton. Quando não é necessário o afastamento, a unidade de injeção fica constantemente forçando a bucha de injeção do molde, ou seja, a força é estática. A bucha deve ser suficientemente robusta para suportar esta força compressiva.

Em moldes com canais quentes, a unidade de injeção é posicionada sobre o distribuidor, portanto, a força é aplicada sobre os suportes isoladores do distribuidor na placa porta cavidade. Em moldes com face simples, a força é resultado da pressão exercida sobre a parte fixa do molde. Já em moldes sanduíches, o distribuidor é alojado na placa situada entre as cavidades. Portanto a força do cilindro injetor é aplicada na parte central do molde e, conseqüentemente, haverá um aumento na força de fechamento do molde com a mesma intensidade. Segundo REES [13], o aumento pode variar aproximadamente de 10 a 20%.

Como pode-se observar nesse capítulo, o molde de injeção é composto por diversos subsistemas, responsáveis por desempenhar as funções necessárias a moldagem de componentes. Durante o projeto de um molde de injeção, há o relacionamento desses subsistemas de forma que a influência entre ambos determina o princípio de solução mais adequado ao problema proposto. Contudo, a natureza das forças que atuam num molde de injeção independem do princípio de solução adotado no projeto do molde.

3 Métodos de cálculo para dimensionamento mecânico de moldes de injeção

Atualmente a literatura que trata da resistência mecânica dos moldes de injeção é limitada a poucos autores. A pouca existente, porém esclarece e orienta o leitor para algumas simplificações necessárias ao analisar, mecanicamente, um molde. Alguns autores tratam a etapa do dimensionamento mecânico do molde da mesma forma, outros, porém, tratam de forma diferente, seja o modelamento matemático ou as hipóteses simplificadoras.

Os moldes de injeção são submetidos a altas cargas mecânicas, porém, por maiores que sejam, tais cargas não devem causar deformações permanentes às paredes do molde. As deformações permanentes inviabilizam a utilização da ferramenta, pois as dimensões do molde ficam definitivamente alteradas, o que implica alteração da dimensão final da peça injetada. Além de deformações, as cargas podem causar desalinhamento dos componentes do molde, tendo como consequência um mau funcionamento do sistema de abertura e fechamento do molde. As deformações elásticas devem estar sujeitas a limites admissíveis de forma a assegurar uma precisão dimensional requerida pelo projeto. ROTHEISER [20], determina as tolerâncias para determinada dimensão considerando o tamanho nominal, a matéria-prima utilizada e o grau de precisão requerido. Uma peça injetada com alta precisão dimensional requer um molde muito mais rígido do que outro para fabricar um componente com menor tolerância dimensional. De acordo com MALLOY [21], a tolerância do molde, geralmente, deve ser menor que 50% do valor da tolerância da peça injetada. Um molde mecanicamente mal dimensionado pode causar desvio dimensional da peça, além de existir a possibilidade de abertura do molde e consequente fuga de plástico fundido entre as placas moldantes. Portanto, o processamento nessas condições pode exigir um retrabalho da peça ao término do ciclo de injeção ou, em caso extremo, a inviabilização de seu uso. Nesse caso, o molde de injeção deverá, provavelmente, ser corrigido, sendo que, não sendo possível sua correção, deve ser sucateado. As deformações do molde, em especial aquelas na direção transversal da desmoldagem e maiores que a contração da matéria-prima, podem causar acréscimo da força necessária para a abertura do molde e extração do componente após a moldagem.

Contudo, todos autores concordam que um molde de injeção é um sistema mecânico complexo e envolve diversas áreas do conhecimento da engenharia, por estar submetido a

diversas solicitações mecânicas. As solicitações referidas podem ser ocasionadas por: diferença de temperatura, alto gradiente de pressão, esforços mecânicos diversos apresentados no item 2.4.1. Para o efetivo projeto do molde é necessário a consideração de um modelo matemático único e simplificado que, represente o mais fiel possível o modelo físico, o que confirma PISSARENKO [22], ao dizer que: “Os problemas na resistência dos materiais resolvem-se, geralmente, pelos métodos matemáticos simples, aplicando-se uma série de hipóteses simplificadoras e os resultados de experiências respectivas, procurando atingir as fórmulas adequadas que se possam empregar nos cálculos de engenharia prática”. Portanto é fundamental a compreensão das hipóteses e simplificações dos modelos existentes, de forma a avaliar suas qualidades e deficiências quando aplicados no dimensionamento mecânico do molde. A partir dessa análise, é possível gerar um modelo único, que possa agregar qualidade e reduzir as deficiências, com o intuito de minimizar os erros de projeto e indicar dimensões mais adequadas à solicitação mecânica imposta ao molde.

O dimensionamento mecânico de moldes deve, então, ser um procedimento habitual dentro do processo de projeto de moldes de injeção. Porém, algumas considerações são necessárias para simplificar a análise, visto que o molde de injeção é um sistema mecânico complexo, composto por dezenas de componentes que se interrelacionam, estática e dinamicamente. Em geral, devem ser projetados de modo a atender um conjunto de requisitos de projeto os quais dependem da precisão dimensional requerida para a peça e da matéria-prima utilizada para a fabricação. Dentre esses critérios estão os relacionados às deformações admissíveis. Segundo REES [13], em função dessas pequenas deformações permissíveis, uma análise estrutural estática é plenamente satisfatória para o dimensionamento mecânico de um molde de injeção.

Neste capítulo, são apresentados os principais métodos para cálculo estrutural publicados na literatura especializada. Tais métodos referem-se a alguns componentes do molde de injeção quais sejam: insertos moldantes, elementos móveis, placa porta macho e porta fêmea.

3.1 Métodos para dimensionamento mecânico de insertos moldantes

Os insertos e pinos moldantes são usados, geralmente, quando não é conveniente usinar a fêmea ou o macho a partir de um bloco único, já que, para tanto será necessário retirar grande quantidade de material. Ou ainda quando há a possibilidade de usar um aço de menor custo para a fabricação da placa. A adoção da solução com o uso de insertos propicia algumas vantagens.

Por exemplo, proporciona certa facilidade de manutenção, já que há a possibilidade de trocar facilmente os insertos caso se danifiquem. Isso não ocorre com os moldes que não possuem insertos, devendo em tais casos ser substituída toda a placa. O uso de máquinas ferramentas de menor porte e a facilidade de mobilidade para operações de fabricação são outras vantagens provenientes do uso de insertos.

Segundo CRUZ [23], o dimensionamento do inserto pode ser calculado através de equações analíticas, que relacionam o tamanho da cavidade à sua altura. Em moldes circulares, Figura 3.1, essa regra indica o uso das equações (3.1) (3.2) para o dimensionamento do inserto:

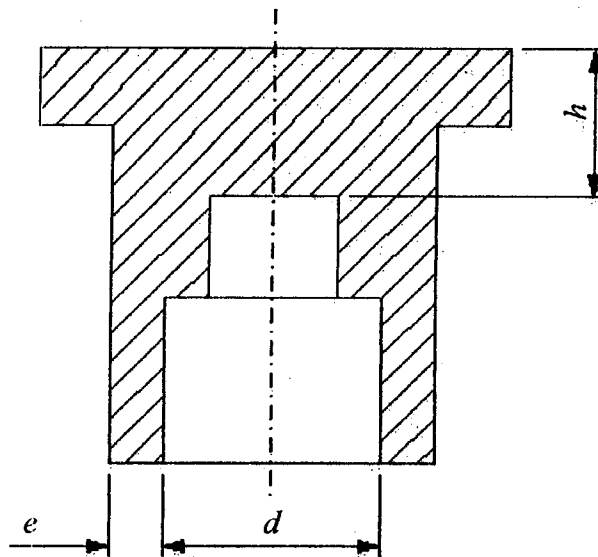


Figura 3.1–Inserto moldante de forma circular

$$e = 0,25d \quad (3.1)$$

$$h = 0,65 \frac{d}{2} \quad (3.2)$$

Para obter a altura total do inserto é necessário somar “h” da equação (3.2) à altura da peça.

Já em moldes com inserto retangular, a regra de dimensionamento dos parâmetros indicados na Figura 3.2 implica no uso das equações (3.3), (3.4) e (3.5) [23]:

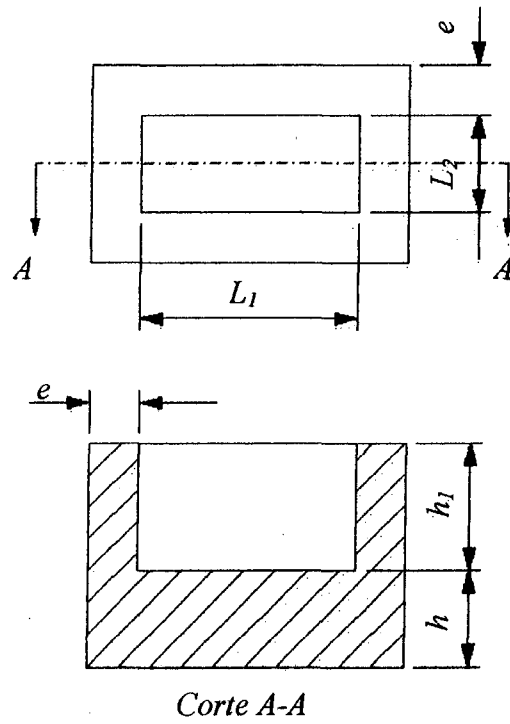


Figura 3.2 –Inserto moldante de forma retangular

$$e = \sqrt[3]{\frac{30000 \cdot L_1^3}{253440 \cdot h_1}} \quad (3.3)$$

$$h = 0,66 \cdot L_2 \cdot \sqrt{0,42 \frac{2}{L_2 x^2}} \quad (3.4)$$

$$x = \frac{L_2}{L_1} \quad (3.5)$$

3.2 Métodos para dimensionamento mecânico das paredes laterais da placa porta fêmea

O cálculo estrutural das fêmeas é de extrema importância para o perfeito funcionamento do molde sujeito à carga de serviço. Como já mencionado, vários autores tratam desse tema, baseados em hipóteses simplificadoras do problema. Contudo, apesar de algumas abordagens propostas pela literatura especializada serem diferentes, geralmente são fundamentadas na resistência dos materiais clássica. A simplificação do molde para o procedimento de dimensionamento mecânico, utiliza-se dos elementos característicos clássicos da resistência dos materiais, que podem ser observados na Tabela 3.1. As diferentes abordagens sobre o dimensionamento estrutural das paredes laterais da placa porta fêmea são prescritas a seguir.

3.2.1 Método de MENGES [10]

Segundo MENGES [10], o molde pode ser decomposto em um conjunto de formas simples. O projetista deve analisar todas as possibilidades de decomposição da fêmea e do macho. Portanto, selecionar geometrias típicas de moldes de injeção e separá-las em formas mais simplificadas, tais como vigas, barras e placas, permite utilizar resultados conhecidos da resistência dos materiais para a determinação dimensional para o projeto do molde. Esse método consiste em:

- considerar o comportamento elástico dos elementos e com isso usar o princípio da superposição de deformações;
- reduzir as causas de deformação a poucos subproblemas, por intermédio de simplificações. Tais simplificações podem ser obtidas pela decomposição dos elementos do molde (placas, fêmea e macho), em duas cargas equivalentes conhecidas da resistência dos materiais.

Tabela 3.1 – Elementos característicos da resistência de materiais clássica, equações e figuras adaptadas de ROARK [20]

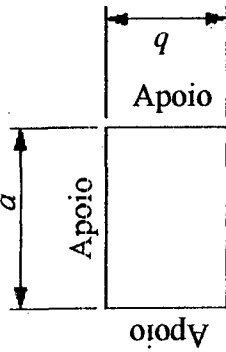
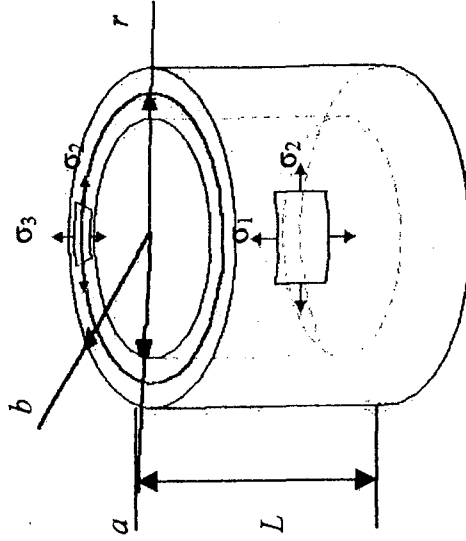
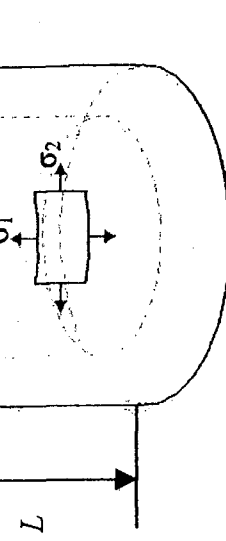
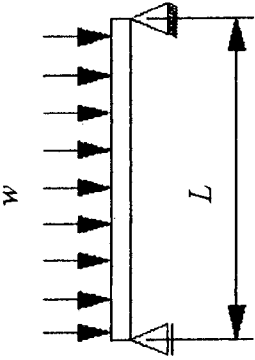
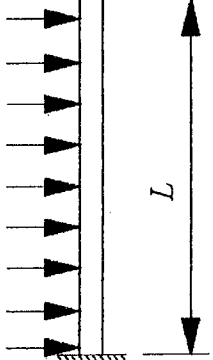
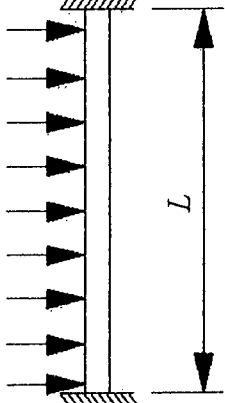
Elemento característico	Figura	Tensão	Deslocamento
Placa com todos os lados apoiados		$\sigma_{\max} = \frac{\beta q b^2}{t^2} \quad (3.6)$ <p>Ver Tabela 3.2.</p>	$y_{\max} = \frac{-\alpha q b^4}{Et^3} \quad (3.7)$ <p>Ver Tabela 3.2.</p>
Vaso de pressão de parede grossa sem fundo - pressão externa		$\sigma_1 = 0 \quad (3.8)$ $\sigma_2 = \frac{-qa^2(b^2 + r^2)}{r^2(a^2 - b^2)} \quad (3.10)$ $\sigma_3 = \frac{-qa^2(r^2 - b^2)}{r^2(a^2 - b^2)} \quad (3.11)$	$\Delta a = \frac{-qa}{E} \left(\frac{a^2 + b^2}{a^2 - b^2} - \nu \right) \quad (3.9)$ $\Delta b = \frac{-q}{E} \frac{2a^2 b}{a^2 - b^2} \quad (3.12)$
Vaso de pressão de parede grossa sem fundo - pressão interna		$\sigma_1 = 0 \quad (3.13)$ $\sigma_2 = \frac{qb^2(a^2 + x^2)}{x^2(a^2 - b^2)} \quad (3.15)$ $\sigma_3 = \frac{-qb^2(a^2 - x^2)}{x^2(a^2 - b^2)} \quad (3.16)$	$\Delta a = \frac{q}{E} \frac{2ab^2}{a^2 - b^2} \quad (3.14)$ $\Delta b = \frac{qb}{E} \left(\frac{a^2 + b^2}{a^2 - b^2} + \nu \right) \quad (3.17)$

Tabela 3.1 – Elementos característicos da resistência de materiais clássica - continuação

Viga apoiada		$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{wL^2}{8} \frac{z}{I} \quad (3.18)$	$y_{m\acute{a}x} = \frac{-5wL^4}{384EI} \quad (3.19)$
Viga engastada		$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{-wL^2}{2} \frac{z}{I} \quad (3.20)$	$y_{m\acute{a}x} = \frac{-wL^4}{8EI} \quad (3.21)$
Viga biengastada		$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{-wL^2}{12} \frac{z}{I} \quad (3.22)$	$y_{m\acute{a}x} = \frac{-wL^4}{384EI} \quad (3.23)$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} z}{I}$$

Onde z é a distância do ponto de aplicação de carga até o eixo neutro.

Tabela 3.2 – Constantes para o cálculo da placa apoiada em todos os lados

a/b	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	3,0	4,0	5,0	∞
β	0,2874	0,3762	0,4530	0,5172	0,5688	0,6102	0,7134	0,7410	0,7476	0,7500
α	0,0444	0,0616	0,0770	0,0906	0,1017	0,1110	0,1335	0,1400	0,1417	0,1421

Segundo TIMOSHENKO [24], o método da superposição pode sempre ser aplicado se a flexão da viga não introduzir variações na ação das forças exteriores. Por exemplo, os pequenos deslocamentos das vigas produzidas por cargas laterais, não modificam os diagramas de momentos fletores para essas cargas e a superposição pode ser usada com vantagem. Note que, se houver flexão combinada com tração ou compressão axiais, o deslocamento produzido pelas cargas laterais poderá modificar a ação das forças axiais, as quais não produzirão somente tração ou compressão axial, mas também, alguma flexão adicional. Esse é um caso típico de deformação com deslocamentos moderados. Nesses casos há algumas restrições para o método da superposição, sendo possível usá-lo somente em relação às cargas laterais, admitindo-se que a força axial permaneça sempre constante. Há outros casos em que pequenas flexões das vigas podem introduzir mudanças consideráveis na ação das forças. Nesses casos o método da superposição não pode ser aplicado. Geralmente enquanto o comportamento dos componentes e da estrutura forem lineares, é possível aplicar o princípio de superposição de soluções.

Conforme já mencionado, o molde é um sistema mecânico complexo e, portanto, é necessário simplificá-lo admitindo certas hipóteses. O princípio da superposição é muito útil para determinar a deformação final da fêmea. Isso porque é possível desmembrar o molde em formas mais simples e adicionar todos os casos de deformação obtendo, assim, uma estimativa para a deformação final com segurança e rapidez. Porém, para que essa associação seja eficaz, é necessário que haja uma análise detalhada do molde e de seus componentes e, utilize-se a associação da rigidez em paralelo. No anexo A, há a demonstração matemática para a associação em paralelo.

3.2.1.1 Fêmeas circulares

Para calcular os esforços e deformações do molde é necessário desmembrá-lo em duas cargas equivalentes, que sejam características da resistência dos materiais. Para um porta molde com fêmea circular, essa análise pode ser realizada com base na Figura 3.3, sendo que os

subproblemas I e II devem ser adicionados utilizando-se o princípio de associação da rigidez em paralelo.

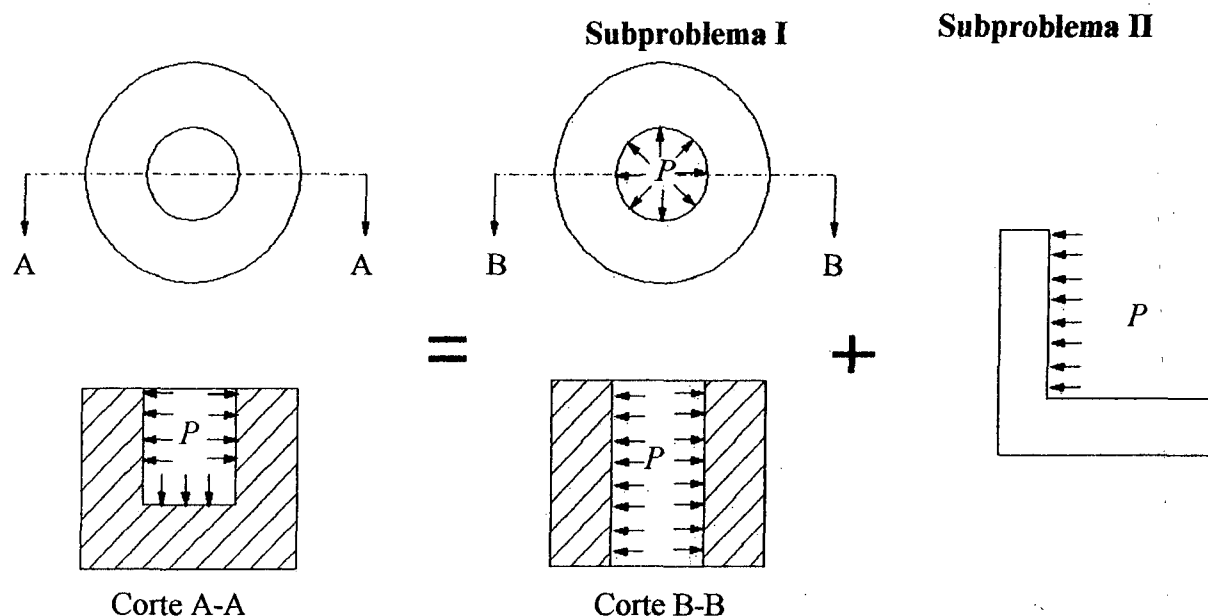


Figura 3.3 – Subproblema de moldes com fêmea circular

a - Subproblema I

O subproblema I, ilustrado na Figura 3.4, consiste na carga aplicada internamente à fêmea, tornando-a similar a um vaso de pressão tubular. Com a aplicação da pressão de injeção, a dimensão do raio interno deverá aumentar de acordo com a equação (3.24) [10].

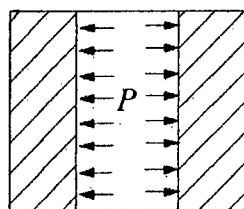
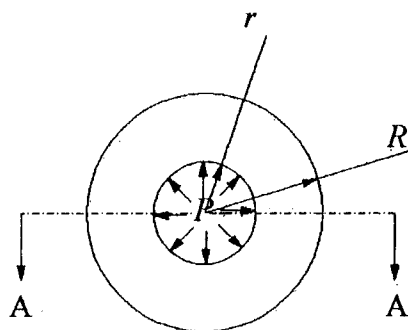
$$\Delta r = \frac{Pr}{E} \left[\frac{1 + \frac{r^2}{R^2}}{1 - \frac{r^2}{R^2}} + \nu \right] \quad (3.24)$$

b - Subproblema II

O subproblema II, ilustrado na Figura 3.5, considera uma seção unitária do molde como sendo uma viga em “L”, com uma extremidade engastada e outra livre. Esse modelo representa a influência de rigidez entre a parede lateral e a base da cavidade na deflexão. A pressão de injeção

que é distribuída sobre a parede lateral da cavidade, irá causar uma deflexão que pode ser estimada com o uso da equação (3.25) [10].

$$y = \frac{12.P.h^4}{8.E.s^3} + \frac{P.h^2.2,66}{2.E.s} 1,2 \quad (3.25)$$



Corte A-A

Figura 3.4 – Subproblema I de fêmea circular – vaso de pressão de parede grossa

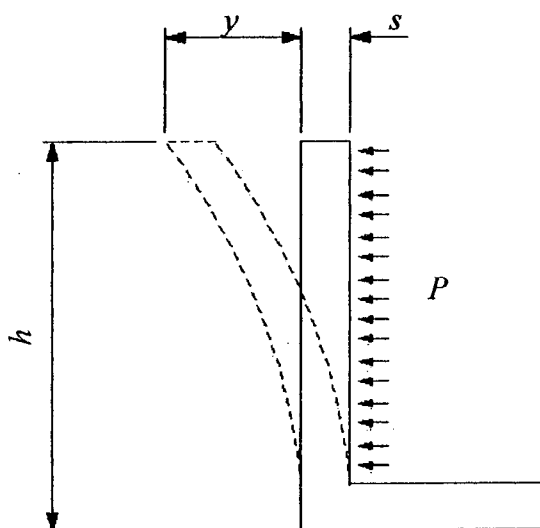


Figura 3.5 – Subproblema II de fêmea circular – viga engastada

3.2.1.2 Fêmeas retangulares

Da mesma forma que se procede para com os moldes com fêmeas circulares, procede-se para os de fêmea retangulares. Podem ser desmembrados em soluções simplificadas, como observado na Figura 3.6.

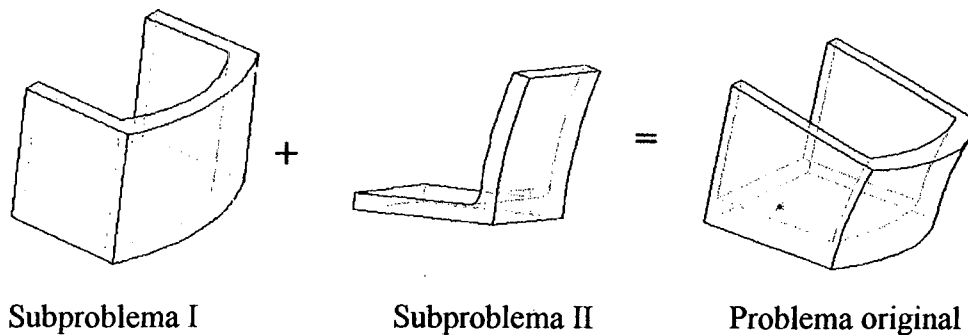


Figura 3.6 – Molde com fêmea retangular, adaptada de MENGES [10]

Os subproblemas I e II devem ter a rigidez associada em paralelo, como ocorre com os moldes com fêmea circular.

a - Subproblema I

Para o cálculo estrutural da parede lateral da placa porta fêmea com fêmea de geometria retangular, o subproblema I deve ser considerado como uma viga engastada em uma extremidade e livre na outra, sendo submetida a uma pressão em um de seus lados, como na Figura 3.7. Porém essa pressão deve ser constante, ou seja, não é aplicado o gradiente de pressão que ocorre na prática, devido à perda de carga oferecida pelas paredes do molde ao plástico fundido. Esse modelo, da viga engastada, representa a deflexão da parede da fêmea sem a influência dos cantos.

Logo, a pressão causada pelo plástico fundido deverá causar uma deflexão sobre essa viga, que é representado matematicamente pela equação (3.26) [10].

$$y = \frac{12.P.h^4}{8.E.s^3} + \frac{P.h^2.2,66}{2.E.s}.1,2 \quad (3.26)$$

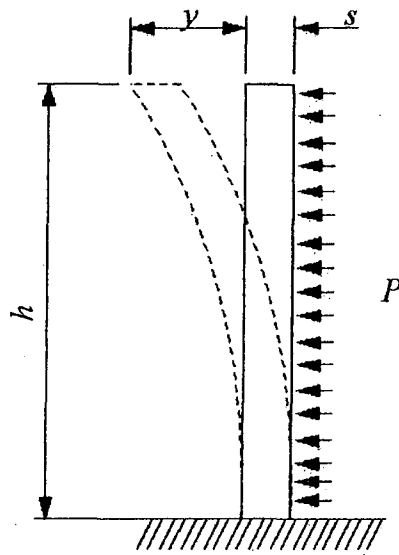


Figura 3.7 – Subproblema I de fêmeas retangulares - viga engastada

b - Subproblema II

Para essa configuração de fêmea, o subproblema II é representado por uma viga biengastada, sendo que a pressão de injeção deve ser distribuída sobre toda a superfície da mesma, conforme Figura 3.7. Esse modelo expressa a influência das paredes laterais sobre a deformação do molde.

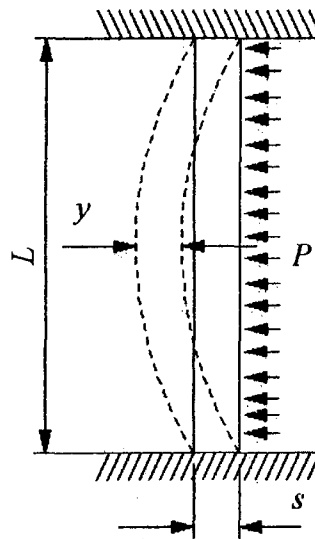


Figura 3.8 – Subproblema II de fêmeas retangulares - viga biengastada

A deflexão da referida viga pode ser obtida através da equação (3.27) [10].

$$y = \frac{12.P.L^4}{384.E.s^3} + \frac{P.L^2.2,66}{8.E.s}.1,20 \quad (3.27)$$

Em resumo, o método de MENGES [10], utiliza o princípio da superposição das deformações, separando o problema real em dois subproblemas. Além disso as equações (3.25), (3.26) e (3.27) representam no primeiro termo a flexão da parede e no segundo o cisalhamento nos cantos da parede. É um método de fácil utilização, já que necessita de pequena quantidade de variáveis para a sua realização. O método é aplicável nos casos de pequenas deformações e deslocamentos (sistema com resposta linear).

3.2.2 Método de REES [13]

Para efetuar o cálculo da expansão de uma fêmea circular, RESS [13] considera um tubo submetido à pressão de injeção aplicada internamente. A Figura 3.9 ilustra essa consideração.

A tensão circunferencial no interior da fêmea tubular pode ser expressa pela equação (3.28) [13]. Já a tensão circunferencial no exterior da fêmea, na superfície externa, pode ser calculada com o uso da equação (3.29) [13].

$$\sigma_{interna} = P \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \quad (3.28)$$

$$\sigma_{externa} = 2P \frac{r^2}{R^2 - r^2} \quad (3.29)$$

Para satisfazer os critérios de projeto é necessário que a tensão máxima atuante seja inferior à tensão admissível do material e que o aumento do raio interno esteja de acordo com as especificações de tolerâncias do componente. Esse aumento dimensional do raio da fêmea pode ser calculado pela equação (3.30) [13]. Essa equação é conhecida como **equação de Lamé**. O aumento do raio externo da fêmea tubular, é obtido através da equação (3.31) [13].

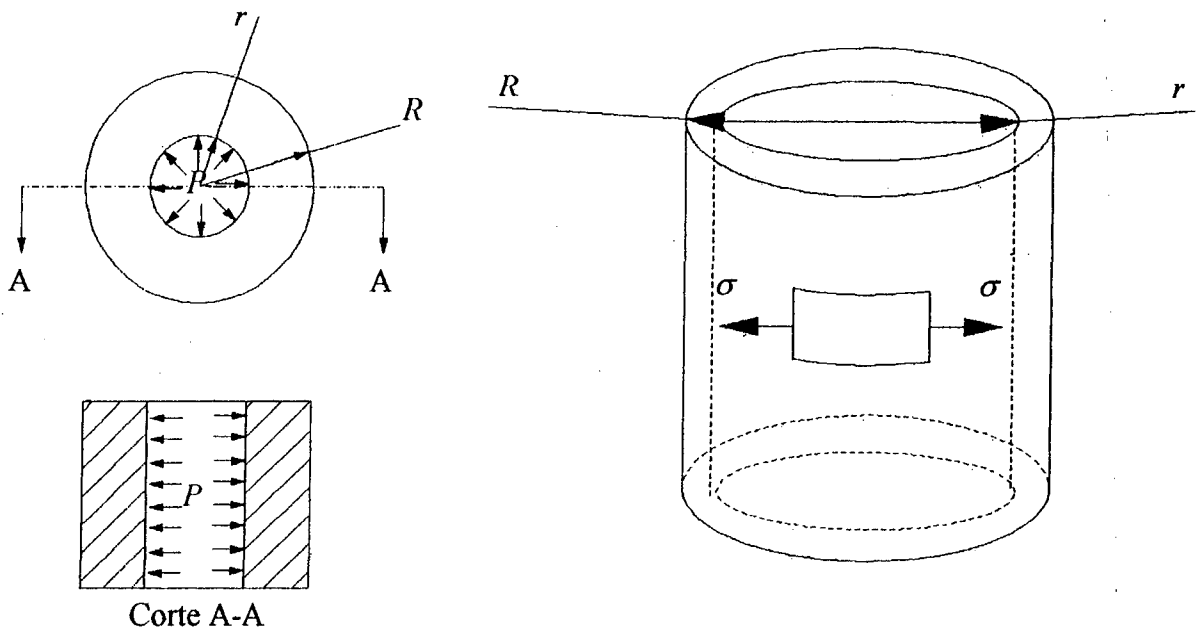


Figura 3.9 – Fêmea circular submetida a pressão interna

$$\Delta r = P \frac{r}{E} \left(\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \nu \right) \quad (3.30)$$

$$\Delta R = P \frac{R}{E} \left(\frac{2r^2}{R^2 - r^2} \right) \quad (3.31)$$

3.2.3 Método de GLANVILL [25]

Segundo GLANVILL [25], o cálculo da verdadeira resistência das cavidades do molde é quase que impraticável para as aplicações comuns, mesmo para as que possuem perfil retangular. Portanto, é perfeitamente aceitável basear os cálculos em formas básicas, mesmo que isso não garanta ampla margem de segurança. É essencial projetar as espessuras das paredes laterais da placa porta fêmea, para que a deflexão esteja dentro do limite aceitável e a tensão fique abaixo da tensão admissível para a matéria-prima da cavidade.

Para fêmeas quadradas ou retangulares nas quais o comprimento da parede excede a altura, são possíveis diversas aproximações simples:

- cálculos baseados na consideração de que cada parede lateral da placa porta fêmea atue como um a **viga biengastada** com carga uniformemente distribuída;
- cálculos baseados na consideração de que cada parede lateral da placa porta fêmea atue como uma **viga apoiada** com carga uniformemente distribuída;
- cálculos baseados na consideração de que a placa porta fêmea atue como um **pórtico** com carga interna uniformemente distribuída;
- cálculos baseados na consideração de que cada parede lateral da placa porta fêmea atue como uma **placa retangular simplesmente apoiada** com carga uniforme.

Contudo é importante verificar as restrições deste método:

- os efeitos da pressão de fechamento e o efeito da retenção da placa suporte são ignorados;
- a pressão máxima em que se baseiam estes cálculos é de 65 MPa, acima desse valor é necessário considerar o efeito da profundidade da fêmea sobre a deflexão total;
- para a maioria dos plásticos, a deflexão máxima permitida das paredes da fêmea é de 0,1 mm a 0,2 mm. Porém, para o PS ou PMMA a deflexão deve ser de 0,08 mm a 0,1 mm e para a PA no máximo 0,02;
- não é permissível folga entre a placa porta fêmea e insertos, para não permitir entrada de plástico fundido;

a - Viga padrão considerando a viga com extremidades engastadas

Esse método admite que, cada parede lateral da placa porta fêmea seja representada por uma viga biengastada, sendo que a pressão de injeção é representada como carga uniformemente distribuída aplicada sobre um retângulo de largura unitária. A Figura 3.10 representa graficamente essas simplificações.

Na prática, os lados da placa porta fêmea de um molde não atendem totalmente os requisitos de fixação das extremidades nos quais se baseia a fórmula da viga biengastada.

Portanto, o método pode conduzir a deflexões consideravelmente maiores do que as que, de fato, ocorrem na prática, o que implica em ser conservativo. O uso do método é restrito em moldes de injeção nos quais as duas metades se assentam, uma sobre a outra, de tal forma que a ferramenta macho evita a abertura da fêmea, atuando como fixação, o que pode ser visualizado na Figura 3.11.

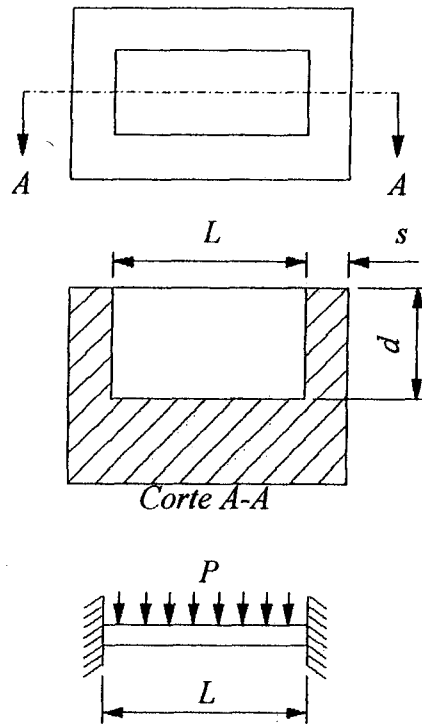


Figura 3.10 – Viga biengastada

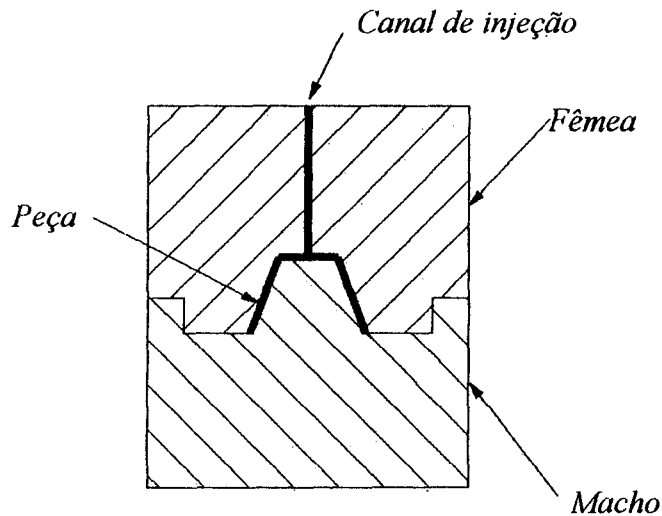


Figura 3.11 – Molde no qual o macho evita abertura da fêmea

A equação (3.32) [25] representa a deformação dessa viga e a equação (3.33) [25] determina a mínima espessura das paredes laterais da placa porta fêmea para uma deformação especificada.

$$y = \frac{P.L^4}{384.E.I} \quad (3.32)$$

$$s = \sqrt[3]{\frac{P.L^4}{32.E.y.d}} \quad (3.33)$$

b - Viga padrão considerando a viga com extremidades simplesmente apoiadas

Nesse método considera-se como simplificação, que cada parede lateral da placa porta fêmea atua como uma viga simplesmente apoiada. A pressão de injeção é representada pela aplicação de carga uniformemente distribuída sobre um retângulo de largura unitária, o que se observa na Figura 3.12.

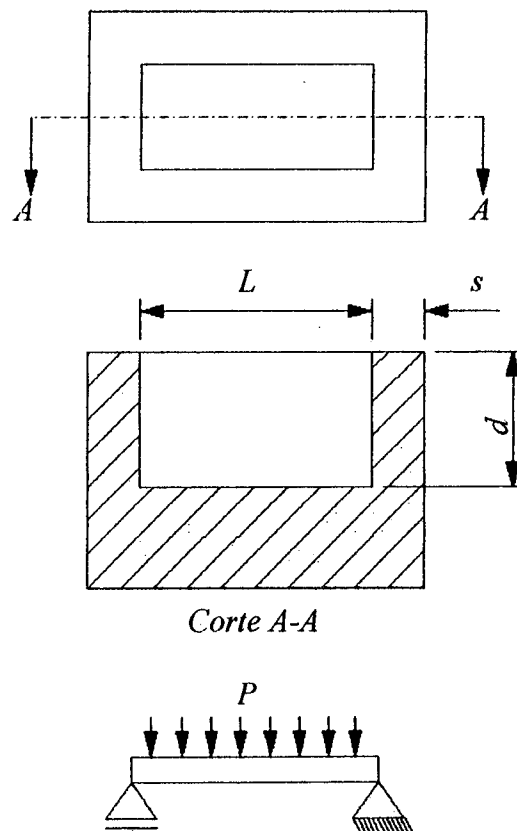


Figura 3.12 – Viga apoiada

A deformação para essa viga é estimada pela equação (3.34) [25], sendo que através da equação (3.35) [25] é calculada a espessura da parede lateral da placa porta fêmea, objetivo desse método de dimensionamento mecânico. Para o cálculo da espessura da parede lateral da placa porta fêmea, o método *b* é mais conservativo que o método *a*.

$$y = \frac{5.P.L^4}{384.E.I} \quad (3.34)$$

$$s = \sqrt[3]{\frac{5.P.L^4}{32.E.y.d}} \quad (3.35)$$

Nenhum desses dois métodos, contudo, representam na essência o modelo físico, pois tratam o problema considerando independente cada lado da placa porta fêmea. Ora, os extremos não se comportam dessa forma e, além disso, as paredes laterais da placa porta fêmea não se defletem independentemente, razão pela qual os efeitos dos cantos devem ser considerados.

c - Pórtico

Esse método considera a placa porta fêmea como um pórtico com carga uniformemente distribuída na superfície interna sobre um retângulo de largura unitária. Considera os efeitos dos cantos, sendo que assume algumas hipóteses simplificadoras:

- os cantos devem permanecer fixos no espaço e sem deformação;
- o efeito da pressão de fechamento e o de retenção da placa suporte são ignorados;
- as espessuras em ambos lados da fêmea devem ser iguais.

A Figura 3.13 ilustra esse modelo.

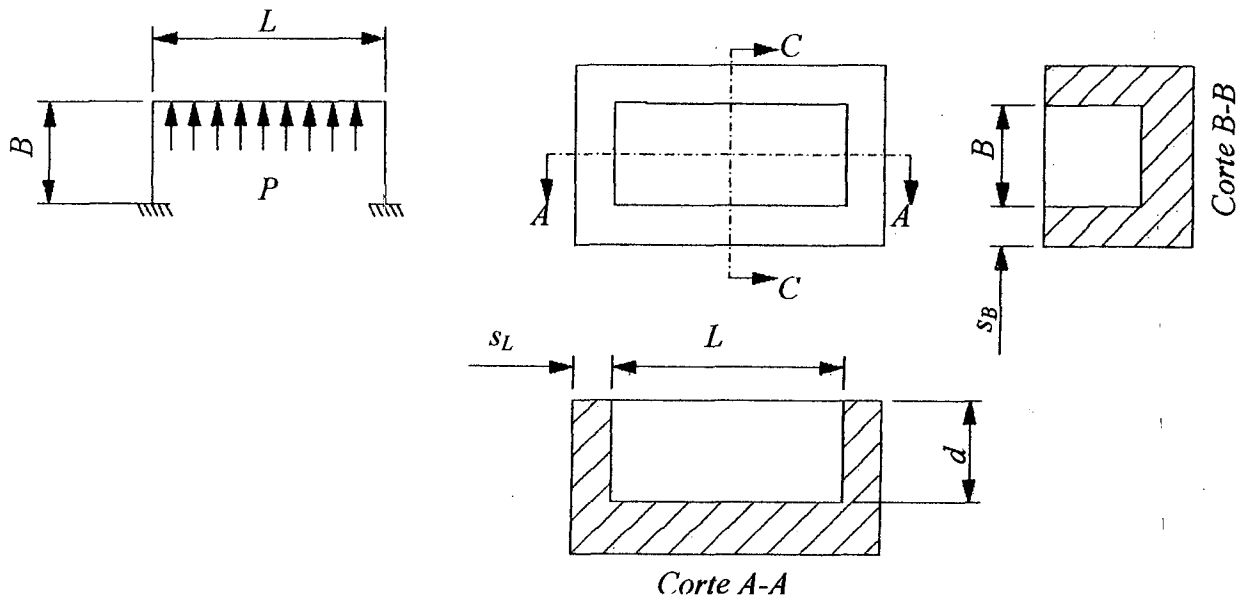


Figura 3.13 - Pórtico

A equação (3.36) [25] é usada para calcular a deflexão da parede de lado “L”. Já a equação (3.37) [25] é a que estima a espessura da parede para esse mesmo lado da fêmea.

$$y_L = \frac{5.P.L^4}{384.E.I_L} - \frac{M_1.L^2}{8.E.I_L} \quad (3.36)$$

$$s_L = \sqrt[3]{\frac{1,5.L^2}{d.E.y_L} \left(\frac{5.P.L^2}{48} - M_1 \right)} \quad (3.37)$$

Onde:

M_1 – momento fletor devido a influência da carga no lado adjacente da aplicação da carga;

Para o lado B, a equação (3.38) [25] estima a deflexão e a equação (3.39) [25] a espessura da parede da fêmea.

$$y_B = \frac{5.P.B^4}{384.E.I_B} - \frac{M_1.B^2}{8.E.I_B} \quad (3.38)$$

$$s_B = \sqrt[3]{\frac{1,5.B^2}{d.E.y_B} \left(\frac{5.P.B^2}{48} - M_1 \right)} \quad (3.39)$$

Onde:

M_1 – momento fletor devido a influência da carga no lado adjacente da aplicação da carga;

d - Placa retangular simplesmente apoiada

Considera cada lado da placa porta fêmea como uma placa retangular uniformemente carregada e simplesmente apoiada nos quatro lados, como ilustrado na Figura 3.14. Essa condição de apoio exige que a base da fêmea seja sólida ou rigidamente fixada às paredes, enquanto o topo da fêmea deve ser firmemente apoiado na ferramenta macho. A deflexão das paredes da placa porta fêmea é calculada através das equação (3.40) [25] e a espessura pela equação (3.41) [25].

$$y = \frac{C.P.d^4}{E.s^3} \quad (3.40)$$

$$s = \sqrt[3]{\frac{C.P.d^4}{E.y}} \quad (3.41)$$

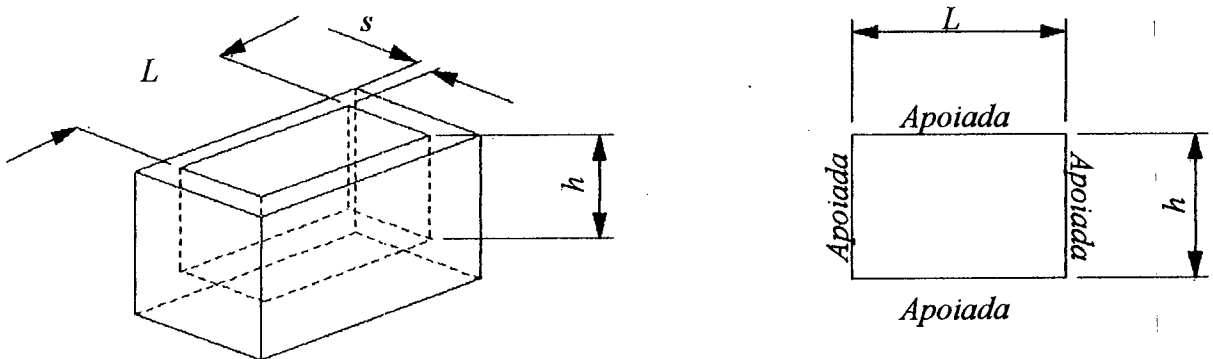


Figura 3.14 – Placa apoiada em ambos lados

Essa metodologia de cálculo utiliza uma constante, como pode ser observado nas equações (3.40) e (3.41) [25], chamada de “C”. A referida constante pode ser obtida através da Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Coeficiente de cálculo

L/d	C	L/d	C	L/d	C
1,0	0,044	1,5	0,084	2,0	0,111
1,1	0,053	1,6	0,090	3,0	0,134
1,2	0,062	1,7	0,096	4,0	0,140
1,3	0,070	1,7	0,102	5,0	0,142
1,4	0,078	1,9	0,106		

Em resumo, o método proposto por GLANVILL[25], indica um conjunto de quatro abordagens alternativas, para a realização do dimensionamento mecânico de moldes. O primeiro considera a parede como sendo uma viga engastada com carga uniformemente distribuída, porém seu uso é restrito a moldes em que a placa porta macho evite a abertura da placa porta fêmea. O segundo tem como consideração que a parede lateral é representada como uma viga livremente apoiada e com carga uniformemente distribuída. Esse induz a paredes mais espessas, portanto, quanto à flexão, é mais conservativo que o primeiro. O terceiro considera a placa porta fêmea como um pórtico, considerando os efeitos dos cantos, por isso representa melhor o modelo físico. Porém para a sua utilização as espessuras das paredes devem ser idênticas. O quarto método considera cada lado da placa porta fêmea como uma placa retangular simplesmente apoiada e uniformemente carregada. Exige que as paredes laterais sejam sólidas ou engastadas entre elas e a base. Ambos os métodos não possibilita a realização de cálculos para moldes em que a fêmea possua a profundidade menor que a largura. Como já mencionado anteriormente para a utilização desses métodos a pressão máxima de injeção não deve ultrapassar o limite de 65 MPa, porém, muitas peças exigem pressão superiores a esse limite, impossibilitando o uso desse método.

3.2.4 Método de GASTROW [26]

Segundo GASTROW [26], o procedimento para realizar o dimensionamento mecânico das paredes laterais placa porta fêmea segue a seguinte metodologia: a carga é aplicada num

retângulo imaginário de lado unitário e de comprimento igual à largura da fêmea. Tem-se, portanto, a força exercida na parede expressada pela equação (3.42) [26].

$$F = L \times P \times 1 \quad (3.42)$$

Portanto, o momento de inércia é obtido pela equação (3.43).

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{1s^3}{12} = \frac{s^3}{12} \quad (3.43)$$

Contudo, GASTROW [26], propõe duas abordagens diferenciadas para o dimensionamento mecânico do molde, que são:

a - Viga apoiada

Esse método de dimensionamento mecânico aplica-se a moldes com a altura “h” da fêmea menor da largura “L”, Figura 3.15. Tal método considera a parede lateral da placa porta fêmea age como uma viga apoiada. Portanto para determinar a espessura dessa parede a equação (3.44) [26], que calcula o módulo de resistência deve ser utilizada em conjunto com a equação (3.45) [26].

$$W = \frac{Fh}{8\sigma} \quad (3.44)$$

$$s = \sqrt{6W} \quad (3.45)$$

A equação (3.45) [26], é uma equação obtida de resultados práticos, portanto as variáveis devem ter as seguintes grandezas:

F – força (N);

h – altura da cavidade (cm);

σ - máxima tensão de escoamento admitida (N/mm²).

Resultam:

W – módulo resistência (cm^3);

s – espessura da parede (cm).

Onde:

σ - máxima tensão de escoamento admissível.

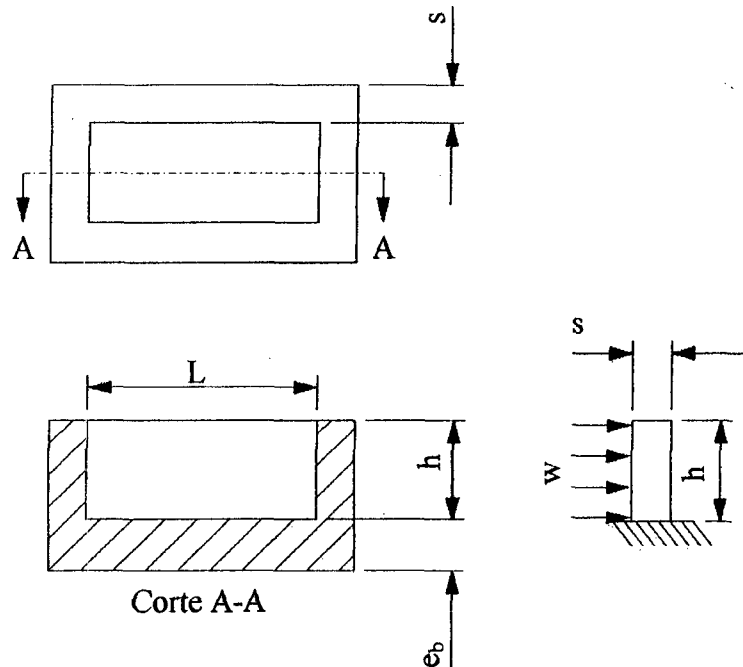


Figura 3.15 – Fêmea com largura maior que a altura

b - Viga biengastada

Esse método aplica-se somente para moldes em que a altura “h” da fêmea for igual ou maior a largura “L”. Considera uma viga biengastada, como ilustra a Figura 3.16. A equação (3.47) [26] determina o módulo de resistência e para a determinação da espessura da parede lateral da placa porta fêmea, deve ser substituída na para a equação (3.45) [26]. A deflexão é obtida com o uso da equação (3.46) [26].

$$y = \frac{10FL^3}{384EI} \quad (3.46)$$

$$W = \frac{FL}{12\sigma} \quad (3.47)$$

Onde:

σ - máxima tensão de escoamento admissível.

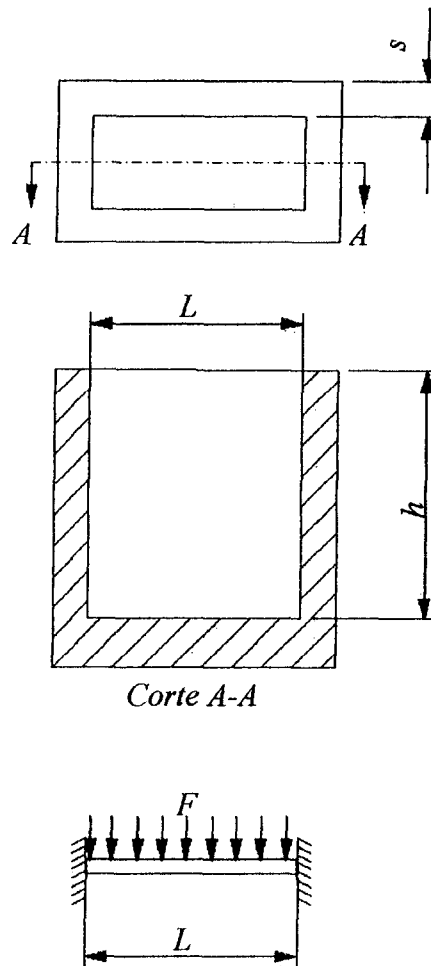


Figura 3.16 – Fêmea com largura menor que a altura

Em resumo, o método de GASTROW [26], considera a parede como uma viga simplesmente apoiada para moldes com a altura da fêmea menor que a largura. A outra abordagem de GASTROW [26], considera a parede como uma viga biengastada quando o molde possuir a altura da fêmea maior que a largura. Contudo o método que se utiliza de viga apoiada conduz a espessuras de paredes mais conservativas em comparação as espessuras de paredes dimensionadas pelo método com a utilização de viga biengastada. Portanto, com relação à flexão causada pela pressão de injeção, o método que faz uso de viga apoiada é mais conservativo.

3.2.5 Método de PROVENZA [27]

Segundo PROVENZA [27], o método para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea deve ser em função do formato da seção transversal do molde. Se for circular, como na Figura 3.17, devem ser utilizadas as equações (3.48) e (3.49) [27] para a determinação das dimensões referidas na Figura 3.17. Porém, se for retangular, como na Figura 3.18, as equações (3.50), (3.51) e (3.52) [27] devem ser utilizadas para o projeto da placa porta fêmea.

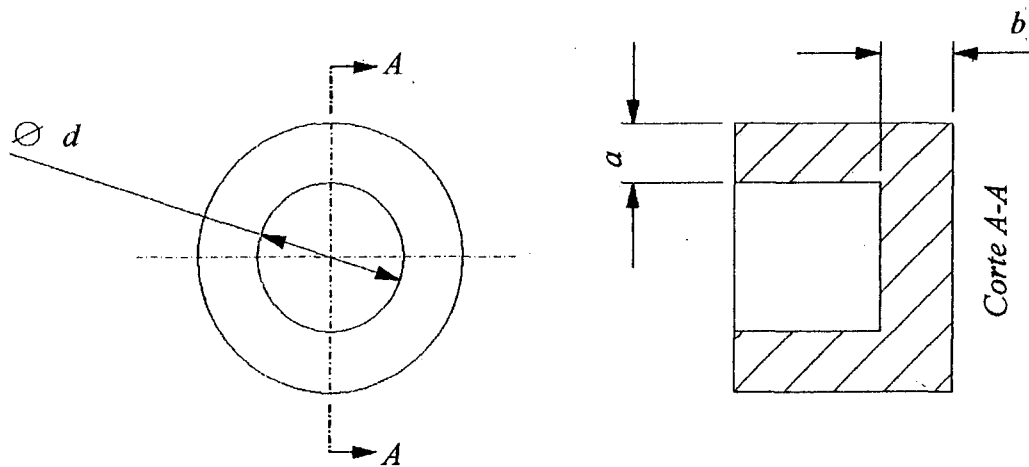


Figura 3.17 – Molde com fêmea circular, conforme PROVENZA [27]

$$a \geq \frac{5dP}{8\sigma} \quad (3.48)$$

$$b \geq \frac{d}{2} \sqrt{\frac{6v}{5\sigma}} \quad (3.49)$$

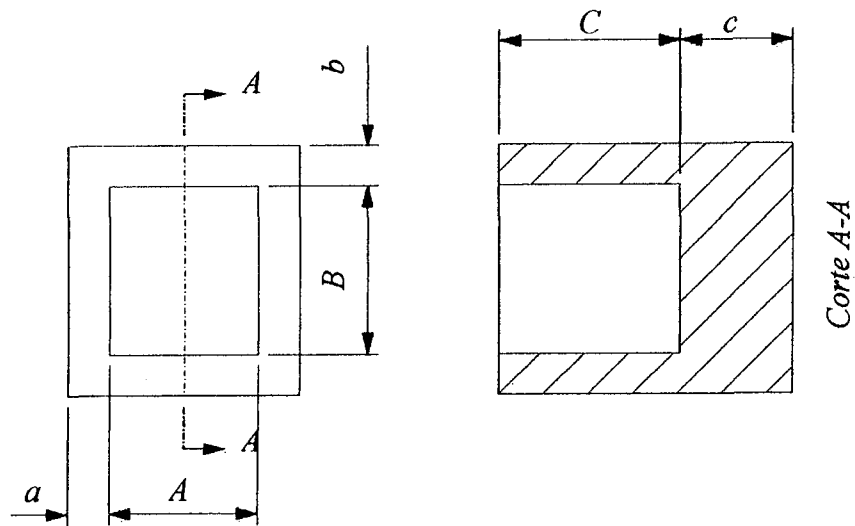


Figura 3.18 – Molde com fêmea retangular, conforme PROVENZA [27]

$$a \geq \sqrt{\frac{BP}{2C\sigma}} \quad (3.50)$$

$$b \geq \sqrt{\frac{AP}{2C\sigma}} \quad (3.51)$$

$$c \geq \frac{2}{3}A \sqrt{\frac{12P}{5\sigma(1+x^2)}} \quad (3.52)$$

Sendo que:

$$x = \frac{A}{B} \quad (3.53)$$

Onde:

σ – tensão admissível de escoamento do material;

3.3 Métodos para dimensionamento mecânico da base das placas do molde porta macho e porta fêmea

O molde de injeção é constituído de várias placas, porém, algumas não têm função estrutural e portanto, não necessitam da realização de cálculos estruturais. Já as placas porta fêmea e macho deverão ser projetadas de forma a suportar os esforços a que o molde de injeção está submetido enquanto em funcionamento. A placa porta fêmea, como o próprio nome diz, é o elemento do molde onde está inserido a fêmea e, de acordo com o princípio de solução adotado pelo projetista, pode possuir elementos móveis. Já a placa porta macho, tem função de fixar e suportar o macho. Porém, além de suas funções primárias, é nas placas porta fêmea e macho que o sistema de refrigeração é construído. A inserção do sistema de refrigeração reduz a resistência mecânica dessas placas, o que deve ser previsto pelo projetista. Esses métodos, descritos a seguir, são robustos o suficiente para garantir um coeficiente de segurança, de modo que a influência do sistema de refrigeração na resistência do molde seja considerada.

3.3.1 Método de MENGES [10]

MENGES [10] sugere um método para o cálculo da base da placa porta fêmea e outro distinto para a base da porta macho, conforme será visto respectivamente nos itens a e b.

a - Placa porta fêmea

Para determinar a deflexão da base placa porta fêmea, MENGES [10] assume a hipótese de simplificação de que a placa é suportada pelos quatro lados, podendo representa-la por uma viga engastada, conforme ilustrado na Figura 3.19. Através dos conhecimentos de resistência dos materiais, é possível verificar que tal modelo pode ser representado matematicamente pela equação (3.54) [10].

$$y = \frac{P.D^4 .12}{1138.E.s^3} + \frac{P.D^2 .2,66}{16.E.s} .1,2 \quad (3.54)$$

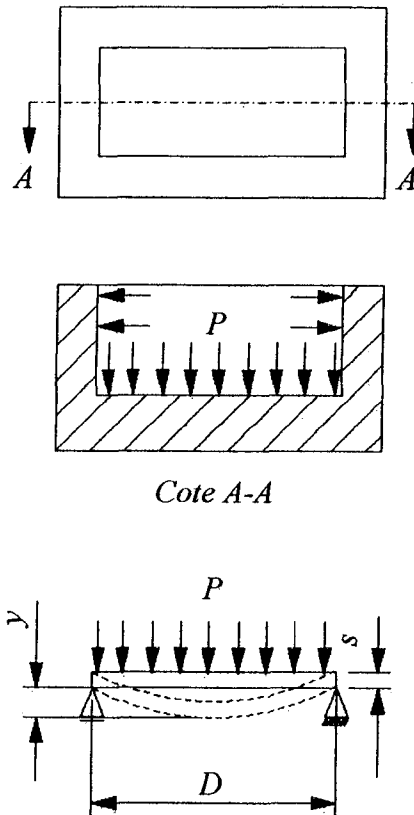


Figura 3.19 – Viga engastada com pressão uniforme aplicada

b - Placa porta macho

Devido à construção do molde, a placa porta macho geralmente é suportada por duas colunas ou espaçadores, posicionado em lados opostos da placa do molde, como ilustrado na Figura 3.20. Cria, assim, um vão livre no meio, justamente como uma viga biengastada nas extremidades. Esse modelo pode ser observado na Figura 3.21, sendo que a deflexão dessa placa é representada pela equação (3.55) [10].

A Figura 3.20 ilustra a parte móvel do molde, onde estão contidos o macho, a placa porta macho, os pilares e a placa de fechamento, sendo que, a carga, está distribuída no sentido para dentro do macho.

$$y = \frac{P \cdot h^4 \cdot 12}{384 \cdot E \cdot s^3} + \frac{P \cdot h^2 \cdot 2,66}{8 \cdot E \cdot s} \cdot 1,2 \quad (3.55)$$

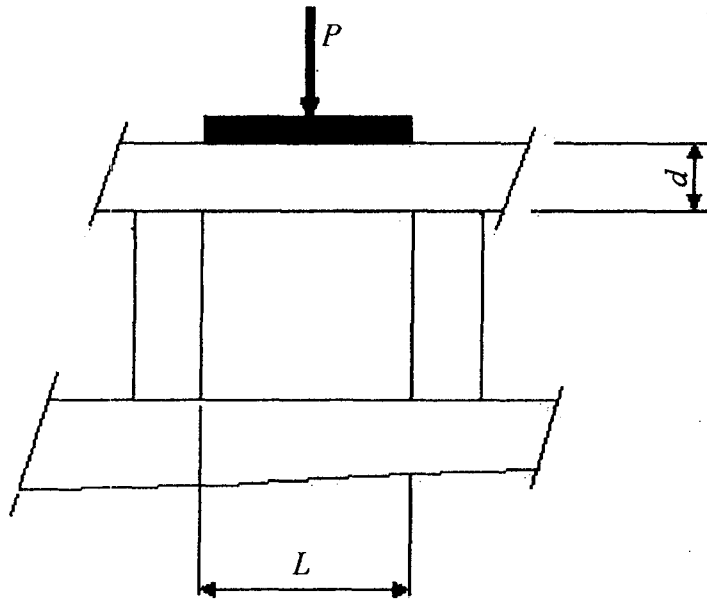
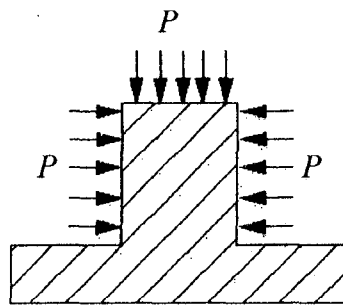
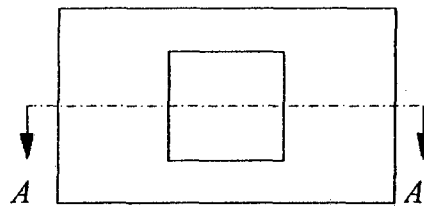


Figura 3.20 – Placa porta macho suportada por espaçadores.



Corte A-A

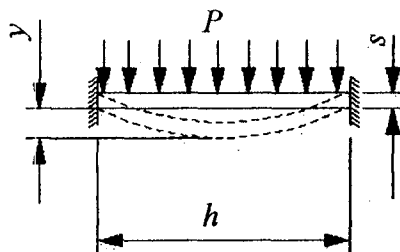


Figura 3.21 – Viga biengastada com pressão uniforme aplicada

3.3.2 Método de RESS [13]

Os esforços a que o molde está submetido não devem causar desalinhamento em nenhum de seus elementos, visto que em geral a precisão de montagem dos componentes do molde é muito grande. Os deslocamentos admissíveis devem ser pequenos, nunca ultrapassando 0,05 mm. Para garantir pequenas deflexões, é preferível aumentar a espessura da base da placa do que reforçar através de inserção de uma nova placa, de modo, a assegurar que o deslocamento máximo seja factível. A equação (3.56) [13] é usada para calcular a deflexão da placa, que é inversamente proporcional ao momento de inércia. Já a equação (3.57) [13], mostra que o momento de inércia da seção transversal da placa é proporcional ao cubo da espessura da placa.

O módulo de elasticidade também afeta a deformação das placas, quanto maior seu valor, menor será a deformação. A tensão limite de escoamento não tem nenhuma influência na deformação das placas, porém determina se a placa poderá sofrer deformação permanente ou reversível, após a remoção da carga. Porém, a fim de prevenir falhas ocasionadas pelas cargas cíclicas e pressão de injeção, a máxima tensão permitida não deve ultrapassar a tensão limite de fadiga do material.

RESS [13] afirma que é muito difícil realizar o cálculo exato da deflexão da placa, pois é suportada em muitos locais, portanto, para assegurar que o projeto mecânico do molde seja suficientemente rígido, é necessário assumir o pior caso possível a que o molde possa estar submetido.

- tendo o ponto de injeção em um único ponto, centrada a cavidade;
- modelando a placa como uma viga simplesmente apoiada nas extremidades, com a carga aplicada sobre um retângulo de largura unitária, conforme Figura 3.22.

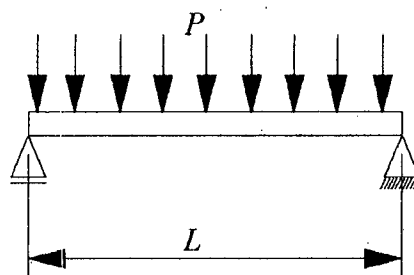


Figura 3.22 – Viga simplesmente apoiada

Portanto, a equação (3.56) [13] deve ser utilizada para a determinação da deformação sofrida pela placa porta macho sobre atuação da pressão de injeção.

$$y = \frac{PL^3}{48EI} \quad (3.56)$$

Sendo que:

$$I = \frac{1 \times d^3}{3} \quad (3.57)$$

3.4 Métodos para dimensionamento mecânico de Machos

MENGES [10], também indica um método para o projeto mecânico de machos de moldes de injeção. Tem duas abordagens. A primeira, serve para determinar a redução circunferencial para machos circulares. A segunda, utiliza o princípio da superposição das deformações para estimar a deflexão para machos, quais seja a sua forma geométrica.

a - Macho circular

Esse método desconsidera o gradiente de pressão causado pela perda de carga imposta pelas paredes ao fluxo do plástico fundido. Neste caso, o macho circular deverá sofrer uma compressão, visto que será circundado pelo plástico fundido a alta pressão, o que pode ser visualizado na Figura 3.23. A redução do raio externo do macho, poderá ser estimada com o uso da equação (3.58).

$$\Delta R = \frac{Pd.r}{E} \left[\frac{1 + \frac{r^2}{R^2}}{1 - \frac{r^2}{R^2}} - \nu \right] \quad (3.58)$$

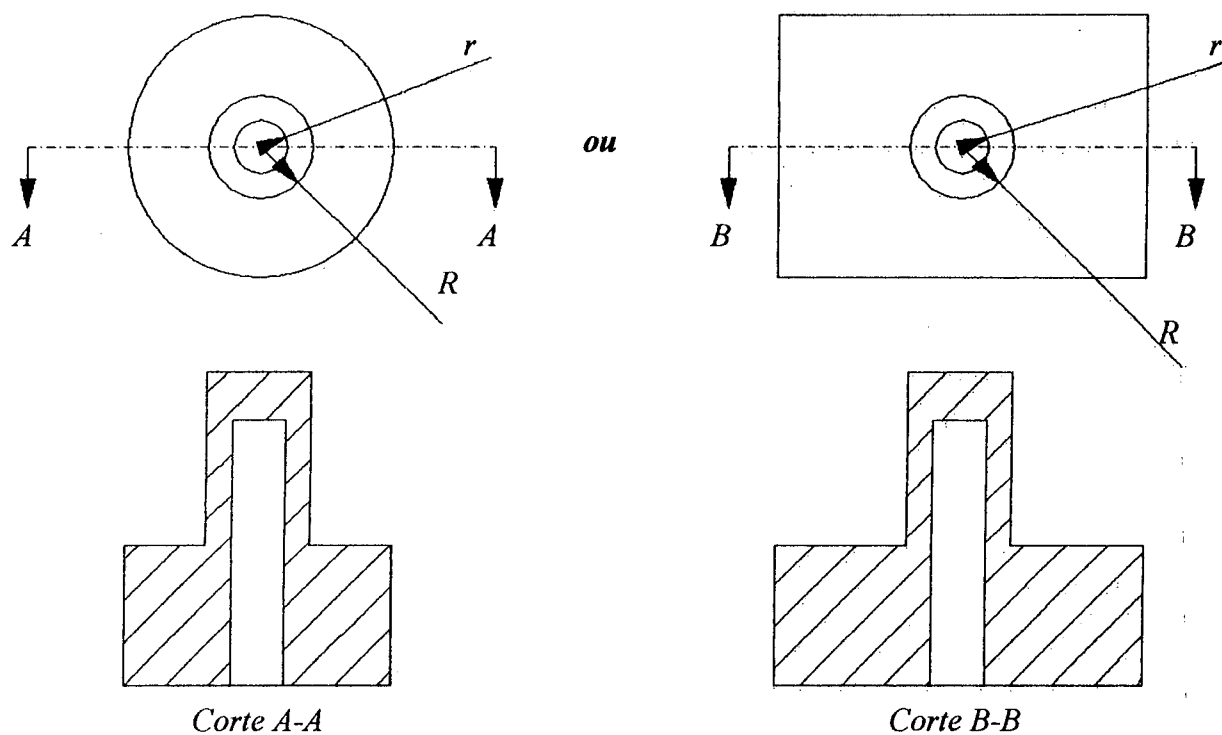


Figura 3.23 – Macho cilíndrico

b - Princípio da superposição das deflexões do macho

A montagem do macho na placa porta macho pode ser considerada rígida, gerando um engaste nas extremidades que estejam montadas na placa, conforme a Figura 3.24.

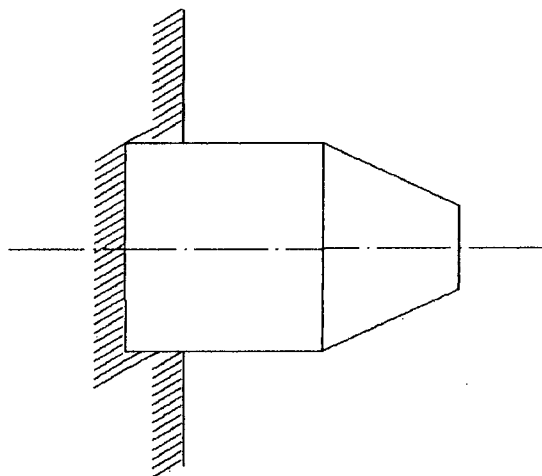


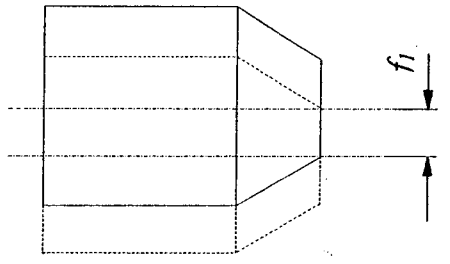
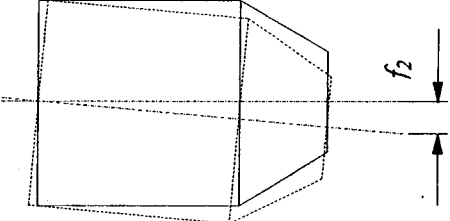
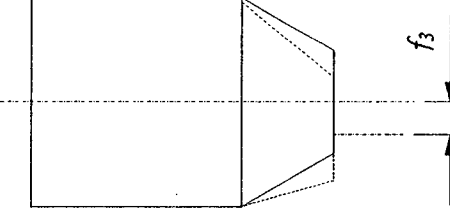
Figura 3.24 – Representação simplificada da montagem do macho na placa, adaptada de MENGES [10]

Porém, o deslocamento e as tensões geradas no macho, dependem muito da posição do ponto de injeção e da forma geométrica do macho. Por exemplo:

- se o ponto de injeção estiver posicionado lateralmente, o macho poderá sofrer uma deflexão lateral sobre a ação da pressão de injeção;
- caso o ponto de injeção esteja posicionado exatamente no centro da superfície superior do macho, este mesmo poderá sofrer uma compressão;
- se por falha de fabricação o ponto de injeção estiver deslocado do centro, provavelmente haverá uma força gerando deflexão lateral, além da compressão como no caso anterior. Tais deslocamentos dependem da forma geométrica do macho.

Todavia, o método de MENGES [10], despreza esses dois últimos casos e considera somente o ponto de injeção posicionado lateralmente, utilizado-se o princípio da superposição. A deflexão/deslocamento total do macho pode ser desmembrada em casos mais simples, como ilustrado na Tabela 3.4.

Tabela 3.4– Casos de Deflexão do macho

Deslocamento devido ao peso próprio do macho	
Deflexão devido a flexão na base	
Deslocamento com base rígida	

A deformação do macho é obtida pelo somatório desses três casos anteriores, conforme a equação (3.59) [10].

$$f_{total} = f_1 + f_2 + f_3 \quad (3.59)$$

A deformação com base rígida é calculada tendo como parâmetros, o tipo e o local do ponto de injeção. Esse método assume um ciclo de injeção padrão, no qual a pressão de injeção é de 10 MPa. É extrapolado para outros casos através de dois fatores de correção, K_1 (parâmetro de correção de forma) e K_2 (parâmetro de correção da pressão).

Há duas hipóteses para o posicionamento do ponto de injeção, base do macho ou topo do macho, conforme Figuras. 3.25 e 3.26, respectivamente. Para um macho de geometria circular, MENGES [10] considera que o perfil da pressão de injeção decai linearmente ao longo do comprimento do macho, a forma cônica (devido ao ângulo de extração) é aproximada para uma forma cilíndrica, o canal de refrigeração é substituído por um furo passante, o peso do macho é desprezado e não são considerados os defeitos da fabricação.

Para os machos de forma retangulares as considerações são semelhantes, sendo que a única alteração dá-se no item que diz respeito ao ângulo de extração, caso esse, para o qual a forma de tronco de pirâmide do macho original deve ser aproximada a um paralelepípedo.

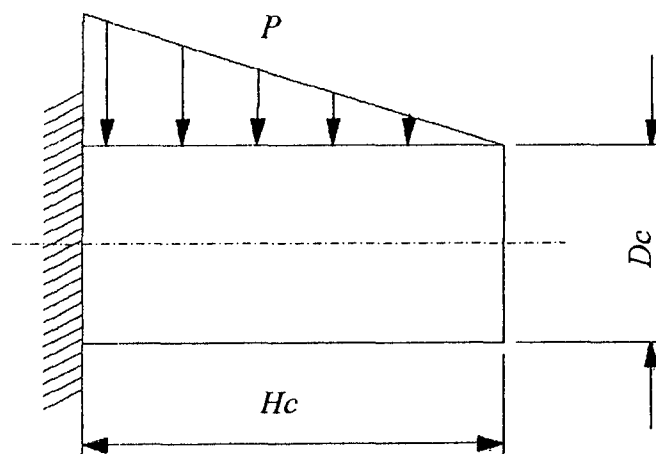


Figura 3.25 – Macho com injeção lateral na base

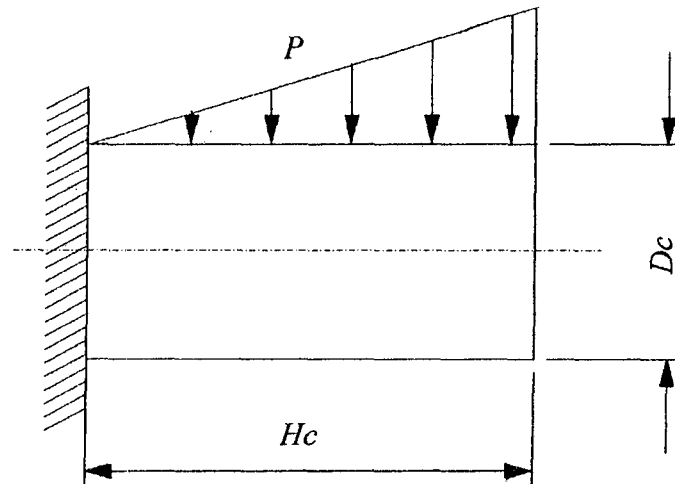


Figura 3.26 – Macho com injeção lateral no topo

Os fatores de correção são obtidos através das equações (3.60) e (3.61) [10], sendo que a deformação final do macho é obtido pela equação (3.62) [10].

$$K1 = \frac{P}{P^*} \quad (3.60)$$

$$K2 = \frac{P_{res}}{P^*} \quad (3.61)$$

$$y = K1.K2.y_{10} \quad (3.62)$$

Onde:

P^* - pressão de referência (10 kPa);

P_{res} - pressão resultante, ilustrada na Figura 3.27;

y_{10} - deflexão de referência com ação de pressão de 10 kPa.

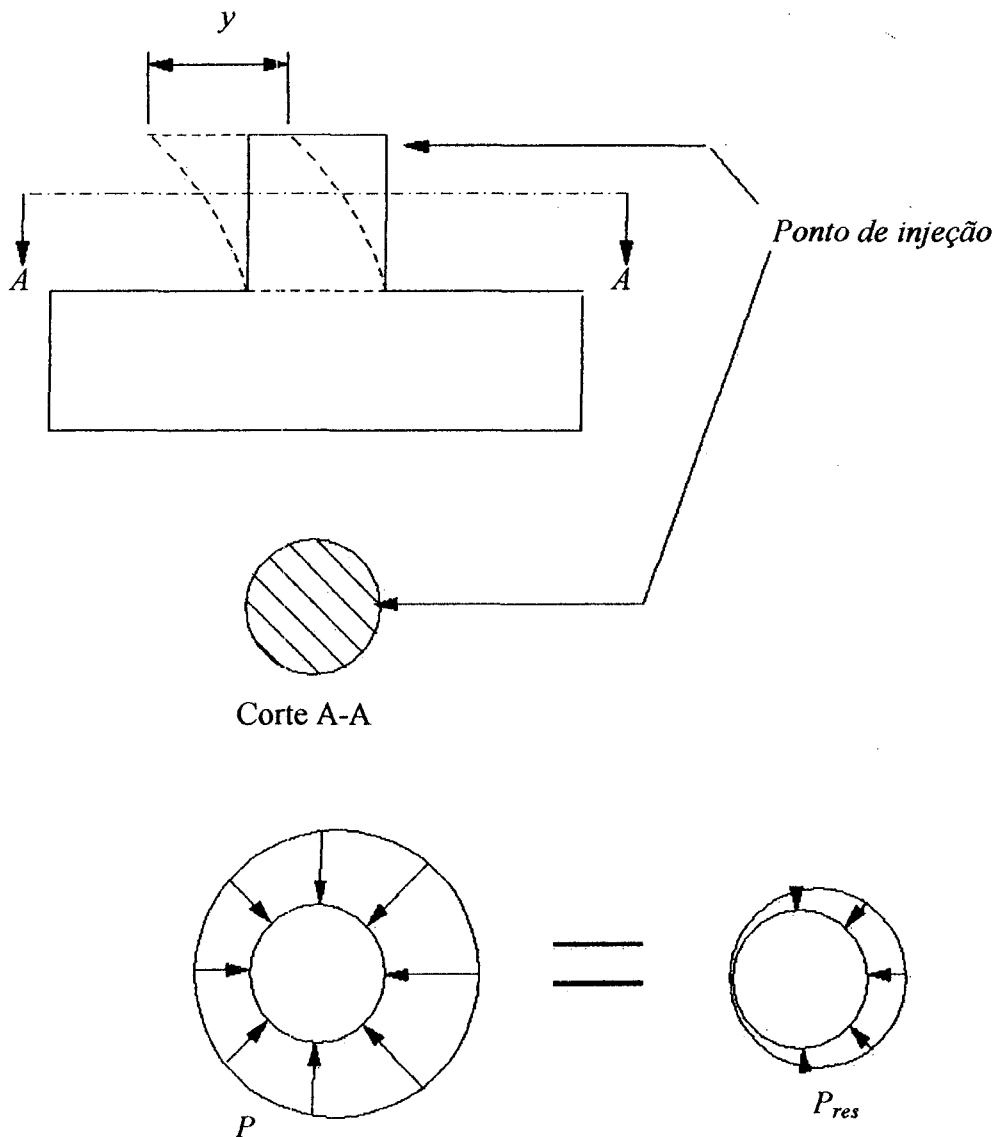


Figura 3.27 – Pressão resultante, P_{res}

Portanto, a abordagem proposta por MENGES [10] para o cálculo de macho (circulares ou retangulares) aplica o princípio da superposição dos deslocamentos. A deformação do macho pode ser influenciada por diversos fatores de processamento bem como a posição do ponto de injeção. Contudo, para a utilização desse método é necessária uma análise reológica prévia. Dessa forma pode ser analisada com segurança, a distribuição da pressão dentro da cavidade, durante a fase de injeção e refrigeração da peça. Posteriormente pode ser aplicado o método conforme exposto no item 3.4.b. Porém, muitas vezes, a realização desse tipo de análise, acresce em muito o tempo de desenvolvimento do projeto do molde bem como o seu preço final.

3.5 Método de dimensionamento mecânico para compressão no molde

Segundo RESS [13], o molde é comprimido pela força de fechamento, tem diminuição na dimensão axial (sentido de aplicação da carga) à força de fechamento e aumento na direção transversal. Como simplificação é possível assumir que tal molde assemelha-se a um tubo de diâmetro interno d e externo D , e está submetido à compressão pela força de fechamento F_c , conforme Figura 3.28. A equação (3.63) [13] determina a diminuição da altura do molde, sendo que, afim de compensar a diferença da geometria projetada e da resultante da usinagem, o valor obtido deve ser acrescido de 15%, como coeficiente de segurança.

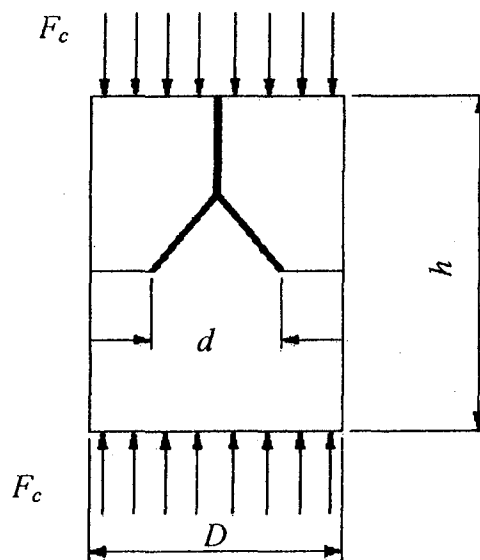


Figura 3.28 – Compressão no molde de injeção

Onde:

F_c – força de fechamento.

$$\Delta h = \frac{F_c \cdot h}{E \cdot A} \quad (3.63)$$

Exemplo: Se o molde for circular e a peça também, a área pode ser expressa pela equação (3.64):

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (3.64)$$

3.6 Método de dimensionamento mecânico para elementos móveis (gavetas)

Existem certos tipos de peças, em que os moldes com abertura simples (na direção axial ao movimento da parte móvel da máquina injetora) não podem produzir. Tais peças implicam no uso de moldes com elementos móveis (gavetas). A Figura 3.29 ilustra um exemplo de uma peça, em que a manufatura por injeção implica no uso de um molde com gavetas. Como pode ser observado a peça é uma xícara com uma aba para pega. A forma geométrica dessa aba implica no uso de um molde que a parte moldante possua movimento de abertura axial e transversal a base da xícara.

Para a perfeita manufatura desse componente, é necessário o uso de gavetas, que antes, durante e/ou após a abertura do molde, “liberem” a aba e a xícara possa ser extraída. A Figura 3.30 exemplifica um princípio de solução de molde utilizando essa abordagem. Tal princípio de solução utiliza-se de duas gavetas em forma de cunha. Permite que no final da fase de abertura do molde a peça pode ser normalmente extraída, já que, as gavetas são guiadas durante a abertura do molde, liberando a aba.

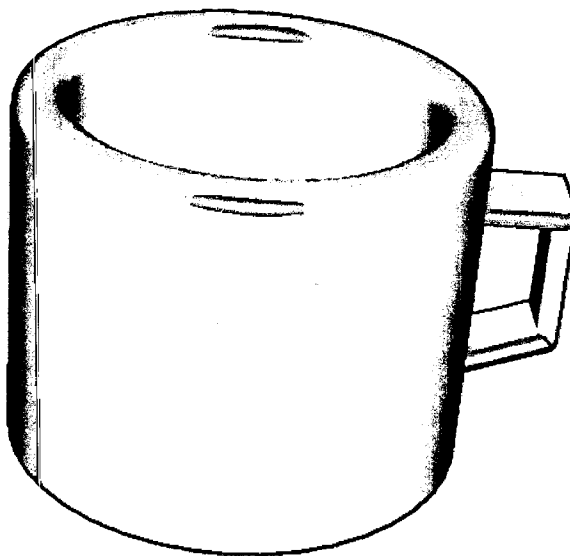


Figura 3.29 – Xícara de plástico – manufatura com molde com gaveta

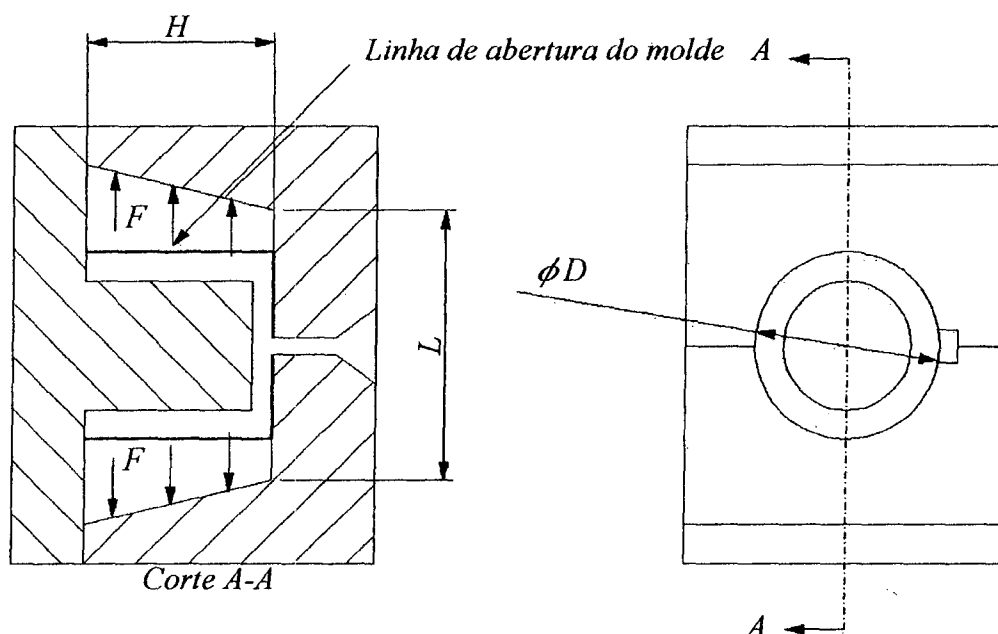


Figura 3.30 - Molde com gavetas em cunha – primeiro princípio de solução

Contudo, em tais casos, o cuidado com o projeto do molde deve ser maior. As tolerâncias de montagem são muito estreitas para que o molde tenha um bom desempenho e durabilidade. Esse tipo de princípio de solução possui um maior número de componentes, sendo que alguns, com movimentos guiados na direção transversal à abertura do molde, portanto, seu preço final é maior em comparação com os moldes simples.

REES [13] indica que as forças geradas dentro dos moldes podem ser expressas pela equação (3.65).

$$F = A \times P \quad (3.65)$$

Nesse caso, a que área “A” da peça, que exerce força contra a gaveta, constitui-se de toda a área da circunferência da xícara, sendo que a área da aba pode ser dispensada.

Já quando a razão de H/D for muito grande, o princípio de solução mais indicado para o projeto do molde, emprega gavetas que suportem o esforço causado pela pressão de injeção. Esse princípio de solução tem com objetivo a diminuição dos esforços na placa porta fêmea. Nessa solução as gavetas são parcialmente apoiadas nas paredes laterais da placa porta fêmea e da porta macho, como pode ser observado na Figura 3.31. Na referida figura, também é possível observar as forças que atuam nessas gavetas.

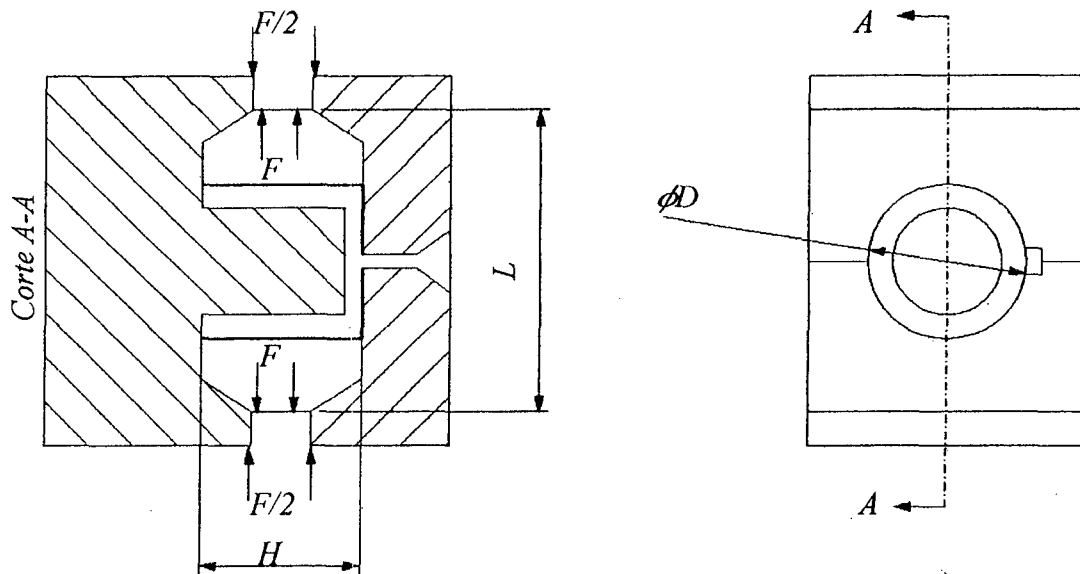


Figura 3.31 – Molde com gavetas apoiada nas placas porta fêmea e macho – segundo princípio de solução

Como pode ser visualizado, há diferenças entre o primeiro princípio de solução ilustrado na Figura 3.30 e o segundo ilustrado na Figura 3.31. No segundo princípio, a força resultante da ação da pressão de injeção sobre a superfície moldante da gaveta, é aplicada na placa porta fêmea e na porta macho e não somente sobre a placa porta fêmea como no primeiro princípio de solução (a força é dividida por 2). Dessa forma diminui os esforços sobre a placa porta fêmea. Somente as gavetas semelhantes ao segundo princípio de solução sofrem deflexão, já que há um vão livre entre a placa porta fêmea a placa porta macho. Para calcular a deflexão nessas gavetas, são realizadas algumas simplificações:

- a seção transversal é considerada como sendo de valor unitário;
- o cálculo deve ser conservativo, portanto, a carga aplicada deve ser $q \times t$;
- é ignorada a influência do momento de inércia das gavetas. Esse procedimento compensa, em parte, o enfraquecimento causado pelo sistema de refrigeração (canais de refrigeração) em função do acréscimo de força.

Uma forma simplificada de realizar esse cálculo pode ser vista na Figura 3.32, sendo que a equação (3.66) [13] é usada para a determinação da flexão nesse método.

$$y = \frac{5}{384} \frac{(F \times n^3)}{E \times I} \quad (3.66)$$

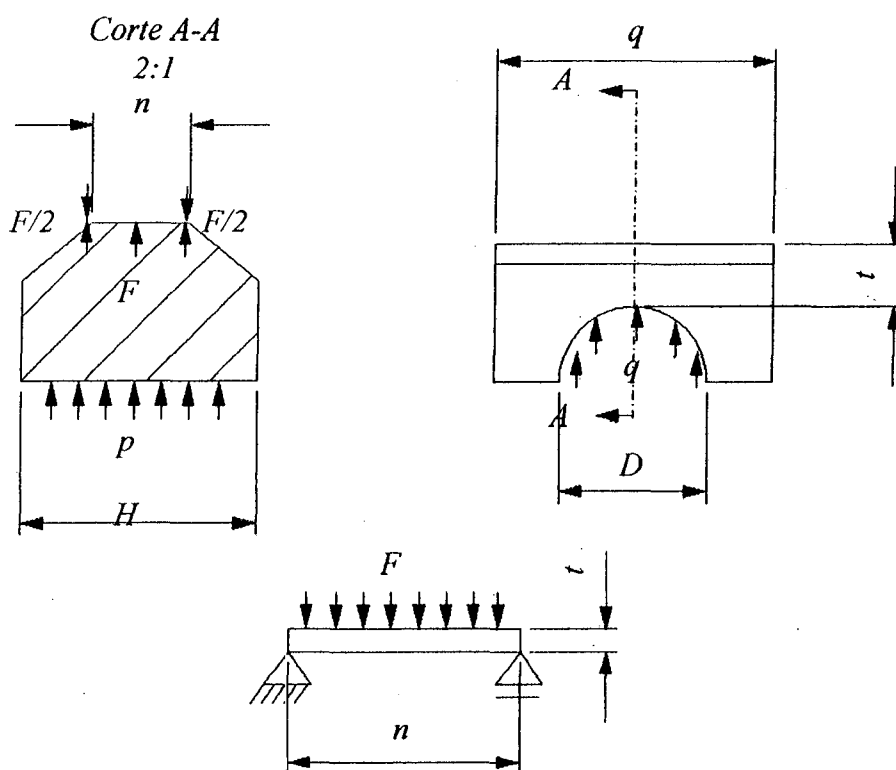


Figura 3.32 – Representação esquemática das gavetas

Caso a seção seja retangular, o momento de inércia e o módulo Z da seção são, como demonstrados pelas equações 3.52 e 3.53 [13]:

$$I = \frac{q \times t^3}{12} \quad (3.67)$$

$$Z = \frac{q \times t^3}{6} \quad (3.68)$$

Mas como é possível considerar a carga aplicada sobre uma seção unitária, o momento de inércia dado pela equação (3.67) [13] é:

$$I = \frac{q}{12} \quad (3.69)$$

Quando as condições de utilização do molde são críticas, é necessário obter o valor do momento de inércia com maior precisão. Portanto, há a necessidade de considerar o efeito da geometria real da gaveta, incluindo furos, cantos, raios de arredondamentos e chanfros.

A tensão pode ser calculada assumindo-se que a força é uniformemente distribuída e a gaveta é suportada em ambos os lados, usando a equação (3.70) [13].

$$S = \frac{W \times L}{8Z} \quad (3.70)$$

Em resumo, o método de dimensionamento das gavetas, proposto por RESS [13], é usual para gavetas como a utilizada no molde da Figura 3.31. Porém ferramentarias tradicionalmente utilizam as gavetas em cunha, conforme a Figura 3.30. Nessa figura pode ser observado que as gavetas transmitem a força, gerada pela pressão de injeção que atua na superfície moldante, para a parede lateral da placa porta fêmea. Portanto, para o dimensionamento da espessura dessa parede pode ser utilizado o mesmo procedimento para o cálculo da espessura da parede lateral da placa porta fêmea.

3.7 Análise comparativa entre os métodos para dimensionamento mecânico de fêmeas

Como objetivo de comparar os dimensionamentos gerados pelos métodos descritos anteriormente com os resultados da verificação dos referidos métodos em um programa de CAE estrutural, foi realizado um rápido estudo de caso. Para esse foi considerado um molde retangular utilizado para injetar uma caixa com largura de 150mm, comprimento 150mm e altura de 250mm com espessura de parede de 1 mm, conforme Figura 3.33.

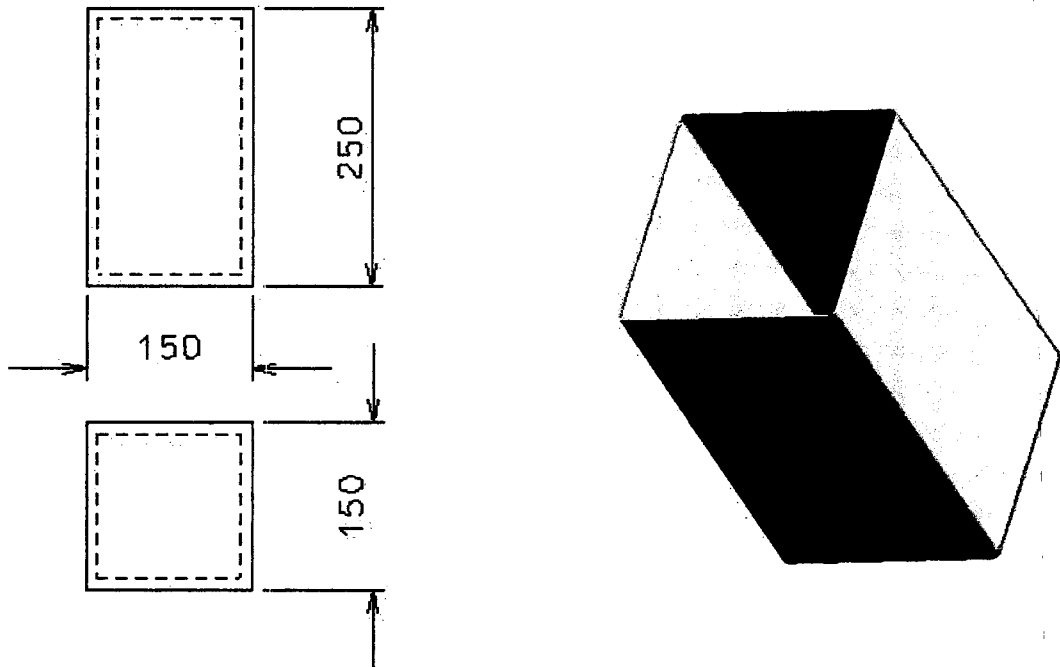


Figura 3.33 – Geometria da caixa usada para o desenvolvimento do estudo de caso

A configuração geométrica dessa peça e o posicionamento do ponto de injeção no centro da superfície externa da base da caixa, implica na necessidade de uma pressão de injeção de 65 MPa, para o perfeito enchimento da referida peça.

Segundo MENGES [10], o critério para determinar a deflexão máxima permitida leva em consideração a tolerância dimensional da parede da peça a ser produzida e a contração da mesma parede. A relação entre esses parâmetros é obtida pela equação (3.71).

$$y_{máx} \leq t - c \quad (3.71)$$

Onde:

t – tolerância dimensional da parede da peça;

c – contração da parede da peça.

Como a contração do PEAD usado para a manufatura dessa peça é de 1,8%, logo:

$$c = 1.1,8\% = 0,018 \text{ mm} \quad (3.72)$$

Segundo a orientação da SPI (*The Society of the Plastics Industry*) [20], a tolerância indicada para a espessura de parede da peça é de 0,27 mm.

Com o uso da equação (3.71) é obtido a deflexão máxima da parede do molde.

$$y_{\text{máx}} \leq 0,252 \text{ mm} \quad (3.73)$$

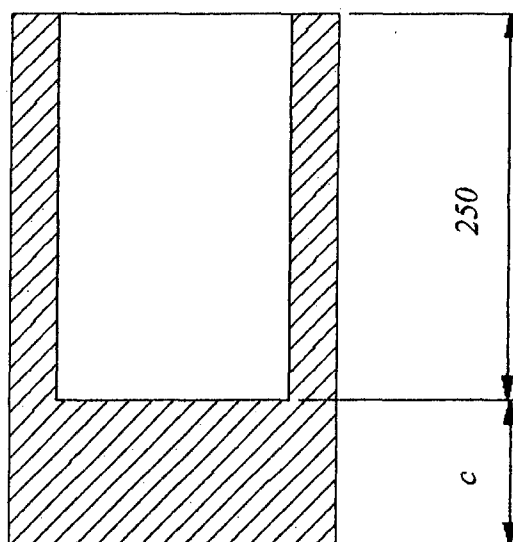
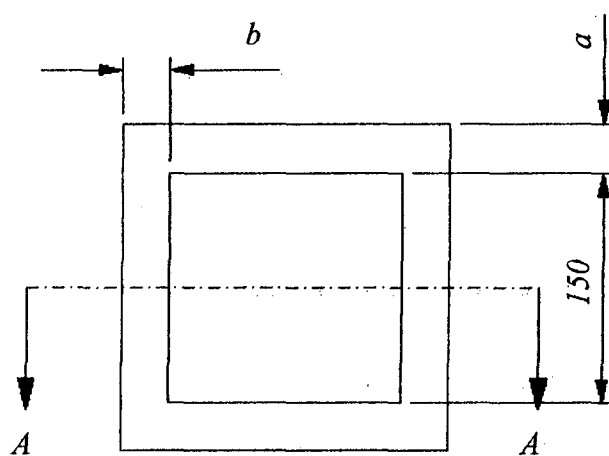
Segundo REES [13], para a manufatura da cavidade, pode-se ser utilizar o aço 4140. Esse material tem como tensão máxima de escoamento 655 MPa e módulo de elasticidade de 207 GPa.

Na Tabela 3.5 estão expostas as informações necessárias para o projeto mecânico do molde da caixa. Nessa, as dimensões da peça tem o acréscimo da contração da matéria-prima selecionada.

Tabela 3.5 – Informações necessárias para o projeto mecânico do molde da caixa

Informações necessárias para o projeto mecânico	Valor
Deflexão máxima	0,25 mm
Pressão de injeção	65 MPa
Módulo de elasticidade	207 GPa
Profundidade da peça	254,5 mm
Comprimento da peça	152,7 mm
Largura da peça	152,7 mm

A partir das informações da Tabela 3.5, é possível realizar o dimensionamento mecânico para o molde da caixa pelos diversos métodos descritos nesse capítulo. Cada método induz a um dimensionamento da placa porta fêmea, cuja a geometria genérica é mostrada na Figura 3.34, e as dimensões calculadas (a, b e c) são apresentadas na Tabela 3.6. O método de RESS [13], item 3.2.2, não foi utilizado, devido a ser indicado apenas para fêmeas com geometria circular.



Corte A-A

Figura 3.34 – Esboço do molde da caixa

Tabela 3.6 – Dimensões de projeto para o molde da caixa

Item	Método	Resultado		
3.2.1	Menges	$a = 35 \text{ mm}$	$b = 35 \text{ mm}$	$c = 98 \text{ mm}$
3.2.3-a	Glanvill – viga biengastada	$a = 30 \text{ mm}$	$b = 30 \text{ mm}$	-
3.2.3-b	Glanvill – viga apoiada	$a = 50 \text{ mm}$	$b = 50 \text{ mm}$	-
3.2.3-c	Glanvill – portico	$a = 29 \text{ mm}$	$b = 29 \text{ mm}$	-
3.2.3-d	Glanvill- placas	-	-	-
3.2.4	Gastrow	$a = 41 \text{ mm}$	$b = 41 \text{ mm}$	-

Para a realização da análise de elementos finitos (utilizado o programa ANSYS 5.5) foi modelado (utilizando o programa SolidWorks) a placa porta fêmea a partir das dimensões da Tabela 3.6 somado as dimensões da peça. Alguns métodos não possibilitam calcular a dimensão c , sendo o valor usado nesses casos igual ao c calculado através do método de MENGES [10]. Não foi realizada a simulação para o molde dimensionado pelo método de GLANVILL [25] – placas, devido a impossibilidade de calcular a espessura da parede quando a altura é maior que a largura da parede.

As condições de contorno para a análise de elementos finitos, consiste em restringir todos os movimentos na base da placa porta fêmea, aplicar a pressão de 65 MPa na superfície moldante, conforme ilustrado na Figura 3.35.

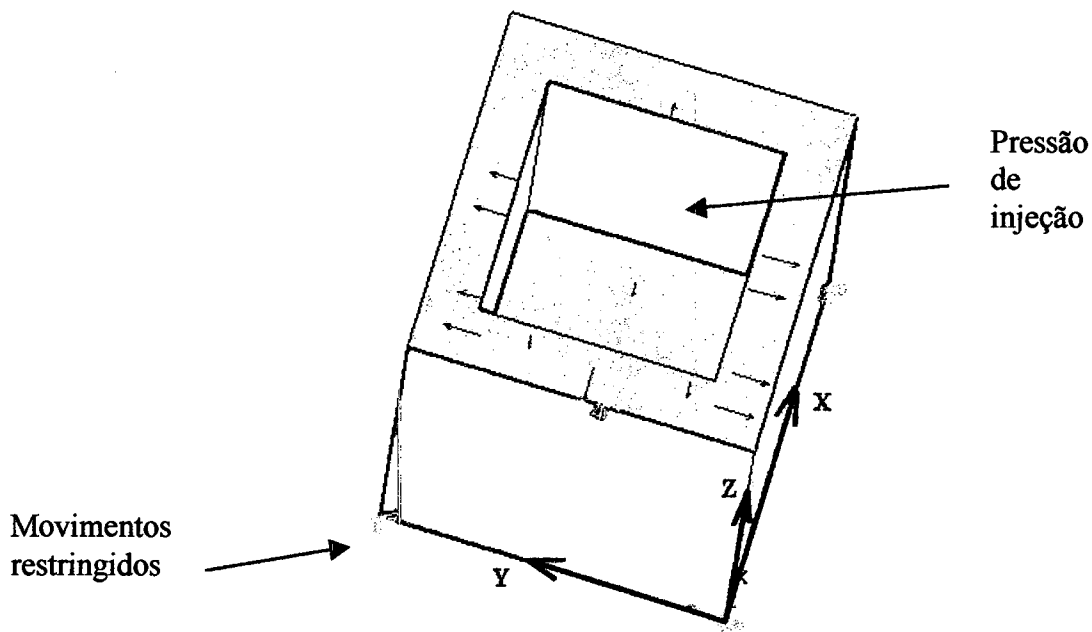


Figura 3.35 – Condições de contorno para o molde da caixa

Os resultados das análises são apresentados por meio de figuras, representando o deslocamento no eixo x , y e z além da tensão de Von Mises.

Para a análise de elementos finitos realizada com as dimensões do projeto obtido através do método de cálculo proposto por MENGES[10]. Usando a malha ilustrada na Figura 3.36, foi obtido os resultados ilustrados nas Figuras. 3.37 a 3.41.

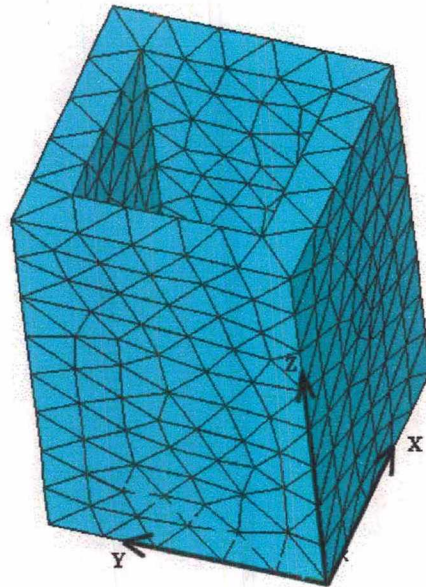


Figura 3.36 – Malha de elementos finitos para o molde da caixa – Método de MENGES [10]

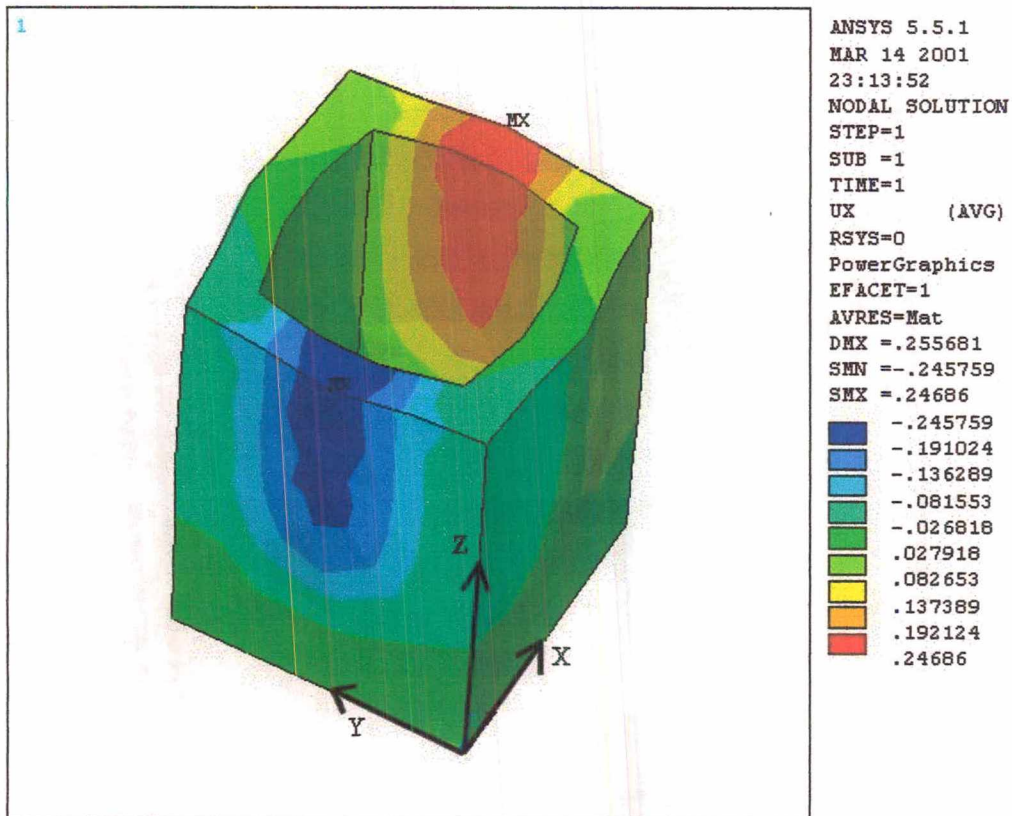


Figura 3.37 – Método MENGES[10] – deslocamento no eixo x (mm)

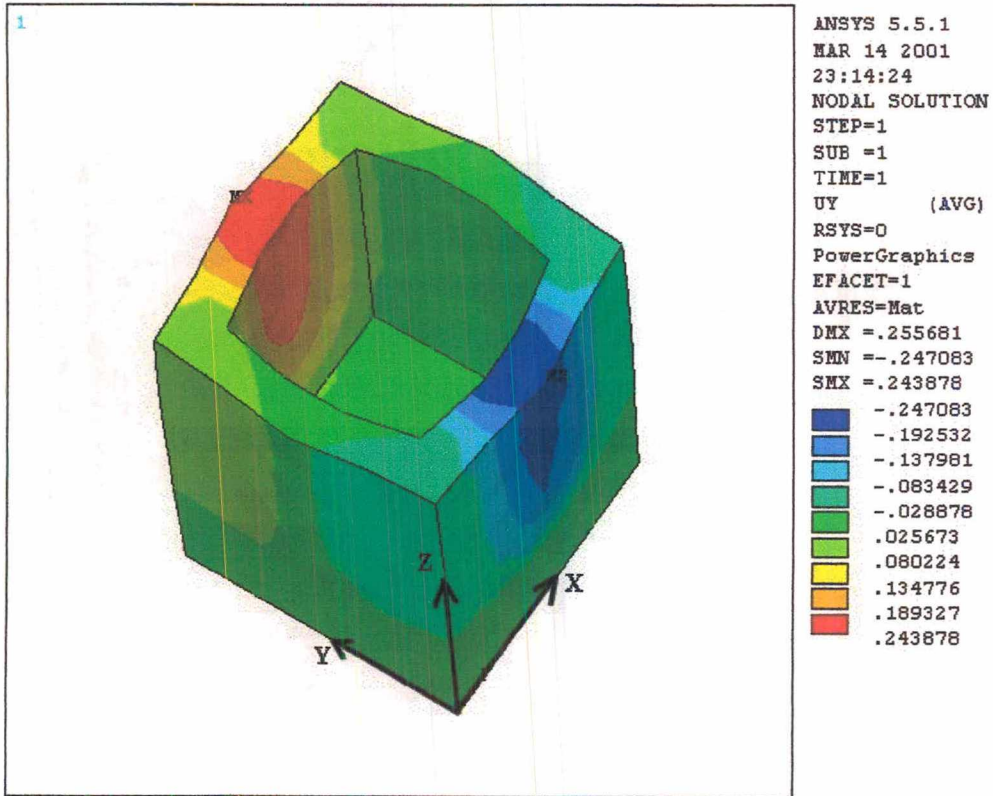


Figura 3.38 – Método MENGES[10] – deslocamento no eixo y (mm)

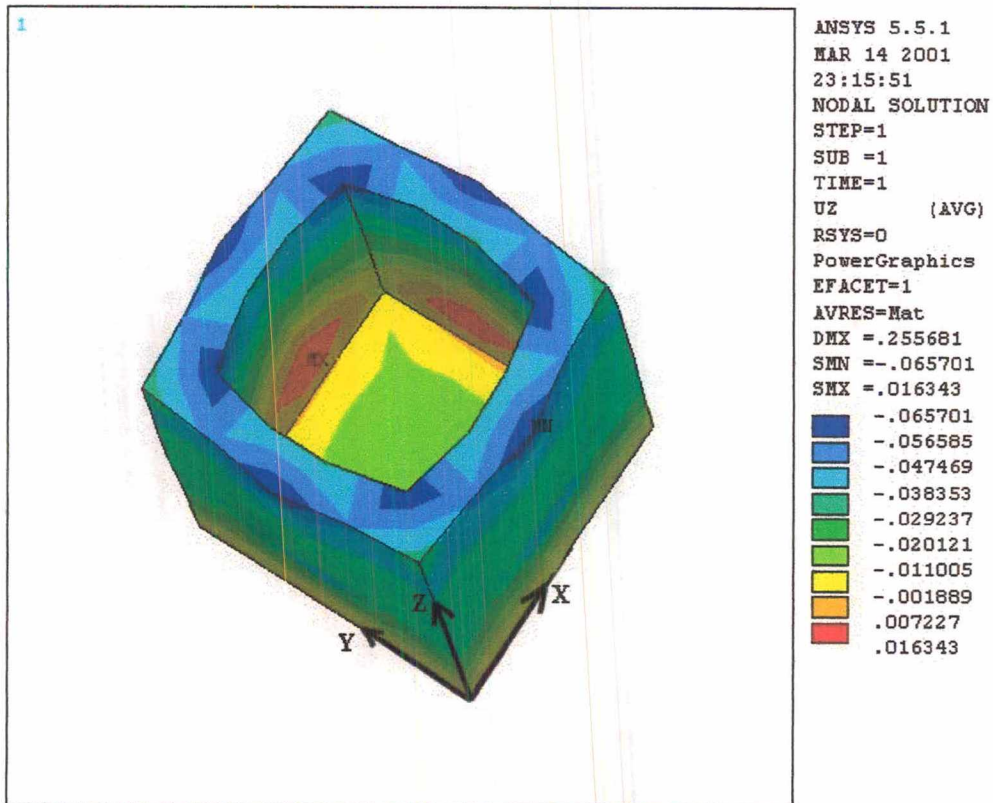


Figura 3.39 – Método MENGES[10] – deslocamento no eixo z (mm)

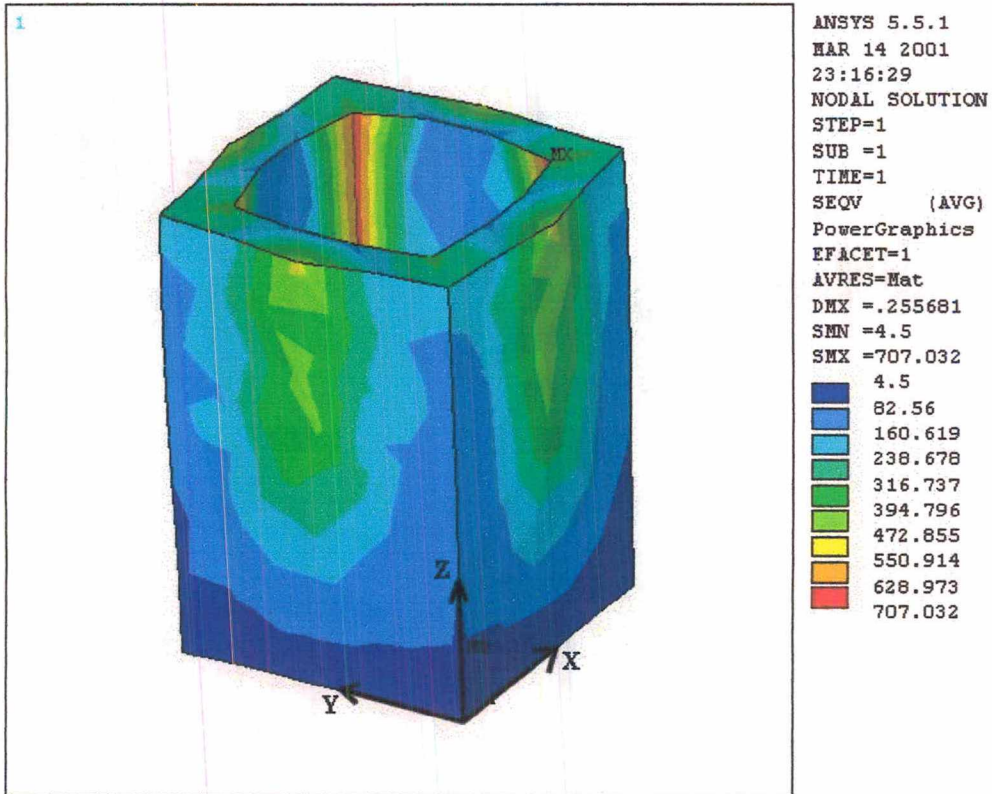


Figura 3.40 – Método MENGES[10] – tensão de Von Mises (MPa)

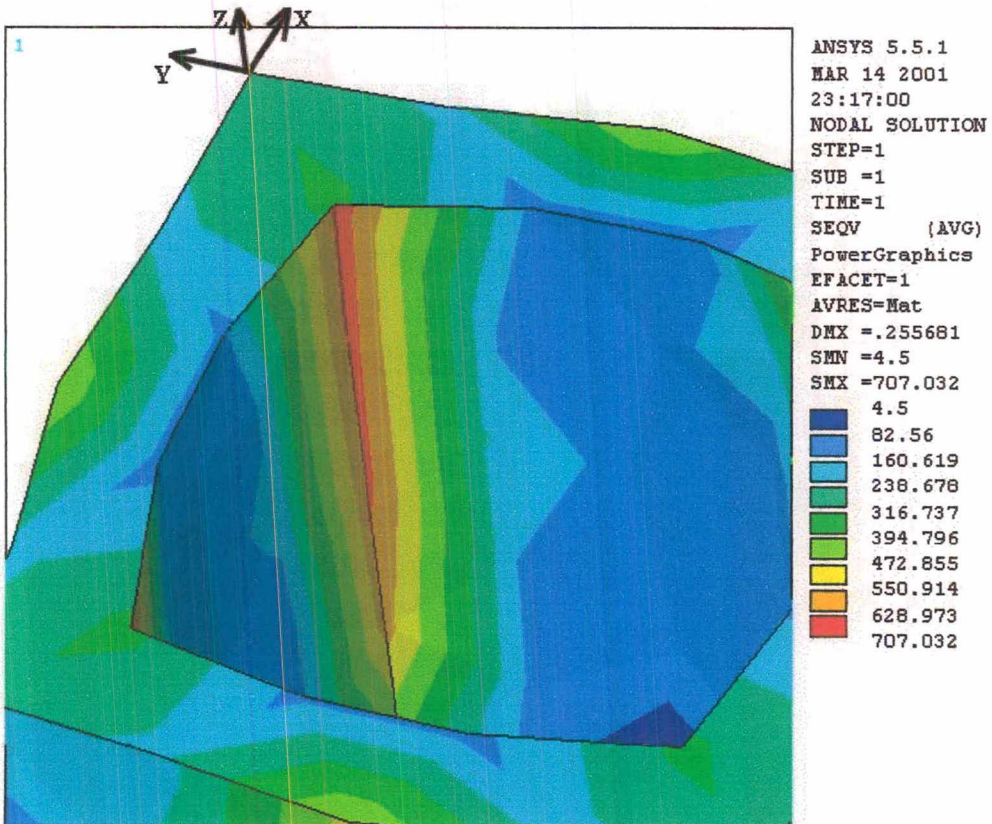


Figura 3.41 – Método MENGES[10] – detalhe da tensão de Von Mises (MPa)

Através da análise de elementos finitos realizada para a placa porta fêmea obtida pelo método de projeto de GLANVILL [25] viga biengastada, com o uso da malha ilustrada na Figura 3.42, foi obtido os resultados ilustrados nas Figuras. 3.43 a 3.47.

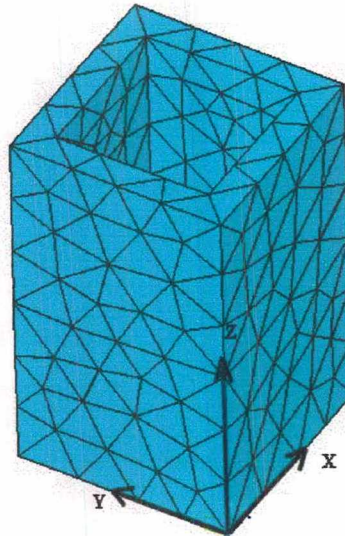


Figura 3.42 - Malha de elementos finitos para o molde da caixa – Método de GLANVILL [25] viga biengastada

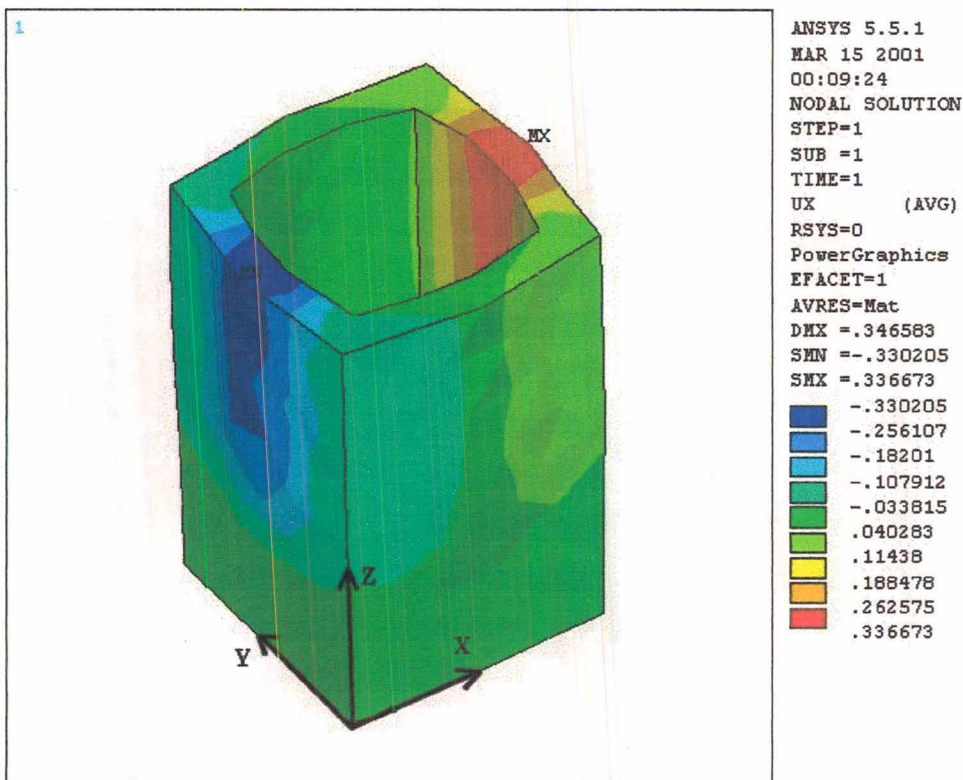


Figura 3.43 – Método GLANVILL [25] viga biengastada – deslocamento no eixo x (mm)

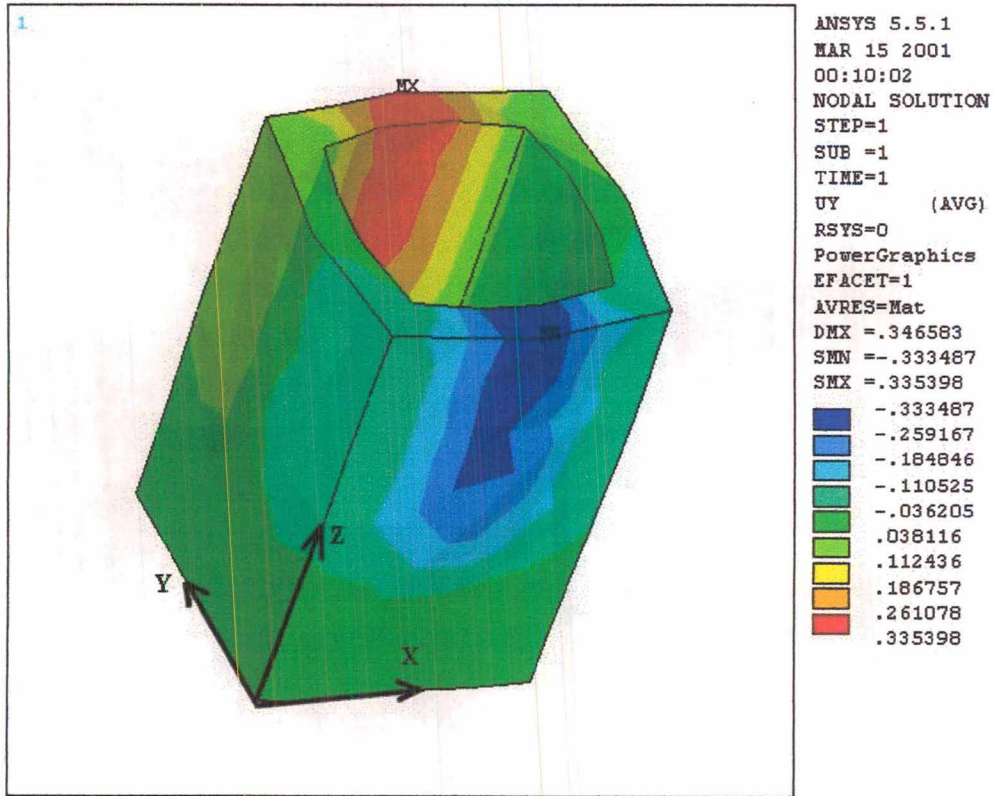


Figura 3.44 – Método GLANVILL [25] viga biengastada – deslocamento no eixo y (mm)

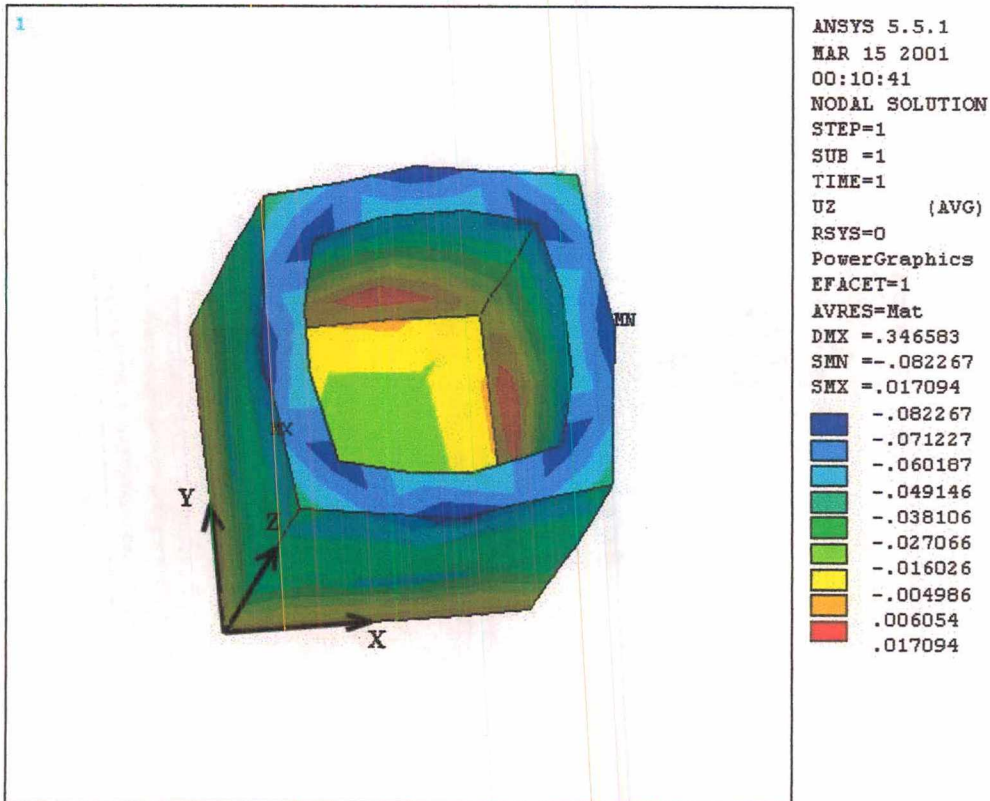


Figura 3.45 – Método GLANVILL [25] viga biengastada – deslocamento no eixo z (mm)

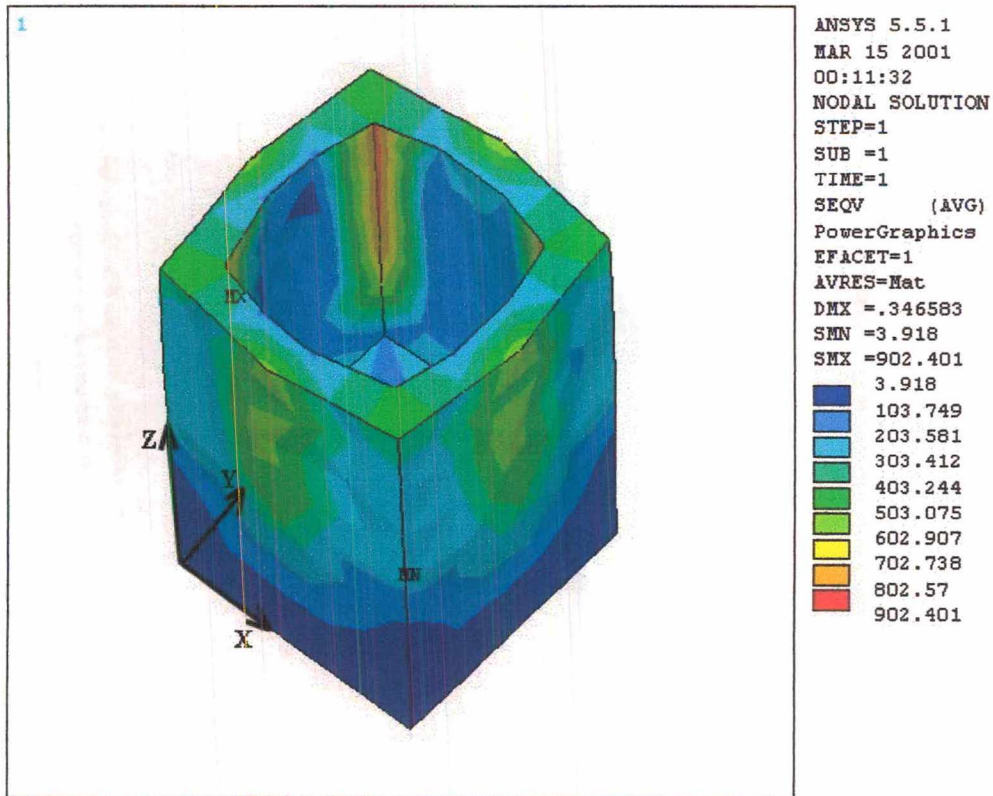


Figura 3.46 – Método GLANVILL [25] viga biengastada – tensão de Von Mises (MPa)

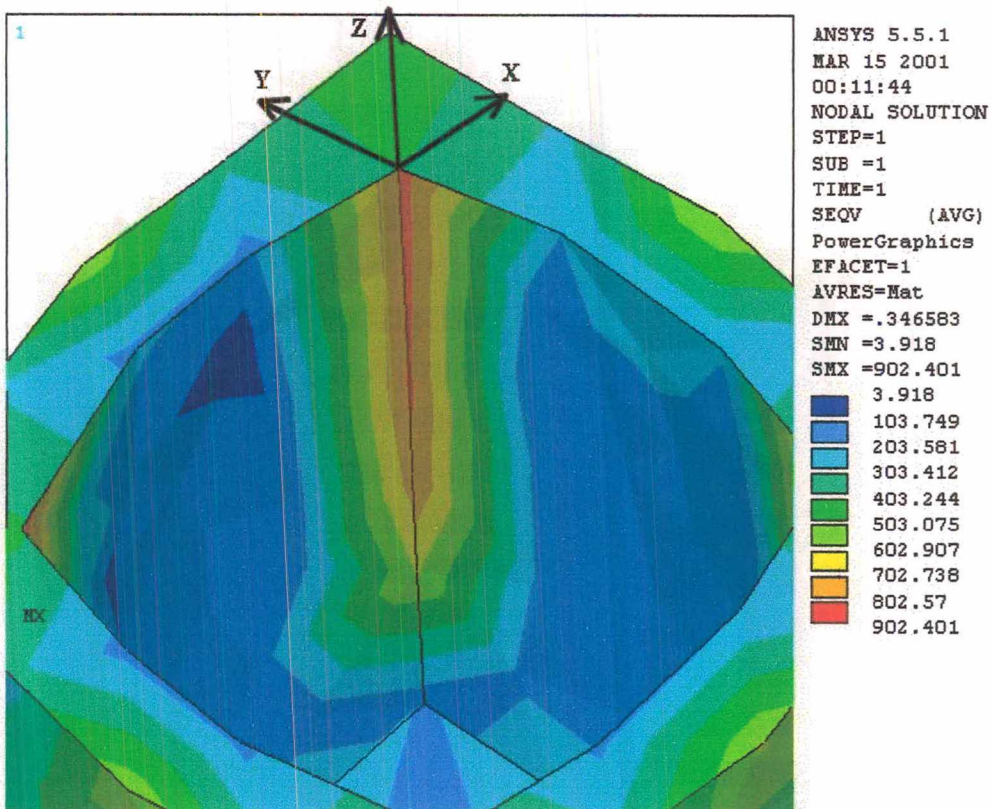


Figura 3.47 – Método GLANVILL [25] viga biengastada – detalhe da tensão de Von Mises (MPa)

Por intermédio da análise de elementos finitos realizada para a placa porta fêmea obtida pelo método de projeto de GLANVILL [25] viga apoiada, com a utilização da malha ilustrada na Figura 3.48, foi obtido os resultados ilustrados nas Figuras. 3.49 a 3.53.

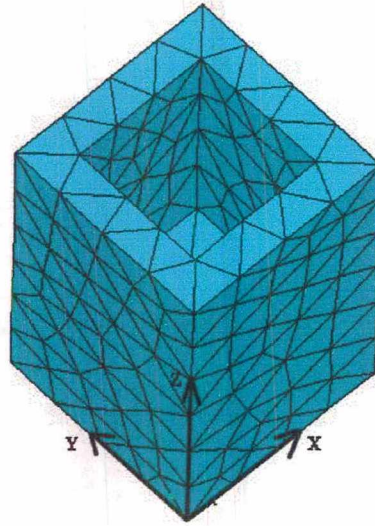


Figura 3.48 - Malha de elementos finitos para o molde da caixa – Método de GLANVILL [25] viga apoiada

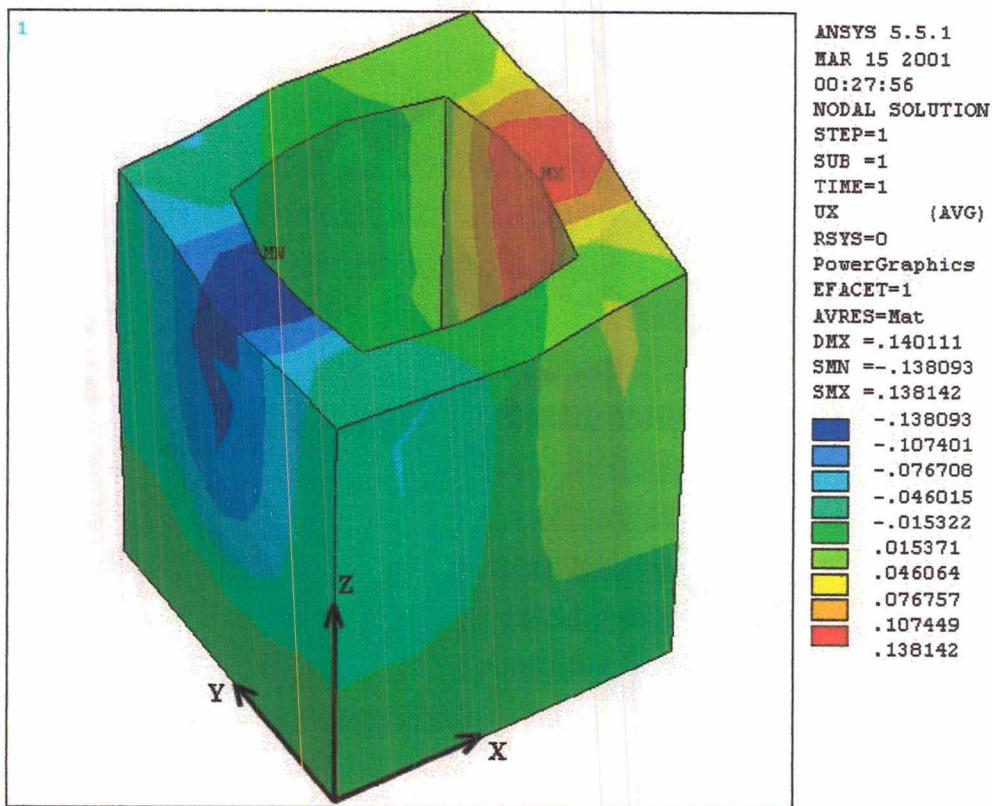


Figura 3.49 – Método GLANVILL [25] viga apoiada – deslocamento no eixo x (mm)

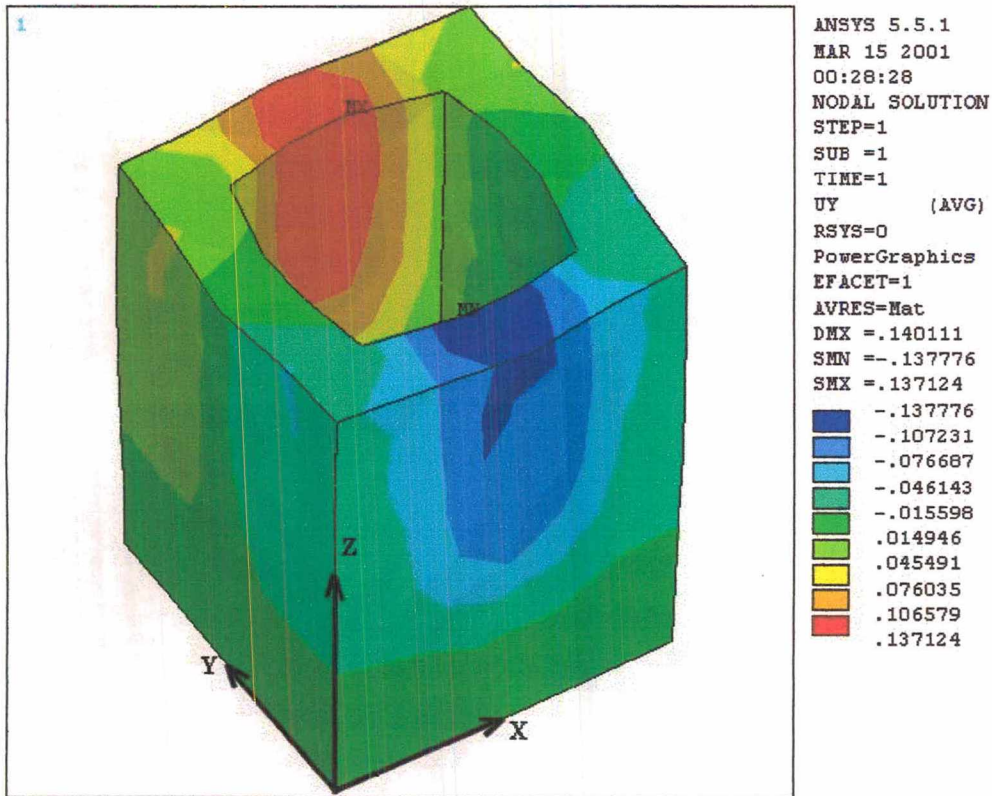


Figura 3.50 – Método GLANVILL [25] viga apoiada – deslocamento no eixo y (mm)

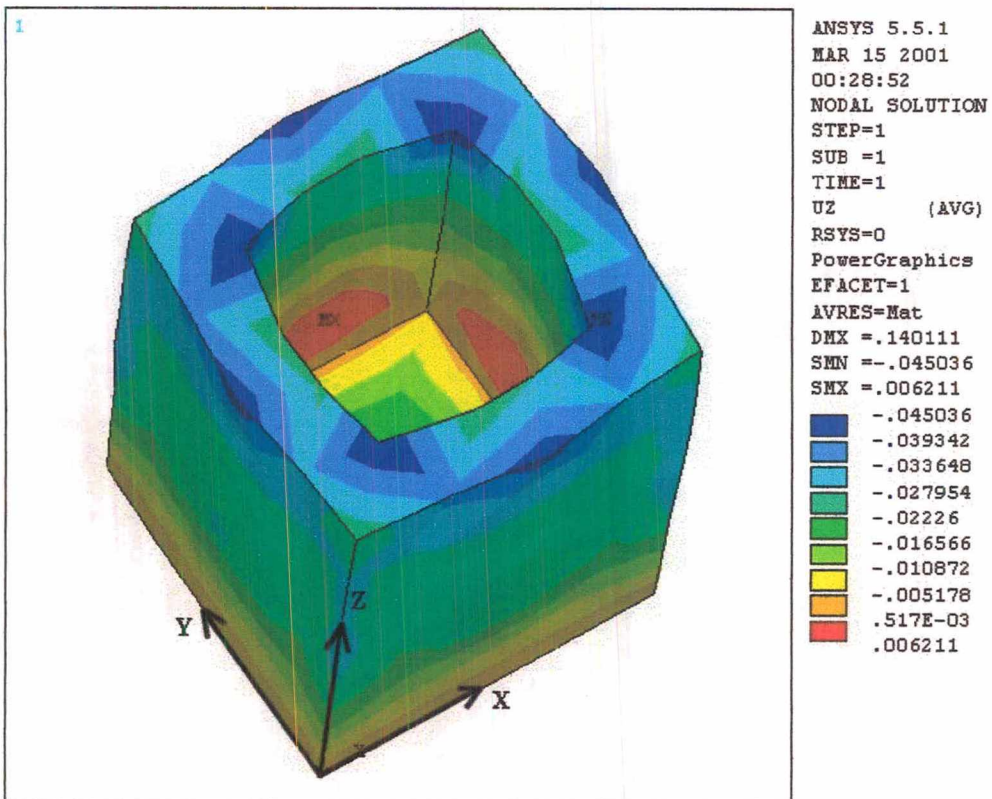


Figura 3.51 – Método GLANVILL [25] viga apoiada – deslocamento no eixo z (mm)

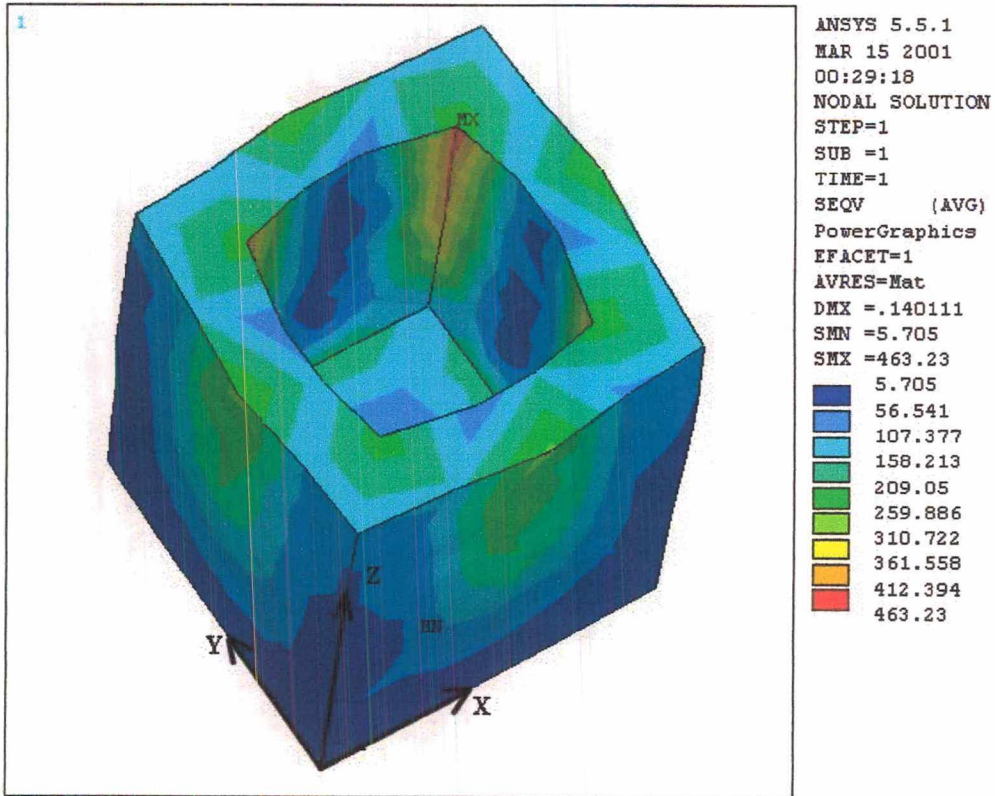


Figura 3.52 – Método GLANVILL [25] viga apoiada – tensão de Von Mises (MPa)

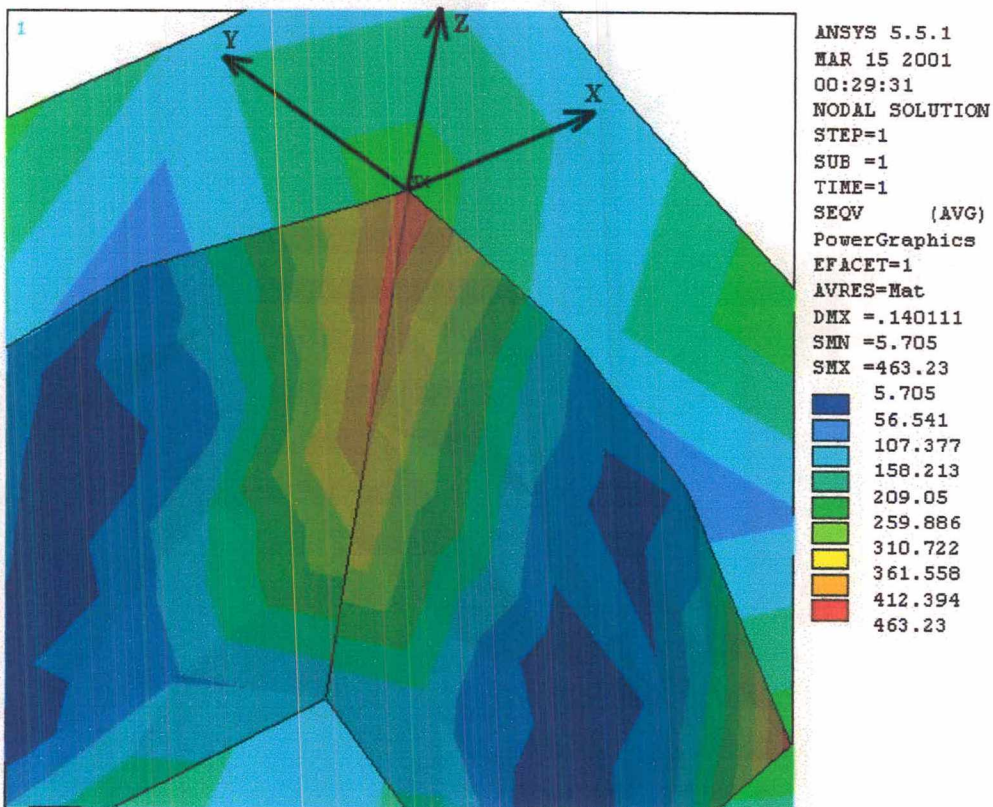


Figura 3.53 – Método GLANVILL [25] viga apoiada – detalhe da tensão de Von Mises (MPa)

A análise de elementos finitos realizada para o projeto da placa porta fêmea obtido através do método de GLANVILL [25] – pórtico, com a malha ilustrada na Figura 3.54 ,tem seus resultados ilustrados nas Figuras. 3.55 a 3.59.

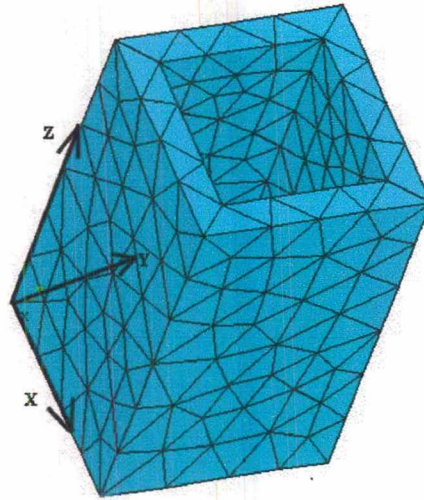


Figura 3.54 - Malha de elementos finitos para o molde da caixa – Método de GLANVILL [25] pórtico

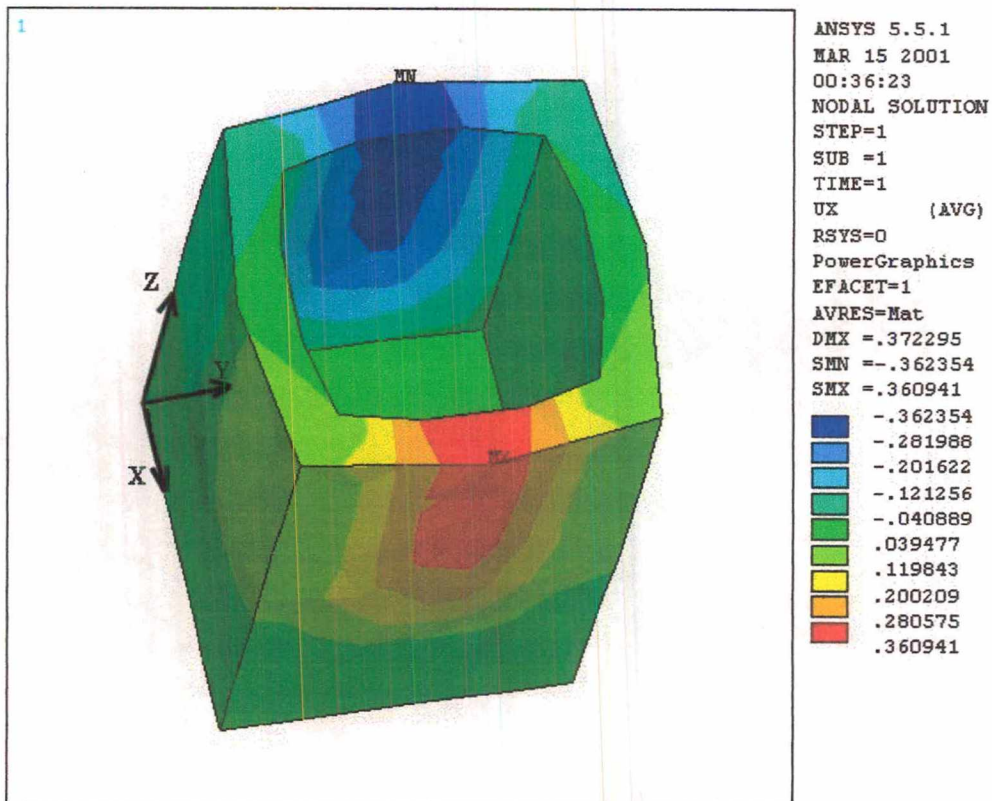


Figura 3.55 – Método GLANVILL [25] pórtico – deslocamento no eixo x (mm)

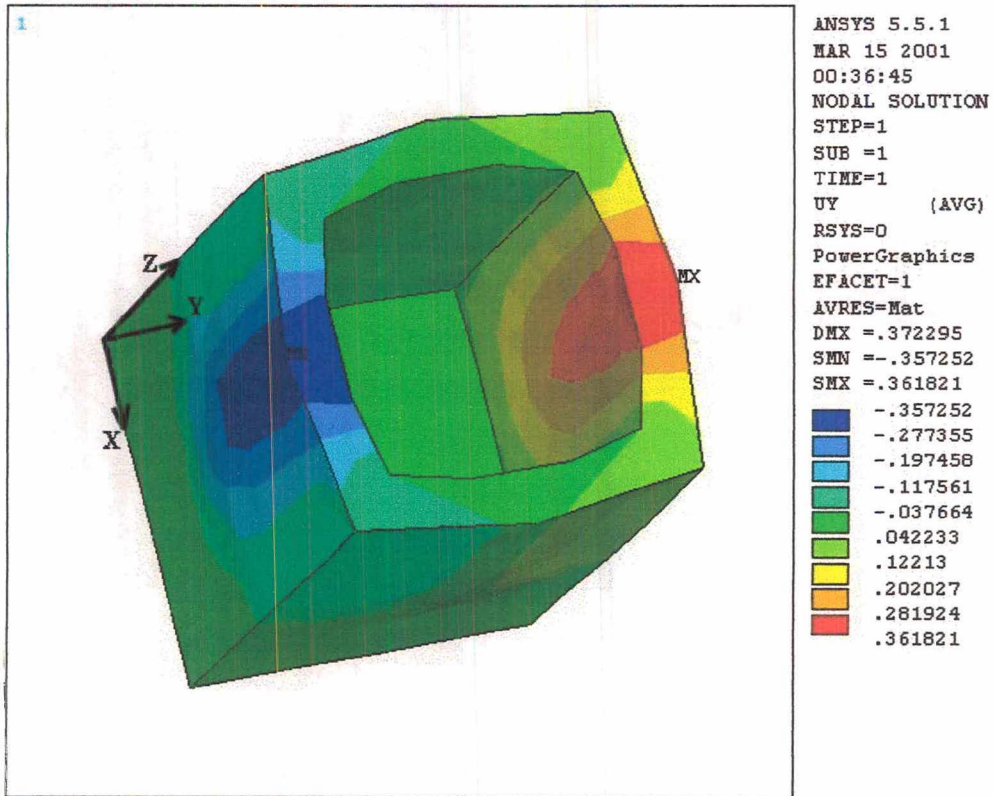


Figura 3.56 – Método GLANVILL [25] pórtico – deslocamento no eixo y (mm)

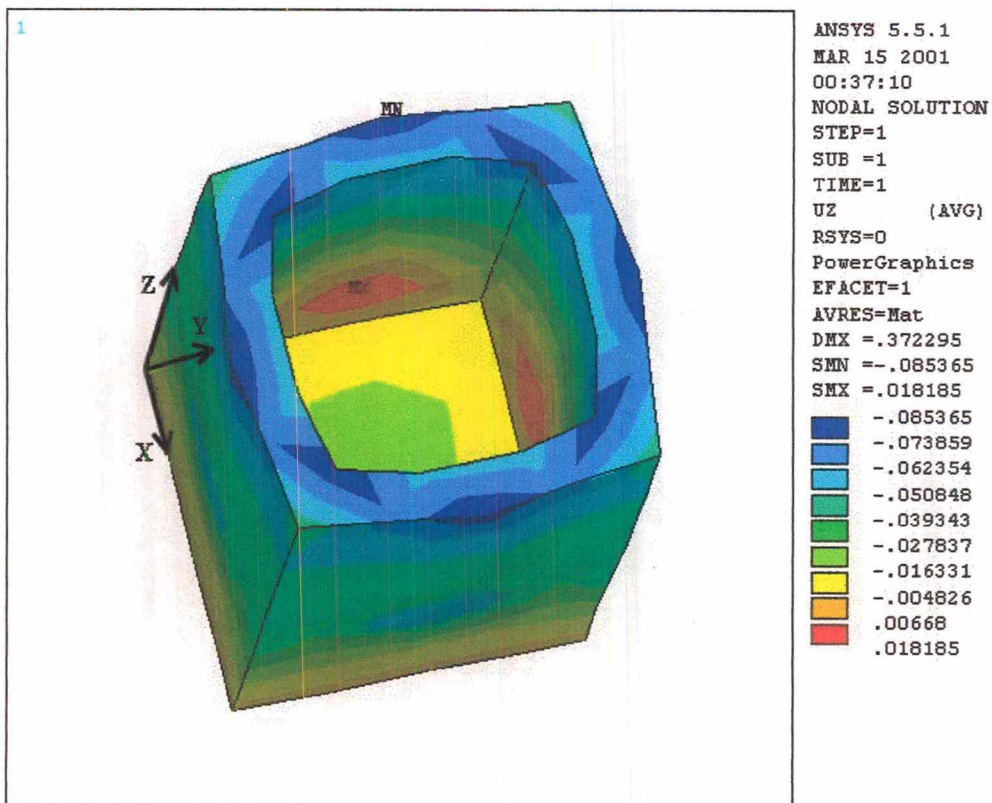


Figura 3.57 – Método GLANVILL [25] pórtico – deslocamento no eixo z (mm)

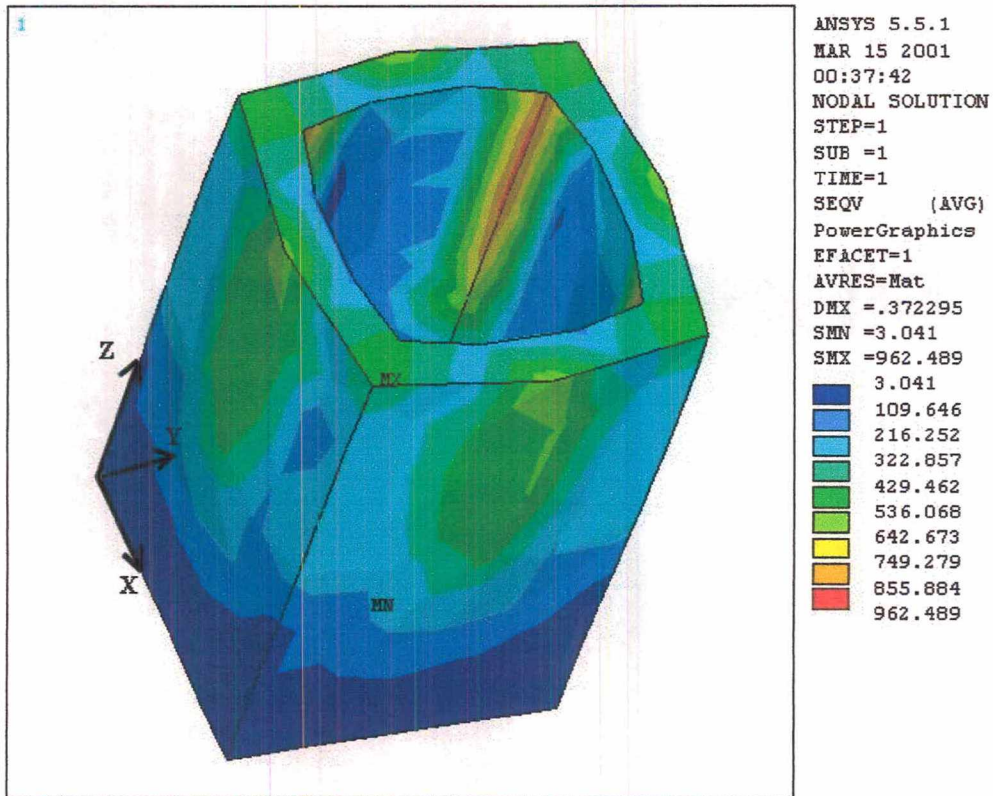


Figura 3.58 – Método GLANVILL [25] pórtico – tensão de Von Mises (MPa)

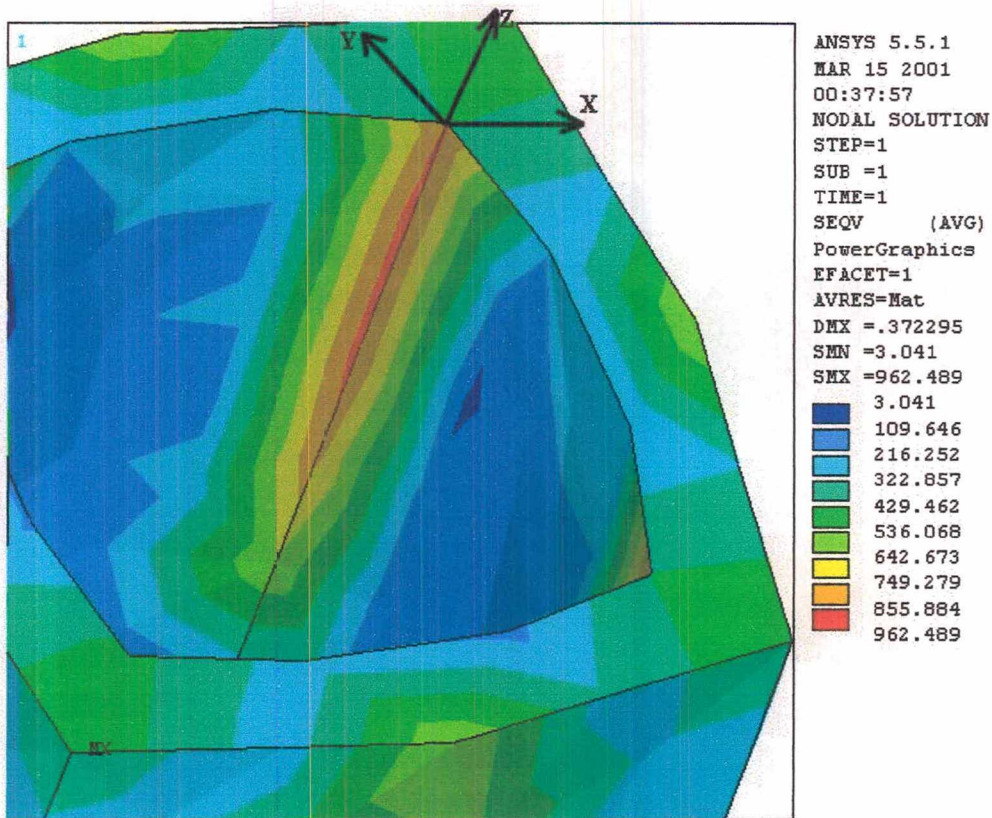


Figura 3.59 – Método GLANVILL [25] pórtico – detalhe da tensão de Von Mises (MPa)

Por fim, a análise de elementos finitos, realizada para o projeto da placa porta fêmea utilizando o método de GASTROW [26]. A malha de elementos finitos está ilustrada na Figura 3.60, sendo que os resultados dessa estão ilustrados nas Figuras. 3.61 a 3.65.

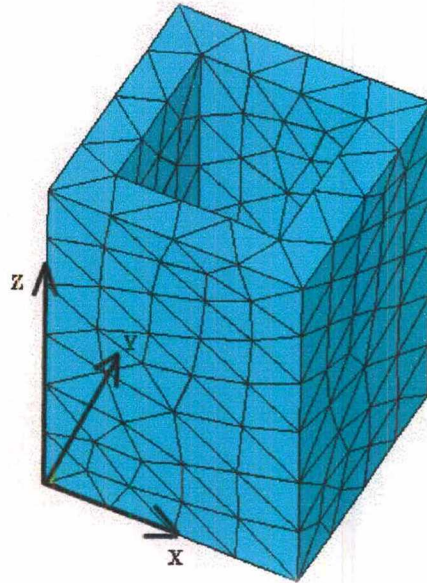


Figura 3.60 - Malha de elementos finitos para o molde da caixa – Método de GASTROW [26]

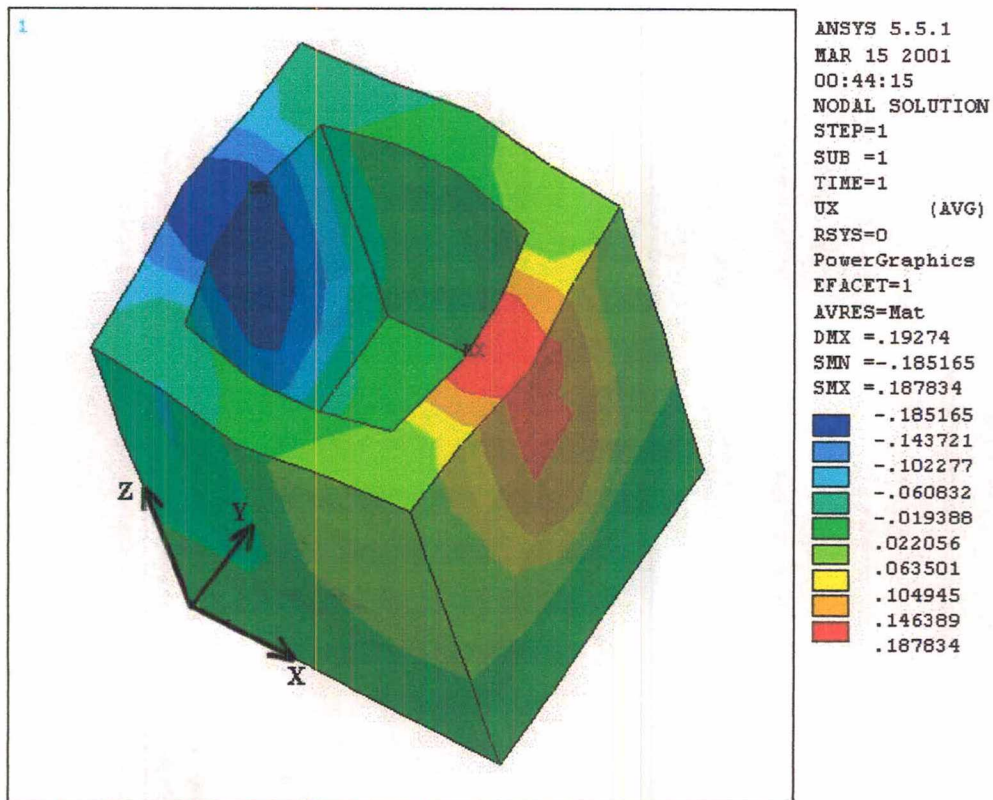


Figura 3.61 – Método GLASTROW [26] – deslocamento no eixo x (mm)

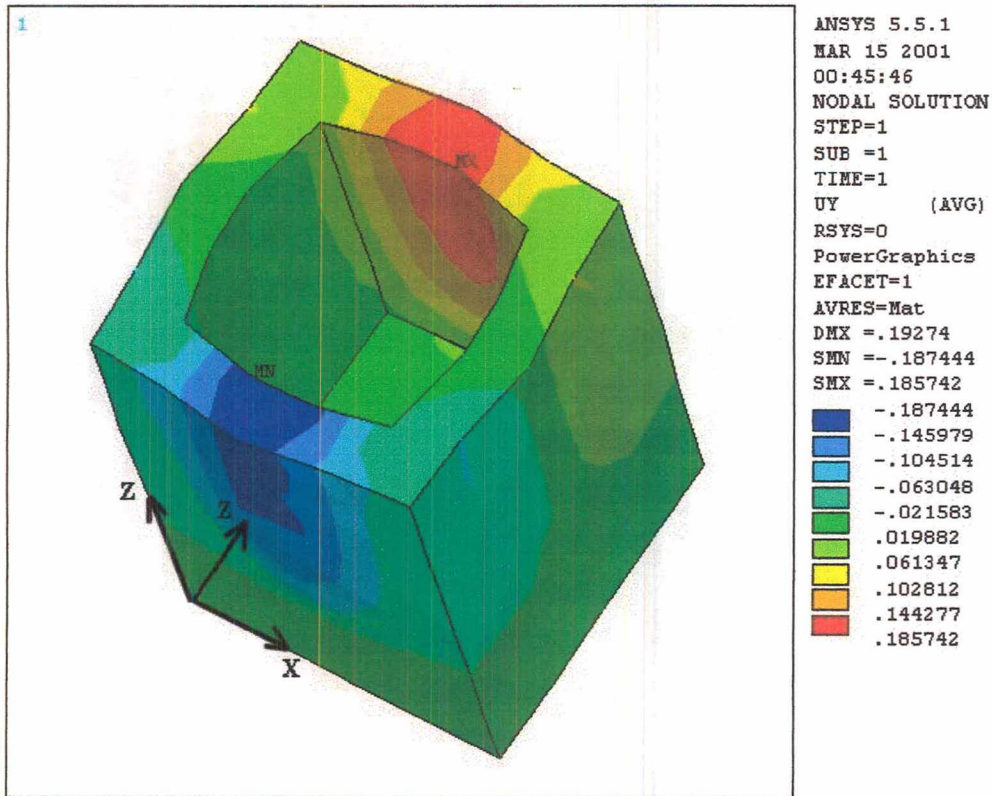


Figura 3.62 – Método GLASTROW [26] – deslocamento no eixo y (mm)

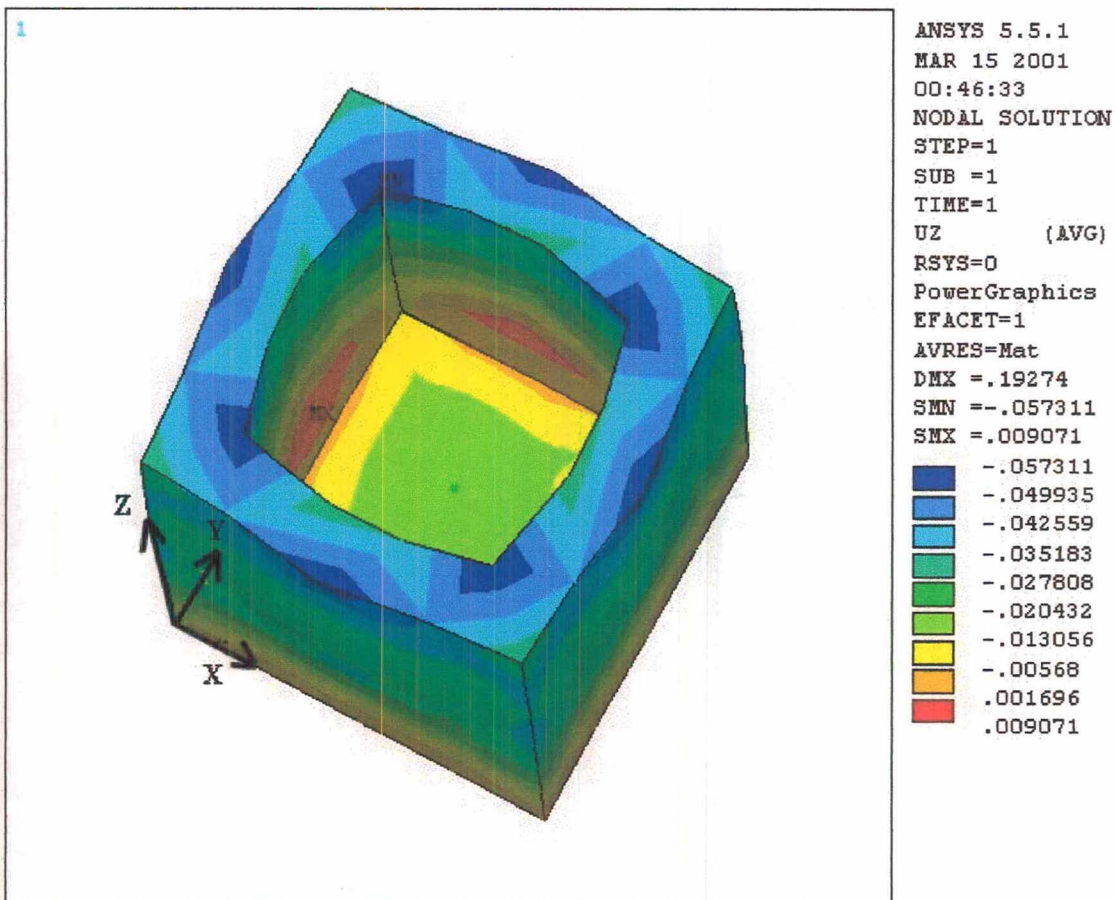


Figura 3.63 – Método GLASTROW [26] – deslocamento no eixo z (mm)

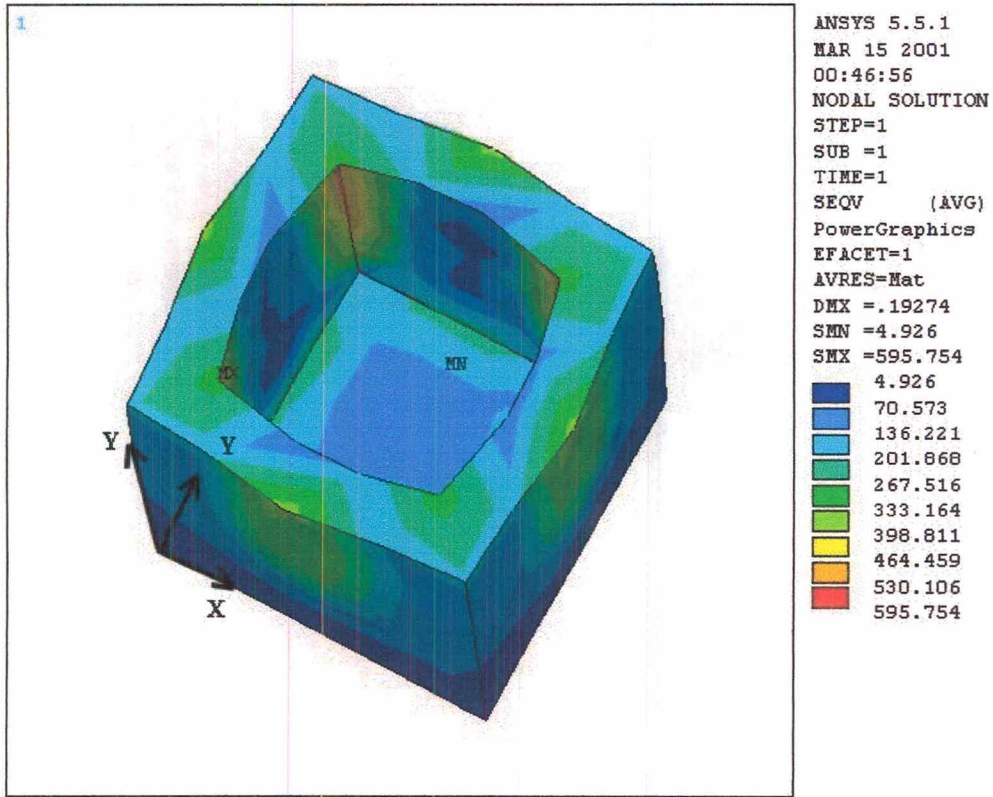


Figura 3.64 – Método GLASTROW [26] – tensão de Von Mises (MPa)

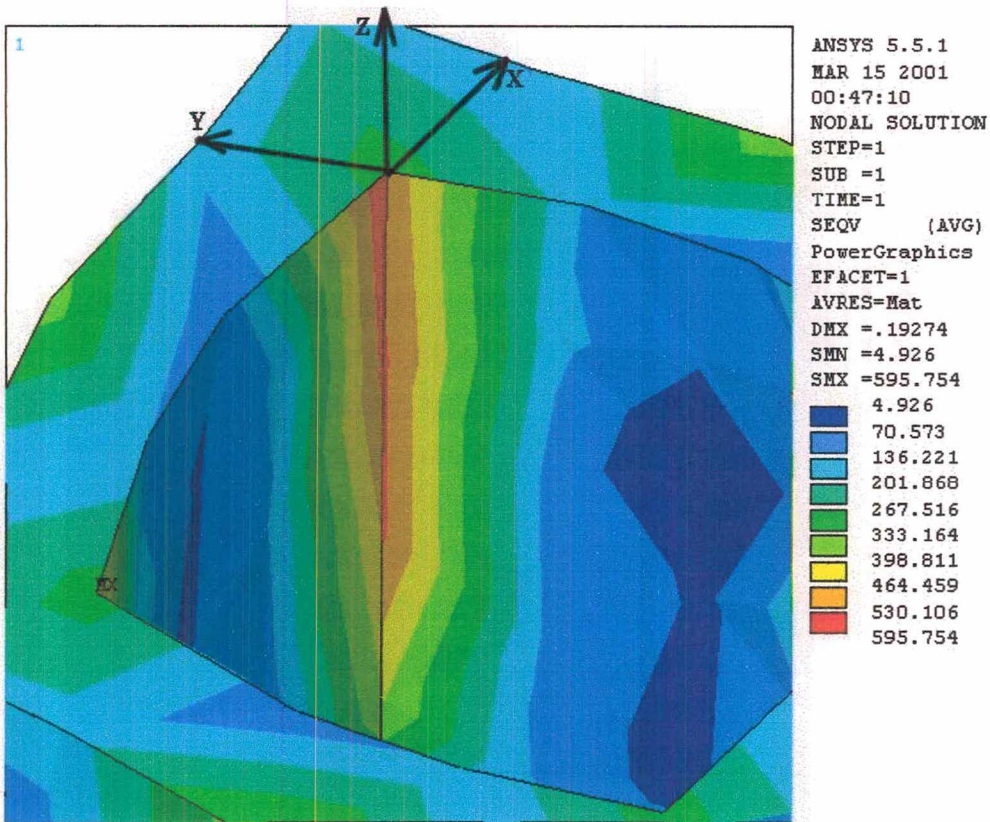


Figura 3.65 – Método GLASTROW [26] – detalhe da tensão de Von Mises (MPa)

Tabela 3.7 – Resumo dos resultados da análise de elementos finitos.

Método	Deflexão eixo x (mm)	Deflexão eixo y (mm)	Deflexão eixo z (mm)	Máxima tensão de Von Mises (MPa)	Máxima tensão de Von Mises fora do canto (MPa)
Menges	0,2468	0,2439	0,0163	707	550
Glanvill viga engastada	0,3366	0,3354	0,0171	902	702
Glanvill viga apoiada	0,1381	0,1371	0,0062	463	361
Glanvill pórtico	0,3609	0,3618	0,0182	962	749
Glastrow	0,1878	0,1857	0,0090	595	464

Através das análises realizadas foi observado que no projeto das paredes laterais apenas o método de MENGES [10], GLANVILL [25] viga apoiada o de GASTROW [26] atendem o requisito de projeto de máxima flexão (0,25mm), tanto no eixo x como no y. Ambos geram resultados conservativos, porém o método de MENGES [10], conduz uma flexão mais próxima do requisito de projeto. Para o eixo z, as análises constataram que a flexão de todos os moldes projetados atendem a flexão requisitada no projeto.

A malha de elementos finitos de ambos modelos tem apenas um elemento na largura da parede lateral, portanto os resultados relativos a tensão da análise realizada conduzem a valores com grande imprecisão. Para obter resultados com maior precisão é necessário um maior refinamento na malha de elementos finitos. Com os resultados gerados pela análise foi possível constatar que a maior tensão de Von Mises está situada nos cantos da fêmea. Porém, devido a restrição do processo de fresamento, os cantos desse molde não podem ser retos, possuem um raio de arredondamento. Portanto a concentração de tensão causada pelos cantos deve ser desconsiderada. Sendo assim, a tensão máxima (fora da região dos cantos) não ultrapassa o limite de escoamento do material nas paredes do molde quando utilizado os métodos de MENGES [10], GLANVILL [25] viga apoiada e de GASTROW [26]. Contudo a placa porta fêmea projetado pelo método de Menges [10], induz a um valor de tensão mais próximo da tensão de escoamento do aço utilizado, comparado com os outros métodos referidos acima.

As análises de elementos finitos conduzem a conclusão que o método de MENGES [10], além de atender os requisitos de projeto da placa porta fêmea é conservativo e proporciona um dimensionamento que minimiza as espessuras das paredes da fêmea, em comparação aos outros métodos. Portanto o método proposto por MENGES [10] conduz a resultados mais satisfatórios.

4 Procedimento para cálculo mecânico de molde de injeção

Neste capítulo serão apresentadas as atividades do procedimento para o dimensionamento mecânico do molde de injeção, que contempla as seguintes fases: entrada de dados, escolha dos elementos que necessitam ser dimensionados e obtenção dos resultados. Todos os passos do procedimento serão explicados e, além disso, apresentar-se-ão as equações que devem ser utilizadas em tal procedimento. Tais equações tem base no item 3.7, onde foi realizada uma comparação entre os métodos de cálculo propostos no capítulo 3. Como descrito no item 3.7, o método proposto por MENGES [10] deve ser utilizado para o dimensionamento das espessuras das paredes das fêmeas, tanto as laterais ou a da base da placa. Esse conduz a um projeto do molde em que as deformações são mais semelhantes à requisitada no projeto. Para o dimensionamento dos insertos moldantes é considerado o método de cálculo proposto por CRUZ [23]. Essa escolha foi baseada na praticidade do método e na pouca informação disponível na literatura referente ao dimensionamento desse elemento do molde. Como pode ser observado no item 3.1, se trata de um cálculo que não está baseado na resistência dos materiais, portanto, é uma abordagem prática do problema, porém, amplamente empregada pelas ferramentarias.

Como pode ser observado no capítulo 2, a Figura 2.2 mostra o fluxo de um projeto sistemático de um molde de injeção. O dimensionamento mecânico está posicionado cronologicamente na nona etapa e é influenciado pelas seguintes etapas: dados de entrada, número de cavidades, posição das cavidades, refrigeração, dimensões exatas da cavidade (contração da matéria-prima) e sistema de extração. Portanto, para o dimensionamento mecânico do molde de injeção, é necessária a realização de um projeto preliminar, prevendo os itens acima mencionados. O dimensionamento mecânico do molde deve contemplar a perfeita sustentação dos esforços gerados pela pressão de injeção sobre as paredes do mesmo, sendo que esse esforço não pode causar deformações plásticas que inviabilizem o uso da peça fabricada pelo molde.

O dimensionamento mecânico inicia-se com uma avaliação de quais as paredes que devem ser calculadas e, ainda, a que tipo de esforço estão submetidas, se a tensões de tração ou de compressão. Portanto:

- se o molde for de uma cavidade, as paredes laterais e a parede da base devem ser calculadas afim de não ultrapassar a deflexão mínima requerida. O fundo do mesmo deve ser analisado com a mesma intenção;

- quando o molde possuir mais de uma cavidade, além do caso de fronteira com o meio ambiente, o que se dá com moldes de uma cavidade, é necessária a realização do cálculo da parede entre as cavidades. O maior esforço na parede geralmente é no meio da mesma, portanto, é essa dimensão que deve ser informada na realização do cálculo.
- ainda para moldes com múltiplas cavidades devem ser analisadas se o esforço resultante da pressão de injeção exercida nas paredes opostas tem a mesma intensidade. Se possuírem a mesma intensidade, somente existirão esforços compressivos na parede entre elas. Já se a intensidade for diferente, é necessário achar a força resultante para a realização do cálculo, existindo uma deflexão da parede, como pode ser observado na Figura 4.1.

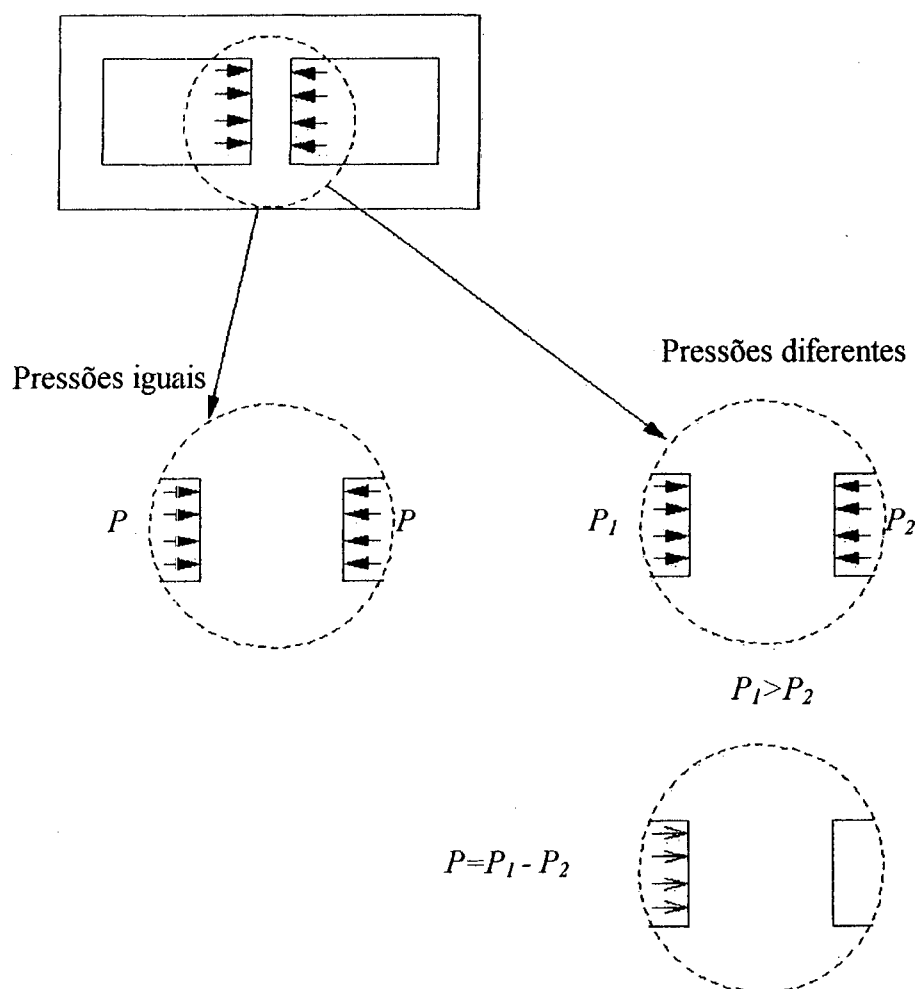


Figura 4.1– Esforços nas paredes entre cavidades

4.1 Desenvolvimento das equações

No capítulo 3 foram mostrados os métodos mais importantes para se realizar o projeto mecânico de moldes. Porém, a maioria das equações apresentadas naquele capítulo, precisam ser arranjadas de forma a permitirem uma utilização direta com a obtenção da variável requisitada pelo projeto a que se referem. Portanto, somente as equações que melhor representam o problema físico, que são as referidas no item de conclusão do referido capítulo, serão aqui desenvolvidas. Além dessas há um caso que a literatura não contempla e que será desenvolvido neste capítulo. Refere-se ao cálculo da mínima espessura da parede entre fêmeas em moldes com múltiplas cavidades.

4.1.1 Paredes laterais da placa porta fêmea para fêmea retangular

No caso de moldes com fêmeas retangulares é usado o princípio da superposição de MENGES [10], onde há a associação em paralelo dos dois casos de carregamento. Os dois casos, descritos no item 3.2.1.2, são representados pelas equações (4.1) e (4.2) [10].

$$y_I = \frac{12.P.h^4}{8.E.s_1^3} + \frac{P.h^2.2,66}{2.E.s_1}.1,20 \quad (4.1)$$

$$y_{II} = \frac{12.P.L^4}{384.E.s_1^3} + \frac{P.L^2.2,66}{8.E.s_1}.1,20 \quad (4.2)$$

Onde:

$$\frac{1}{y} = \frac{1}{y_I} + \frac{1}{y_{II}} \quad (4.3)$$

Portanto:

$$y = y_I \frac{y_{II}}{y_{II} + y_I} \quad (4.4)$$

Substituindo as equações. (4.1) e (4.2) na equação (4.4):

$$y = 0,012Ph^2L^2 \frac{15625h^2L^2 + 1,995h^2s_1^2 + 16625s_1^2L^2 + 2,1227 \times 10^5 s_1^4}{Es_1^3(125L^4 + 1596s_1^2L^2 + 6000h^4 + 6384h^2s_1^2)} \quad (4.5)$$

Porém o valor de “ s_1 ” (espessura da parede) é desejado e, para isso é necessário isolá-lo.

$$(798EyL^2 + 3192EyL^2)s_1^5 - 1273,6Ph^2L^2s_1^4 + (62,5EyL^4 + 3000Eyh^4)s_1^3 - (1197Ph^4L^2 + 99,75Ph^2L^4)s_1^2 - 93,75Ph^4L^4 = 0 \quad (4.6)$$

A dimensão “ s_1 ”, pode ser visualizada na Figura 4.2.

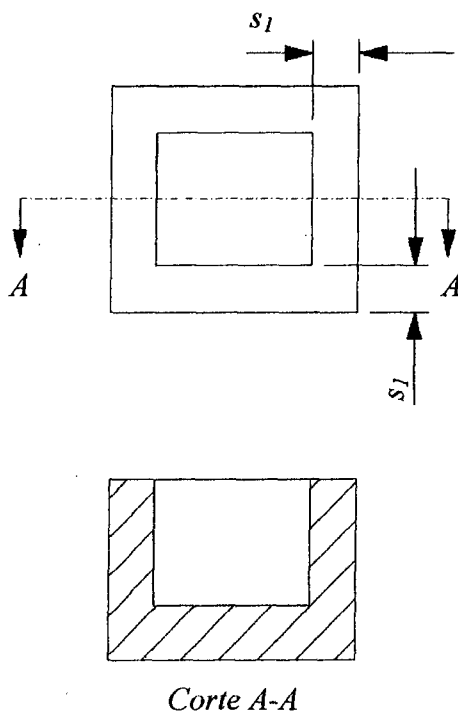


Figura 4.2 – Variável s_1 - fêmea retangular

O isolamento de “ s_1 ” resulta num polinômio de quinto grau, sendo que a resolução de uma equação desse tipo requer certa dedicação de tempo e esforço. Segundo BARROSO [28], a solução de polinômios de grau maior que quatro, leva a uma não exatidão das raízes encontradas. O

resultado da raiz possui um erro que pode ser estimado. Existem vários métodos de resolução desse tipo de equação polinomial, sendo que os mais utilizados são: o da Bissecção, o das Cordas, o de Pégaso, o de Newton e o da Interação Linear.

Porém, há um método em que é possível obter uma aproximação rápida das raízes da equação, contudo nem tanto preciso. Faz-se um gráfico de duas funções, sendo:

Primeira função:

$$g_1(s) = (798EyL^2 + 3192Eyh^2)s_1^5 - 1273,6Ph^2L^2s_1^4 + (62,5EyL^4 + 3000Eyh^4)s_1^3 - (1197Ph^4L^2 + 99,75Ph^2L^4)s_1^2 \quad (4.7)$$

Segunda função:

$$g_2(s) = 93,75Ph^4L^4 \quad (4.8)$$

Como pode ser observado na equação (4.6) as equações (4.7) e (4.8) tem igualdade, portanto, a determinação das raízes da equação (4.6) ocorre quando há o cruzamento de $g_1(s)$ e $g_2(s)$.

4.1.2 Paredes laterais da placa porta fêmea para fêmea circular

O princípio da superposição também pode ser empregado para os cálculos de moldes com fêmea circular, da mesma forma que para moldes com porta molde retangular. As equações (4.9) e (4.10) mencionadas por MENGES [10] no capítulo 3, devem ser associadas em paralelo.

$$y_I = \frac{Pr}{E} \left(\frac{1 + \frac{r^2}{R^2}}{1 - \frac{r^2}{R^2}} + \nu \right) \quad (4.9)$$

$$y_{II} = \frac{12Ph^4}{8Es_2^3} + \frac{Ph^2 2,6}{2Es_2} 1,2 \quad (4.10)$$

Substituindo a equação (4.9) e a equação (4.10) na equação (4.4):

$$y = 3P \frac{r}{E} \left[\frac{-R^2 - r^2 - \nu R^2 + \nu r^2}{(r^2 - R^2)} \right] h^2 \frac{25h^2 + 26s_2^2}{75h^4 + 78h^2s_2^2 + 50r \left[-1 \frac{\nu R^2 + 10r^2 + \nu R^2 - \nu r^2}{(r^2 - R^2)} \right] s_2^3} \quad (4.11)$$

Como $s_2 = R - r$, e se substituído na equação (4.11):

$$y = 3P \frac{r}{E} \left[-1 \frac{R^2 + r^2 + \nu R^2 - \nu r^2}{(r^2 - R^2)} \right] h^2 \frac{25h^2 + 26(R-r)^2}{75h^4 + 78h^2(R-r)^2 + 50r \left[-1 \frac{R^2 + r^2 + \nu R^2 - \nu r^2}{(r^2 - R^2)} \right] (R-r)^3} \quad (4.12)$$

Como r é o raio interno e é determinado pela superfície externa da peça de plástico a ser moldado, para achar a espessura da parede s , é necessário calcular o valor de R . Portanto, isolando R da equação (4.12), obtém-se a equação (4.13):

$$\begin{aligned} & (50yEr + 50yEr\nu)R^5 + (-78Prh^2 - 78Prh^2\nu - 150yEvr^2 + 78yEh^2 - 150yEr^2)R^4 \\ & + (156Pr^2h^2 - 156yEh^2r + 156Pr^2h^2\nu + 200yEr^3 + 100yEvr^3)R^3 \\ & + (-75Prh^4 + 75yEh^4 - 200yEr^4 - 75Prh^4\nu + 100yEvr^4 - 156Pr^3h^2)R^2 \\ & + (150yEr^5 + 156yEh^2r^3 - 150yEvr^5 - 156Pvr^4h^2 + 156Pr^4h^2)R \\ & + 78Pvr^5h^2 + 75Pvr^3h^4 + 50yvr^6 - 75Pr^3h^4 - 50yEr^6 - 78yEh^2r^4 - 75yEh^4r^2 - 78Pr^5h^2 = 0 \end{aligned} \quad (4.13)$$

Para porta moldes circulares a dimensão “ R ”, pode ser visualizada na Figura 4.3. Quando o porta molde for retangular, o raio “ R ” pertence a uma circunferência imaginária, circunscrita ao retângulo, conforme a Figura 4.4.

Novamente, o resultado é uma equação de quinto grau, que deve ser tratada como comentado sobre a equação (4.6).

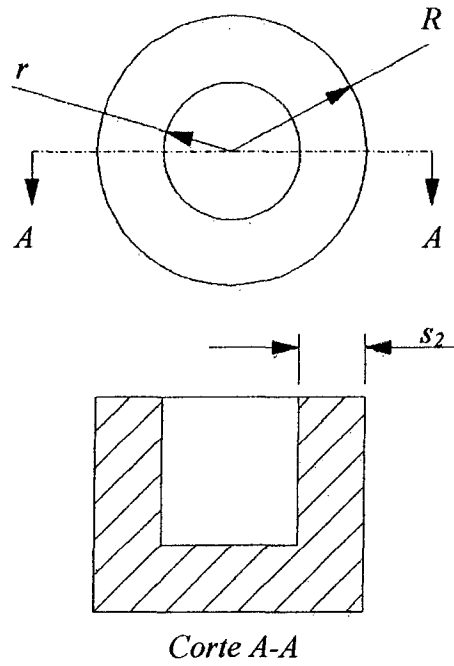


Figura 4.3 - Variável s_2 - fêmea circular em porta fêmea circular

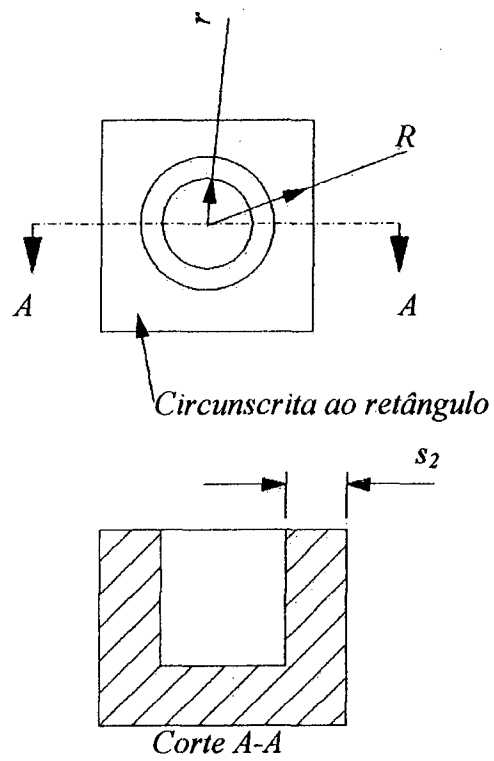


Figura 4.4 - Variável s_2 - fêmea circular em porta fêmea retangular

4.1.3 Base da placa porta fêmea

Para calcular a espessura da base das placas porta fêmea, o método de MENGES [10] deve ser utilizado. A equação (4.14) [10] determina a deformação dessa placa.

$$y = \frac{P.D^4.12}{1138.E.s_3^3} + \frac{P.D^2.2,66}{16.E.s_3}.1,2 \quad (4.14)$$

Entretanto, o objetivo do projetista é a obtenção do valor de “ s_3 ” (espessura da parede da base da placa) e, para isto é necessário isolá-lo.

$$s_3 = \left[\frac{\frac{1}{1138000yE} \sqrt[3]{569} \sqrt{\left(PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 4 \times 10^4 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2} yE \right)} + \frac{17689 P^2 L^2}{2000 yE} \sqrt[3]{\left(PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 40000 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2} yE \right)}}{\frac{133 P L}{2000 yE}} \right]^{1/3} L \quad (4.15)$$

Aplicando os valores de cada variável, obtém-se o valor mínimo, indicado para espessura da base da placa porta cavidade. Sendo que a dimensão “ s_3 ”, pode ser visualizada na Figura 4.5, seja moldes retangulares ou circulares.

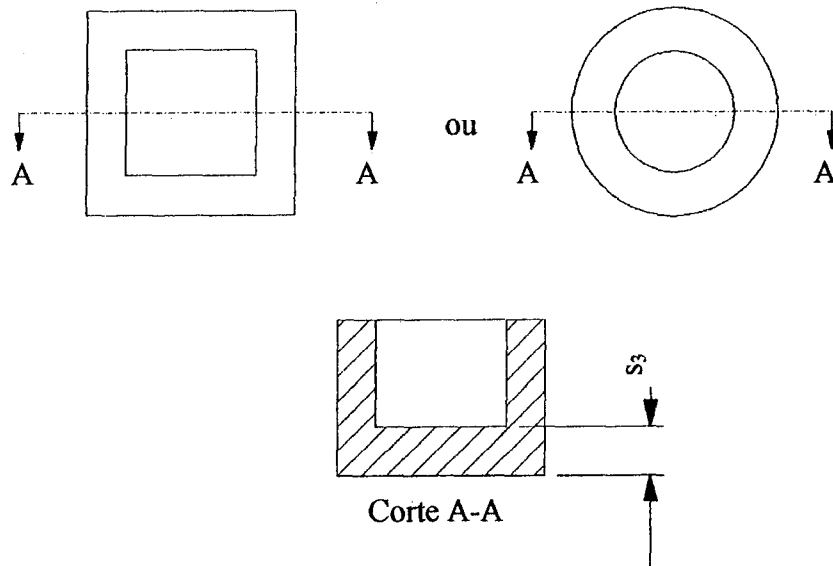


Figura 4.5 – Variável s_3 da espessura da base da placa porta fêmea

4.1.4 Parede entre fêmeas

O cálculo da parede entre duas fêmeas deve ser analisado de forma diferenciada dos métodos anteriores, já que existe pressão nas extremidades da parede. Portanto, é necessário saber se as pressões aplicadas em cada superfície são de igual magnitude e se são aplicadas simultaneamente. Se não forem iguais, é necessário achar a resultante entre elas e calcular a espessura da parede como se fosse uma parede de fronteira com o ambiente. Nesse caso, utiliza-se as equações (4.6) e (4.13), respectivamente, para moldes com fêmeas retangulares ou circulares. Caso sejam iguais, ocorre um esforço de compressão e, a partir dessa ocorrência, supõe-se a hipótese de que a parede pode ser simplificada como uma viga submetida à compressão. A Figura 4.1, ilustra essas abordagens.

Segundo ROARK [29], a tensão de compressão pode ser calculada através do uso da (4.16).

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (4.16)$$

A elongação longitudinal é obtida pela equação (4.18) [29] e a deformação pela equação (4.17) [29].

$$\delta = l\varepsilon \therefore \varepsilon = \frac{\delta}{l} \quad (4.17)$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (4.18)$$

Substituindo a equação (4.17) na equação (4.18), obtém-se a equação (4.19).

$$\delta = l \frac{\sigma}{E} \quad (4.19)$$

Também substituindo a equação (4.16) na equação (4.19), obtém-se a equação (4.20).

$$\delta = \frac{Pl}{AE} \quad (4.20)$$

Portanto, a equação (4.20) pode ser usada para efetuar a verificação de que a deformação da parede causada pela compressão devido à pressão nas fêmeas não ultrapasse o valor recomendado.

Contudo, para determinar o valor da espessura da parede da fêmea é necessário assumir que as fêmeas do molde são insertadas. Pelas equações (3.1) e (3.3) [23] é possível calcular as espessuras das paredes dos insertos, sejam circulares ou retangulares. Isso porque a distância mínima entre as duas fêmeas é duas vezes a espessura da parede do inserto, caso não haja uma parede de separação entre ambos. Porém, como pode ser observado na Figura 4.6 existe uma parede entre os insertos, sendo que, segundo RECK [18], sua espessura tradicionalmente tem o mesmo valor da espessura das paredes dos insertos. Sendo assim, a distância mínima entre as cavidades é obtida pela equação (4.21).

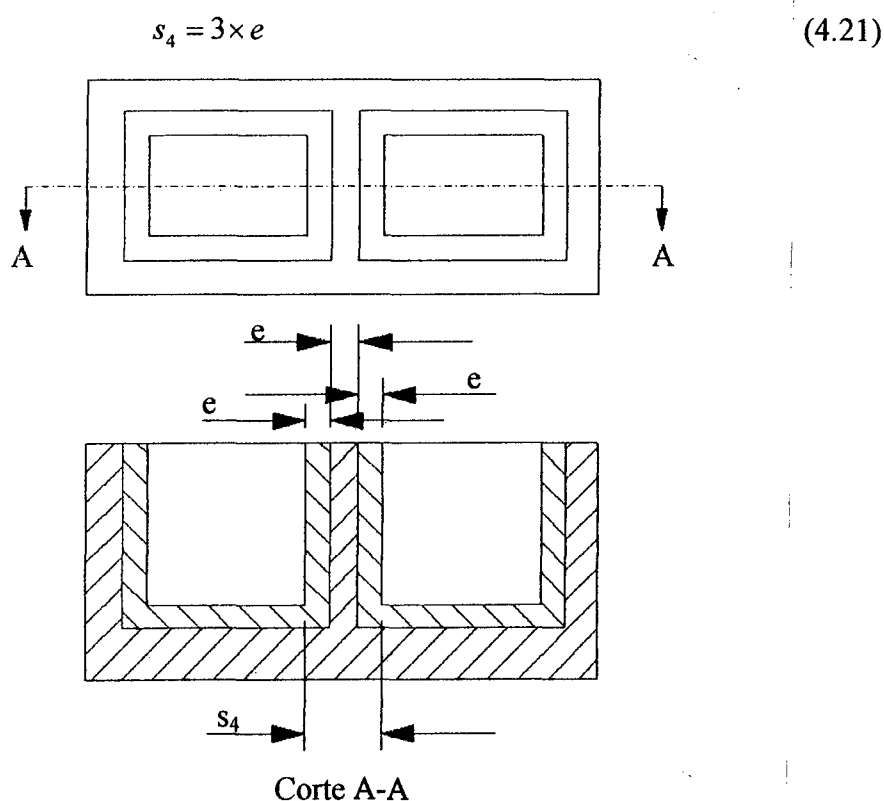


Figura 4.6 – Variável s_4 para o dimensionamento da parede entre fêmeas de molde com insertos

Já para os moldes com múltiplas cavidades e com gavetas em cunha, a espessura das paredes entre as fêmeas deve ser projetada em função da abertura das gavetas adjacentes. Isso pode ser melhor observado na Figura 4.7.

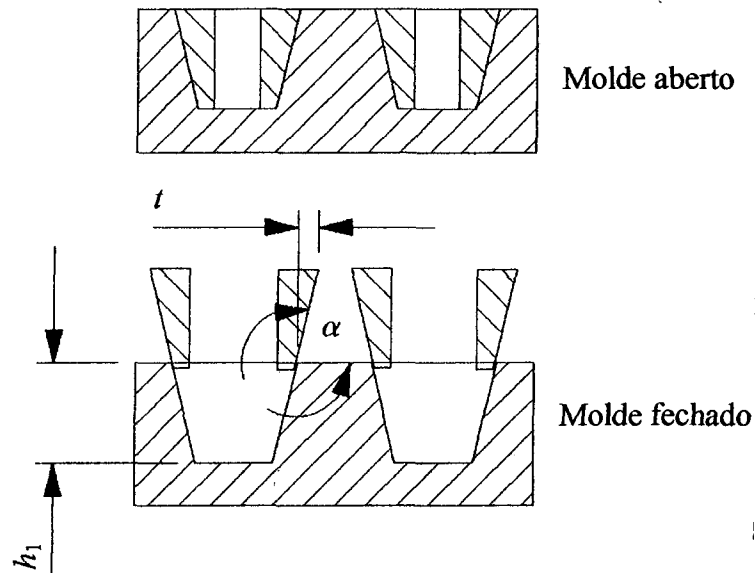


Figura 4.7 – Molde com múltiplas cavidade e com gavetas em cunha, aberto e fechado

Sendo:

$$tg\alpha = \frac{h_1}{t} \quad (4.22)$$

Da equação (4.22), se obtém:

$$t = \frac{h_1}{tg\alpha} \quad (4.23)$$

Portanto, o valor da espessura da parede entre as cavidades é obtido pela equação (4.24), sendo que “x” pode ser determinada pela equação (4.23).

$$s_5 = 2t \quad (4.24)$$

4.1.5 Paredes laterais da placa porta fêmea em moldes com gavetas

Em moldes com fêmea retangular e gavetas em cunha, é necessário calcular dois tipos de paredes externas da fêmeas. Uma na direção transversal " s_1 " e outra na direção axial " s_6 " a abertura da gaveta. Para ambas, é assumida a hipótese de simplificação de que os cálculos da espessura das paredes da fêmea podem ser realizados da mesma forma como para paredes laterais, conforme item 4.1.1, seja a parte moldante da gaveta de qualquer forma geométrica. Porém a parede na direção axial a abertura das gavetas a dimensão calculada " s_6 " é o valor médio da espessura da parede tendo como referência a base da fêmea, como pode ser visualizado na Figura 4.8. Já para moldes com fêmea circulares há a necessidade de dimensionar a espessura de parede média " s_7 ", ilustrada na Figura 4.9. É calculada da mesma forma das paredes laterais de moldes circulares, conforme item 4.1.2.

Para tanto, é necessário decompor a força de injeção, resultado da pressão de injeção, que é aplicada sobre a parede da gaveta, para determinar a força que age sobre a parede do molde, sendo que a decomposição gera suas componentes. Considera-se também que a força é aplicada sobre uma área de comprimento igual à altura da cavidade e de largura unitária.

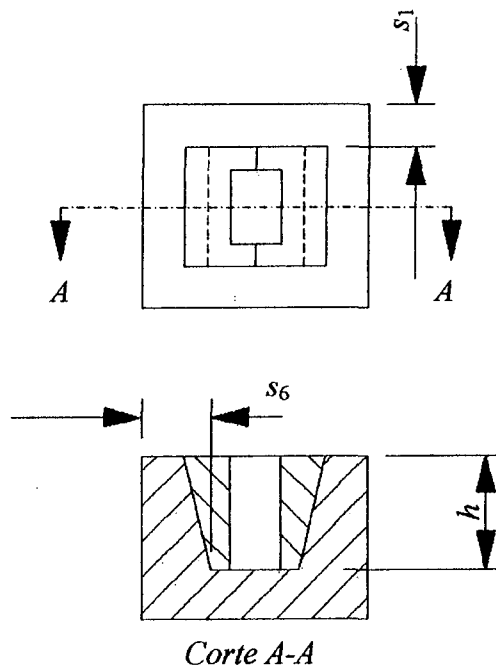


Figura 4.8 – Variáveis da placa porta fêmea retangular com gavetas

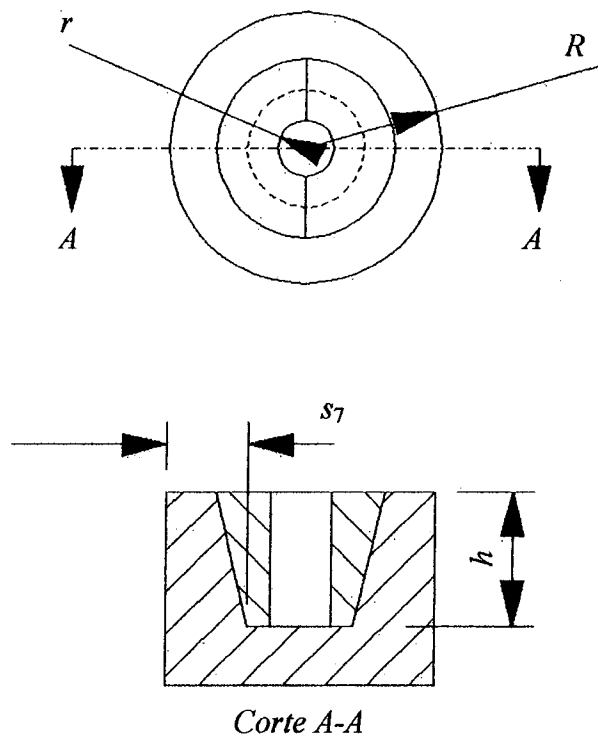


Figura 4.9 – Variáveis da placa porta fêmea circular com gavetas

Para facilitar a dedução da decomposição da força causada pela pressão de injeção, é possível concentrar a força “ F ” num ponto central, conforme Figura 4.10, sendo que a pressão aplicada sobre a superfície moldante é “ P ”. Portanto, a força “ F ” é calculada através da pressão de injeção e da área de aplicação, como a equação (4.25).

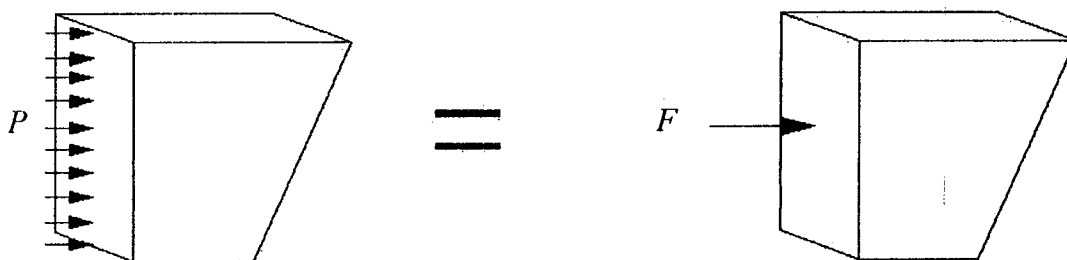


Figura 4.10 – Aplicação da pressão de injeção

$$F = PA \quad (4.25)$$

Contudo, como a superfície de contato entre a gaveta e a parede do molde é inclinada, surgem duas componentes da força de injeção: uma na direção paralela a superfície inclinada “ F_a ” e outra perpendicular “ F_b ” como na Figura 4.11.

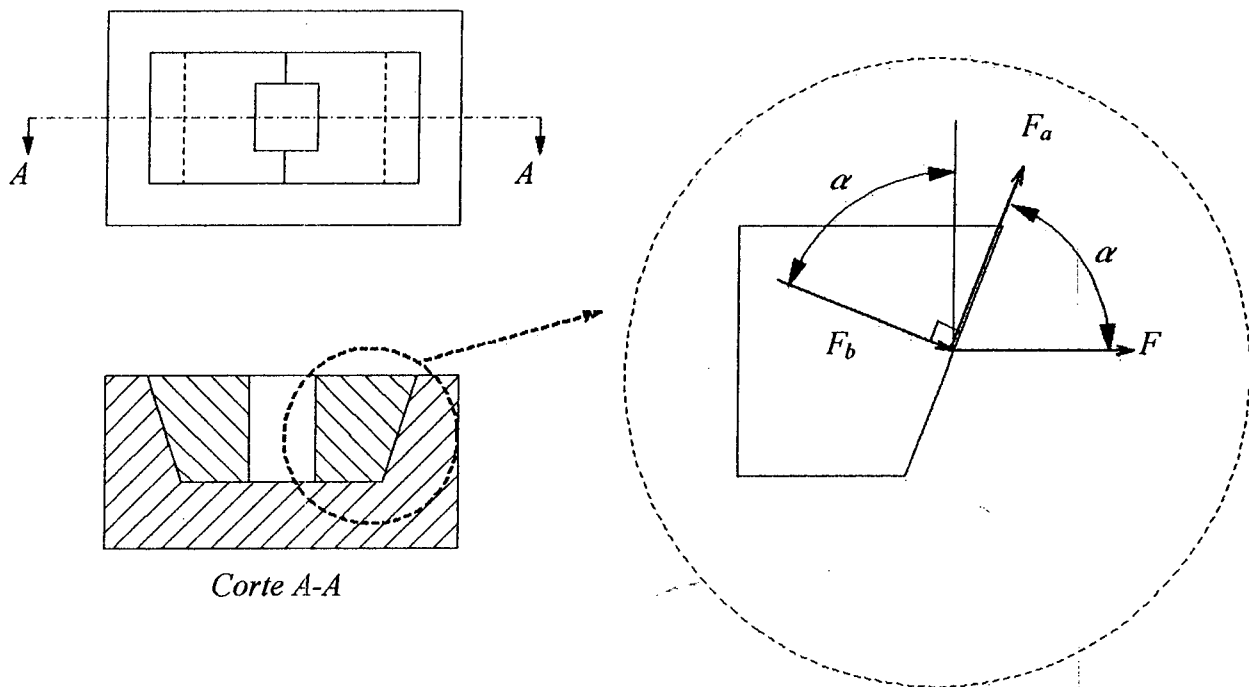


Figura 4.11 – Decomposição da força de injeção

$$\sum F_x = 0 \quad (4.26)$$

$$F = F_a \cos \alpha + F_b \sin \alpha \quad (4.27)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (4.28)$$

$$F_a \sin \alpha - F_b \cos \alpha = 0 \quad (4.29)$$

$$F_b = \frac{F_a \operatorname{sen} \alpha}{\operatorname{cos} \alpha} = \operatorname{tg} \alpha F_a \quad (4.30)$$

Substituindo equação (4.30) na equação (4.27), resulta:

$$F = F_a \operatorname{cos} \alpha + (F_a \operatorname{tg} \alpha) \operatorname{sen} \alpha \quad (4.31)$$

$$F = F_a (\operatorname{cos} \alpha + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{sen} \alpha) \quad (4.32)$$

$$F_a = \frac{F}{\operatorname{cos} \alpha + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{sen} \alpha} \quad (4.33)$$

Substituindo a equação (4.33) na equação (4.27), resulta:

$$F_b = \frac{\operatorname{tg} \alpha F}{\operatorname{cos} \alpha + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{sen} \alpha} \quad (4.34)$$

Analisando o modelo real, é possível perceber que, além da força causada pela pressão de injeção, também existe uma força de atrito F_μ atuando entre a gaveta e a chapa de deslize. A chapa de deslize é um elemento do molde que é usado para facilitar a movimentação da gaveta. Geralmente é fabricada com matéria-prima que possua propriedade de auto lubrificação, tal como liga de cobre berílio. Como essa força de atrito é resultante do deslizamento da gaveta sobre a chapa de deslize, tem influência na força P_{ia} , porém, em sentido contrário como pode ser visualizado na Figura 4.12. A força de atrito pode ser obtida pela equação (4.35), já que a força de atrito é proporcional a força normal a superfície.

$$F_\mu = \mu F_b \quad (4.35)$$

Portanto, a força resultante (F_r) é obtida por:

$$F_r = F_a - F_\mu \quad (4.36)$$

Substituindo equação (4.33) na equação (4.36):

$$F_r = \frac{F}{\cos \alpha + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{sen} \alpha} - F_\mu \quad (4.37)$$

Portanto, essa é a força que se opõem a força de fechamento do molde.

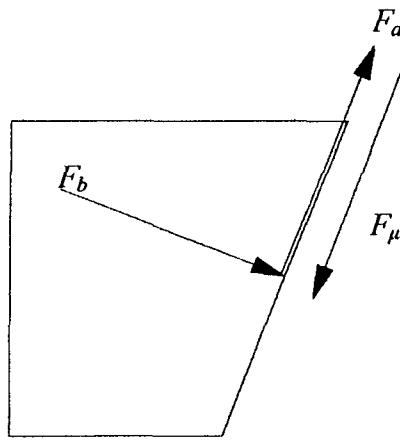


Figura 4.12 – Força de atrito na chapa de deslize

Para o dimensionamento da espessura da parede “ s_6 ” ou “ s_7 ”, é necessário determinar a pressão resultante “ P_F ” da aplicação dessa força sobre a parede lateral do molde. Essa pressão é expressa pela equação (4.38).

$$P_F = \frac{F}{A} \quad (4.38)$$

Para a placa porta fêmea retangular, a área “ A ”, é a superfície resultante da altura da parede média e da largura do componente, equação (4.39), ilustrado pela linha pontilhada na Figura 4.13.

$$A = L.h \quad (4.39)$$

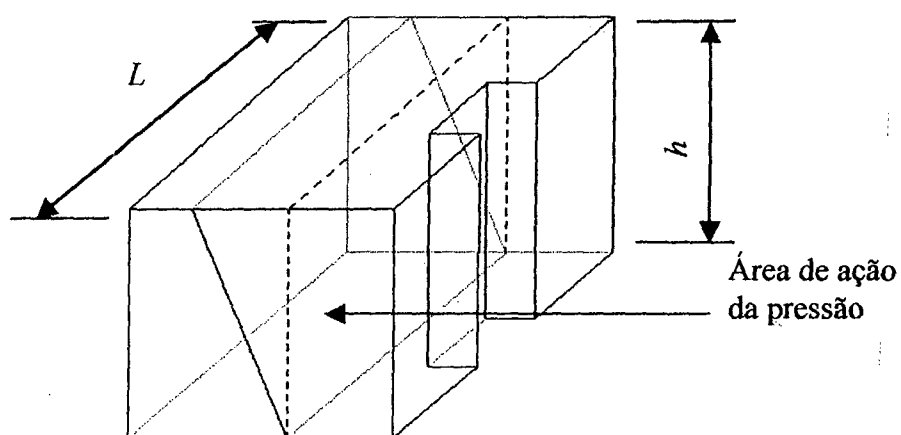


Figura 4.13 – Área de ação da pressão na placa porta fêmea retangular com gavetas

Já para a placa porta fêmea circular, a área “A”, é a superfície resultante da altura da parede média e do perímetro da circunferência, equação (4.40), como é ilustrado pela linha pontilhada na Figura 4.14.

$$A = \pi \cdot r' \cdot h \quad (4.40)$$

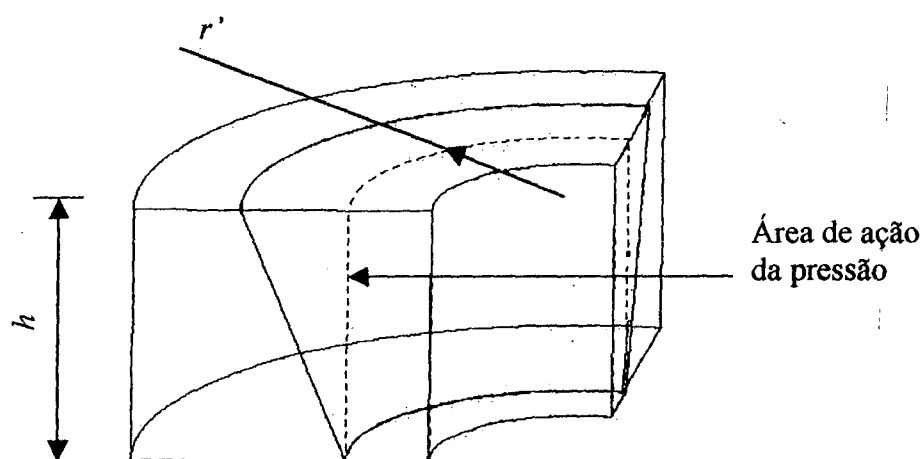


Figura 4.14 - Área de ação da pressão na placa porta fêmea circular com gavetas

Para determinar o valor da espessura da parede lateral da placa porta fêmea com gavetas, é necessário substituir a pressão obtida na equação (4.38) na equação (4.6) para porta fêmea retangular e na equação (4.13) para porta fêmea circular.

4.2 Desenvolvimento do procedimento para dimensionamento mecânico de moldes de injeção

O objetivo deste trabalho de dissertação é a proposição de uma sistemática que auxilie o projeto mecânico de moldes de injeção. Não se propõe obter resultados exatos, mas indicar uma solução com boa aproximação. Neste item, a sistemática é descrita com base nas informações contidas nos capítulos anteriores.

A sistemática tem como objetivo organizar as informações pertinentes ao projeto mecânico de moldes de injeção, abordadas no capítulo 3. Pretende ser de fácil entendimento e uso, minimizando os erros de projeto mecânico, bem como o tempo de execução do mesmo. Seu funcionamento é baseado em perguntas-chaves, para as quais o projetista sempre tem duas opções de resposta. Ao respondê-las, o projetista é informado de qual procedimento de cálculo a resposta implica, portanto o caminho que deverá seguir. Segue-se este procedimento até que a última questão seja respondida, já que a resposta desta indica ao projetista um caso de aplicação. Ora, todas as informações fornecidas através das suas respostas, são condensadas e traduzidas de acordo com as características do molde que esteja sendo projetado. O caso de aplicação indica, então, todos os cálculos necessários para a realização do dimensionamento mecânico da placa porta-fêmea de moldes de injeção, bem como quais as equações que devem ser utilizadas.

Para um melhor entendimento, a sistemática para o projeto mecânico é representada de forma gráfica através de um fluxograma que pode ser visualizado na Figura 4.15. Nesse fluxograma verifica-se que são realizadas somente três perguntas ao projetista. Através das respostas a essas perguntas, obtêm-se o procedimento para efetuar os cálculos necessários ao dimensionamento mecânico que prescreve o procedimento. Portanto, o projetista tem o conjunto das equações dos métodos referidas no capítulo 3, de forma simples e rápida. As questões propostas ao projetista são:

Questão – O molde possui múltiplas cavidades?

Resposta – Sim ou não.

Questão – O molde possui elemento móvel (gaveta)?

Resposta – Sim ou não.

Questão – Qual a geometria da fêmea?

Resposta – Retangular ou circular (em geometria complexa procurar adequar a geometria circular ou retangular).

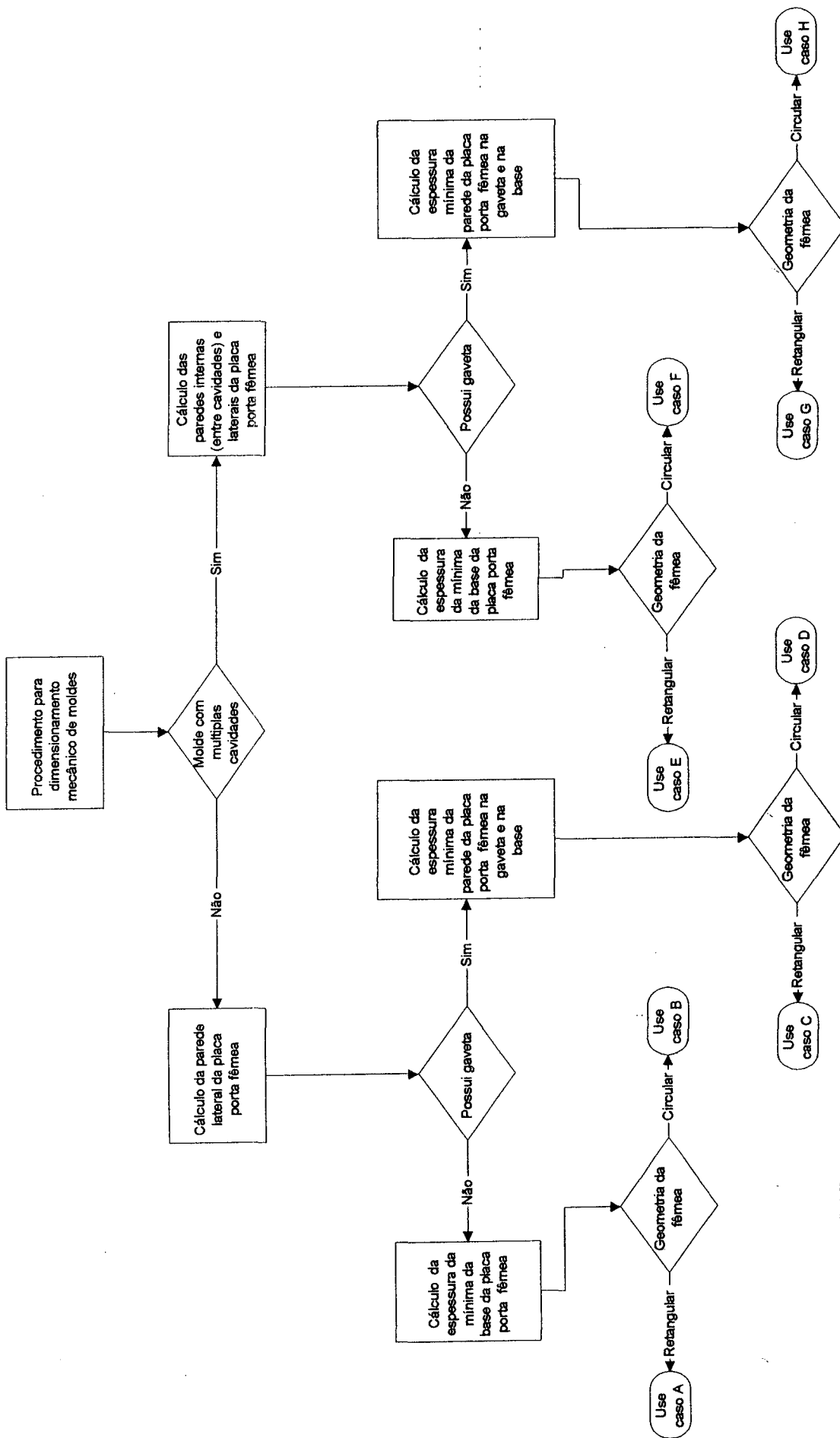


Figura 4.15 – Procedimento de dimensionamento mecânico para placas porta fêmea

4.2.1 Casos propostos pelo procedimento de dimensionamento

Os casos propostos pelo procedimento de dimensionamento, são o resultado da convergência das respostas do projetista às questões realizadas pelo procedimento. Neles estão contidas todas as equações necessárias para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea, que esteja sendo projetado. Os métodos de cálculo estão dispostos na seguinte ordem: dimensão dos insertos, espessura mínima da parede entre cavidades, espessura mínima da parede lateral da placa porta fêmea, espessura mínima da parede lateral de moldes com gavetas da placa porta fêmea, espessura mínima da base da placa porta fêmea. Porém, se o molde não possuir determinada característica, os cálculos para o dimensionamento da referida característica serão ignorados.

4.2.1.1 Caso A

Por intermédio desse caso, realiza-se o dimensionamento mecânico das placas porta fêmea com fêmea retangular, de única cavidade e sem gavetas, como pode ser observado na Figura 4.16. As equações necessárias para efetuar o dimensionamento são exibidas na Tabela 4.1

Tabela 4.1– Equações para o Caso A, proposto pelo procedimento de dimensionamento

Cálculo	Equação
Inserto	
Espessura	$e = \sqrt[3]{\frac{30000.L_1^3}{253440.h_1}} \text{ equação (3.3)}$
Altura	$h = 0,66.L_2 \cdot \sqrt{0,42 \frac{2}{L_2 x^2}} \text{ equação (3.4)}$
	$x = \frac{L_2}{L_1} \text{ equação (3.5)}$
Parede lateral da placa porta da fêmea – s₁	
Espessura	$(798.EyL^2 + 3192.EyL^2)\beta_1^5 - 1273,6Ph^2L^2s_1^4 + (62,5EyL^4 + 3000.Eyh^4)\beta_1^3 - (197Ph^4L^2 + 99,75Ph^2L^4)\beta_1^2 - 93,75Ph^4L^4 = 0$ equação (4.6)

Tabela 4.1– Equações para o Caso A, proposto pelo procedimento de dimensionamento –
continuação

Base da placa porta fêmea – s_3	
Espessura	$s_3 = \left(\frac{1}{1138000yE} \sqrt[3]{569} \sqrt{\left(PL \left(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 4 \times 10^4 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 y E} \right) \right)} + \frac{17689}{2000} P^2 \frac{L^2}{yE} \sqrt[3]{569} \sqrt{\left(PL \left(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 40000 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 y E} \right) \right)} + \frac{133}{2000} P \frac{L}{yE} \right) L$ <p style="text-align: center;">equação (4.15)</p>

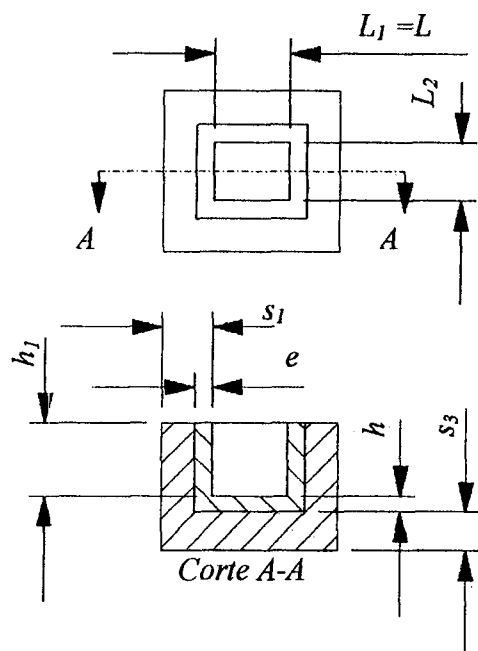


Figura 4.16 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso A

4.2.1.2 Caso B

É similar ao caso anterior, porém, difere por ser usado para a placa porta fêmea com fêmea circular, como ilustrado na Figura 4.17. As equações para o dimensionamento mecânico estão expostas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Equações para o Caso B, proposto pelo procedimento de dimensionamento

Cálculo	Equação
Inserto	
Espessura	$e = 0,25d$ equação (3.1)
Altura	$h = 0,65 \frac{d}{2}$ equação (3.2)
Parede lateral da placa porta fêmea – s_2	
Espessura	$(50yEr + 50yEr\nu)R^5 + (-78Prh^2 - 78Prh^2\nu - 150yEvr^2 + 78yEh^2 - 150yEr^2)R^4$ $+ (156Pr^2h^2 - 156yEh^2r + 156Pr^2h^2\nu + 200yEr^3 + 100yEvr^3)R^3$ $+ (-75Prh^4 + 75yEh^4 - 200yEr^4 - 75Prh^4\nu + 100yEvr^4 - 156Pr^3h^2)R^2$ $+ (150yEr^5 + 156yEh^2r^3 - 150yEvr^5 - 156Pvr^4h^2 + 156Pr^4h^2)R$ $+ 78Pvr^5h^2 + 75Pvr^3h^4 + 50yEr^6 - 75Pr^3h^4 - 50yEr^6 - 78yEh^2r^4 - 75yEh^4r^2 - 78Pr^5h^2 = 0$ <p style="text-align: center;">equação (4.13)</p> $s_2 = R - r$
Base da placa porta fêmea – s_3	
Espessura	$s_3 = \left(\frac{1}{1138000yE} \sqrt[3]{569} \sqrt{PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 4 \times 10^4 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 yE})} + \right.$ $\left. \frac{17689}{2000} \frac{P^2 L^2}{yE} \frac{(\sqrt[3]{569})^2}{\sqrt{PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761962 \times 10^6 P^2 L^2 + 40000 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 yE})}} + \right.$ $\left. \frac{133}{2000} \frac{P L}{yE} \right)$ <p style="text-align: center;">equação (4.15)</p>

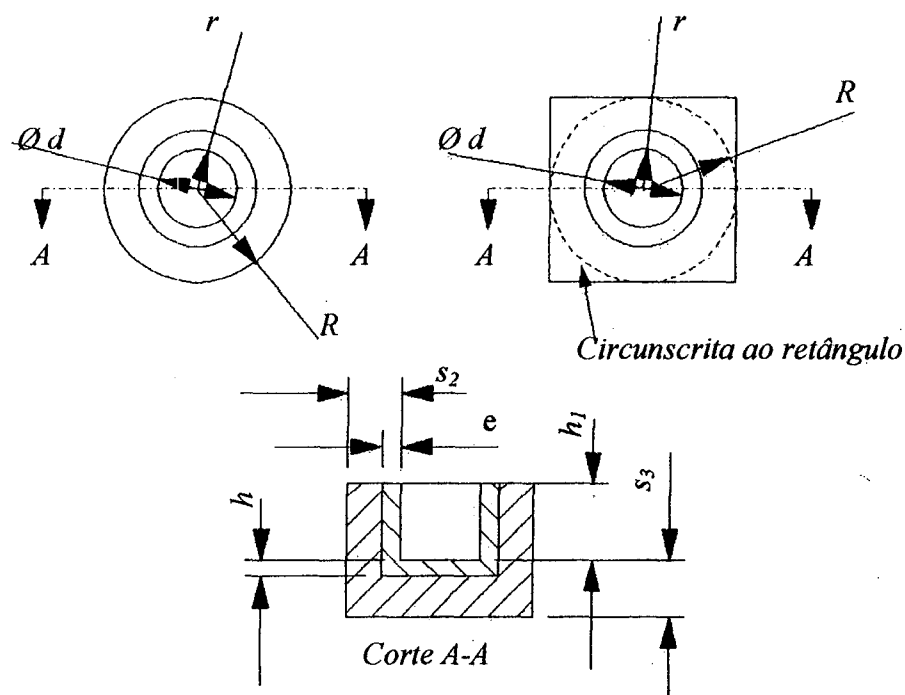


Figura 4.17 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso B

4.2.1.3 Caso C

Esse caso proporciona o dimensionamento mecânico de placa porta fêmea de única fêmea retangular e com gavetas em cunha, como observado na Figura 4.18. O cálculo da espessura da parede lateral da placa porta fêmea deve ser realizado para quantas gavetas não simétricas existirem no molde ou, se o projetista preferir, é possível calcular a espessura para a gaveta mais solicitada e padronizar as outras espessuras através desta. As equações para a realização do dimensionamento mecânico são as informadas na Tabela. 4.3.

Tabela. 4.3 – Equações para o Caso C, proposto pelo procedimento de dimensionamento

Cálculo	Equação
Parede lateral da placa porta fêmea na direção transversal a abertura da gaveta – s_1	
Espessura	$(798 E\gamma L^2 + 3192 E\gamma L^2) s_1^5 - 1273,6 Ph^2 L^2 s_1^4 + (62,5 E\gamma L^4 + 3000 E\gamma h^4) s_1^3 - (1197 Ph^4 L^2 + 99,75 Ph^2 L^4) s_1^2 - 93,75 Ph^4 L^4 = 0$ equação (4.6)

Tabela. 4.3 – Equações para o Caso C, proposto pelo procedimento de dimensionamento -
continuação

Parede lateral da placa porta fêmea na direção axial a abertura da gaveta – s_6	
Espessura	$(798EyL^2 + 3192EyL^2)s_6^3 - 1273,6P_p h^2 L^2 s_6^4 + (62,5EyL^4 + 3000Eyh^4)s_6^3 - (1197P_p h^4 L^2 + 99,75P_p h^2 L^4)s_6^2 - 93,75P_p h^4 L^4 = 0$ <p style="text-align: center;">equação (4.6)</p> $P_F = \frac{F}{A} \text{ equação (4.38)}$ $A = L.h \text{ equação (4.39)}$
Base da placa porta fêmea – s_3	
Espessura	$s_3 = \left(\frac{1}{1138000yE} \sqrt[3]{569 \sqrt{PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 4 \times 10^4 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2} yE)}} + \frac{17689}{2000} \frac{P^3 L^2}{yE} \sqrt[3]{569} \right) L + \left(\frac{133}{2000} \frac{P L}{yE} \sqrt[3]{PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761962 \times 10^6 P^2 L^2 + 40000 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2} yE)}} + \frac{133}{2000} \frac{P L}{yE} \right)$ <p style="text-align: center;">equação (4.15)</p>

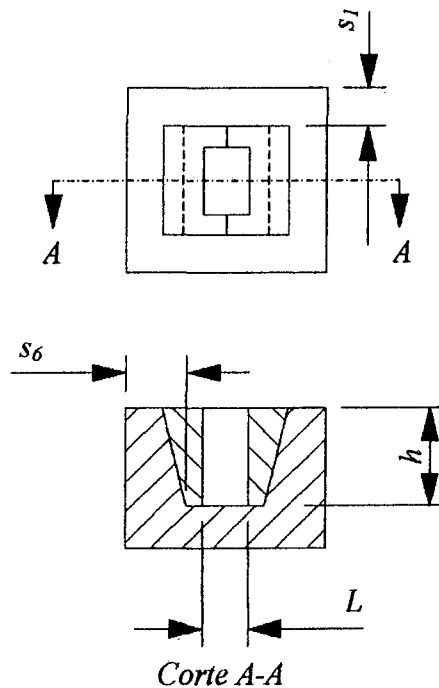


Figura 4.18 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso C

4.2.1.4 Caso D

Esse caso é utilizado para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea com uma única fêmea circular e com gavetas em cunha, como pode ser observado na Figura 4.19. A análise deste caso é similar ao anterior, porém, ao invés da placa porta fêmea ser retangular, este é circular. As equações para o dimensionamento mecânico são exibidas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Equações para o Caso D, proposto pelo procedimento de dimensionamento

Cálculo	Equação
Parede lateral da placa porta fêmea na direção axial a abertura da gaveta – s_7	
Espessura	$(50yEr + 50yEr\nu)R^5 + (-78P_r r h^2 - 78P_r r h^2 \nu - 150yE\nu r^2 + 78yEh^2 - 150yEr^2)R^4$ $+ (156P_r r^2 h^2 - 156yEh^2 r + 156P_r r^2 h^2 \nu + 200yEr^3 + 100yE\nu r^3)R^3$ $+ (-75P_r r h^4 + 75yEh^4 - 200yEr^4 - 75P_r r h^4 \nu + 100yE\nu r^4 - 156P_r r^3 h^2)R^2$ $+ (150yEr^5 + 156yEh^2 r^3 - 150yE\nu r^5 - 156P_r r^4 h^2 + 156P_r r^4 h^2)R$ $+ 78P_r r^5 h^2 + 75P_r r^3 h^4 + 50y\nu Er^6 - 75P_r r^3 h^4 - 50yEr^6 - 78yEh^2 r^4 - 75yEh^4 r^2 - 78P_r r^5 h^2 = 0$ <p style="text-align: center;">equação (4.13)</p> $s_7 = R - r$ $P_r = \frac{F}{A} \text{ equação (4.38)}$ $A = \pi \cdot r' \cdot h \text{ equação (4.40)}$
Base da placa porta fêmea – s_3	
Espessura	$s_3 = \left[\frac{1}{1138000yE} \sqrt[3]{569} \sqrt{PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 4 \times 10^4 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2} yE)} \right] +$ $\frac{17689}{2000} \frac{P^2 L^2}{yE} \frac{(\sqrt[3]{569})^2}{\sqrt{PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761962 \times 10^6 P^2 L^2 + 40000 \sqrt{9712830} \sqrt{(12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2) yE}}} +$ $\frac{133}{2000} P \frac{L}{yE}$ <p style="text-align: center;">equação(4.15)</p>

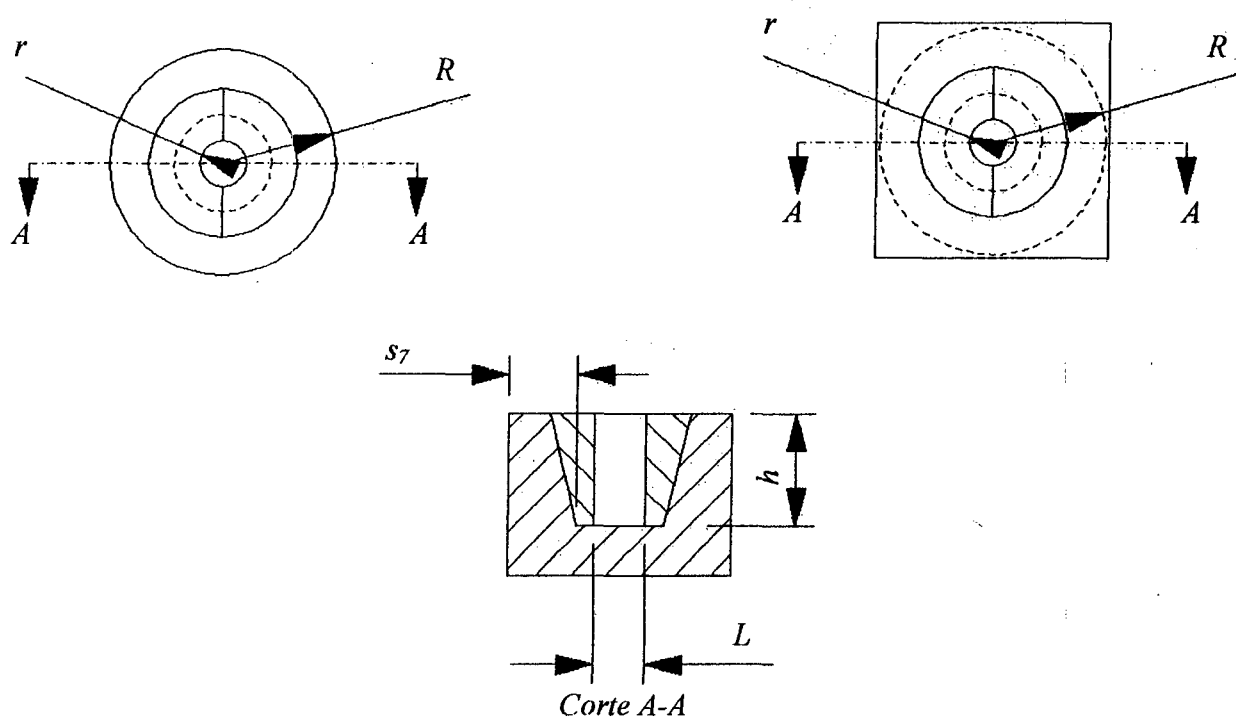


Figura 4.19 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso D

4.2.1.5 Caso E

Esse caso é utilizado para a realização do dimensionamento mecânico de placa porta fêmea com múltiplas fêmeas retangulares e sem gavetas, como pode ser observado na Figura 4.20. As equações para esse dimensionamento são expostas na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Equações para o Caso E, proposto pelo procedimento de dimensionamento

Cálculo	Equação
Inserto	
Espessura	$e = \sqrt[3]{\frac{30000 \cdot L_1^3}{253440 \cdot h_1}} \text{ equação (3.3)}$
Altura	$h = 0,66 \cdot L_2 \cdot \sqrt{0,42 \frac{2}{L_2 x^2}} \text{ equação (3.4)}$
	$x = \frac{L_2}{L_1} \text{ equação (3.5)}$
Espessura da Parede entre fêmeas – s₄	
Pressão igual	$s_4 = 3 \times e \text{ equação (4.21)}$
Pressão diferente	$(798EyL^2 + 3192EyL^2)s_4^5 - 1273,6Ph^2L^2s_4^4 + (62,5EyL^4 + 3000Eyh^4)s_4^3 - (1197Ph^4L^2 + 99,75Ph^2L^4)s_4^2 - 93,75Ph^4L^4 = 0$ equação (4.6)
Parede lateral da placa porta fêmea – s₁	
Espessura	$(798Efl^2 + 3192Efh^2)s_1^5 - 1273,6Ph^2l^2s_1^4 + (62,5Efl^4 + 3000Efh^4)s_1^3 - (1197Ph^4l^2 + 99,75Ph^2l^4)s_1^2 - 93,75Ph^4l^4 = 0$ equação (4.6)
Base da placa porta fêmea – s₃	
Espessura	$s_3 = \left(\frac{1}{1138000 \cdot yE} \sqrt[3]{569} \sqrt{\left(PL \left(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 4 \times 10^4 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 yE} \right) \right)} + \frac{17689}{2000} P^2 \frac{L^2}{yE} \frac{(\sqrt{569})^2}{\sqrt{\left(PL \left(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 40000 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 yE} \right) \right)}} + \frac{133}{2000} P \frac{L}{yE} \right) L$ equação (4.15)

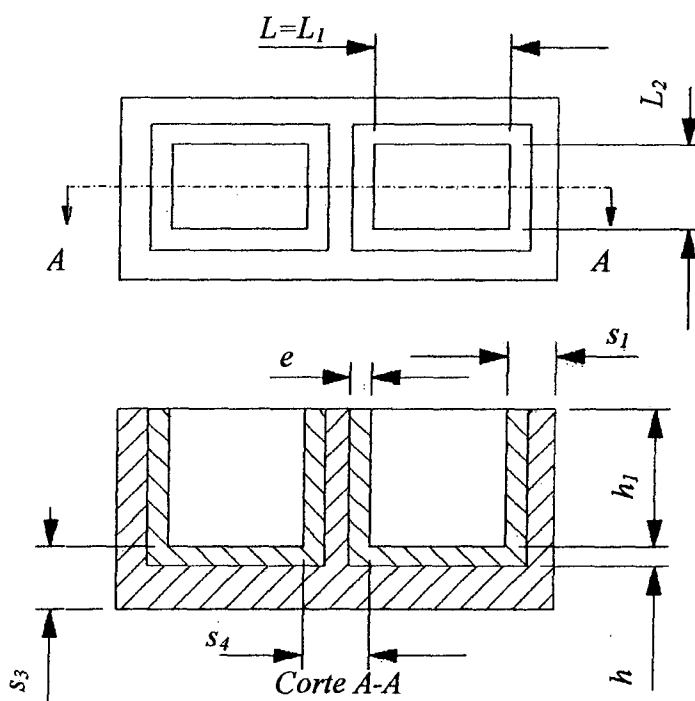


Figura 4.20 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso E

4.2.1.6 Caso F

Esse caso é usado para porta fêmeas com múltiplas fêmeas circulares e sem gavetas, como pode ser observado na Figura 4.21. As equações para a realização do referido dimensionamento são exibidas na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Equações para o Caso F, proposto pelo procedimento de dimensionamento

Cálculo	Equação
Inserto	
Espessura	$e = 0,25d$ equação (3.1)
Altura	$h = 0,65 \frac{d}{2}$ equação (3.2)

Tabela 4.6 – Equações para o Caso F, proposto pelo procedimento de dimensionamento –
continuação

Espessura da Parede entre fêmeas – s_4	
Pressão igual	$s_4 = 3 \times e$ equação (4.21)
Pressão diferente	$\begin{aligned} & (50yEr + 50yEr\nu)R^5 + (-78Prh^2 - 78Prh^2\nu - 150yEvr^2 + 78yEh^2 - 150yEr^2)R^4 \\ & + (156Pr^2h^2 - 156yEh^2r + 156Pr^2h^2\nu + 200yEr^3 + 100yEvr^3)R^3 \\ & + (-75Prh^4 + 75yEh^4 - 200yEr^4 - 75Prh^4\nu + 100yEvr^4 - 156Pr^3h^2)R^2 \\ & + (150yEr^5 + 156yEh^2r^3 - 150yEvr^5 - 156Pvr^4h^2 + 156Pr^4h^2)R \\ & + 78Pvr^5h^2 + 75Pvr^3h^4 + 50yvr^6 - 75Pr^3h^4 - 50yEr^6 - 78yEh^2r^4 - 75yEh^4r^2 - 78Pr^5h^2 = 0 \end{aligned}$ <p style="text-align: center;">equação (4.13)</p> $s_4 = R - r$
Parede lateral da placa porta fêmea – s_2	
Espessura	$\begin{aligned} & (50fEr\nu + 50fEr)R^5 + (-78Prh^2 - 78Prh^2\nu - 150fEvr^2 + 78fEh^2\nu - 150fEr^2)R^4 \\ & + (156Pr^2h^2 - 156fEh^2r + 156Pr^2h^2\nu + 200fEvr^3 + 100fEr^3)R^3 \\ & + (-75Prh^4 + 75fEh^4\nu - 200fEvr^4 - 75Prh^4\nu + 100fEr^4 - 156Pr^3h^2\nu)R^2 \\ & + (150fEvr^5 + 156fEh^2r^3 - 150fEr^5 - 156Pr^4h^2 + 156Pr^4h^2\nu)R \\ & + 78Pr^5h^2 + 75Pr^3h^4 + 50fEr^6 - 75Pr^3h^4\nu - 50fEvr^6 - 78fEh^2r^4 - 75fEh^4r^2 - 78Pr^5h^2\nu = 0 \end{aligned}$ <p style="text-align: center;">equação (4.13)</p> $s_2 = R - r$
Base da placa porta fêmea – s_3	
Espessura	$s_3 = \left(\frac{1}{113800yE} \sqrt[3]{569} \sqrt{\left(PL \left(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 4 \times 10^4 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 yE} \right) \right)} + \frac{17689}{2000} \frac{P^2 L^2}{yE} \sqrt[3]{\left(PL \left(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761962 \times 10^6 P^2 L^2 + 40000 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 yE} \right) \right)} + \frac{133}{2000} \frac{P L}{yE} \right) L$ <p style="text-align: center;">equação (4.15)</p>

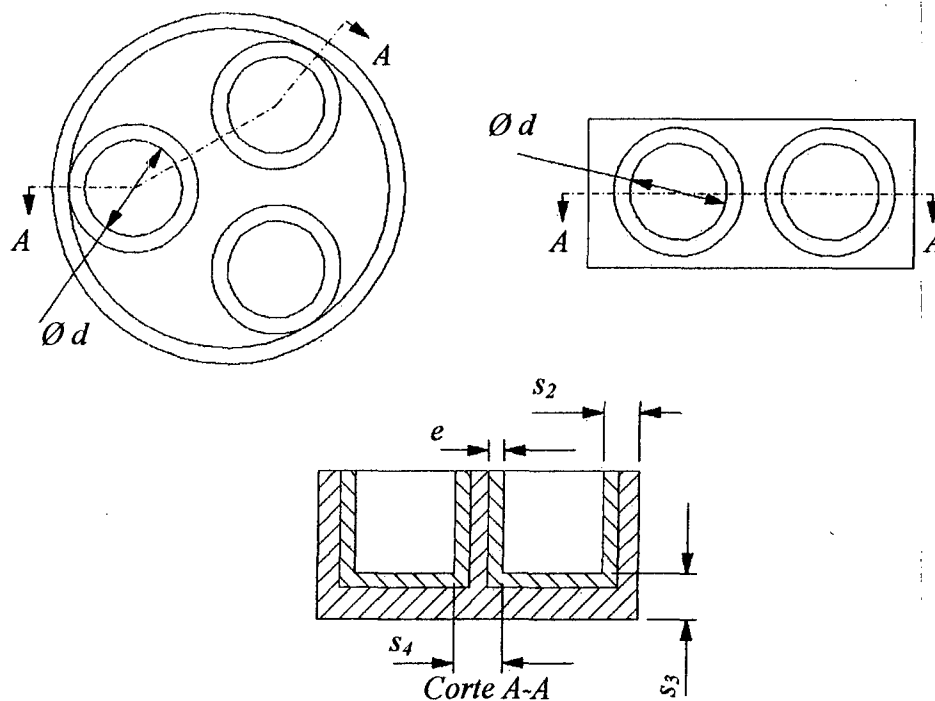


Figura 4.21 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso F

4.2.1.7 Caso G

Esse caso indica a Tabela 4.7, que contém as equações para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea com múltiplas fêmeas retangulares e com gavetas em cunha, como ilustrado na Figura 4.22.

Tabela 4.7 – Equações para o Caso G, proposto pelo procedimento de dimensionamento

Cálculo	Equação
Espessura da Parede entre fêmeas – s_5	
Espessura	$s_5 = 2t$ equação (4.24)
	$t = \frac{h_1}{\text{tg}\alpha}$ equação (4.23)

Tabela 4.7 – Equações para o Caso G, proposto pelo procedimento de dimensionamento -
continuação

Parede lateral da placa porta fêmea na direção transversal a abertura da gaveta – s_1	
Espessura	$(798EyL^2 + 3192EyL^2)s_1^3 - 1273,6Ph^2L^2s_1^4 + (62,5EyL^4 + 3000Eyh^4)s_1^3 - (1197Ph^4L^2 + 99,75Ph^2L^4)s_1^2 - 93,75Ph^4L^4 = 0$ <p>equação (4.6)</p>
Parede lateral da placa porta fêmea na direção axial a abertura da gaveta – s_6	
Espessura	$(798EyL^2 + 3192EyL^2)s_1^3 - 1273,6P_p h^2 L^2 s_1^4 + (62,5EyL^4 + 3000Eyh^4)s_1^3 - (1197P_p h^4 L^2 + 99,75P_p h^2 L^4)s_1^2 - 93,75P_p h^4 L^4$ <p>equação (4.6)</p> $P_F = \frac{F}{A} \text{ equação (4.38)}$ $A = Lh \text{ equação (4.39)}$
Base da placa porta fêmea – s_3	
Espessura	$s_3 = \left(\frac{1}{1138000yE} \sqrt[3]{569} \sqrt{\left(PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 4 \times 10^4 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 yE} \right) + \right.}$ $\left. \frac{17689 P^2 L^2}{2000 yE} \sqrt[3]{569} \sqrt{\left(PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761962 \times 10^6 P^2 L^2 + 40000 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 yE} \right) + \right.}$ $\left. \frac{133 P L}{2000 yE} \right) L$ <p>equação (4.15)</p>

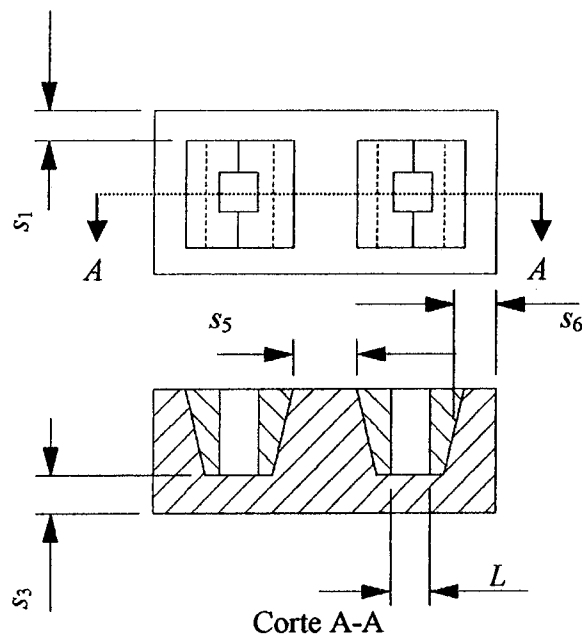


Figura 4.22 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso G

4.2.1.8 Caso H

Nesse caso a Tabela 4.8 expõe as equações para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea com múltiplas fêmeas circulares e com gavetas em cunha, com ilustrado na Figura 4.23.

Tabela 4.8 – Equações para o Caso H, proposto pelo procedimento de dimensionamento

Cálculo	Equação
Parede entre fêmeas – s_5	
Espessura	$s_5 = 2t \text{ equação (4.24)}$ $t = \frac{h_1}{\operatorname{tg}\alpha} \text{ equação (4.23)}$
Parede lateral da placa porta fêmea na direção axial a abertura da gaveta – s_7	
Espessura	$(50yEr + 50yEr\nu)R^5 + (-78P_F r h^2 - 78P_F r h^2 \nu - 150yE\nu r^2 + 78yEh^2 - 150yEr^2)R^4$ $+ (156P_F r^2 h^2 - 156yEh^2 r + 156P_F r^2 h^2 \nu + 200yEr^3 + 100yE\nu r^3)R^3$ $+ (-75P_F r h^4 + 75yEh^4 - 200yEr^4 - 75P_F r h^4 \nu + 100yE\nu r^4 - 156P_F r^3 h^2)R^2$ $+ (150yEr^5 + 156yEh^2 r^3 - 150yE\nu r^5 - 156P_F \nu r^4 h^2 + 156P_F r^4 h^2)R$ $+ 78P_F \nu r^5 h^2 + 75P_F \nu r^3 h^4 + 50y\nu Er^6 - 75P_F r^3 h^4 - 50yEr^6 - 78yEh^2 r^4 - 75yEh^4 r^2 - 78P_F r^5 h^2 = 0$ <p style="text-align: center;">equação (4.13)</p> $s_7 = R - r$ $P_F = \frac{F}{A} \text{ equação (4.38)}$ $A = \pi \cdot r' \cdot h \text{ equação (4.40)}$
Base da placa porta fêmea – s_3	
Espessura	$s_3 = \left(\frac{1}{1138000yE} \sqrt[3]{569} \sqrt{PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761692 \times 10^6 P^2 L^2 + 4 \times 10^4 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 yE})} + \frac{17689}{2000} P^2 \frac{L^2}{yE} \sqrt[3]{569} \right) + \left(\frac{133}{2000} P \frac{L}{yE} \sqrt{PL(13656 \times 10^9 y^2 E^2 + 761962 \times 10^6 P^2 L^2 + 40000 \sqrt{9712830} \sqrt{12 \times 10^9 y^2 E^2 + 1338 \times 10^6 P^2 L^2 yE})} \right) + L$ <p style="text-align: center;">equação (4.15)</p>

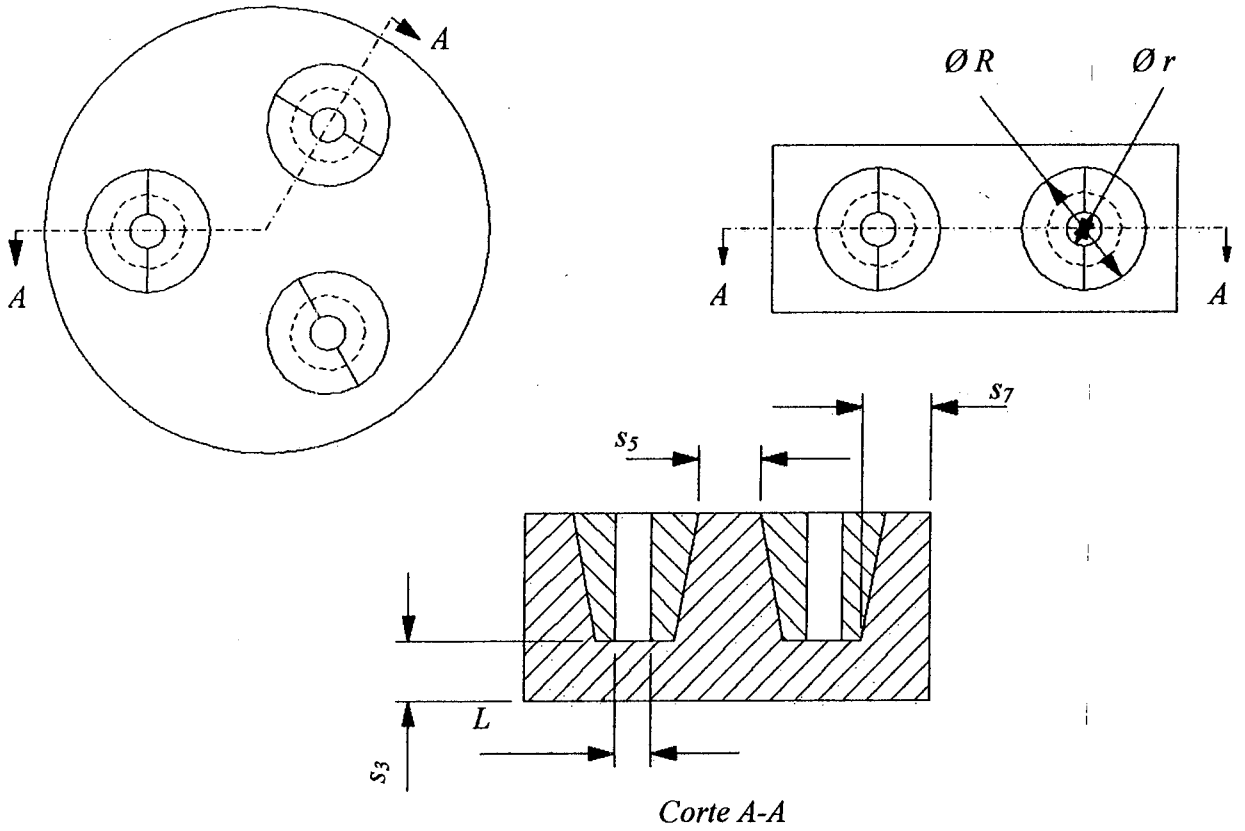


Figura 4.23 – Placa porta fêmea com a indicação das dimensões calculadas para o Caso H

5 Estudos de caso

Nesse capítulo são descritos dois estudos de caso utilizando-se o procedimento proposto, com o intuito de exemplificar seu uso. Foi realizado o dimensionamento da placa porta fêmea e posterior análise de elementos finitos em um programa computacional comercial. Essa análise tem como escopo a verificação da confiabilidade do dimensionamento mecânico do molde gerado pela sistemática proposta. Para tanto, efetuou-se uma comparação entre os resultados da referida análise, com os requisitos de projeto, a deformação máxima e tensão máxima de escoamento do aço indicado para a manufatura da placa porta fêmea. Portanto, foi verificado se os métodos de cálculo escolhidos para compor a sistemática geram resultados aplicáveis e confiáveis.

Em vista disso, os dois estudos de caso contemplam diferentes situações no projeto de moldes de injeção, onde o primeiro, trata de um molde para um pote de sorvete e o segundo, para um balde de água.

5.1 Estudo de caso - Pote de sorvete

Para a realização desse estudo de caso foi selecionado um pote de sorvete, com espessura das paredes finas ($1,0\text{ mm}$) e de forma geométrica simples, mas amplamente utilizada. A razão de estabelecer um estudo para peças de paredes finas, é a necessidade de uma grande pressão de injeção para preencher adequadamente a cavidade do molde sendo que, quanto maior a pressão de injeção, maiores são os esforços a que o molde estará submetido. Além disso, em função da simplicidade geométrica do produto o projeto do molde torna-se simples. Portanto, as forças reativas, apresentadas no capítulo 2, podem ser facilmente compreendidas e estimadas, provendo a compreensão da aplicação da sistemática proposta.

5.1.1 Descrição do problema

Como mencionado no item 2.3.1, antes do início do projeto do molde são necessários algumas informações, sendo o projeto preliminar da peça, a contração da matéria-prima, a

especificação da máquina injetora, o número de cavidades, o tipo do sistema de alimentação e o método de extração. Porém para a realização do projeto mecânico do molde, bem como o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea, são necessárias as informações sobre o projeto preliminar da peça, a contração da matéria-prima, a especificação da máquina injetora e o número de cavidades.

Projeto preliminar da peça – o projeto do pote foi desenvolvido tendo como requisito a capacidade volumétrica de dois litros, já que, tradicionalmente o sorvete é comercializado em embalagem com essa capacidade. O pote deve ser manufaturado com matéria-prima de baixo custo, devido a necessidade que a embalagem não acresça o preço final do sorvete. Porém deve resistir as solicitações de manuseio e transporte, garantindo a inviolabilidade da embalagem e as características do sorvete. Portanto a matéria-prima que foi selecionada, para atender essa aplicação é o PEAD (Polietileno de Alta Densidade). O modelo tridimensional do pote pode ser visualizado na Figura 5.1

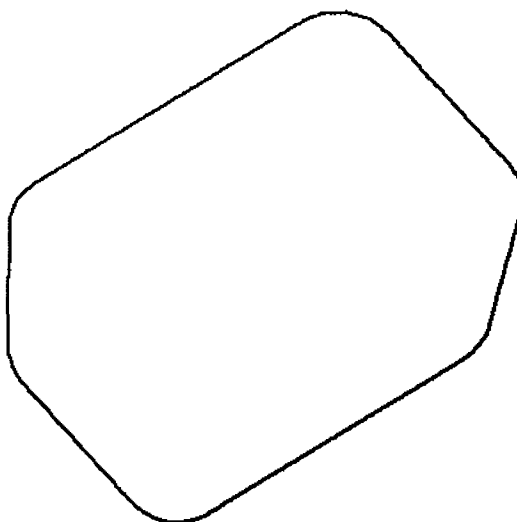


Figura 5.1– Modelo tridimensional do pote

Contração da matéria-prima – a matéria-prima selecionada para a manufatura do componente é o PEAD que possui uma contração de 1,8%. Portanto as dimensões da cavidade devem ser acrescidas desse valor percentual, como ilustrado na Figura 5.2, garantindo a dimensão necessária para a obtenção do volume desejado.

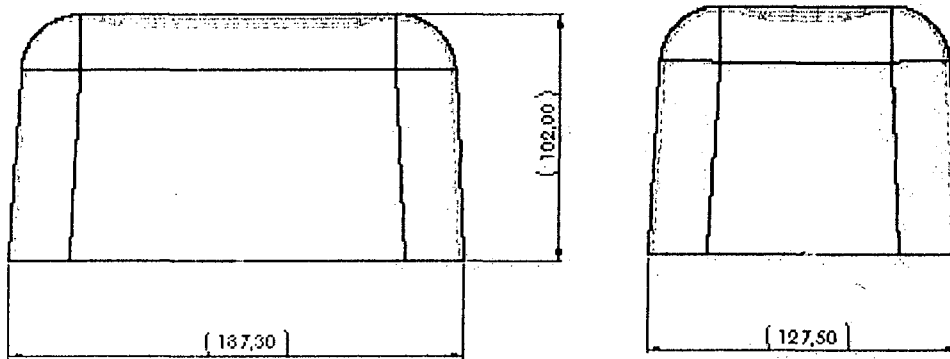


Figura 5.2 – Desenho com as principais dimensões do pote, ajustados com a contração da matéria-prima (dimensões em mm)

Especificação da máquina injetora – a máquina que foi especificada é Engel ES 175 HL, devido a máquinas dessa capacidade ser facilmente encontrada nas indústrias transformadoras. As dimensões das placas de fixação podem ser observadas no anexo B. Essas dimensões restringem o tamanho do molde de injeção.

Número de cavidades – este molde deve possuir somente uma cavidade, devido a necessidade de injetar na máquina especificada anteriormente;

Com essas informações foi possível iniciar o projeto preliminar do molde e estimar a pressão de injeção necessária para o perfeito preenchimento da cavidade. A pressão pode ser estimada pela experiência do projetista ou pelo uso de programas computacionais como o MoldFlow ou o INJNET (desenvolvido no CIMJECT). Depois de estimar a pressão de injeção, foi iniciado o projeto mecânico da parte fêmea da cavidade, sendo que a Figura 5.3 mostra um esboço inicial da placa porta fêmea, resultado das informações anteriores.

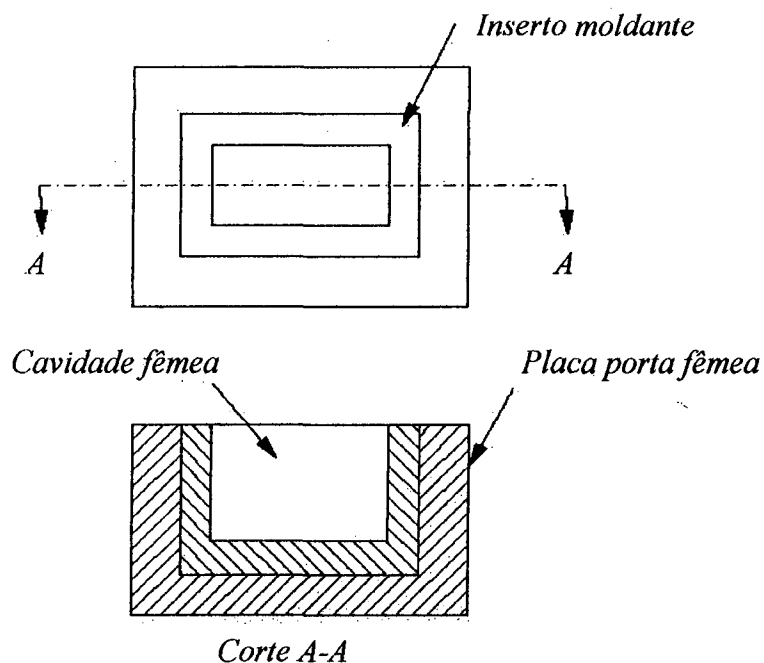


Figura 5.3 – Esboço da placa porta fêmea

Conforme mencionado no item 3.7, a deflexão máxima da parede da fêmea, deve ser o valor da tolerância dimensional da parede da peça a ser produzida menos o valor da contração da mesma parede. Se obtêm:

$$y_{máx} \leq t - c \leq 0,22 - 0,018 \quad (5.1)$$

$$y_{máx} \leq 0,2 \text{ mm} \quad (5.2)$$

Onde:

t – tolerância da parede da peça;

c – contração da parede da peça.

Para a manufatura da placa porta fêmea, o aço AISI 4140 normalizado pode ser utilizado [10, 13]. Como indica JUVINALL [31] a tensão de escoamento é de 655 MPa e a de ruptura, de 1020 MPa sendo que o módulo de elasticidade é 207GPa.

Portanto, os requisitos de dimensionamento mecânico para a placa porta fêmea do mole do pote de sorvete são: deflexão máxima das paredes laterais e do fundo da placa porta fêmea, não sejam maiores que 0,2 mm e a tensão máxima resultante não ultrapasse a tensão de escoamento do aço selecionado, 655MPa.

A Tabela 5.1 mostra as informações necessárias para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea.

Tabela 5.1 – Informações necessárias para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea do primeiro estudo de caso

Informações necessárias para o dimensionamento mecânico	Valor
Deflexão máxima	0,2mm
Pressão de injeção	100 MPa
Módulo de elasticidade	207 Gpa
Profundidade máxima da peça	102 mm
Comprimento da peça	187,3 mm
Largura da peça	127,5 mm

5.1.2 Uso do procedimento proposto

A partir das informações previamente estabelecidas, o fluxograma do procedimento referido no capítulo 4, sugeriu que para o dimensionamento mecânico do molde fosse tomado o caminho representado pela linha tracejada acrescida ao fluxograma mostrado na Figura 5.4.

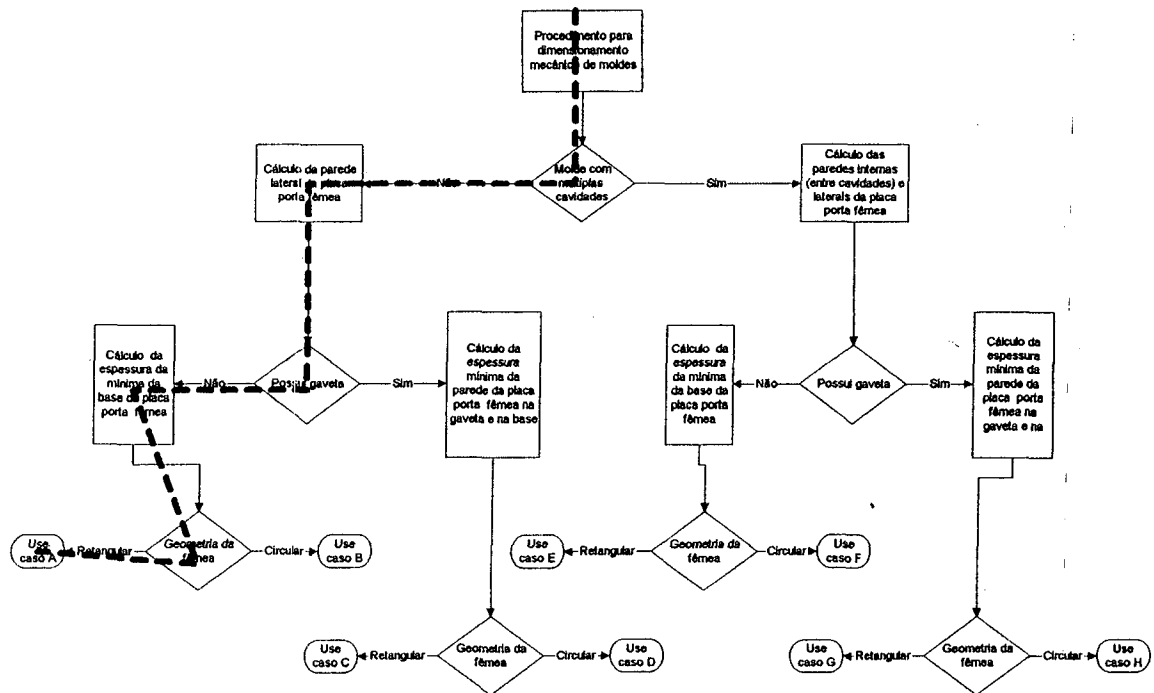


Figura 5.4 – Caminho do procedimento, aplicado para o estudo de caso do pote de sorvete

Nesse caso, as repostas às questões do fluxograma estabeleceram a seguinte situação para o molde do pote:

- **única cavidade**, conforme definido no item 5.1.1;
- **sem gavetas**, devido à geometria simples do componente não requer de nenhum movimento especial para a abertura do molde;
- **com geometria retangular**, devido a peça também ter formato basicamente retangular.

Dessa forma, o fluxograma converge para o caso A do procedimento, item 4.2.1.1. As dimensões e respectivas equações necessárias para a realização do dimensionamento mecânico da placa porta fêmea, são:

- as dimensões do inserto retangular pelas equações (3.3) e (3.4),
- a espessura mínima da parede lateral da placa porta fêmea, pela equação (4.6), para moldes retangulares. Nesse caso foram calculadas apenas duas paredes externas, a de maior e a de menor comprimento, uma vez que o componente é simétrico;
- a espessura da base da placa porta fêmea, equação (4.15).

Essas dimensões referidas anteriormente, podem ser visualizadas na Figura 5.5.

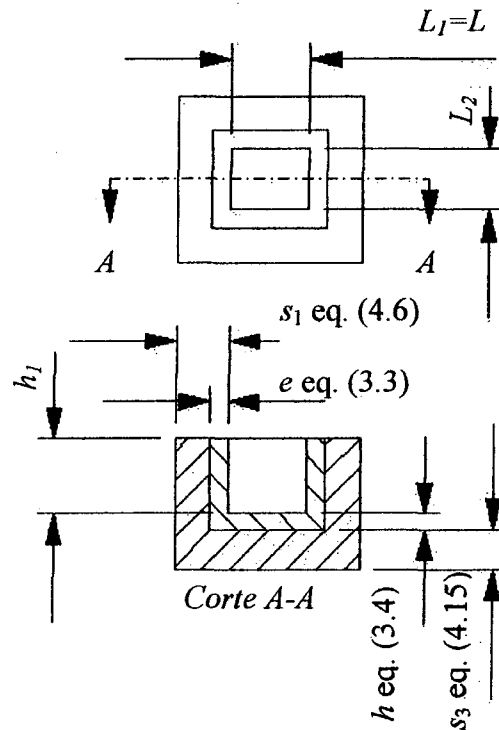


Figura 5.5 – Dimensões e equações necessárias para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea do pote de sorvete

Os cálculos foram realizados com o uso das equações referidas anteriormente, realizando o dimensionamento mecânico dessa placa porta fêmea. As dimensões de projeto podem ser visualizadas na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Resultado do dimensionamento mecânico para o estudo de caso do pote de sorvete

Dimensão	Valor (mm)
Inserto	
Espessura - e	19,616
Altura - h	9,99
Espessura da parede externa - s_1	
Parede maior	52
Parede menor	33
Espessura da placa porta Fêmea - s_3	
Espessura	61,7

O dimensionamento mecânico, da placa porta fêmea do molde, proposto por este procedimento, está finalizado, portanto a Figura 5.6 mostra um esboço dessa placa.

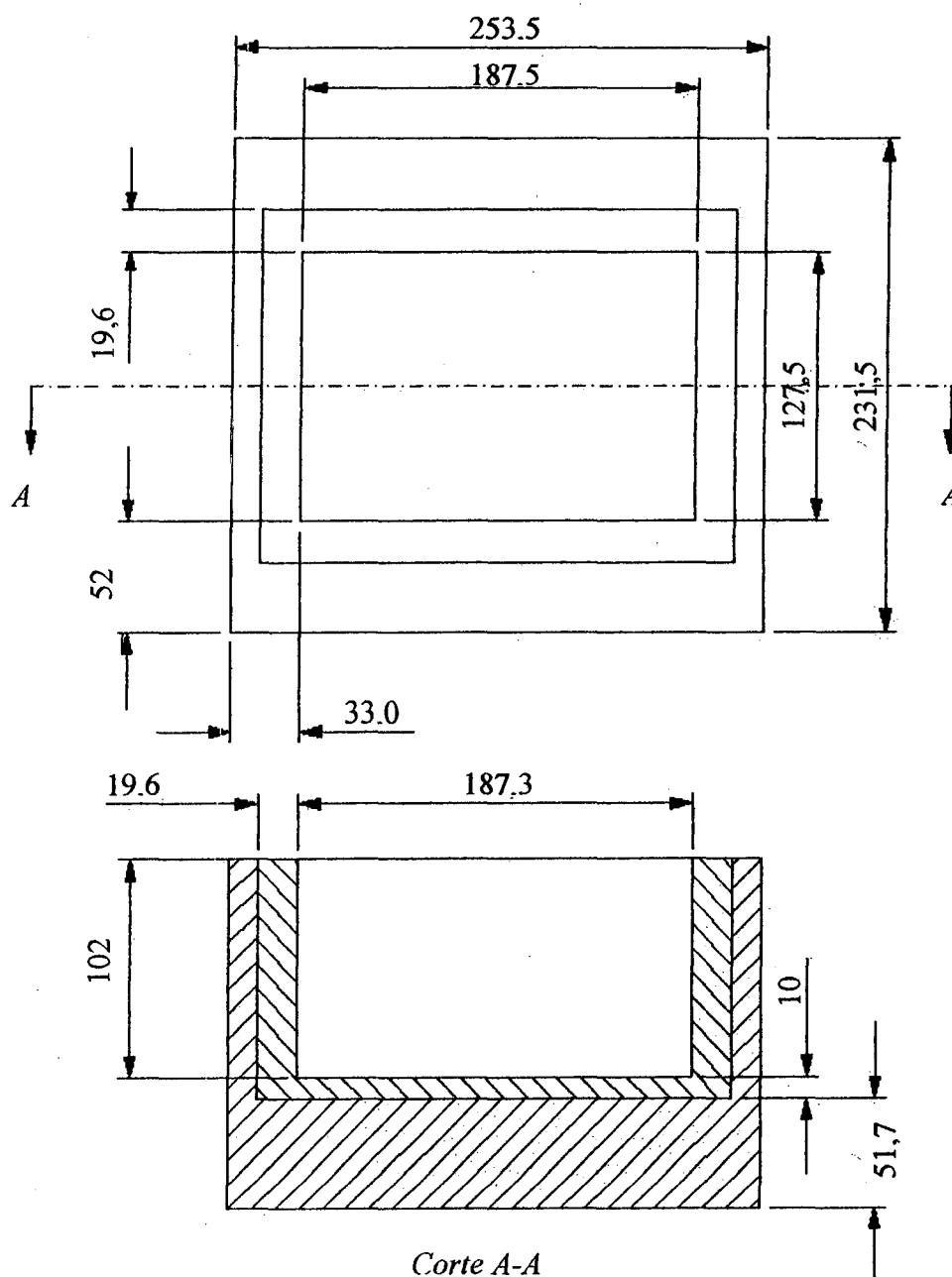


Figura 5.6 - Esboço com as dimensões finais da placa porta fêmea do molde do pote, sugeridas pelo procedimento de cálculo proposto

5.1.3 Verificação do projeto gerado pela sistemática proposta

Os resultados obtidos para o projeto mecânico seguindo o procedimento proposto necessitam de uma verificação para validar sua resposta ao problema físico. Para essa tarefa foi realizado uma análise de elementos finitos utilizando um programa comercial, o CosmosWorks. A escolha desse programa foi devida basicamente devido ao CosmosWorks ser um *plug-in* do SolidWorks, que é o programa de CAD disponibilizado pelo CIMJECT (Centro Integrado de Manufatura de Componentes de Plástico Injetado), local onde foi desenvolvida essa dissertação. Essa escolha facilitou a realização das análises, já que, o modelo tridimensional gerado no CAD era imediatamente reconhecido pelo CAE sem a necessidade de conversão ou ajustes.

O procedimento para a realização dessa análise foi iniciado com o modelamento sólido do pote de sorvete no tamanho natural, já que a contração pode ser incluída no modelo do molde com o uso de uma ferramenta do SolidWorks. Após obter o modelo tridimensional do pote, foi realizado o modelamento do inserto e placa porta fêmea, seguindo as dimensões estabelecidas no dimensionamento mecânico, gerado a partir do procedimento proposto. Com o modelo do pote e do inserto foi usado uma ferramenta do CAD, para a geração automática da fêmea, prevendo a contração da matéria-prima. O modelamento da placa porta fêmea foi finalizado com a realização da montagem do inserto dentro da placa.

Devido à simetria da placa porta fêmea o modelo foi dividido em quatro partes iguais. Tal procedimento diminui o tempo de análise uma vez que reduz a quantidade de cálculos que devem ser realizados pelo computador. Portanto, para obter o modelo $\frac{1}{4}$ da placa, o sólido da placa porta cavidade foi submetido a dois cortes, seguindo as linhas de centro.

As forças foram dispostas como na aplicação real. A pressão de injeção de 100 MPa, foi aplicada sobre as paredes da fêmea, que estão em contato com o plástico fundido. Na superfície de fechamento da placa porta fêmea, existe a atuação da força de fechamento do molde, que é a pressão de injeção multiplicada pela área projetada da peça, segundo equação 2.1. Essa força deve ser acrescida de um coeficiente de segurança de 10%, acrescentando a força aplicada pela unidade móvel da máquina injetora, garantindo a manutenção do fechamento durante a aplicação da pressão de injeção. Portanto, o valor da força de fechamento agindo sobre a superfície superior da placa porta fêmea, no momento da máxima pressão de injeção é 10% [13] da força

de fechamento calculada, ou seja, 23,6¹ Ton. As restrições foram aplicadas em três faces do modelo. Na superfície da base da placa porta fêmea, restringindo todos os deslocamentos e nas paredes laterais, onde foi imposta a condição de simetria na superfície por motivo da realização do corte (para ficar ¼ do natural). Esse procedimento não permite o deslocamento na direção do corte. A Figura 5.7, mostra a aplicação das cargas e as restrições no modelo. As setas em pretas representam a aplicação da carga, enquanto as brancas representam as restrições.

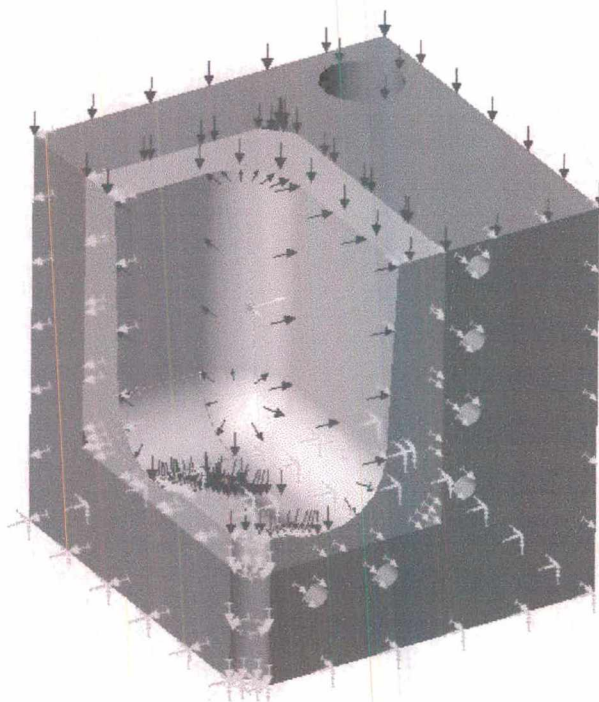


Figura 5.7 – Condições de contorno para o estudo de caso do pote de sorvete

Após a aplicação das condições de contorno foi gerada a malha de elementos finitos, utilizada para a realização do cálculo estrutural do modelo apresentado. A malha usada nesse modelo está ilustrada na Figura 5.8.

¹ Esse valor tradicionalmente é expresso em toneladas.

analise_1_4-1_4

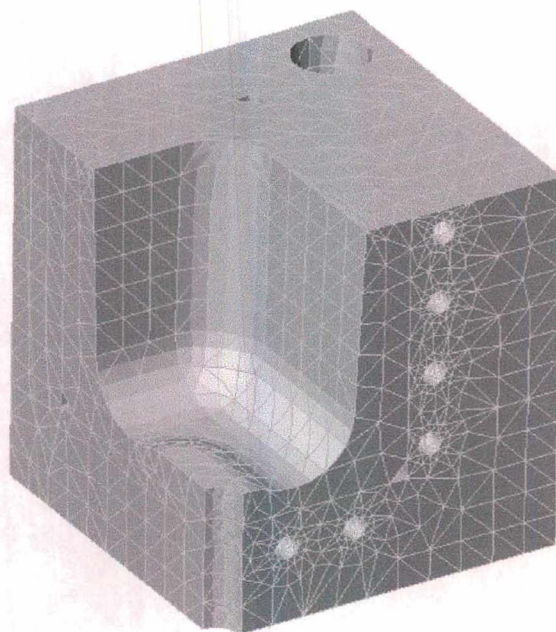


Figura 5.8 – Malha de elementos finitos para o estudo de caso do pote de sorvete

Após a geração da malha de elementos finitos, os cálculos foram realizados pelo programa. O *CosmosWorks* gerou vários resultados, porém, para efeito de comparação e verificação das equações usadas pelo procedimento, foram avaliadas o deslocamento, que é o fator restritivo de projeto, e a tensão de Von Mises que, segundo SHIGLEY [30], é a melhor teoria para critério de falha para materiais dúcteis.

Na Figura 5.9, está ilustrada o deslocamento total do molde. É possível observar que o maior deslocamento ocorre na parede maior e está localizada no meio e na parte superior da mesma. O valor dessa deformação é de 0,136 mm, que comparado com o valor de projeto, 0,2 mm, apresenta uma diferença percentual de aproximadamente 30%. Contudo, verifica-se que a parede do molde deflete menos que o permitido, portanto, o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea conduz à obtenção de uma placa suficientemente robusta que, mesmo devido à ação das cargas de trabalho, irá produzir componentes dentro da especificação de tolerância dimensional.

analise_1_4-1_4:: Static Displacement
Units: mm

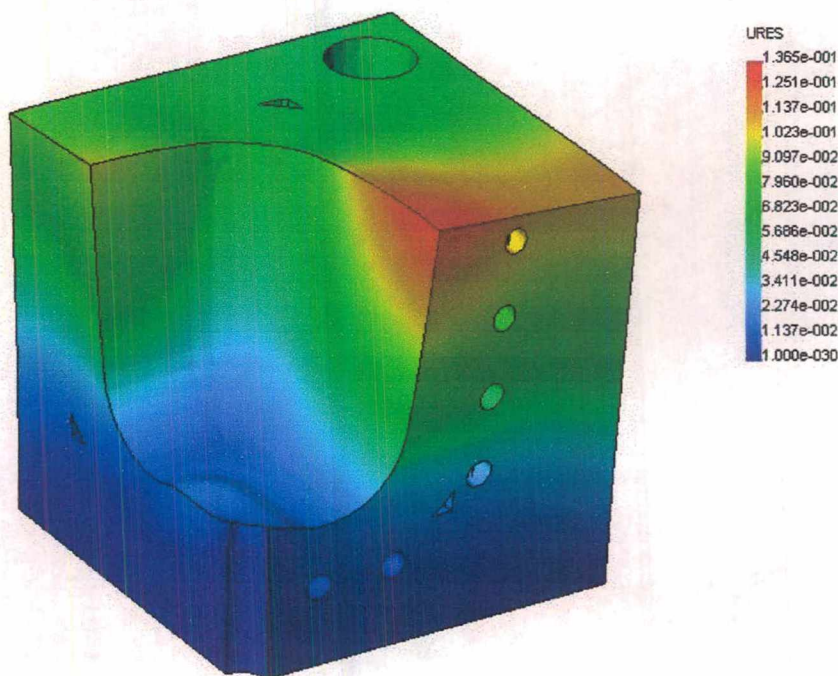


Figura 5.9 – Deformação do molde para o estudo de caso do pote de sorvete

Também foi verificada a máxima tensão que a placa porta fêmea atinge, com a ação da pressão de injeção. Como já mencionado anteriormente, o aço AISI 4140 normalizado foi selecionada para a manufatura das placas, devido a ser tradicionalmente usado para esse elemento, sendo que sua tensão máxima de escoamento é 655 MPa e a de ruptura, de 1020 MPa. O valor obtido na análise foi confrontado com a tensão de escoamento máxima admitida por esse aço, sendo que a mesma não pode ser ultrapassada. Na Figura 5.10, pode ser observado que o valor máximo de tensão atingido não ultrapassa a tensão de escoamento do material. Mesmo assim, é importante compreender que o máximo valor de tensão é pontual e, além disso, não está na área crítica do referido projeto, já que se localiza no furo do extrator. A região de tensão mais elevada, das áreas moldantes, é o raio da peça. Contudo, esse valor está bem abaixo do limite de escoamento mencionado anteriormente, portanto, o molde está corretamente dimensionado.

Esses baixos valores de tensão, comparado com o limite do aço empregado, já eram esperados, pois o molde de injeção tem como requisito de projeto a deformação máxima permitida, que tem um valor bem reduzido em comparação com as dimensões do molde.

analise_1_4-1_4:: Static Nodal Stress
Units: N/m²

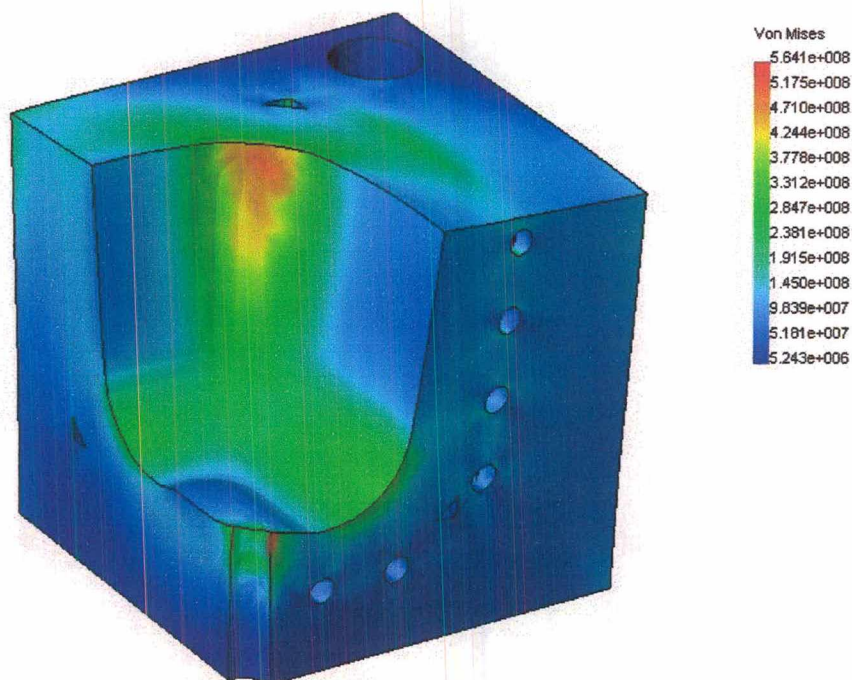


Figura 5.10 – Tensão de Von Misses para o estudo de caso do pote de sorvete

5.2 Estudo de caso - Balde de água

Para a realização desse estudo de caso foi escolhido um balde com espessura de parede de $1,6\text{ mm}$, de grandes dimensões, (*volume de 18 litros*) e com forma geométrica simétrica. A escolha de um produto com essas características deu-se por requerer elevada pressão de injeção para o perfeito preenchimento volumétrico da cavidade. A razão da escolha dessa geométrica, foi a distribuição simétrica da pressão de injeção, facilitando a compreensão das forças reativas que atuam nesse molde, conforme exposto no capítulo 2. Também por essa forma geométrica ser de uso comum, como no estudo de caso anterior. A fim de verificar a validade da sistemática para dimensionamento mecânico de moldes com múltiplas cavidades, esse molde terá quatro cavidades, distribuídas de forma simétrica no molde (duas linhas e duas colunas).

5.2.1 Descrição do problema

Novamente ao iniciar o projeto foi realizado um estudo no qual as informações preliminares, conforme item 2.3.1, foram avaliadas, sendo:

Projeto preliminar da peça – tradicionalmente os baldes tem um volume 18 litros, portanto o projeto desse foi desenvolvido tendo esse volume como requisito, o que implica em ter rigidez suficiente para suportar o peso do líquido (água) correspondente a esse volume. Geralmente o produto balde não tem valor agregado, portanto o custo com a matéria-prima deve ser minimizado, sendo pelo baixo custo da mesma e/ou por reduzida espessura da peça. Portanto foi selecionado PP (Polipropileno) para a fabricação desse produto, já que atende a essas características. O balde é mostrado na Figura 5.11.



Figura 5.11 – Modelo tridimensional do balde

Contração da matéria-prima – a matéria-prima selecionada para a manufatura do componente é o PP com contração de 1,8%. Portanto as medidas da peça devem ser acrescidas desse valor para a fabricação da cavidade, mantendo o requisito de projeto. A Figura 5.12 mostra as dimensões do balde acrescidas da contração.

Especificação da máquina injetora – nesse caso tem-se como requisito de projeto do molde a utilização de um molde com quatro cavidades, portanto a seleção da máquina deve ser baseada no tamanho do molde. Foi selecionada uma máquina com capacidade para a utilização desse molde bem como para a injeção das peças, após o projeto mecânico do molde. A máquina especificada é a Engel E S550K – SL.

Número de cavidades – esse molde deve possuir quatro cavidades dispostas de forma simétrica em duas linhas e duas colunas, conforme Figura 5.13.

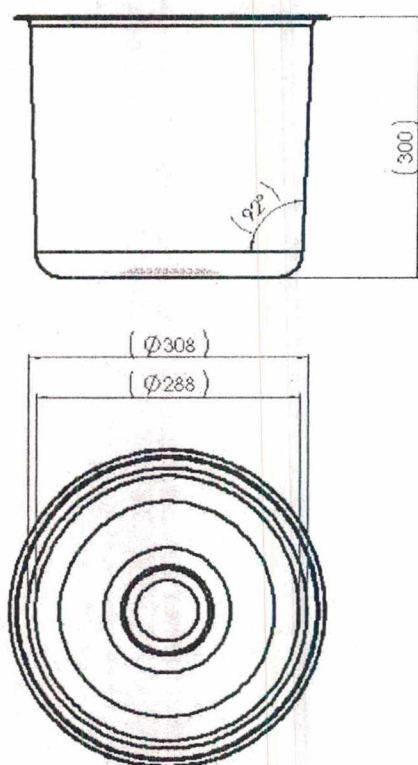


Figura 5.12 - Desenho com as principais dimensões do balde, ajustados com a contração da matéria-prima (dimensões em mm)

Com essas informações foi possível iniciar o projeto preliminar do molde e estimar a pressão de injeção necessária para o perfeito preenchimento da cavidade. Essa pressão pode ser estimada conforme o descrito no item 5.1.1. Para o molde do balde foi estimada uma pressão de 100 MPa. Depois da estimativa da pressão de injeção foi iniciado o projeto mecânico da parte fêmea da cavidade. A Figura 5.13, mostra um esboço inicial da placa porta fêmea.

Como no estudo de caso anterior, a deflexão máxima da parede da fêmea, deve ser o valor da tolerância dimensional da parede da peça a ser produzida menos o valor da contração da mesma parede, portanto:

$$y_{m\acute{a}x} \leq t - c \leq 0,23 - 0,0288 \quad (5.3)$$

$$y_{m\acute{a}x} \leq 0,2 \text{ mm} \quad (5.4)$$

Onde:

t – tolerância da parede da peça;

c – contração da parede da peça.

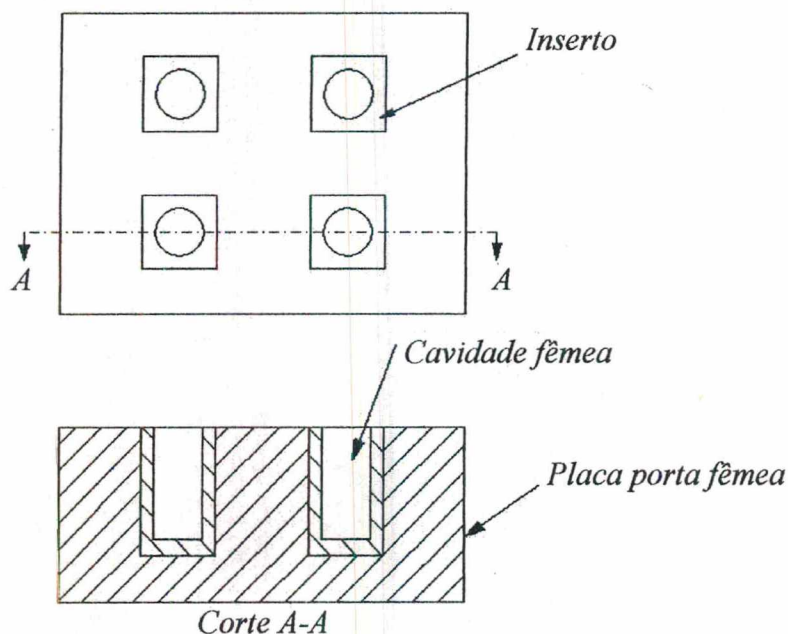


Figura 5.13 - Esboço da disposição das cavidades do molde do balde

Os requisitos para o dimensionamento mecânico para esse molde são: deflexão máxima das paredes laterais e a do fundo da placa porta fêmea, não sejam maiores que $0,2 \text{ mm}$ e a tensão máxima não ultrapasse a tensão de escoamento do aço em que a placa porta fêmea foi manufaturada, o aço AISI 4140 normalizado [10, 13]. A tensão de escoamento desse aço é 655 MPa .

A Tabela 5.3 mostra as informações necessárias para o projeto mecânico do molde.

Tabela 5.3 - Informações necessária para o projeto mecânico da parte fêmea da cavidade do segundo estudo de caso

Informações necessárias para o projeto mecânico	Valor
Deflexão máxima	0,2 mm
Pressão de injeção	100 MPa
Módulo de elasticidade	207 Gpa
Profundidade máxima da peça	300 mm
Diâmetro do balde	308 mm

5.2.2 Uso do procedimento proposto

As informações descritas anteriormente, previamente estabelecidas, sugerem que para o dimensionamento mecânico do molde fosse utilizado o fluxograma do procedimento referido no capítulo 4, segundo o caminho representado pela linha tracejada acrescida ao fluxograma mostrado na Figura 5.14

Nesse caso, as repostas às questões do fluxograma estabeleceram a seguinte situação para o molde do balde:

- **quatro cavidades**, conforme definido no item 5.2.1;
- **sem gavetas**, devido à geometria simples do componente não requer de nenhum movimento especial para a abertura do molde;
- **com geometria circular**, devido a geometria do balde.

Dessa forma, o fluxograma converge para o caso de aplicação F, item 4.2.1.6. Verifica-se que as dimensões necessárias para a realização do dimensionamento mecânico e as respectivas equações para resolução das mesmas são:

- as dimensões do inserto circular pelas equações (3.1) e (3.2),
- a espessura mínima da parede entre as cavidades pela equação (4.21), já que a pressão em ambas cavidades é igual;
- a espessura mínima da parede lateral pela equação (4.13), para moldes retangulares. Nesse caso foram calculadas apenas duas paredes externas, a de maior e a de menor comprimento, uma vez que o componente é simétrico;
- a espessura da base da placa porta fêmea, equação (4.15).

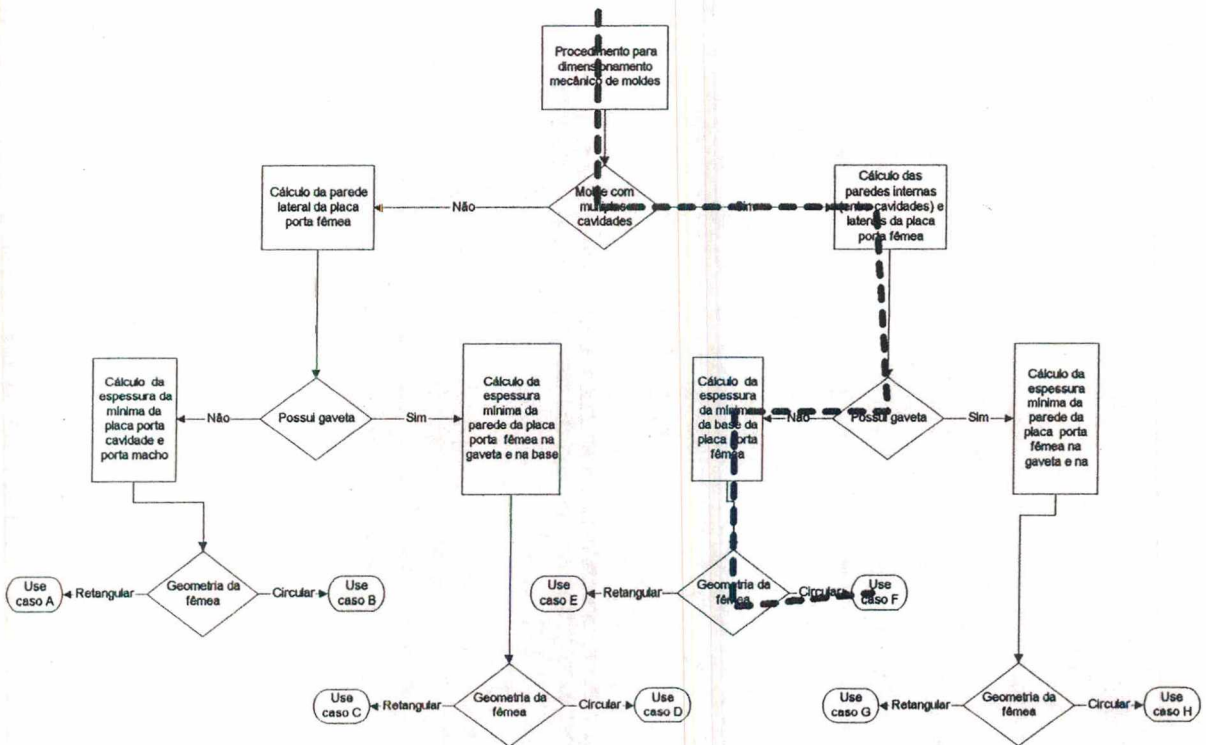


Figura 5.14 -- Caminho do procedimento, aplicado para o estudo de caso do balde de água

Essas dimensões referidas anteriormente, podem ser visualizadas na Figura 5.15.

As equações descritas anteriormente foram usadas para a realização do dimensionamento mecânico dessa placa porta fêmea. Os cálculos foram realizados obtendo os valores das dimensões do projeto, que podem ser visualizados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Resultado do dimensionamento mecânico para o estudo de caso do balde

Dimensão	Valor (mm)
Inserto	
Espessura	77,0
Altura	101,1
Espessura da parede lateral	130,0
Espessura da parede interna	77,0
Espessura da placa porta Fêmea	
Espessura	340,0

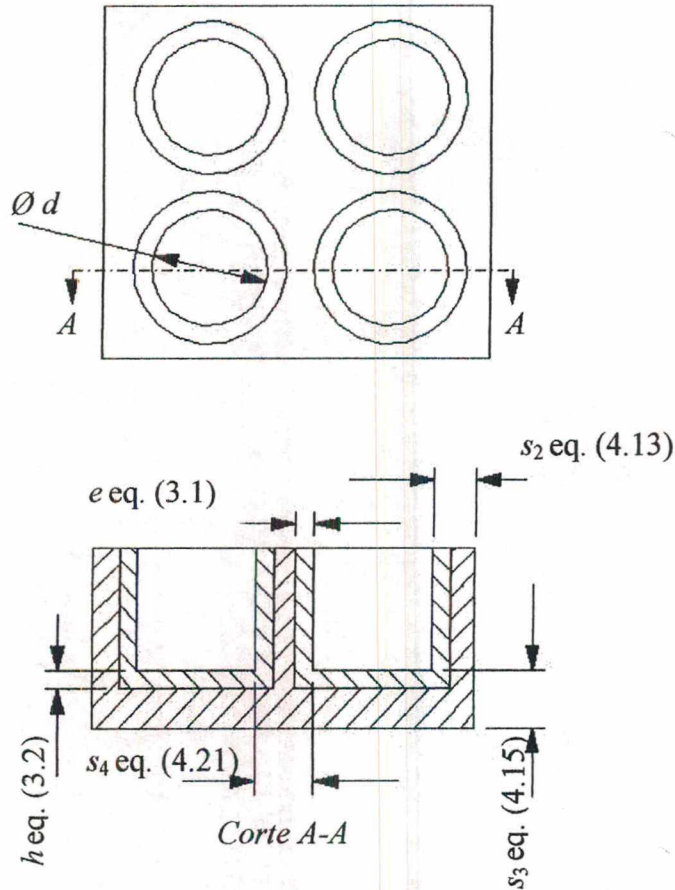


Figura 5.15 - Dimensões necessárias para o dimensionamento mecânico da placa porta fêmea do balde

Portanto o projeto mecânico, da placa porta fêmea do molde, proposto por esta sistemática, está finalizado, sendo mostrado na Figura 5.16.

5.2.3 Verificação do projeto gerado pelo procedimento proposto

Novamente os resultados obtidos para o dimensionamento mecânico seguindo o procedimento proposta, necessitam de uma verificação para validar sua resposta ao problema físico. Para essa tarefa foi realizado uma análise de elementos finitos utilizando um programa comercial, o *CosmosWorks*, pelos mesmos motivos do primeiro estudo de caso.

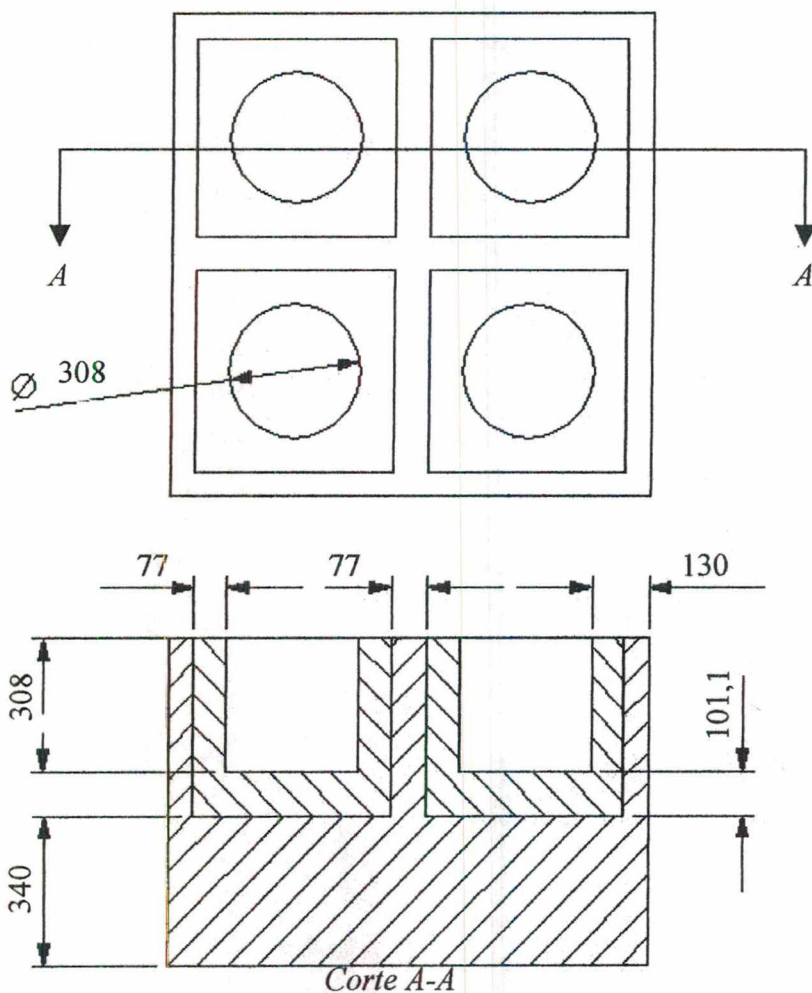


Figura 5.16 - Esboço com as dimensões finais da placa porta fêmea do molde do balde, sugeridas pelo procedimento de cálculo proposto

O procedimento de verificação, foi iniciado com o modelamento sólido do balde no tamanho natural, já que a contração foi incluída no momento de gerar a cavidade. Após, foi realizado o modelamento do inserto e placa porta fêmea, seguindo as dimensões estabelecidas no dimensionamento mecânico, gerado a partir do procedimento proposto. Assim, através do modelo da peça e da placa, a fêmea foi gerada automaticamente pelo programa *SolidWorks*. Após essas etapas, o modelamento do molde foi finalizado com a realização da montagem do inserto dentro da placa porta fêmea.

Novamente esse molde possui simetria da placa porta fêmea, portanto o modelo foi dividido em quatro partes iguais, por intermédio da realização de dois cortes, seguindo as linhas de centro. Tal procedimento diminui o tempo de análise uma vez que reduz a quantidade de cálculos que devem ser realizados pelo computador.

Da mesma forma que o estudo de caso do pote de sorvete, as forças estão dispostas como na aplicação real. Nas superfícies moldantes da fêmea foi implementada a atuação pressão de injeção de 100 MPa. Já na superfície de fechamento da placa porta fêmea, existe a atuação da força de fechamento do molde, que é a pressão de injeção multiplicada pela área projetada da peça, segundo equação 2.1. Essa força deve ser acrescida de um coeficiente de segurança de 10%, com o intuito de garantir a manutenção do fechamento durante a aplicação da pressão de injeção. Portanto, no momento da máxima pressão de injeção o valor da força de fechamento agindo sobre a superfície superior da placa porta fêmea é 10% [13] da força de fechamento calculada, ou seja, 298² Ton. As restrições foram aplicadas em três faces do modelo. Na superfície inferior da base da placa porta fêmea, restringindo todos os deslocamentos e nas paredes laterais, onde foi imposta a condição de simetria, justamente na superfície onde foi realizado o corte (para ficar ¼ do natural). Tal procedimento não permite o deslocamento na direção do corte. A Figura 5.17 ilustra as condições de contorno e a malha de elementos finitos aplicada ao modelo.

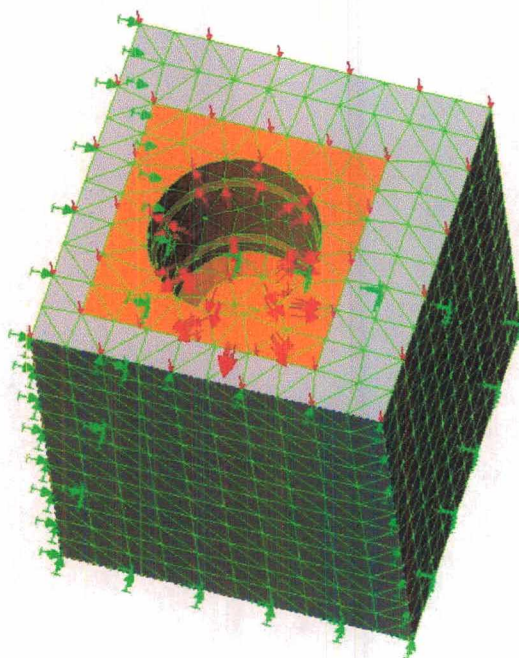


Figura 5.17 – Malha e condições de contorno do molde do balde

² Esse valor tradicionalmente é expresso em toneladas.

Na Figura 5.18, está ilustrada a deformação do molde sobre aplicação das condições contornos. Pode-se verificar que o maior deslocamento ocorre nas paredes laterais. O requisito de projeto é um deslocamento de 0,2 mm e, como pode ser observado na referida figura da análise, o maior deslocamento é de aproximadamente 0,17 mm, tanto para a parede interna quanto para a externa, o que gera uma diferença de 25% do proposto inicialmente. Novamente, as equações analíticas geram o valor das espessuras mínimas maiores que as necessárias para suportar os esforços a que a placa porta fêmea está submetida. Isso acrescenta resistência ao molde, tornando-o robusto o suficiente para sobre a ação da carga de trabalho do molde, não deformar mais que o determinado como requisito de projeto, gerando, assim, componentes com conformidade dimensional.

1_4 a-A :: Static Displacement
Units: mm

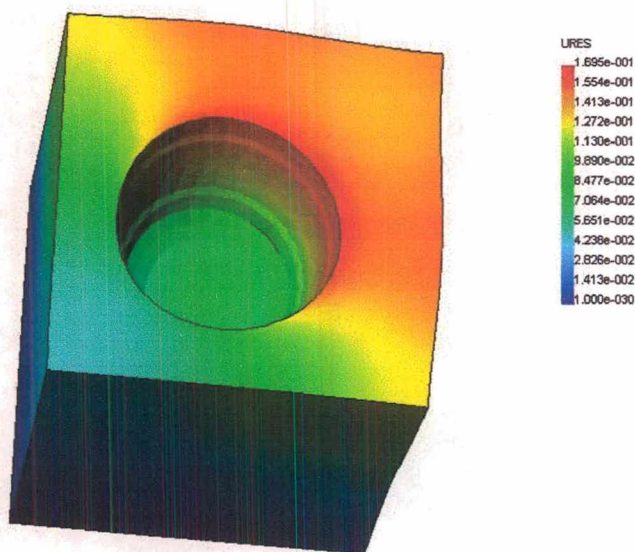


Figura 5.18 – Deformação do molde para o estudo de caso do balde de água

A Figura 5.19, mostra a análise de tensões de Von Mises, resultante do esforço a que o molde está submetido. Como já mencionado, a matéria-prima usada é o aço AISI 4140 normalizado e, com tensão de escoamento de 655 MPa de ruptura de 1020 MPa. Contudo, a análise de elementos finitos revela que o maior valor de tensão de Von Mises é de 209MPa, valor que fica bem abaixo do limite plástico do material.

1_4 a-A.: Static Nodal Stress
Units: N/m²

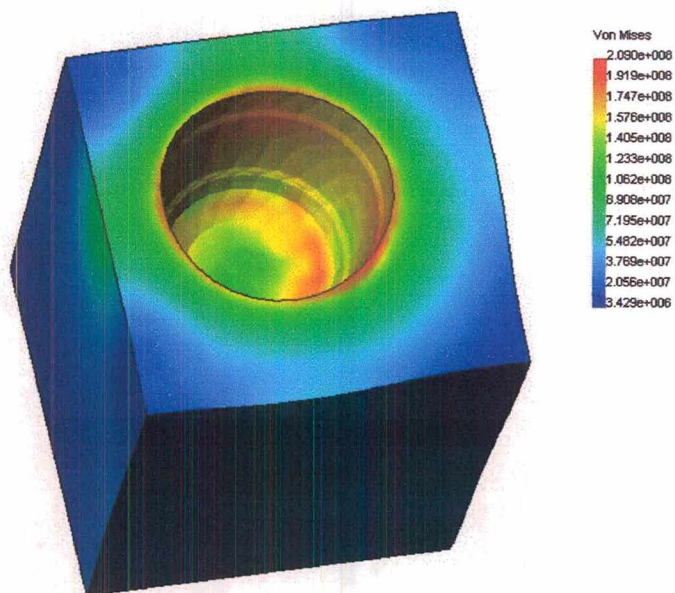


Figura 5.19 - Tensão de Von Mises para o estudo de caso do balde de água

6 Conclusões

A presente dissertação de mestrado tratou de abordar estudos sobre o projeto mecânico de moldes de injeção, propondo um procedimento de dimensionamento mecânico orientativo, para placa porta fêmea.

Com base em informações obtidas da literatura especializada, foram detalhadamente estudados diferentes métodos de cálculo (referidos no capítulo 3), com o intuito de avaliar a validade de cada um e determinar, qual deles representa, mais fielmente, o modelo físico. Durante esse estudo, foram analisadas as hipóteses simplificadoras que cada autor utiliza para transformar o complexo problema de dimensionamento mecânico do molde, em situações simples, usando formulas conhecidas da resistência de materiais. Para os métodos de dimensionamento das espessuras das paredes da placa porta fêmea, foi realizada uma análise comparativa do projeto gerado, tendo como parâmetro de verificação a deflexão máxima das paredes da placa porta fêmea e o limite de escoamento do aço utilizado na manufatura da referida placa. O problema proposto foi o projeto de um molde para uma caixa, no qual foi realizado o dimensionamento da placa porta fêmea, utilizando os diversos métodos, apresentados no capítulo 3. Após foi realizada uma análise de elementos finitos, sendo que, o resultado da deformação obtido pela análise, foi comparado com a deformação máxima, requisitada pelo projeto e o limite de escoamento do aço utilizado na manufatura da placa. Dessa comparação se conclui que o método proposto por Menges [10]:

- tem a deformação mais próxima da requisitada pelo projeto;
- as tensões geradas se encontram abaixo do limite de escoamento do aço especificado.

Portanto esse método foi empregado pelo procedimento proposta para o dimensionamento das espessuras das paredes laterais e da base da placa porta fêmea.

Já o método de Cruz [23] foi utilizado para o dimensionamento dos insertos. É um dos poucos métodos propostos na literatura.

Durante o estudo do projeto mecânico de moldes, foi verificada a inexistência de um método para a realização do dimensionamento para paredes entre cavidades de moldes com múltiplas cavidades. Para o dimensionamento mecânico desse princípio de solução foram propostas três abordagens:

- quando houver diferença de pressão entre as superfícies da parede da fêmea do molde, pode ser assumida a hipótese de que a referida parede pode ser simplificada como uma viga biengastada submetida à pressão uniforme. Sendo a pressão aplicada sobre a viga, a resultante da pressão de injeção nas superfícies extremas da referida parede.
- se a pressão nas superfícies extremas da parede forem de mesma intensidade, pode ser assumida a hipótese de simplificação de que essa é representada por uma viga submetida à compressão. Porém, a espessura dessa parede é obtida por uma regra oriunda da prática de projeto tradicionalmente usada pelas ferramentarias, considerando-a igual à espessura da parede do inserto moldante.
- se o molde utilizar gavetas em cunha, o dimensionamento deve assegurar a distância mínima para prover a abertura das gavetas e conseqüentemente a extração da peça. Tradicionalmente essa distância mínima para a abertura da gaveta é suficiente para garantir uma parede entre cavidades que atende ao requisito de projeto de deslocamento máximo permitido.

Durante o estudo dos moldes, classificação, projeto, forças atuantes e métodos de dimensionamento mecânico, foi possível constatar que muitas soluções empregadas para a realização do projeto, em especial do dimensionamento mecânico dos diversos moldes, podem ser agrupadas de acordo com o princípio de solução utilizado no projeto. Tal observação gerou a possibilidade da organização dessas informações, procedentes da literatura e estudos complementares, permitindo a criação de um procedimento sistemático para a análise e desenvolvimento do dimensionamento mecânico. Verificou-se que a utilização de um fluxograma facilitaria a representação desse procedimento sistemático.

A utilização do procedimento proposto possibilita a realização do dimensionamento estrutural da placa porta fêmea sem a necessidade de efetuar o modelamento tridimensional, seja da peça ou da placa porta fêmea em questão. A entrada de dados nas equações é cuidadosamente planejada de forma a requerer somente as informações necessárias para a obtenção do referido projeto. Esses dois fatores aliados proporcionam uma rápida realização do projeto mecânico do molde. Ainda, mesmo que o projeto de um molde complexo ou o próprio contratante exija uma análise de elementos finitos, o uso desse procedimento não é inviabilizado, já que, necessariamente, qualquer análise de elementos finitos requer um pré-dimensionamento, o qual

pode ser obtido através do referido procedimento. Contudo, ainda que a simulação numérica proporcione resultados mais aproximados da aplicação real, essa necessita de um período de tempo que, muitas vezes, não está disponível na realização do projeto e execução do molde de injeção.

Ainda com relação aos estudos de casos realizados no capítulo 5, observa-se que para a placa porta fêmea do molde do pote de sorvete a deformação atingida, segundo a simulação numérica, tem o valor de $0,136\text{ mm}$, sendo que o valor de projeto é $0,2\text{ mm}$. Essa menor deformação na simulação, indica que a placa porta fêmea tem maior segurança, sendo mais robusta. A diferença percentual entre esses valores, de aproximadamente **30%**, é perfeitamente aceitável. Já para a placa porta fêmea do molde do balde de água, a simulação numérica da placa porta fêmea indica como deformação da parede lateral e interna o valor de, aproximadamente, $0,17\text{ mm}$. Comparando a deformação simulada com a de projeto, ($0,2\text{ mm}$), há a constatação de que existe uma diferença de aproximadamente **25%** entre ambas. Essa diferença indica que a placa porta fêmea é mais robusta que o necessário, acrescentando a segurança do molde e não causando desconformidade dimensional à peça injetada, devido a resistência mecânica da referida placa. Também é possível constatar que a dimensão da base da placa porta fêmea não é crítica, já que é apoiada pela placa estacionária da máquina injetora.

Também é possível observar que a tensão de Von Mises máxima dos dois estudos de caso, está relativamente abaixo do limite de escoamento do aço tradicionalmente empregado na manufatura de placas porta fêmea. No estudo de caso do pote de sorvete a tensão de Von Mises máxima é de aproximadamente 565 MPa , sendo que o limite de escoamento do aço empregado (AISI 4140) é de 655 MPa . Já para o estudo de caso do balde, tem-se que a tensão de Von Mises máxima é de aproximadamente 209 MPa , bem abaixo do limite de escoamento do aço empregado (AISI 4140), que é de 655 MPa . Portanto, para usar o aço diferente dos tradicionalmente empregados na manufatura da placa porta fêmea [10 e 13], deve-se realizar uma análise de elementos finitos. A partir dessa, é possível selecionar um aço menos nobre, de menor custo e que o limite de escoamento seja superior ao resultado indicado na análise.

Portanto, o procedimento proposto por esta dissertação, mostra-se aplicável aos moldes de injeção, sendo que o resultado deve ser entendido como orientativo e com boa margem de segurança, garantindo, assim a robustez do molde.

Durante o processo de estudo que resultou nesta dissertação, foi detectado que o procedimento proposto pode ser aplicada a qualquer tipo de molde que utilize o processo de

moldagem por injeção. Portanto a matéria-prima da peça pode ser termoplástico, alumínio, termofixo ou pó metálico.

6.1 Recomendações

- Ampliação do procedimento, englobando mais tipos de soluções de moldes de injeção e os chamados casos especiais com o intuito de cobrir todas as possibilidades de projeto de um molde de injeção.
- Estudo sobre a prática de projeto mecânico de moldes de injeção com o uso de programas comerciais de FEM, sendo avaliado o tempo de projeto e a consequência do uso dessa técnica na qualidade do molde bem como do componente injetado.
- Confecção de um programa computacional baseado no procedimento proposta numa linguagem que permita acesso pela internet (www) – esse tipo de programa facilita as atualizações, bem como, a divulgação do trabalho, já que pode ser utilizado por qualquer usuário que tenha acesso à internet em qualquer parte do mundo.
- Estudo mais aprofundado de metodologias de projeto de moldes de injeção, podendo, com isso, criar-se uma sistemática para desenvolvimento de projetos de molde de injeção que englobe os projetos de todos os sistemas de forma organizada e inter-relacionada.
- Estudo e criação de um banco de dados de possíveis soluções de moldes de injeção, partindo das soluções para cada sistema até a do molde final. O banco de dados serviria de guia para orientar o projetista de moldes de injeção, no desenvolvimento do projeto, sempre podendo inovar nas soluções e até mesmo adaptar a solução indicada para melhor atender as necessidades de projeto.
- Ampliação do procedimento proposta para todos os componentes do molde.

Bibliografia

- [1] AVERY J. **Injection Molding Alternatives – A guide for Designer and Product Enginners.** Hanser/Gardner 1998.
- [2] OGLIARI A. **Sistematização da Concepção de Produtos Auxiliada por Computador com Aplicações no Domínio de Componentes de Plástico Injetados.** Tese de Doutorado UFSC, 1999.
- [3] ALTAN T. LILLY B. W. **Advanced Tecniques for Die and Mold Manufacturing.** Annals of the CIBB Vol 42/2/1993, pp707.
- [4] VOLPATO N. **Recursos CAD/CAM Voltados ao Modelamento e à Usinagem de Cavidades para Moldes, com Estudo de Casos de Aplicação.** Dissertação de Mestrado UFSC, 1993.
- [5] KOIKE T. **Integração do Projeto e da Fabricação de Moldes para Injeção de Plásticos com Auxílio de Tecnologias CAD/CAE/CAM.** Dissertação de Mestrado UFSC, 1995.
- [6] BLANCHARD B. S. FAABRYCKY M. J. **System Engineering and Analisis.** Second Edition, 1990, Prentice-Hall Inc.
- [7] GODEC D. CATIC I. PERCOVIK D. **Diagramas de decisão: um auxílio ao projeto de moldes.** Plástico Industrial, Março de 2000, pp 54.
- [8] PÖTSCH G. WALTER M. **Injection Molding – An Introduction.** Hanser/Gardner 1995.
- [9] HARADA J. **Moldagem por Injeção.** Meldialdéa, 1991.
- [10] MENGES G. MOHREN P. **How to Make Injection Molds.** Hanser 1993 2. Ed Munich.
- [11] GASTROW H. **Injection Molds – 108 Proven Designs.** Hanser 1993.
- [12] ORGANDO J. **Mold Design Goes Solid.** www.plasticstechnology.com 09/1999.
- [13] REES H. **Mold Engineering.** Hanser/Gardner, 1995, Donauwörth.
- [14] BLASS A. **Processamento de Polímeros.** Ed.da UFSC 2. Ed. Florianópolis.
- [15] GOLDSBERRY C. **The Importance of Good Designers.** www.immnet.com 11/1999.
- [16] MYLLA A. Y. F. **Influência do Resfriamento na Qualidade de Peças Termoplásticas Moldadas por Injeção, Com estudos de Caso em Sistemas CAE,** UFSC 1998.
- [17] PONTES A. J. TITOMANLIO G. POUZADA A. S. **The influence of Processing Conditions in Ejection Forces of Injection Moulded Parts.**
- [18] RECK A. N. **Relatório de Estágio na Indústria Molde Matos S/A.** 1999.

- [19] WILLIAN R. G. **Injection Mould Design**. Logman Scientific and Technical 1989.
- [20] ROTHEISER J. **Joining of Plastics – Handbook for Designers and Engineers**. Hanser Gardner, 1999.
- [21] MALLOY R. A. **Plastic Part Design for Injection Molding - An Introduction**. Hanser, 1994.
- [22] PISSARENKO G. S. LAKOVLEV A. P. MATVEIEV V. V. **Prontuário de Resistência de Materiais**. Moscov Mir, 1975.
- [23] CRUZ. S. **Moldes de Injeção – Termoplásticos, Termofixos, Zamak, Sopro, Alumínio**. Hemus, São Paulo.
- [24] TIMOSHENKO **Resistência dos Materiais Vol. I**. Ao Livro Técnico S.A., RJ 1971.
- [25] GLANVILL A.B. DENTON E.N. **Princípios Básicos e Projetos – Moldes de Injeção**. Edgard Blücher Ltda.
- [26] GASTROW H. **Injection Molds: 102 Proven Designs**. Hanser 1993.
- [27] PROVENZA F. **Moldes para Plástico**. Provenza .
- [28] BARROSO L. C. Barroso M. M. Campus F. F. Carvalho M. L. B. Maia M. L. **Cálculo Numérico (Com Aplicações)**. HARBRA 1987.
- [29] ROARK R. J. YOUNG, W.C. **Formulas for Stress and Strain – Fifth Edition**. McGraw-Hill Book Company 1982.
- [30] SHIGLEY J. E. **Mechanical Engineering Design**. McGraw-Hill Book Company 1986.
- [31] JUVINALL R. C. MARSHEK, K. M. **Fundamentals of Machine Component Design**. John Wiley & Sons 1991.

Anexo A - Associação da rigidez em paralelo

Este anexo é composto pela demonstração da associação da rigidez em paralelo. Tem o objetivo de esclarecer ao leitor como é realizada essa associação.

MENGES [10], utiliza o princípio de superposição das deformações, empregando a associação da rigidez em paralelo. Como observado no item 3.2.1.1 e 3.2.1.2, a placa porta fêmea pode ser desmembrada em dois subproblemas, como ilustrado nas Figuras A.1 e A.2.

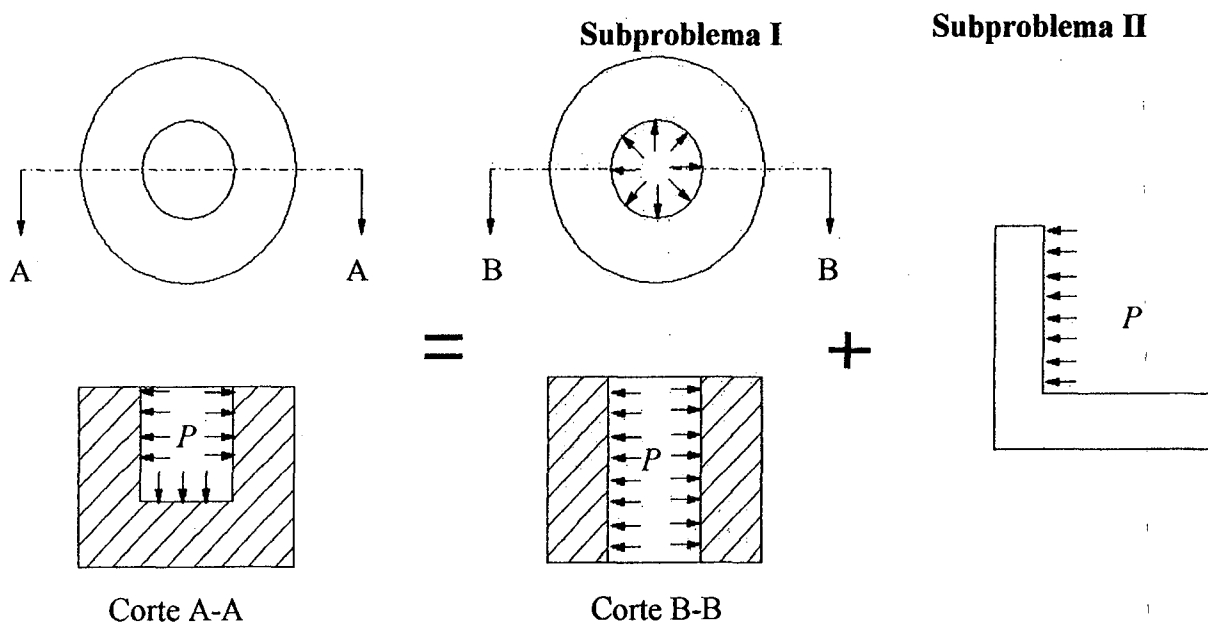


Figura A.1 – Subproblemas de placa porta fêmea, fêmea circular

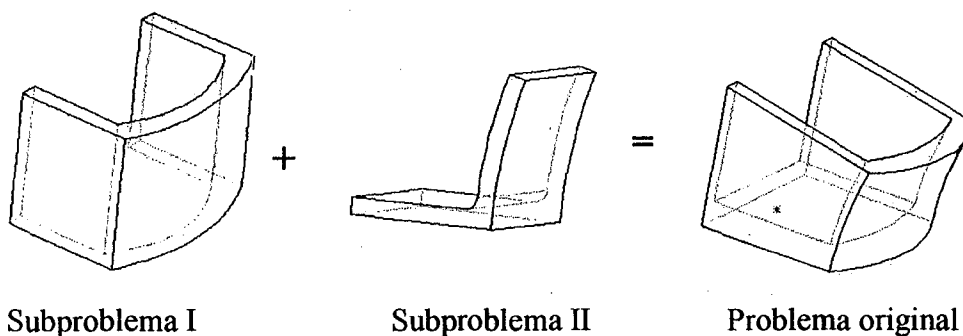


Figura A.2 – Subproblemas de placa porta fêmea, fêmea Retangular

A.1 Determinação da rigidez equivalente

Tem como objetivo a determinação da rigidez efetiva do problema combinado (subproblemas I e II). Porém para tal se faz necessário determinar a rigidez equivalente da associação em paralelo. A mencionada associação pode ser representada pela Figura A.3.

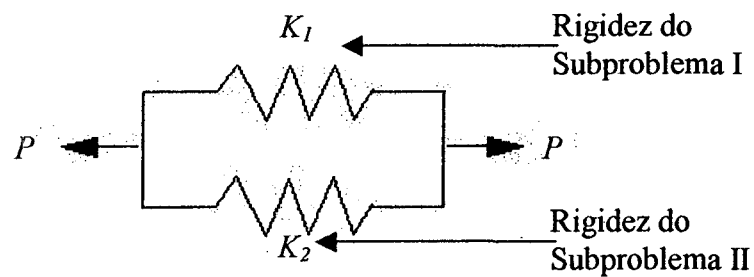


Figura A.3 – Representação da associação da rigidez em paralelo

A decomposição da pressão de injeção, sobre o subproblema I e II, pode ser ilustrada esquematicamente pela Figura A.4.

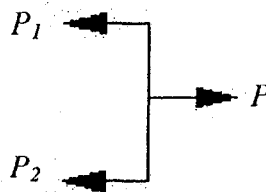


Figura A.4 – Representação esquemática da decomposição da pressão de injeção

Onde:

$$P_1 = K_1 \delta_1 \quad (\text{A.1})$$

$$P_2 = K_2 \delta_2 \quad (\text{A.2})$$

$$\delta_1 = \delta_2 \quad (A.3)$$

$$P = P_2 + P_1 \quad (A.4)$$

Como pode ser observado na equação (A.3), $\delta = \delta_1 = \delta_2$, portanto a rigidez efetiva da associação em paralelo é expressa pela equação (A.5).

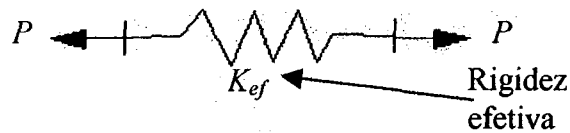


Figura A.5 – Rigidez efetiva da associação da rigidez em paralelo

$$K_{ef} \delta = P = P_1 + P_2 \quad (A.5)$$

$$K_{ef} \delta = K_1 \delta + K_2 \delta \quad (A.6)$$

Portanto:

$$K_{ef} = K_1 + K_2 \quad (A.7)$$

A.2 Determinação da deflexão máxima em função dos subproblemas I e II

A partir da rigidez equivalente da associação em paralelo, é possível determinar a rigidez efetiva do problema combinado. A deflexão da combinação dos subproblemas I e II, é obtida pela equação (A.8).

$$y = \frac{P}{K_{eq}} \quad (A.8)$$

Onde:

$$K_{ef} > K_1 \text{ e } K_{ef} > K_2$$

Portanto:

$$y < y_1 \text{ e } y < y_2$$

Substituindo a equação (A.7), na n a equação (A.8), tem-se:

$$\frac{1}{y} = \frac{K_{ef}}{P} = \frac{K_1 + K_2}{P} = \frac{K_1}{P} + \frac{K_2}{P} \quad (\text{A.9})$$

Seja a deflexão para o subproblema I expressa pela equação (A.10).

$$y_1 = \frac{P}{K_1} \quad (\text{A.10})$$

A deflexão do subproblema II é expressa pela equação (A.11).

$$y_2 = \frac{P}{K_2} \quad (\text{A.11})$$

Portanto a associação da rigidez em paralelo dos subproblemas I e II é expressa pela equação (A.12).

$$\frac{1}{y} = \frac{1}{y_1} + \frac{1}{y_2} \quad (\text{A.12})$$