

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL  
DA TESE DEFENDIDA POR Hidekasu Matsumoto  
E APROVADA PELA  
COMISSÃO JULGADORA EM 02 / 06 / 92.

  
ORIENTADOR

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

ERROS DIMENSIONAIS NO TORNEAMENTO  
DEVIDO À RIGIDEZ DO SISTEMA

Autor: Hidekasu Matsumoto  
Orientador: Prof. Dr. Carlos Amadeu Pallerosi

16/92

Trabalho apresentado à Comissão  
de Pós-Graduação da Faculdade  
de Engenharia Mecânica como  
parte dos requisitos para  
obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Mecânica.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

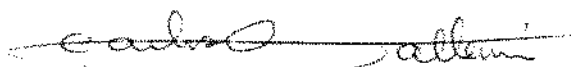
Dissertação de Mestrado

Título da Dissertação: Erros Dimensionais no Torneamento  
Devido à Rigidez do Sistema.


Autor: Hidekasu Matsumoto

Orientador: Prof. Dr. Carlos Amadeu Pallerosi

Aprovado por:



Prof. Dr. Carlos Amadeu Pallerosi, Presidente



Prof. Dr. João Plaza



Prof. Dr. Osvaldo Luiz Agostinho

Campinas, 02 de Junho de 1992.

## DEDICATÓRIA

*Aos meus pais*

Sadao e Asano Matsumoto (*in memoriam*),  
que não puderam participar diretamente  
deste trabalho.

*À minha esposa*

Regina Célia de J. Matsumoto,  
companheira, colaboradora e  
grande incentivadora.

*Aos meus filhos,*

Larissa e Rafael,  
alegria de todos os  
momentos.

## AGRADECIMENTOS

- Ao Prof. Dr. Carlos Amadeu Pallerosi, na qualidade de orientador e pelo incentivo e assistência no desenvolvimento deste trabalho.

- À UNESP/FEIS/DEM, pela oportunidade de realização deste trabalho.

- Aos Departamentos de Projeto Mecânico e Fabricação da Faculdade de Engenharia Mecânica - FEM - UNICAMP, pela utilização das máquinas e instrumentos de medição e também pelas facilidades colocadas à disposição.

- Ao Prof. João Batista Campos Silva pelo auxílio nos trabalhos de computação.

- Aos colegas, amigos e funcionários da UNICAMP e da UNESP que direta ou indiretamente colaboraram na concretização deste trabalho.

## RESUMO

Determinação da influência da rigidez estática do sistema Máquina-Ferramenta/Ferramenta de Corte/ Dispositivo de Fixação/Peça (MFDP), na formação dos erros dimensionais no torneamento. Desenvolvimento de um modelo teórica para a determinação da deflexão do sistema e da comparação dos seus resultados com os valores obtidos experimentalmente através da aplicação de forças estáticas em diversos pontos da peça. Análise dos casos com a peça fixada entre pontos, entre placa e ponto e por placa (balanço).

## ABSTRACT

The effect of the static rigidity of the Machine Tool/Cutting Tool/Fixture/Workpiece system on the dimensional error formation in turning, by means of a theoretical model for the deflections determination and the comparison between the models's results and the ones experimentally obtained by applying static forces at several places on the workpiece. The considered situations are for workpiece fastened between centres, between chuck and centre, and by chuck only.

## ÍNDICE

	Pag.
1- INTRODUÇÃO.....	1
2- PRINCIPAIS FATORES QUE INFLUEM NA FORMAÇÃO DOS DESVIOS DIMENSIONAIS E GEOMÉTRICOS NO PROCESSO DE TORNEAMENTO...	5
2.1 Influência na Montagem da Peça .....	5
2.2 Influência dos Fatores que Ocorrem Durante a opera- ção de usinagem .....	10
3- INFLUÊNCIA DA RIGIDEZ DO SISTEMA MFD P NA FORMAÇÃO DOS DESVIOS DIMENSIONAIS E GEOMÉTRICOS .....	25
3.1 Deflexão dos componentes da máquina-ferramenta Ym .	32
3.2 Deflexão da Peça .....	40
3.2.1 - Cálculo da Deflexão da Peça Fixada Entre Pontos .....	40
3.2.2 - Cálculo da Deflexão da Peça Fixada Entre Placa e Ponto .....	46
3.2.3 - Cálculo da Deflexão da Peça Fixada na Placa (em balanço) .....	54

3.3 Deflexão Total do Sistema MFDP .....	57
3.3.1 - Deflexão Total do Sistema MFDP para Peça Fixada Entre Pontos .....	65
3.3.2 - Deflexão Total do Sistema MFDP para Peça Fixada Entre Placa e Ponto .....	68
3.3.3 - Deflexão Total do Sistema MFDP para Peça Fixada na Placa (em balanço) .....	70
4- PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....	72
4.1 Características da Máquina-Ferramenta, dos Ins- trumentos de Medida e dos Corpos de Prova Uti- lizados .....	73
4.2 Montagem dos Instrumentos Para Aplicação da Força na Direção Y e Procedimento Experimental ....	77
4.3 Montagem dos Instrumentos Para Aplicação da Força na Direção Z e Procedimento Experimental ....	84
5- RESULTADOS .....	88
5.1 Tabelas da Rigidez e Rigidez Unitária dos Compo- nentes do Sistema MFDP .....	88
5.2 Influência da Profundidade de Corte "p" na Deflexão do Sistema MFDP .....	96
5.3 Influência dos Dispositivos de Fixação na Deflexão do Sistema MFDP .....	102
5.4 Influência da Direção de Aplicação da Força na Rigidez do Sistema MFDP .....	107
5.5 Comparação Entre os Valores Teóricos e Experimen- tais da Deflexão do Sistema MFDP .....	111
5.5.1 Força aplicada na direção Y .....	111

5.5.2 Força aplicada na direção Z .....	121
6- CONCLUSÕES.....	128
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	131
SIMBOLOGIA .....	132
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	135
ANEXO 1 - Desenho do Dispositivo de Aplicação da Força na Direção Z .....	138

## CAPÍTULO 1

### INTRODUÇÃO

Com o advento da intercambiabilidade, tornou-se necessário que as peças fossem fabricadas dentro de uma certa tolerância, tanto dimensional como geométrica. Para que isso fosse possível foi necessário que todas as peças e máquinas comesçassem a serem fabricadas a partir de desenhos que indicassem as suas formas e dimensões, assim como as tolerâncias permitidas.

Entende-se por tolerância dimensional a diferença entre as medidas máximas e mínimas admissíveis de uma peça.

As medidas máximas e mínimas devem ser determinadas com o auxílio de uma norma que permita a escolha racional de tolerâncias para a produção econômica de peças mecânicas intercambiáveis.

As tolerâncias geométricas são representadas pelas tolerâncias de forma e posição, sendo que a tolerância de forma corresponde a variação permissível da forma realmente

obtida na operação com relação a sua forma geométrica ideal, enquanto que a tolerância de posição é a variação permissível da posição entre as formas obtidas na operação com relação ao seu posicionamento teórico.

Para se confeccionar uma determinada peça, além de especificar as tolerâncias de acordo com as necessidades de projeto, é preciso dispor de máquinas, ferramentas e instrumentos de medida capazes de executar e controlar as operações dentro dos limites das tolerâncias especificadas. Isto, porque, durante a usinagem de uma determinada peça, ocorrerá sempre um desvio dimensional ou geométrico em relação às indicações nominais do desenho. Estes desvios ocorrem devido a vários fatores que influenciam na sua formação, dentre os quais a falta de rigidez da máquina ferramenta, da fixação da peça no dispositivo de fixação, do desgaste da ferramenta de corte, da falta de estabilidade dinâmica (vibrações) das variações nas propriedades mecânicas do material a ser usinado, e outros fatores que influenciam diretamente na qualidade final de uma peça usinada.

Para determinar os limites dos desvios e enquadrá-los em tolerâncias que não prejudiquem o funcionamento, montagem ou resistência da peça a ser usinada, é necessário conhecer a influência de cada fator causador de desvios, de maneira que seja possível prever aproximadamente o desvio final da peça real com relação às indicações nominais do desenho.

Muitos autores têm estudado os fatores que influenciam na formação dos desvios dimensionais e geométricos. Kovan [1] analisou os principais fatores e propôs

uma equação com os valores obtidos experimentalmente em ensaios estáticos. Murthy [2] estudou a relação entre a rigidez da máquina ferramenta e da peça, Cartwright a influência do atrito na deflexão estática do sistema máquina ferramenta peça e AGOSTINHO [9] os aspectos da formação da tolerância através de um tratamento estatístico. Tanaka e Sato [6] propuseram um novo método de medição da retilineidade, chamado "Sequential-Three-Points (STRPO)" que envolve instrumentos de medidas sofisticados e equações bastante complexas.

Tendo em vista a importância da previsão das tolerâncias dimensionais e geométricas em função da máquina, da ferramenta, da peça e dos acessórios utilizados na fabricação de uma determinada peça, o presente trabalho apresenta um estudo dos principais fatores que influenciam na formação dos desvios dimensionais e geométricos. Em especial, será analisada a influência da rigidez do conjunto Máquina/ferramenta/Dispositivos de Fixação/Peça (MFDP) no processo de torneamento, por ser esta a grande responsável pela formação destes desvios.

Propõe-se utilizar um método relativamente simples e acessível para a determinação experimental da rigidez estática dos vários componentes da máquina-ferramenta, dos dispositivos de fixação e da peça. O método é baseado na aplicação de forças em vários pontos, e na medição das respectivas deflexões causadas por estas forças. A rigidez obtida deverá ser utilizada na resolução da equação previamente deduzida, que fornecerá a deflexão total do conjunto MFDP e conseqüentemente a previsão de deformação da

peça devido a estes fatores.

## CAPÍTULO 2

### PRINCIPAIS FATORES QUE INFLUEM NA FORMAÇÃO DOS DESVIOS DIMENSIONAIS E GEOMÉTRICOS NO PROCESSO DE TORNEAMENTO.

A seguir serão descritos os principais fatores que influem na formação dos desvios dimensionais e geométricos.

Por conveniência e para seguir a terminologia usada por outros pesquisadores, será denominado de MFDP, o conjunto Máquina-ferramenta, Ferramenta de corte, Dispositivo de fixação e localização da peça, e Peça em bruto.

#### 2.1. Influência da Montagem da Peça

A montagem da peça na máquina-ferramenta pode causar desvios dimensionais e geométricos na peça usinada, devidos à localização (posicionamento) e fixação, a seguir descritos.

### 2.1.1. Desvios de localização (XL)

Ocorrem quando na usinagem de um lote de peças, a máquina ferramenta é ajustada previamente, ou seja, as posições da peça e da ferramenta são ajustadas antes de se iniciar a operação de usinagem e permanecem assim, até que seja feita um reajuste, devido ao desgaste da ferramenta ou para substituir uma ferramenta sem corte. Nesse caso, se a peça a ser usinada tiver variação dimensional ou geométrica causadas pelas operações de usinagem anteriores, ou ainda, se o sistema de localização apresentar algum defeito, ocorrem os desvios de localização.

Por exemplo, na montagem da peça para torneamento entre pontos mostrada na Figura 2.1, as faces que devem ser paralelas são aquelas que limitam a dimensão "A". Os desvios de localização não afetam a dimensão "A", mas afetam a tolerância da dimensão "B", porque as ferramentas são montadas com as dimensões "C" e "A" constantes. Se todos os furos de centro fossem iguais para todas as peças do lote, a dimensão "B" poderia ser mantida constante para todas as peças do lote. Porém, devido à diferença na profundidade dos furos de centro das diferentes peças, como mostrado na Figura 2.2, os diâmetros dos furos de centro podem variar de  $D_{max}$  a  $D_{min}$ , e conseqüentemente afetar a dimensão C. O valor do desvio de localização para a dimensão B, pode ser determinada pela relação geométrica,



$$\delta L = \frac{\delta A}{2 \operatorname{tg} \alpha} \quad (2.1)$$

Onde:

$\delta L = a_2 - a_1$  = desvio de localização;

$\delta A$  = tolerância diametral do furo.

Esse tipo de desvio pode ser solucionado [1] através da utilização de um ponto com movimento no sentido longitudinal, conforme Figura 2.3. Neste caso, a posição da extremidade esquerda do eixo pode ser determinada por um limitador (referencial) que mantém constante a medida "B" para todas as peças do lote, zerando assim, o desvio de localização.

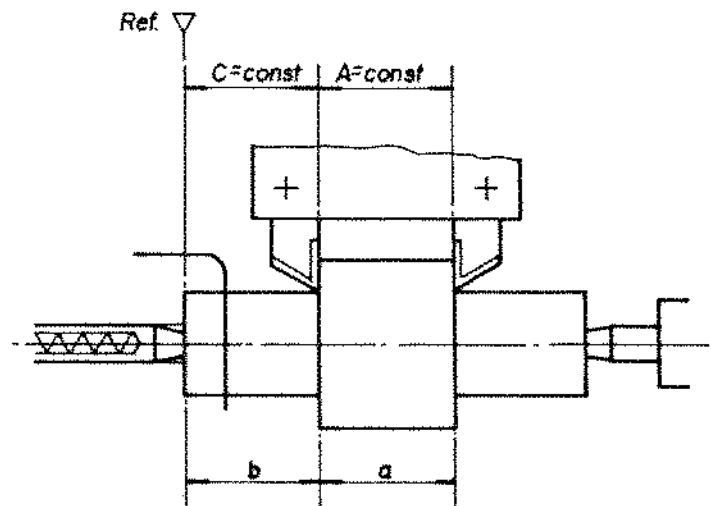


Figura 2.3. Fixação da peça utilizando um ponto flutuante.

### 2.1.2- Desvios de fixação ( $\delta_f$ )

Estes desvios ocorrem na fixação da peça na máquina-ferramenta, devido às forças exercidas pelos dispositivos de fixação na superfície da peça. Estas forças causam deformações, principalmente na usinagem de peças com pouca rigidez, causando deformações superficiais e irregularidades nos locais de contato com os elementos fixadores. Podem ainda, causar o deslocamento da peça da posição de centragem, resultando geralmente em desvios de forma e posição. Seria, por exemplo, o caso da usinagem de peças de paredes finas com fixação em uma placa de três castanhas (Figura 2.4), ou na fixação entre pontos de eixos esbeltos conforme a Figura 2.5.

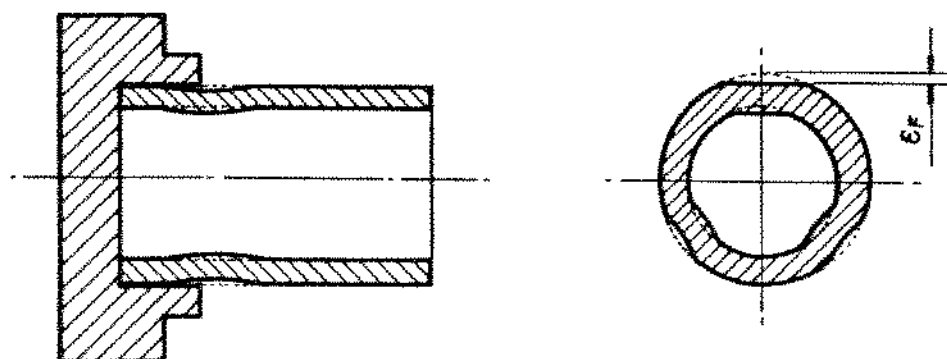


Figura 2.4. Desvio de fixação na usinagem de uma peça de parede fina, por deformação.

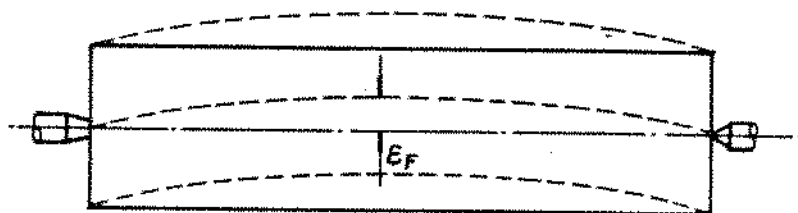


Figura 2.5. Desvio de fixação na usinagem de eixos esbeltos, por flambagem.

O desvio total de montagem da peça, representado por  $\delta$ , de uma maneira simplificada, é a soma vetorial dos desvios de localização  $\delta_L$  e dos desvios de fixação  $\delta_F$ , ou seja,

$$\delta = \sqrt{\delta_F^2 + \delta_L^2} \quad (2.2)$$

## 2.2. Influência dos Fatores que Ocorrem Durante a Operação de Usinagem.

Durante a operação de usinagem de uma peça ocorrem vários fatores que contribuem na formação dos desvios dimensionais e geométricos da peça final. Dentre estes fatores, podem ser citados a ação da força de usinagem, a rigidez do sistema MFDP, o desgaste das ferramentas de corte, o aumento de temperatura do sistema MFDP durante a operação, vibrações, e outros.

A seguir serão analisados de uma maneira sucinta, cada um dos principais fatores causadores de desvios durante uma operação de usinagem. Estes assuntos não serão abordados de uma maneira mais detalhada, por não ser este o objetivo principal deste trabalho.

### 2.2.1- Força de usinagem

Denomina-se força de usinagem a força total  $P_u$ , que atua sobre a cunha cortante de uma ferramenta. A força de usinagem é considerada agindo em direção e sentido sobre a ferramenta.

A Figura 2.6, apresenta os componentes da força de usinagem, para a operação de torneamento. As principais componentes que nos interessam são: força de corte, força de avanço e força de profundidade. As direções destes componentes definem as arestas de um triedro triortogonal, cujo vértice constitui o ponto de referência da ferramenta, onde a força é considerada aplicada [3], [14]. Assim, vale a relação:

$$P_u = \sqrt{P_c^2 + P_a^2 + P_p^2}, \quad (2.3)$$

onde:

- a) Força de corte  $P_c$  - A força de corte  $P_c$ , também chamada força principal de corte, é a projeção da força de usinagem  $P_u$  sobre a direção de corte, definida pela velocidade de corte  $V$ .
- b) Força de avanço  $P_a$  - A força de avanço  $P_a$  é a projeção da

força de usinagem  $P_u$  sobre a direção de avanço, definida pela velocidade de avanço  $V_a$ .

Define-se como plano de trabalho, o plano que contém a direção de corte e avanço, passando pelo ponto de referência da ferramenta. Logo, as forças de corte e avanço encontram-se no plano de trabalho. Para a operação de torneamento cilíndrico, este plano é paralelo ao eixo de rotação da peça.

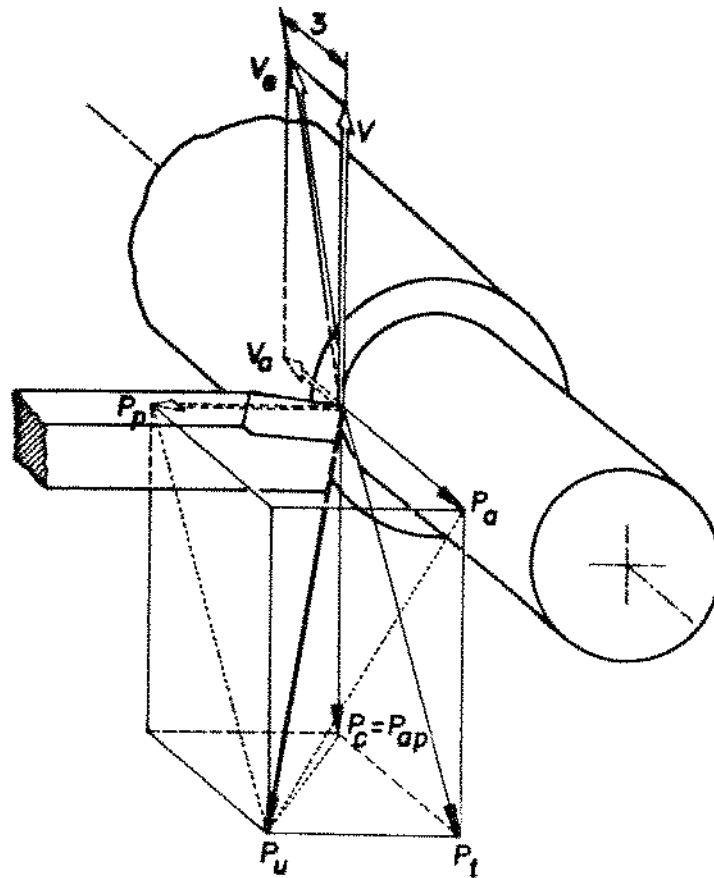


Figura 2.6. Decomposição da força de usinagem, para operação de torneamento, segundo o projeto de Norma DIN6584.

c) Força de profundidade  $P_p$  - A força de profundidade  $P_p$ ,

também chamada de força passiva  $P_p$ , é a projeção da força de usinagem  $P_u$  sobre uma direção perpendicular ao plano de trabalho.

Na operação de torneamento cilíndrico, a força de profundidade é perpendicular ao eixo de rotação da peça.

As componentes da força de usinagem são os principais responsáveis pela formação dos desvios dimensionais e geométricos de uma peça usinada. Elas causam deformações elásticas nos componentes do sistema MFDP, assim como deslocamentos de certos elementos deste sistema, devido às folgas nos ajustes e nas peças acopladas. O grau da deformação elástica e da deflexão dependem tanto da força de usinagem como da rigidez do sistema, ou seja, da capacidade de resistir à ação de uma força. Uma força de usinagem variável causa variações na deformação e na deflexão do sistema MFDP, resultando desvios na forma geométrica das superfícies usinadas e conseqüentemente, na variação das dimensões.[1]

A força de usinagem  $P_u$  depende de uma série de fatores, tais como:

- material da peça;
- área da seção de corte;
- espessura de corte;
- geometria de corte;
- geometria da ferramenta e ângulo de posição;
- estado de afiação da ferramenta;
- material da ferramenta;
- lubrificação;
- velocidade de corte;
- avanço.

Devido a este grande número de variáveis, a determinação das componentes da força de usinagem resulta relativamente complexa. Vários pesquisadores, dentre eles, TAYLOR, FRIEDRICHI, HIPPLER, AWF, ASME, HUCKS, KIENZLE, MAYER, PANKINE, CASLER, RUFFINO, LIRANI e outros, procuraram estabelecer fórmulas analíticas, baseadas em ensaios experimentais, para exprimir a pressão específica de corte, e, conseqüentemente, a força de usinagem. Infelizmente, as equações mais precisas apresentam um grande número de coeficientes que necessitam serem determinados experimentalmente, limitando assim as suas aplicações à área científica, pois estes coeficientes só foram determinados para alguns materiais. Além disso, foi verificado experimentalmente que, materiais especificados como iguais pelas normas ABNT, ASA ou DIN, apenas com pequenas variações no tratamento térmico, originam forças de usinagem diferentes, com erros que podem chegar a 15%. [14].

Das equações propostas pelos diversos autores, apenas as da AWF, da ASME e de KIENZLE apresentou os seus coeficientes determinados para um número razoável de materiais. Destas três equações, a mais precisa é a de Kienzle. Vários pesquisadores verificaram experimentalmente a validade desta fórmula e determinaram os seus coeficientes para vários materiais. Hoje pode ser encontrado um bom acervo de materiais, com os coeficientes determinados para calcular os componentes da força de usinagem, segundo o critério de Kienzle.

Ferraresi na sua obra "Valores das Características de Corte de Diferentes Materiais, para

operação de Torneamento" [14], fez uma coletânea dos valores das características de usinagem, para diferentes materiais, baseados nos ensaios experimentais de König e Essel, Ferraresi e Araujo, Ruffino, Kienzle e Victor, Meyer, Victor e Zeille, e apresentou os resultados na forma de tabelas.

A primeira parte das tabelas refere-se às características químicas e mecânicas do material ensaiado, com o seu tratamento térmico especificado. A segunda parte das Tabelas apresenta os valores das constantes da fórmula de Kienzle (para força de corte, avanço e profundidade), para uma determinada velocidade de corte e geometria da ferramenta. As tabelas fornecem ainda o material da ferramenta, a geometria da ferramenta e a velocidade de corte utilizadas nos ensaios. Como exemplo, é apresentado a Tabela 2.1 que fornece as características para o aço ABNT 1020.

A obra de Ferraresi [14] fornece também as correções dos componentes da força de usinagem devido aos vários fatores que influem nas suas magnitudes.

Segundo Kienzle, a força de corte pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$P_c = K_{s1} \cdot h^{1-z} \cdot b \quad (2.4)$$

onde:

$P_c$  = força de corte;

$K_{s1}$  = Constante específica de corte do material, para um determinado par ferramenta-peça, para uma seção de corte de 1mm de espessura e 1mm de largura, em condições de usinagem específicas;  $h$  = espessura de corte, dada pela relação  $h = a \cdot \sin \chi$ , em mm;

TABELA 2.1. Características do aço ABNT 1020, segundo FERRARESI [3].

Material: ABNT 1020				Tratamento: Estado bruto de laminação (Normalizado)			Similar DIN: Ck 20		Fls. 2				
Análise química (%)					Características Mecânicas				$P_c = k_{st} \cdot h^{1-z} \cdot b$ $P_a = k_{at} \cdot h^{1-x} \cdot b$ $P_p = k_{pt} \cdot h^{1-y} \cdot b$ $h = a \cdot \text{sen } \chi$ $b = p / \text{sen } \chi$				
C	Si	Mn	P	S	Limite de resistência $\sigma_t$		N/mm <sup>2</sup>						
0,19	-	0,43	0,015	0,013	Limite de escoamento $\sigma_e$		N/mm <sup>2</sup>						
					Alongamento ( $\epsilon_0=5d_0$ ) $\delta$		%						
					Estricção $\varphi$		%						
					Dureza		HB						
Características para cálculo da força de usinagem $P_c, P_a, P_p$													
Material Ferramenta	Geometria da Ferr.				Velocidade de corte m/min	$k_{st}$ N/mm <sup>2</sup>	1-z	$k_{at}$ N/mm <sup>2</sup>	1-x	$k_{pt}$ N/mm <sup>2</sup>	1-y		
	$\gamma$	$\alpha$	$\lambda$	$\chi$								$\epsilon$	$r$
	0	0	0	0								0	mm
ND P20	6	8	5	60	90	1480	0,790	420	0,420	350	0,420		
ND P20	6	8	5	60	90	1400	0,807	350	0,400	330	0,450		
MD P20	6	8	5	60	90	1340	0,810	320	0,430	280	0,430		

$z$  = coeficiente responsável pela variação da pressão específica de corte com a espessura de corte  $h$ ;

$b$  = largura de corte, em mm, dada pela relação  $b = p/\text{sen}\chi$ ;

$\chi$  = ângulo de posição da ferramenta.

Para melhor entendimento destas definições, a Figura 2.7 apresenta o esquema da seção de corte para operação de torneamento, onde podem ser observadas algumas das relações geométricas.

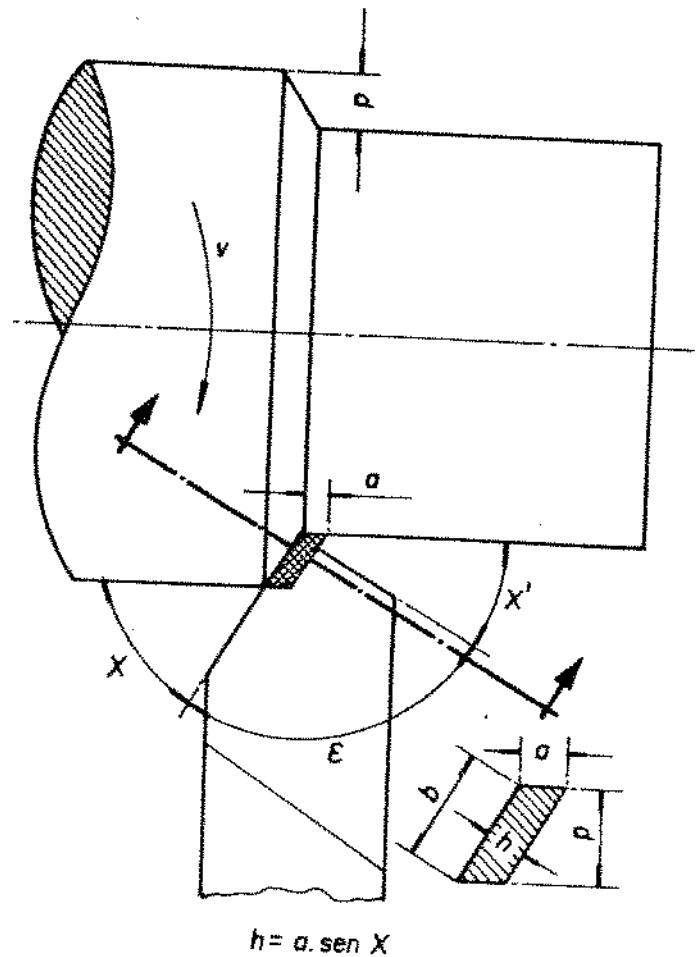


Figura 2.7. Seção de corte para operação de torneamento.

Ainda da Figura 2.7, temos:

a = avanço, espaço percorrido pela ferramenta, segundo a direção de avanço, durante uma volta da peça;

b = profundidade de corte, largura de penetração da aresta principal de corte da ferramenta, medida numa direção perpendicular ao plano de trabalho.

s = área da seção de corte,  $s = a.p = h.b$

Com relação à força de avanço  $P_a$  e a força de profundidade  $P_p$ , podem ser estabelecidas equações semelhantes:

$$P_a = K_{a1} \cdot h^{1-x} \cdot b \quad (2.5)$$

$$P_p = K_{p1} \cdot h^{1-y} \cdot b \quad (2.6)$$

Aplicando-se a estas fórmulas os valores dos coeficientes fornecidos pelas tabelas da obra de Ferraresi [3], os valores de  $P_c$ ,  $P_a$  e  $P_p$  podem ser facilmente calculados.

### 2.2.2 - Vibrações na usinagem

As vibrações do sistema MFDP, podem causar alterações, tanto na forma das superfícies, como em suas dimensões. Estas vibrações são produzidas pelas vibrações dos elementos de transmissão de potência (vibração torcional das engrenagens, vibração torcional e transversal de eixo e fusos), vibrações em guias pneumáticas e rolamentos, que se

combinam e criam um sistema vibracional complexo. Além disso, mesmo nas operações de usinagem mais simples, a força de usinagem é pulsante, devido ao processo de formação do cavaco, às variações na profundidade de corte, à geometria da ferramenta, às variações nas propriedades físicas do material, e outros fatores que poderão causar deformações elásticas da peça, da ferramenta e da máquina, criando-se assim a vibração.

Assim, por exemplo, a variação periódica da profundidade de corte causada pelas vibrações da ferramenta de corte criarão irregularidades na forma das superfícies e consequentemente variações dimensionais.

O estudo teórico e prático das vibrações em máquinas-ferramentas e sua influência na variação das formas e das dimensões das superfícies usinadas é de grande complexidade, conforme estudos desenvolvidos por vários autores [9].

### 2.2.3. Desgaste dimensional da ferramenta

O desgaste dimensional da ferramenta de corte, pode causar desvio dimensional nas peças usinadas, principalmente na usinagem de um lote de peças utilizando a mesma ferramenta.

As ferramentas de corte estão sujeitas a desgaste na usinagem devido a vários fatores, dentre os quais podem ser citados:

- material a ser usinado;
- material da ferramenta de corte;

- geometria do gume cortante da ferramenta;
- tratamento térmico e acabamento superficial do gume cortante;
- velocidade de corte;
- força de corte;
- temperatura de corte;
- vibração;
- propriedades dos fluidos de corte.

Apesar da tentativa de alguns autores de estabelecer uma relação entre os desgastes convencionais da ferramenta, não existe ainda uma fórmula que apresente resultados suficientemente precisos. Assim, restam os dados experimentais coletados por alguns autores, como por exemplo, KOVAN [1] que fornece alguns valores do desgaste da ferramenta comparado às tolerâncias a serem obtidas na operação. Segundo este autor o desgaste  $D\gamma$  (Figura 2.8) é da ordem de 40% da tolerância (T) a ser mantida, podendo chegar a atingir  $250\mu\text{m}$  nas operações de desbaste. Assim:

$$D\gamma = 0,4 T \quad (2.7)$$

Na usinagem de superfícies de revolução, a variação dimensional  $\Delta g$  devido ao desgaste dimensional da ferramenta de corte, deve ser o dobro do desgaste dimensional da ferramenta, ou seja:

$$\Delta g = 2D\gamma$$

onde:

$\Delta g$  - variação no diâmetro da peça,

$D\gamma$  - deslocamento da aresta cortante da ferramenta.

Mesmo nas operações de desbaste, não se recomenda um valor muito grande de desgaste, porque esse pode alterar substancialmente as condições de usinagem.

Nas operações de acabamento, KOVAN [1] sugere que o desgaste dimensional da ferramenta pode ser tomado como sendo a metade (50%) da tolerância a ser mantida quando a dimensão da peça for pequena, e aproximadamente um quarto (25%) da tolerância para dimensões grandes.

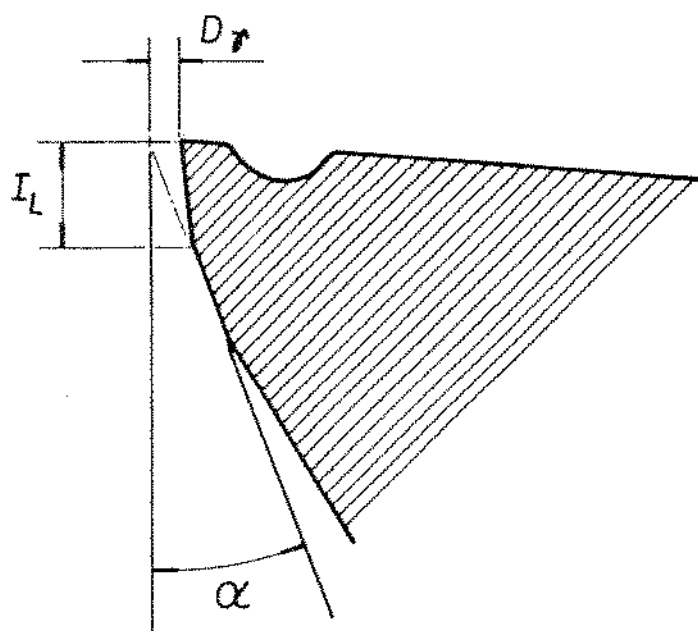


Figura 2.8. Desgaste Dimensional da Ferramenta

Ferraresi [3] também fornece alguns dados. Segundo este autor, tolerâncias inferiores a 0,01mm no diâmetro da peça implicam geralmente em vidas anti-econômicas da ferramenta, principalmente quando o material a ser usinado

for aço ou ferro fundido. Deslocamentos da aresta cortante em relação à peça da ordem de 0,005mm são atingidos com grande facilidade.

De uma maneira geral, pode-se concluir que o equacionamento da variação dimensional das peças a serem usinadas, devido ao desgaste dimensional das ferramentas de corte, é bastante complexo devido aos vários fatores que influem no desgaste, e mesmo porque o próprio desgaste dimensional da ferramenta de corte pode alterar as condições de usinagem, mudando assim, todos os parâmetros iniciais de referência.

#### 2.2.4- Temperatura do sistema MFDP

Durante a operação de usinagem, a temperatura do sistema MFDP não permanece constante, provocando deformações térmicas nos elementos do sistema e deslocamentos relativos de um componente em relação a outro. Em consequência, aparecem desvios da posição teórica entre as superfícies usinadas, além da variação das formas respectivas comparadas às formas teóricas.

As principais fontes de geração de calor no sistema MFDP são:

- trabalho mecânico desenvolvido no corte;
- força de atrito entre as peças móveis da máquina ferramenta;
- o calor gerado pelos sistemas hidráulico e elétrico da máquina.

- calor gerado por outras máquinas vizinhas.

Cada um destes fatores podem afetar a precisão da peça de uma maneira diferente:

- a) o calor dissipado através da ferramenta de corte altera sua temperatura, e, conseqüentemente, suas dimensões e posição relativa à peça.
- b) o calor dissipado ao ar através da peça, também a peça, provoca a sua deformação.
- c) o calor gerado pelo atrito entre as diversas partes da máquina-ferramenta aumenta a temperatura destas peças, mudando suas posições relativas.

Todos estes fatores, atuando juntos, são a causa das deformações térmicas do sistema MFDP que podem afetar a precisão dimensional e de forma da peça a ser usinada [9].

O efeito das deformações térmicas são mais acentuadas no período inicial da usinagem, principalmente após uma longa interrupção. Depois de algum tempo de operação, ocorre o equilíbrio térmico e as deformações térmicas mantêm-se aproximadamente constantes. [1]

Os estudos que levam em conta a variação da precisão dimensional com a variação da temperatura do sistema MFDP, não chegaram a formulações teóricas confiáveis, devido à ocorrência de fenômenos muito complexos durante o corte, provenientes da interação de diversos fluxos térmicos de diferentes intensidades, tempo de duração e variação. Os resultados neste campo de pesquisa são basicamente

experimentais e particulares [9].

Sabe-se, porém, que a deformação térmica é função do tempo de trabalho do sistema [9], e que a quantidade de calor gerada depende principalmente da velocidade de corte, do avanço e da profundidade de corte, ou seja, que a expansão térmica aumenta com o aumento destas variáveis.

Na prática, o que se tem aplicado são certas medidas para diminuir os efeitos da deformação térmica do sistema MFDP, utilizando por exemplo, fluidos de corte [3], deixando-se um intervalo de tempo entre a usinagem de desbaste e a de acabamento, estabilizando-se a temperatura de usinagem, etc.

Em muitos casos não se necessita tomar nenhuma medida de precaução, por serem as deformações muito pequenas. As experiências indicam que mesmo sob as condições mais desfavoráveis de usinagem, o efeito da deformação térmica na precisão da peça, normalmente não excede a 15% da soma dos outros fatores [1].

#### 2.2.5- Rigidez do sistema MFDP

A rigidez do sistema MFDP é de fundamental importância na formação dos desvios dimensionais e geométricos na usinagem de uma peça. Devido à esta sua importância, este assunto será estudado separadamente, a partir do próximo capítulo, constituindo-se no objetivo principal deste trabalho.

## CAPÍTULO 3

### INFLUÊNCIA DA RIGIDEZ DO SISTEMA MFDP NA FORMAÇÃO DOS DESVIOS DIMENSIONAIS E GEOMÉTRICOS

A ação das componentes da força de usinagem na peça, na ferramenta e na máquina, causam deformações e deflexões elásticas nos componentes do sistema MFDP, assim como deslocamentos de certos elementos do sistema, devido às folgas nos ajustes e nas peças acopladas.

Como as deformações elásticas e as deflexões dos componentes do sistema MFDP dependem da força aplicada e da rigidez do sistema, pode-se notar a importância da rigidez na formação dos desvios dimensionais e geométricos na usinagem de uma peça. A rigidez de um sistema mecânico pode ser definida como sendo a capacidade de resistir à ocorrência de deflexão elástica, ou ainda, como sendo a relação entre a ação de uma força e a deflexão devido a esta força.

Geometricamente, a rigidez ( $j$ ) pode ser expressa pela relação:

$$j = \frac{P}{Y} ; \quad (3.1)$$

onde:  $j$  = rigidez [N/mm];

$P$  = força atuante no sistema [N];

$Y$  = deflexão do sistema devido à ação da força  $P$  [mm].

A rigidez pode ainda ser definida como:

$$j = \frac{\Delta P}{\Delta Y} \quad , \quad (3.2)$$

onde:  $\Delta P$  = incremento da força  $P$ ;

$\Delta Y$  = incremento da deflexão  $Y$  devido a  $\Delta P$ .

Aplicando-se esta definição a um sistema MFDP, pode-se concluir que, sob a ação das componentes da força de usinagem, as peças componentes (eixos, rolamentos, guias, buchas, suportes, etc.), além de deformadas, são também deslocadas umas em relação às outras. Este fato pode causar uma variação muito grande na rigidez do sistema total, dificultando a previsão por cálculos técnicos. Por isso, a rigidez do sistema não é calculada, mas determinada experimentalmente através da aplicação de cargas e da medição de suas respectivas deflexões. Uma vez que experiências de vários pesquisadores [1] e [9] mostraram que, quando se submete uma unidade de máquina ferramenta à aplicação discreta de uma carga ( $P$ ), sendo as cargas retiradas, após atingirem o seu valor máximo, a deflexão ( $Y$ ), pode ser determinada por uma relação do tipo  $Y = f(P)$ .

Se esta relação for relacionada no gráfico para o carregamento e descarregamento das forças, geralmente as curvas de carregamento e descarregamento não coincidem, isto é, ocorre o fenômeno de histerese devido à perda de energia proveniente das forças de atrito nas juntas, deformações no contato entre as peças, etc.

De maneira geral, as curvas de deslocamento

devidos a ação das cargas não são retas, podendo variar bastante na sua forma. Isto ocorre principalmente no início, quando as cargas aplicadas ainda são insuficientes para eliminar totalmente as folgas entre os diversos componentes do sistema (Figura 3.1).

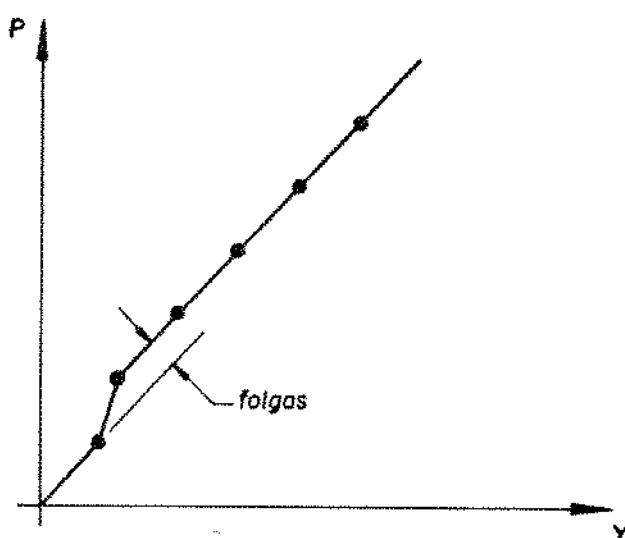


Figura 3.1. Gráfico  $Y = f(P)$

Assim, a rigidez dos componentes da máquina ferramenta são determinadas por uma aplicação progressiva de cargas, aumentando-se a sua magnitude do zero até um determinado valor. As deflexões dos componentes da máquina são medidos, para cada carga, na direção normal à superfície usinada.

A rigidez total da máquina-ferramenta pode ser calculada com base na rigidez dos seus componentes, determinados experimentalmente. Após as conceituações teóricas sobre a rigidez das unidades correspondentes do sistema MFDP, torna-se possível analisar a sua influência na variação provocada em uma característica de qualidade de uma peça em

A acuracidade do diâmetro de um eixo liso, quando torneado entre centros, depende de sua deflexão devido à ação da força de usinagem. Para se compreender melhor o aparecimento de deflexões nas peças usinadas, tem-se que verificar quais as forças e momentos que agem sobre o sistema MFDP. De acordo com a Figura 3.2, tem-se que, com o aparecimento da força de corte  $P_c$  na ferramenta, haverá também na peça uma força igual e de sentido contrário a  $P_c$ . Transferindo-se a força  $P_c$  para o centro da peça, haverá também um momento resistente ( $M_r$ ) ao corte:

$$M_r = \frac{P_c \cdot D}{2} \text{ [N.mm]} \quad , \quad (3.3)$$

onde "D" é o diâmetro da peça usinada.

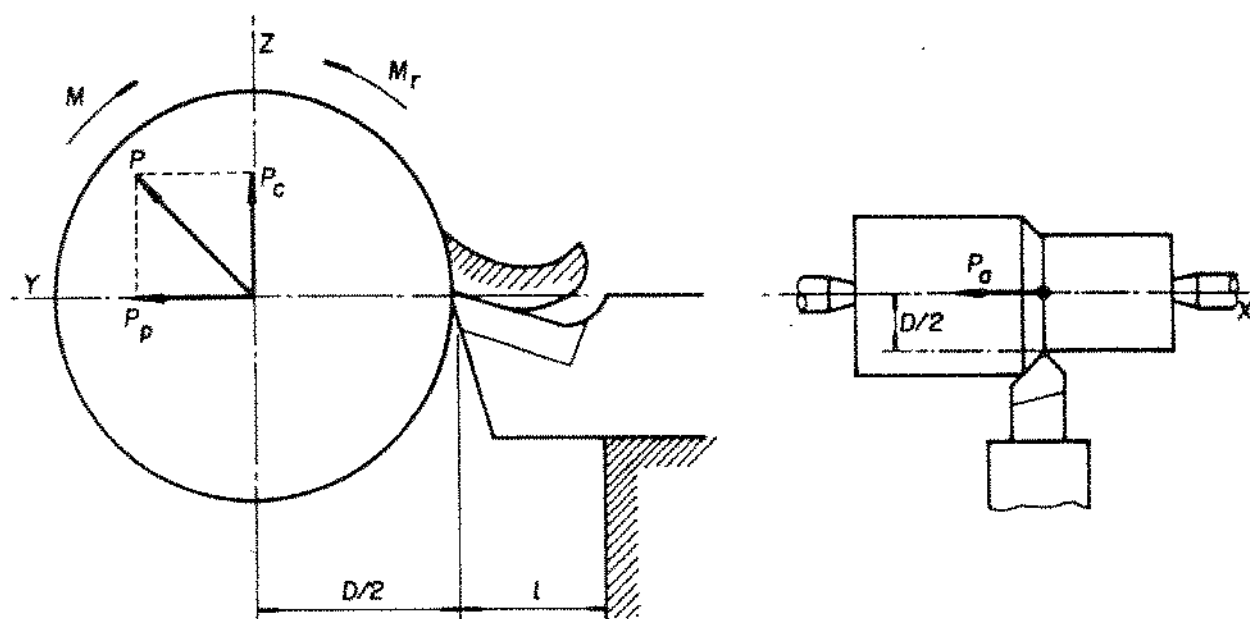


Figura 3.2. Ação exercida na peça pelas forças  $P_a$ ,  $P_c$  e  $P_p$

Assimilando-se a peça presa entre centros a uma viga bi-apoiada, conclui-se que, além do momento resistente, a força  $P_c$  provocará também um momento fletor no plano vertical.

O corte da peça só será efetivado se o momento resistente ( $M_r$ ) for menor que o momento torçor fornecido pela máquina ferramenta ( $M$ ) ou seja,  $M > M_r$  sendo que o momento torçor ( $M$ ) deve ser calculado a partir da potência de entrada na máquina e dos rendimentos mecânicos da transmissão.

A força passiva  $P_p$  que aparece na ferramenta corresponde na peça à uma força igual e de sentido contrário a

$P_p$ , que irá fletir a peça no plano horizontal.

A composição das forças  $P_p$  e  $P_c$  resultará na força  $P$ , que produzirá o momento fletor total, sendo que:

$$P = \sqrt{P_p^2 + P_c^2} \quad (3.4)$$

O momento fletor total, agindo sobre a peça irá provocar deflexões que irão influir na precisão da superfície usinada. A componente  $P_a$ , reação na peça da força de avanço  $P_a$ , empurra a peça contra um lado da sua fixação e além disso, produz o momento resistente ao avanço  $M_a$ , onde:

$$M_a = P_a \cdot \frac{D}{2} \quad (3.5)$$

que tende a soltar a peça quando está presa entre pontos. Quanto maior for a capacidade da peça de resistir à flambagem, menor será a influência da força  $P_a$  e do momento  $M_a$  na precisão longitudinal da peça.

A Figura 3.3 apresenta, com a simbologia da Resistência dos Materiais, os esforços a que está submetido o eixo da Figura 3.2.

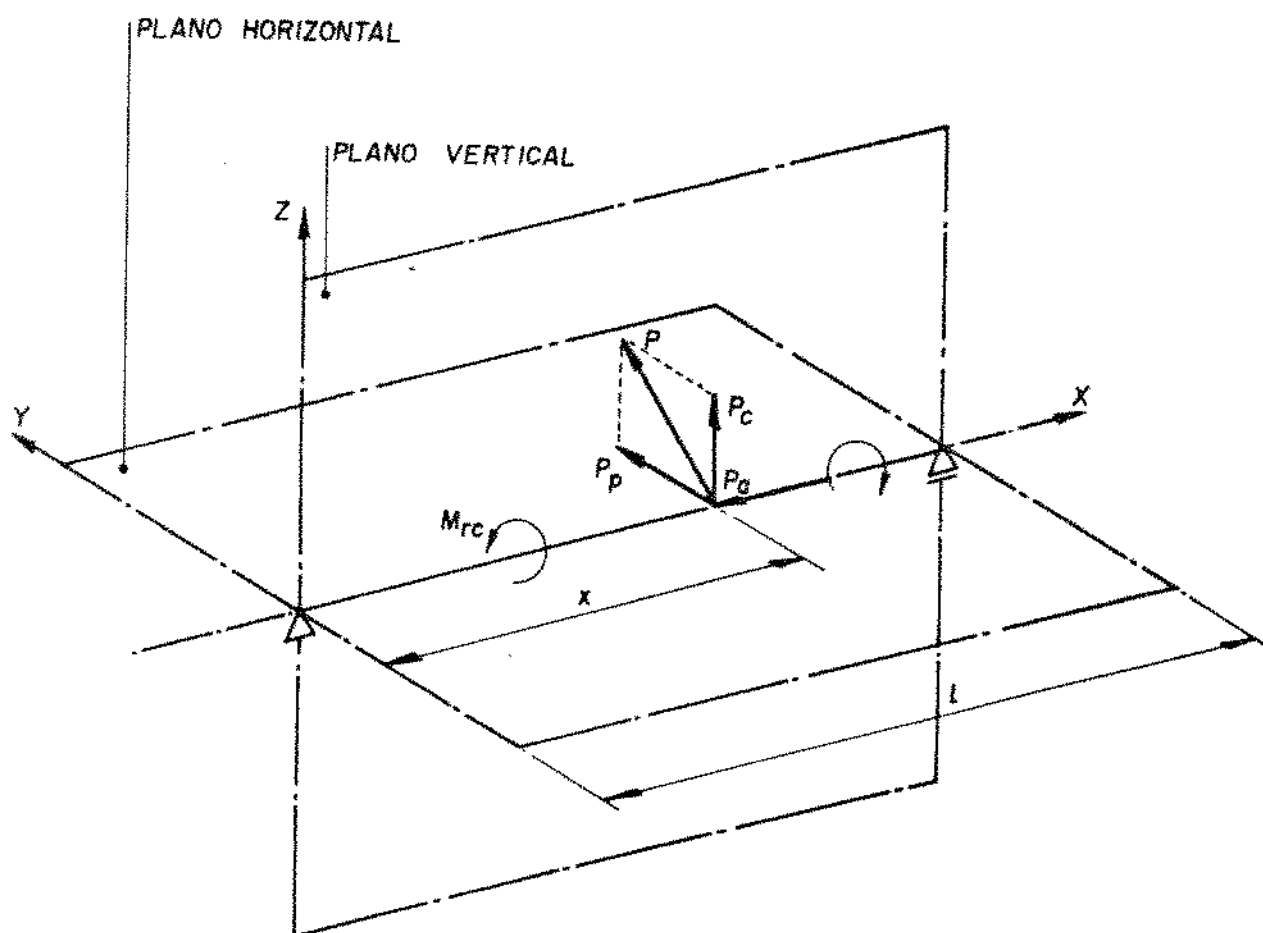


Figura 3.3. Esforços a que se submete um eixo torneado entre pontos.

A rigor, o estudo do desvio dimensional e geométrico de uma peça, deveria levar em consideração a aplicação da força passiva  $P_p$ , da força de corte  $P_c$ , e da força de avanço  $P_a$ . Porém, a maioria dos autores [1], [2] e [9], fizeram os seus estudos levando em consideração apenas a força passiva  $P_p$ , por ser esta a componente da força de usinagem que mais influi na variação dimensional da peça usinada. No entanto, estes mesmos autores afirmam que, se forem aplicados simultaneamente as componentes  $P_p$  e  $P_c$ , haveria uma diferença significativa na deflexão do sistema.

Este trabalho levará em consideração a

aplicação das forças  $P_p$  e  $P_c$  separadamente. A força de avanço será desprezada por normalmente influir muito pouco na deflexão do sistema [1].

Serão estudados a seguir a influência da rigidez do conjunto MFDP na deflexão de um eixo liso torneado entre pontos, entre placa e ponto, e em balanço, num torno paralelo Universal. Para tanto, o conjunto MFDP será dividido em duas partes, ou seja, componentes da máquina-ferramenta e da peça. A deflexão total será a soma das duas deflexões.

### 3.1. Deflexão dos Componentes da Máquina-Ferramenta

O sistema, neste caso, corresponde ao conjunto MFD (Máquina/Ferramenta/Dispositivos auxiliares), ou seja, sem a peça. Considera-se a peça como sendo absolutamente rígida, fixada entre pontos e sob a ação da força (P) de usinagem aplicada num ponto qualquer do vão, conforme a Figura 3.4. A força (P) é definida como:

$$P = \sqrt{P_p^2 + P_c^2} \quad (3.6)$$

Na Figura 3.4, o cabeçote do torno deslocar-se-á do ponto (A) para o ponto A', com uma deflexão  $Y_c$  do cabeçote.

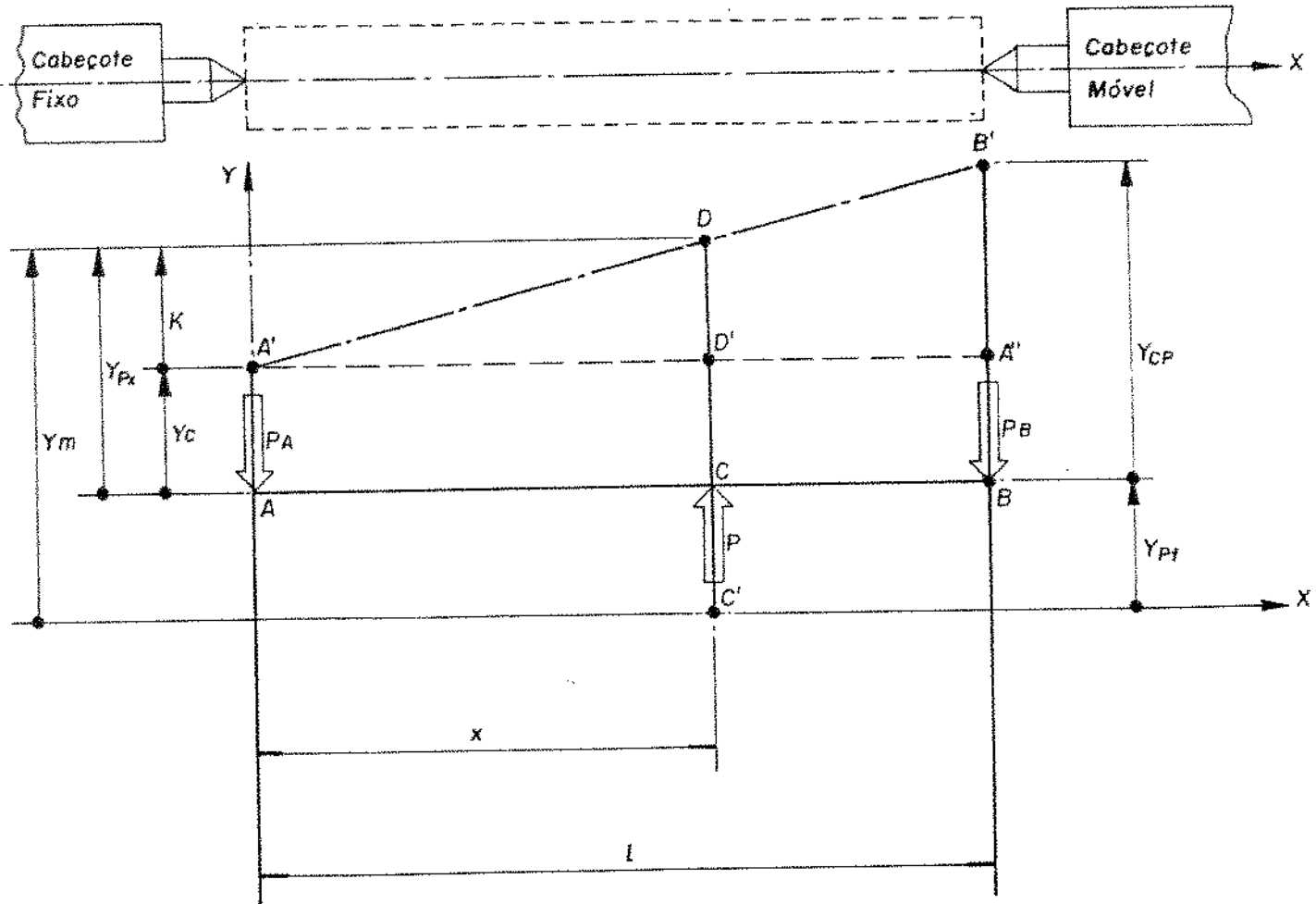


Figura 3.4. Deformações elásticas do sistema MFD no torneamento entre pontos de um eixo liso.

O Contraponto deslocar-se-á do ponto B para o ponto B', com deflexão  $Y_{cp}$ ; o Carro Porta-ferramentas, do ponto C para o ponto C', com deflexão  $Y_{pf}$ .

O eixo de simetria da peça desloca-se da posição AB para a posição A'B', com a deflexão  $Y_{px}$  no ponto x.

Da Figura 3.4 tem-se as relações:

$$Y_{px} = Y_c + K$$

$$Y_c = \frac{P_A}{J_c} ; \quad P_A = P \cdot \frac{l-x}{l}$$

$$Y_{cp} = \frac{P_B}{J_{cp}} ; \quad P_B = P \cdot \frac{x}{l}$$

onde:

$J_c, J_{cp}$  = rigidez do Cabeçote e Contraponto, respectivamente.

$P_A, P_B$  = reações do Cabeçote e Contraponto devido à aplicação da força  $P$ .

Substituindo-se os valores de  $P_A$  e  $P_B$  nas equações de  $Y_c$  e  $Y_{cp}$ , resulta:

$$Y_c = \frac{P}{J_c} \cdot \frac{l-x}{l} \quad (3.7)$$

$$Y_{cp} = \frac{P}{J_{cp}} \cdot \frac{x}{l} \quad (3.8)$$

O valor de  $K$  pode ser obtido através da semelhança dos triângulos  $A'B'A''$  e  $A'DD'$ , ou seja,

$$K = (Y_{cp} - Y_c) \frac{x}{l} .$$

Substituindo-se este valor de  $K$  na equação  $Y_{px}$ , tem-se:

$$Y_{px} = Y_c + (Y_{cp} - Y_c) \frac{x}{l} .$$

Substituindo-se os valores de  $Y_c$ ,  $Y_{cp}$  e simplificando, resulta:

$$Y_{px} = \frac{P}{J_c} \left[ \frac{l-x}{l} \right]^2 + \frac{P}{J_{cp}} \left[ \frac{x}{l} \right]^2 . \quad (3.9)$$

Sendo  $Y_m$  a deflexão total das unidades da máquina em qualquer posição da ferramenta ao longo da peça, tem-se, conforme a Figura 3.4:

$$Y_m = + Y_{pf} + Y_{px} \quad (3.10)$$

com  $Y_{pf} = \frac{P}{J_{pf}}$ .

Substituindo-se os valores de  $Y_{pf}$  e  $Y_{px}$ , resulta:

$$Y_m = \frac{P}{J_{pf}} + \frac{P}{J_c} \left( \frac{l-x}{l} \right)^2 + \frac{P}{J_{cp}} \left( \frac{x}{l} \right)^2$$

ou

$$Y_m = P \left[ \frac{1}{J_{pf}} + \frac{1}{J_c} \left( \frac{l-x}{l} \right)^2 + \frac{1}{J_{cp}} \left( \frac{x}{l} \right)^2 \right] \quad (3.11)$$

A rigidez da máquina-ferramenta será então determinada pela equação:

$$J_m = \frac{P}{Y_m} = \frac{1}{\frac{1}{J_{pf}} + \frac{1}{J_c} \left( \frac{l-x}{l} \right)^2 + \frac{1}{J_{cp}} \left( \frac{x}{l} \right)^2} \quad (3.12)$$

Para facilitar os cálculos, define-se a flexibilidade  $W$ , como sendo a capacidade de um elemento do sistema MFD de mudar a posição relativa de pontos previamente selecionados no intervalo  $[0, l]$ , sob a ação de uma força aplicada, e na direção da linha de ação da força [9], ou seja, é o inverso da rigidez do elemento, dada por:

$$W = \frac{1}{J} \text{ [mm/N] ,}$$

ou então,

$$W = \frac{10^3}{J} \text{ [}\mu\text{m/N] .}$$

Para o sistema MFD, resulta:

$$\frac{1}{J_m} = \frac{1}{J_{pf}} + \frac{1}{J_c} \left( \frac{l-x}{l} \right)^2 + \frac{1}{J_{cp}} \left( \frac{x}{l} \right)^2 \quad (3.13)$$

e portanto,

$$W_m = W_{pf} + W_c \left( \frac{l-x}{l} \right)^2 + W_{cp} \left( \frac{x}{l} \right)^2, \quad (3.14)$$

Pode-se concluir que a flexibilidade  $W$  também pode ser determinada experimentalmente. Assim uma relação semelhante à da rigidez pode ser determinada, ou seja,  $Y = f(P)$ .

Sendo, por definição,

$$W = \frac{Y}{P}; \quad W_m = \frac{Y_m}{P}.$$

Substituindo-se o valor da equação (3.14), resulta equação geral:

$$Y_m = P \left[ W_{pf} + W_c \left( \frac{l-x}{l} \right)^2 + W_{cp} \left( \frac{x}{l} \right)^2 \right] \quad \mu m \quad (3.15)$$

Para  $x = 0$  resulta  $Y_m = P(W_{pf} + W_c)$  e para  $x = l$  resulta  $Y_m = P(W_{pf} + W_{cp})$ .

Substituindo-se valores na equação 3.15 e relacionando os valores de  $Y_m$  obtidos, em gráficos da deflexão da máquina em função da posição, tem-se as curvas de variação das deflexões apresentadas na Figura 3.5 (a,b,c). Esta Figura mostra a influência da posição da ferramenta ao longo da peça (considerando a peça absolutamente rígida), para os casos  $W_c < W_{cp}$ ,  $W_c = W_{cp}$  e  $W_c > W_{cp}$ , respectivamente. Pode-se observar que as maiores deflexões ocorrem próximos ao Cabeçote ou ao Contraponto, variando a sua magnitude de acordo com a flexibilidade dos componentes.

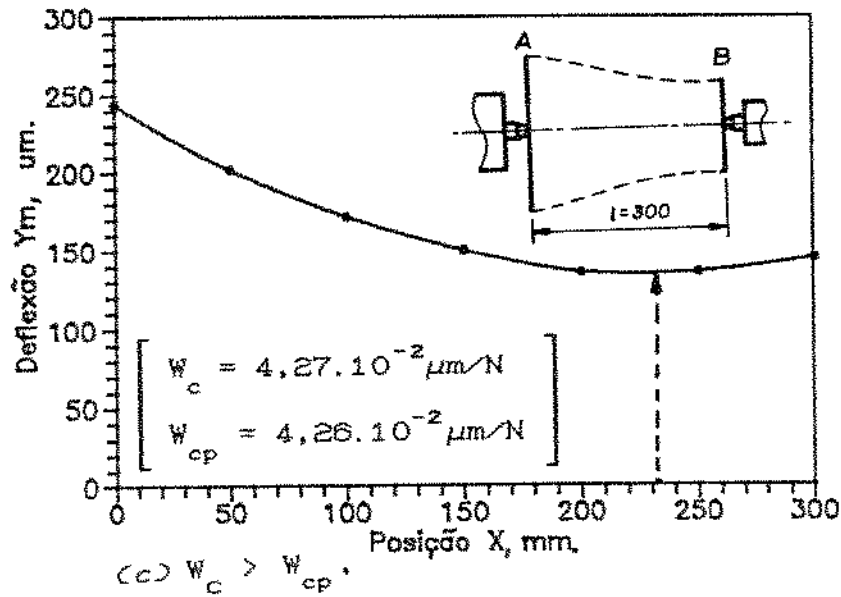
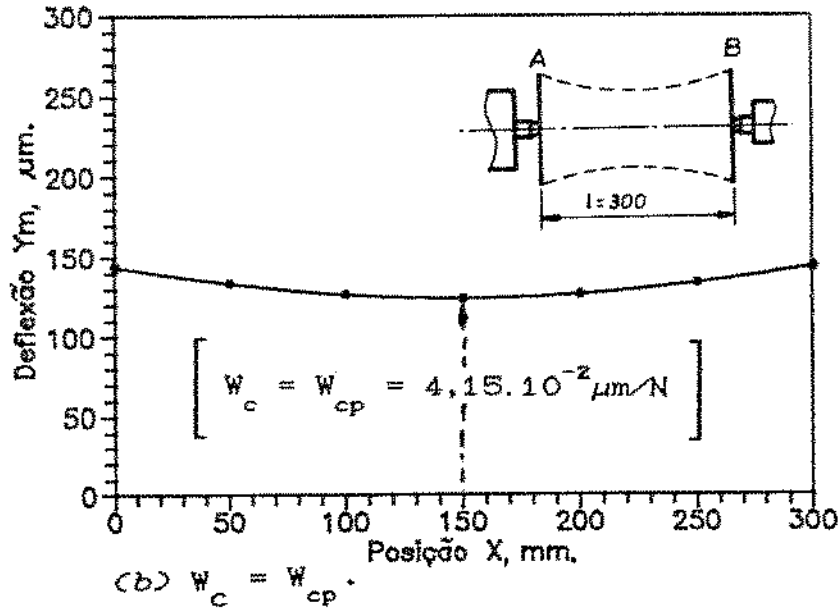
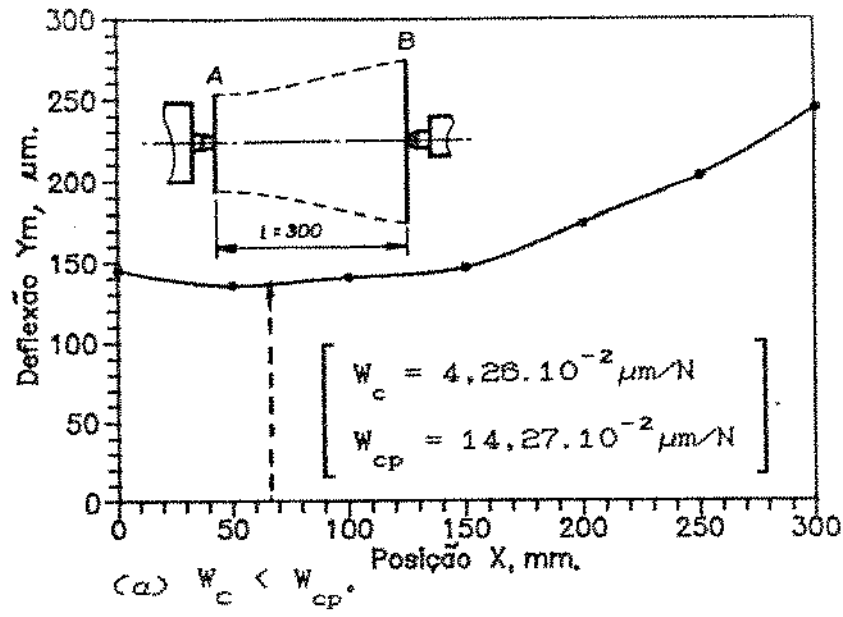


Figura 3.5. Variação típica das deflexões  $Y_m$  no sistema MFD, para diferentes valores da relação  $W_c/W_{cp}$  e uma força  $P = 980N$ , e  $W_{pf} = 10,58 \cdot 10^{-2} \mu m/N$ .

Valor mínimo da deflexão:

A equação (3.15) pode ser posta na forma:

$$Y_m = P \left[ \frac{W_c + W_{cp}}{l^2} \right] x^2 - 2 \frac{W_c}{l} x + \left( W_{pf} + W_c \right), \quad (3.16)$$

cuja derivada primeira será,

$$\frac{dY_m}{dx} = 2P \cdot \left[ \frac{W_c + W_{cp}}{l^2} \right] x - 2P \cdot \frac{W_c}{l}$$

e a derivada segunda,

$$\frac{d^2Y_m}{dx} = 2P \cdot \left[ \frac{W_c + W_{cp}}{l^2} \right].$$

Como a derivada segunda é positiva, a função passa por um valor mínimo (ou seja, derivada primeira nula) que resulta na posição de ocorrência:

$$x = \frac{l}{1 + \frac{W_{cp}}{W_c}} \quad (3.17)$$

Cujos casos particulares são:

<u>Condição</u>	<u>Valor mínimo para a posição (x)</u>	<u>Posição relativa</u>
$W_{cp} = 0$	1	lado do Contraponto
$W_c = 0$	0	lado do Cabeçote
$W_c = W_{cp}$	1/2	entre o Contraponto e o Cabeçote
$W_c > W_{cp}$	> 1/2	mais próximo do Contraponto
$W_c < W_{cp}$	< 1/2	mais próximo do Cabeçote

Valor máximo da deflexão

A posição de ocorrência dos valores máximos é função dos valores de  $W_c$  e  $W_{cp}$ , que definem a forma de variação da função  $Y_m$ , como mostrado na Figura 3.5. Tem-se dois máximos parciais, ou sejam:

<u>Condição</u>	<u>Valor mínimo para as posições (x)</u>		<u>Posição</u>
	<u>Maior</u>	<u>Menor</u>	
$W_{cp} = 0$	0	—	lado do Cabeçote (apenas 1 máximo)
$W_c = 0$	1	—	lado do Contraponto (apenas 1 máximo)
$W_c = W_{cp}$	(0)	(1)	Máximos iguais no Contraponto e Cabeçote
$W_c > W_{cp}$	0	1	lado do Cabeçote
$W_c < W_{cp}$	1	0	lado do Contraponto.

### 3.2. Deflexão da Peça

Neste caso, considera-se os componentes da máquina ferramenta como sendo absolutamente rígidos, e a peça flexível.

A deflexão  $Y_p$  da peça sob a ação de uma ferramenta de corte, em qualquer posição  $x$  ao longo do seu eixo, pode ser calculada para os diferentes métodos de fixação da peça, valendo-se do método da energia para o cálculo da deflexão [17] e [18].

A seguir, serão observadas as equações para o cálculo da deflexão, utilizando-se o método da energia, que possibilita levar em consideração a variação de diâmetro devido à profundidade de corte ( $p$ ). A diferença nos diâmetros serão considerados significativos quando a profundidade de corte for igual ou superior a 3 mm.

#### 3.2.1. Cálculo da deflexão da peça fixada entre pontos.

Considerando-se os componentes da máquina-ferramenta absolutamente rígida, e a peça como sendo uma viga bi-apoiada (Figura 3.6), tem-se:

$$R_1 = \frac{P \cdot b}{L}$$

$$R_2 = \frac{P \cdot a}{L}$$

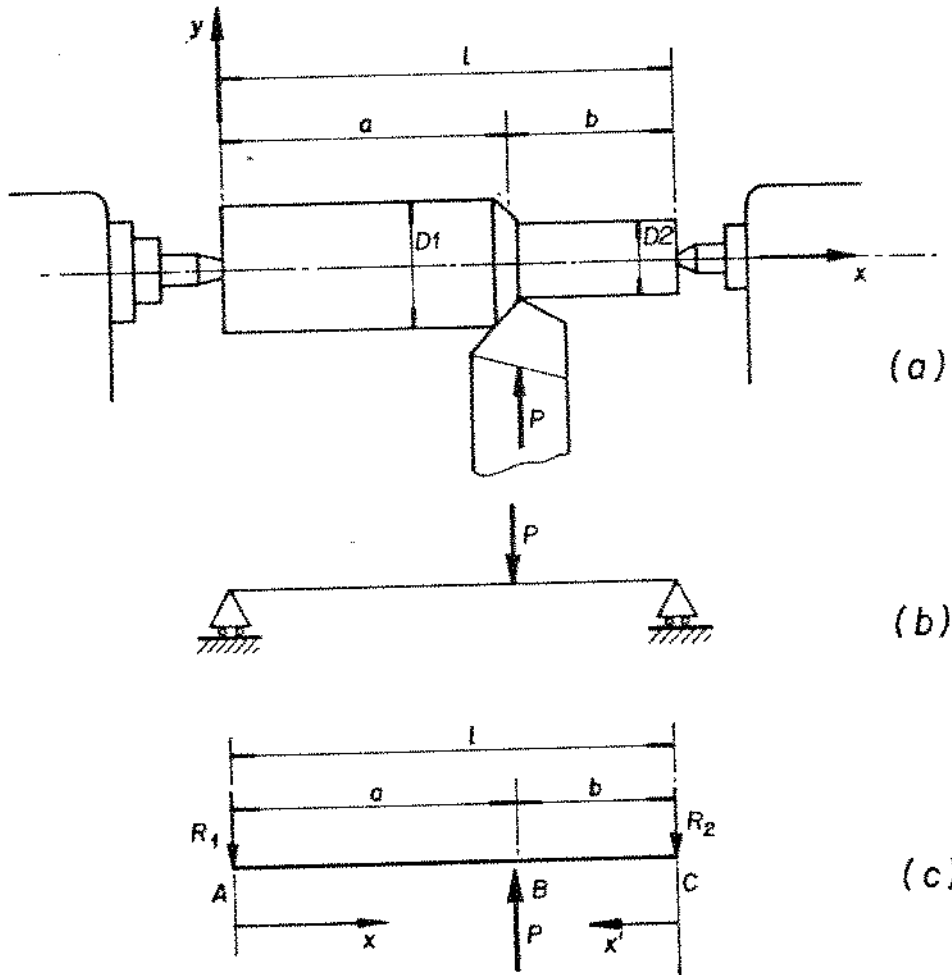


Figura 3.6. a) esquema da peça fixada entre pontos, b) esquema simplificado, c) esforços atuantes.

$$M_{AB} = \frac{P \cdot b}{l} \cdot x$$

$$M_{BC} = \frac{P \cdot a}{l} \cdot x'$$

Utilizando-se o método da energia [18],

$$\begin{aligned} y_P &= \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{1}{EI_1} \int_0^l M_1 \frac{\partial M_1}{\partial P} \cdot dx_1 \\ &= \int_0^a \frac{M_{AB}}{EI_1} \frac{\partial M_{AB}}{\partial P} dx + \int_0^b \frac{M_{BC}}{EI_2} \frac{\partial M_{BC}}{\partial P} dx' \\ &= \frac{1}{EI_1} \int_0^a \frac{P \cdot b \cdot x}{l} \cdot \frac{b \cdot x}{l} \cdot dx + \frac{1}{EI_2} \int_0^a \frac{P \cdot a \cdot x'}{l} \cdot \frac{a \cdot x'}{l} \cdot dx' \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{EI_1} \left[ \frac{P b^2 a^3}{3l^2} \right] + \frac{1}{EI_2} \left[ \frac{P a^2 b^3}{3l^2} \right] \\
 y_p &= \frac{P a^2 b^3}{3El^2} \left[ \frac{a}{I_1} + \frac{b}{I_2} \right] \\
 \text{para } a = x, \text{ e } b = (l - x), \text{ tem-se:} \\
 y_p &= \frac{P (l-x)^2 \cdot x^2}{3El^2} \left[ \frac{x}{I_1} + \frac{(l-x)}{I_2} \right] \quad [\text{mm}] \quad (3.18)
 \end{aligned}$$

onde:

$E$  = módulo de Young  $[\text{N/mm}^2]$ ;

$I$  = momento de inércia  $[\text{mm}^4]$ ;

$l$  = comprimento do eixo  $[\text{mm}]$ .

Sabe-se que para eixos maciços de seção transversal circular:

$$I_1 = \frac{\pi D_1^4}{64}, \quad [\text{mm}^4]$$

$$I_2 = \frac{\pi D_2^4}{64}, \quad [\text{mm}^4]$$

onde:  $D_1$  = diâmetro da seção do trecho AB em mm;

$D_2$  = diâmetro da seção do trecho BC em mm.

Substituindo-se estes valores na equação 3.18, e sendo  $2 \cdot p = D_1 - D_2$  onde "p" é a "profundidade de corte", resulta:

$$y_p = \frac{64P}{3\pi} \frac{(l-x)^2 \cdot x^2}{E \cdot l^2} \left[ \frac{x}{D_1^4} + \frac{l-x}{(D_1-2p)^4} \right] \quad (3.19)$$

Para pequenas profundidades de corte (p), resulta

$D_1 \approx D_2$  e portanto,

$$Y_p \approx \frac{64 P}{3\pi} \frac{(l-x)^2 \cdot x^2}{E l \cdot D_1^4} \quad (3.20)$$

Para a flexibilidade ( $W_p$ ) medida em  $\mu m$ , tem-se:  $W_p = Y_p / P$ , segue que:

$$W_p = \frac{6,4 \cdot 10^4}{3\pi} \frac{(l-x)^2 \cdot x^2}{E \cdot l^2} \left[ \frac{x}{D_1^4} + \frac{l-x}{(D_1 - 2p)^4} \right] \quad (\mu m / N) \quad (3.21)$$

e quando  $D_1 \approx D_2$ ,

$$W_p = \frac{6,4 \cdot 10^4}{3\pi} \frac{(l-x)^2 \cdot x^2}{E \cdot l \cdot D_1^4} \quad (\mu m / N) \quad (3.22)$$

Substituindo-se valores na equação 3.21, e relacionando-se os valores de  $Y_p$  assim obtidos, em gráficos da deflexão da peça em função da posição, tem-se as curvas das deflexões. As Figuras 3.7 e 3.8 mostram a deflexão total da peça sob ação de uma ferramenta de corte em qualquer posição  $x$  ao longo da peça (considerando-se a máquina ferramenta absolutamente rígida), para o caso em que  $p = 3mm$ , ou seja,  $I_1$  maior que  $I_2$  e para o caso em que  $p$  é menor que  $3mm$ , ou seja,  $I_1 = I_2$ , respectivamente.

Pode-se observar na Figura 3.7 que se for considerado  $I_1$  maior que  $I_2$ , a deflexão será bem maior que no caso em que  $I_1 = I_2$  (Figura 3.8), e a curva da deflexão será assimétrica em relação ao meio da peça ( $l/2=150mm$ ), enquanto que se for considerado  $I_1 = I_2$ , a curva será simétrica (Figura 3.8).

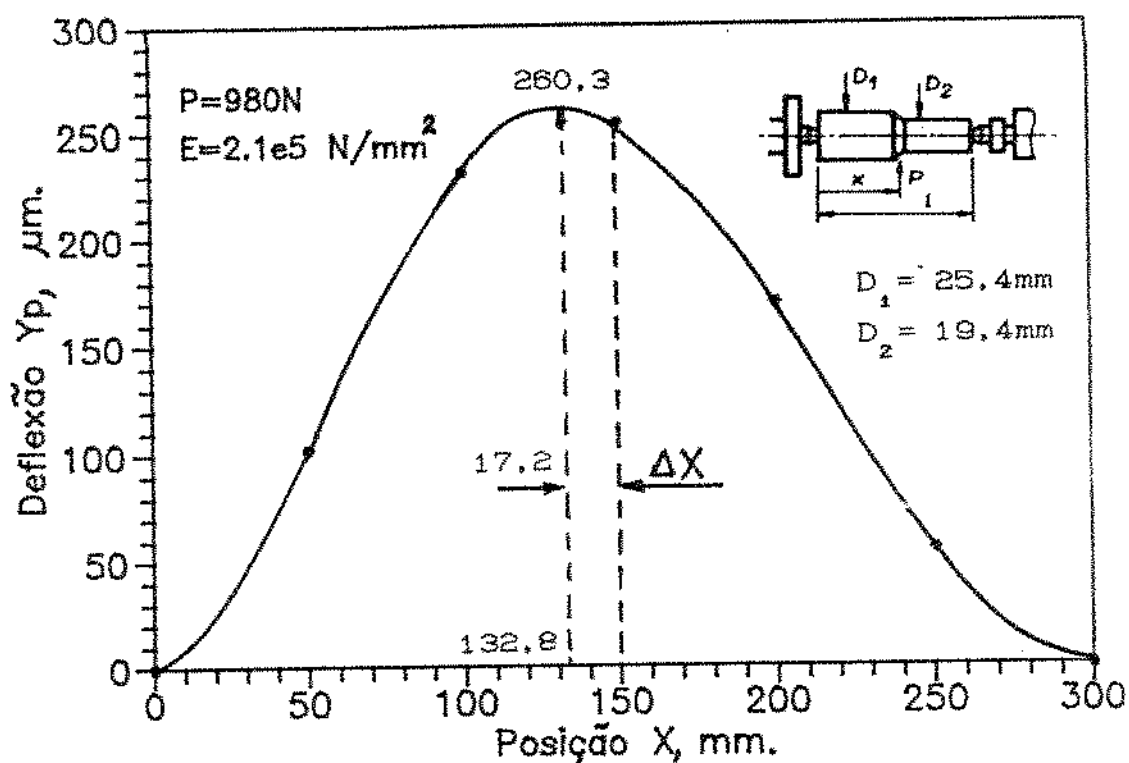


Figura 3.7. Deflexão para peça fixada entre pontos,  $D_1 > D_2$ .

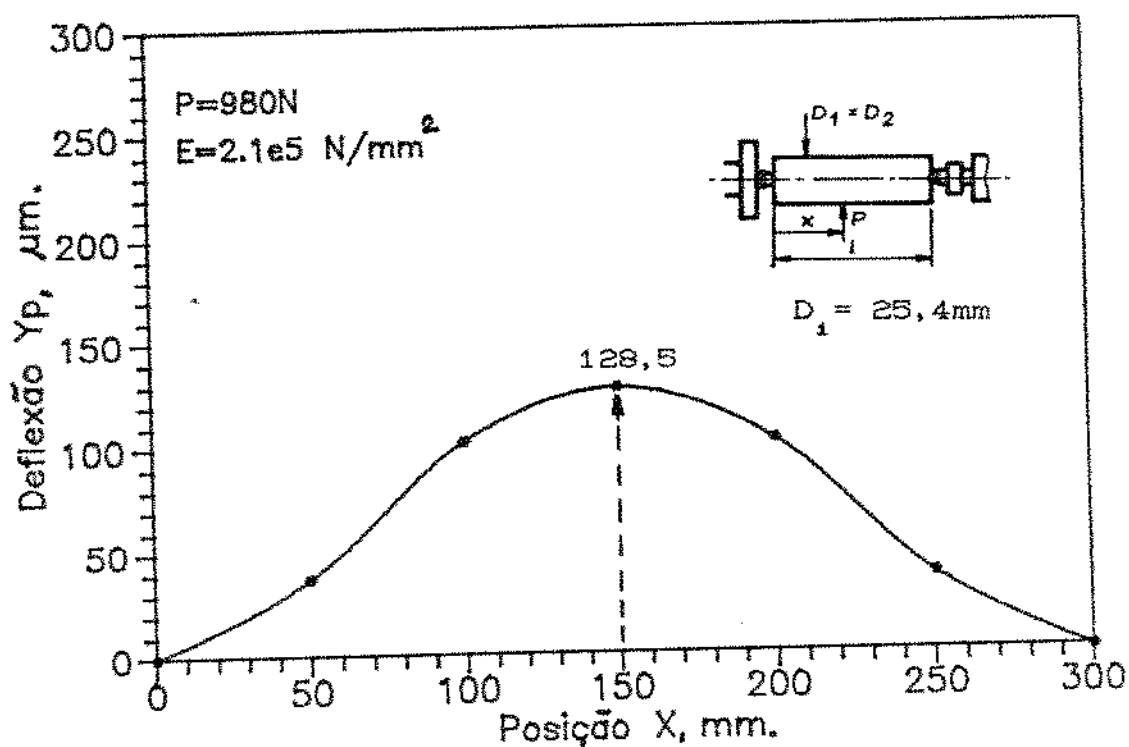


Figura 3.8. Deflexão para peça fixada entre pontos  $D_1 = D_2$ .

Deflexão máxima

A equação (3.19) pode ser posta na forma:

$$Y_p = a.b \left[ (l-x)^2 . x^3 + k(l-x)^3 . x^2 \right] \quad (\mu m) \quad (3.23)$$

com:

$$a = \frac{6,4 \cdot 10^3 \cdot P}{3\pi \cdot E \cdot l^2} ; \quad b = \frac{1}{D_1^4} ; \quad c = \frac{1}{D_2^4} ;$$

$$e, \quad k = \frac{c}{b} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^4 ,$$

constantes (independentes de  $x$ ). A derivada primeira será:

$$\frac{dY_p}{dx} = a.b.x(l-x) \left[ 5(k-1)x^2 - (7k-3)l.x + 2k.l^2 \right] .$$

O valor máximo da deflexão ocorrerá para  $dY_p/dx = 0$ , ou seja, considerando-se apenas os valores significativos, resulta

$$5(k-1)x^2 - (7k-3)lx + 2k.l^2 = 0 \quad . \quad (3.24)$$

Quando  $k=1$ , correspondente à condição  $D_1=D_2$ ,

tem-se:

$$-4lx + 2l^2 = 0,$$

$$x = \frac{l}{2} \quad (3.25)$$

ou seja, o valor máximo da deflexão ocorre na metade do comprimento total da peça fixada entre pontos, como foi notado por Agostinho [10] e Kovan [11].

Quando  $k > 1$ , correspondente à condição  $D_1 > D_2$ , a raiz da equação (3.24), de significância prática, será:

$$x = l \left[ \frac{7k-3 - (9k^2-2k+9)^{0,5}}{10(k-1)} \right] \quad (3.26)$$

Denominando-se,

$$\varphi = \frac{7k-3 - (9k^2-2k+9)^{0,5}}{10(k-1)} \quad (3.27)$$

como o fator de deslocamento do ponto de máximo em relação ao ponto médio, tem-se;

$$x = l \cdot \varphi \quad (3.28)$$

Com um deslocamento  $\Delta x$ , em milímetros, da posição central dado por:

$$\Delta x = \frac{l}{2} - l\varphi = l \left( \frac{1}{2} - \varphi \right) \quad (3.29)$$

Os valores numéricos apresentados na Figura 3.7 exemplificam a utilização das equações (3.28) e (3.29).

Como a relação  $k$  entre os diâmetros  $D_1$  e  $D_2$  é adimensional, pode-se estimar o valor de  $x$  sem conhecer os valores numéricos dos diâmetros  $D_1$  e  $D_2$ , como mostrado na Figura 3.9.

### 3.2.2. Cálculo da deflexão da peça fixada entre placa e ponto.

Considerando-se os componentes da máquina-ferramenta absolutamente rígidos e a peça como sendo uma viga engastada no lado da placa e apoiada no lado do contra ponto, (Figura 3.10) tem-se:

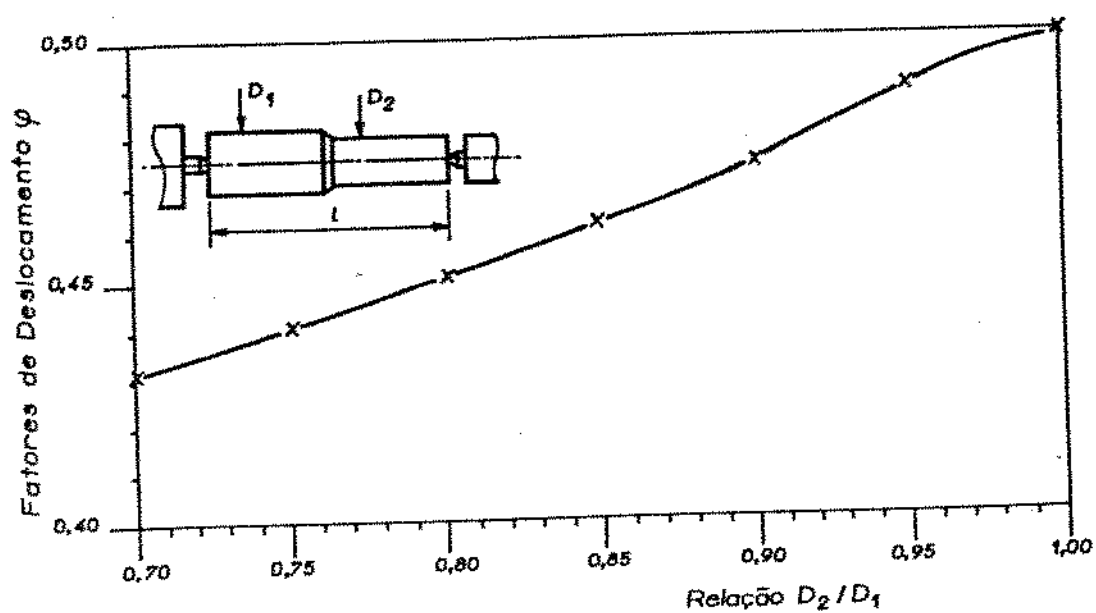


Figura 3.9. Variação do fator  $\varphi$  em função da relação de diâmetros, para peça fixada entre pontos.

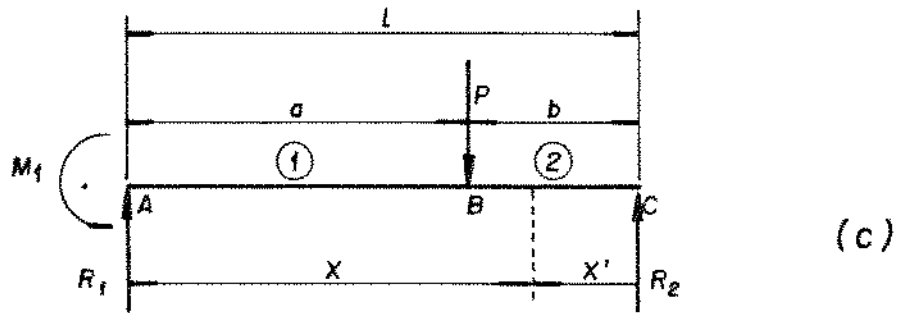
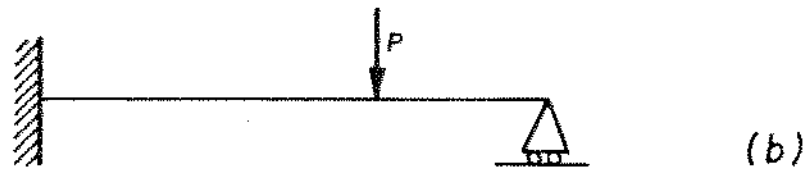
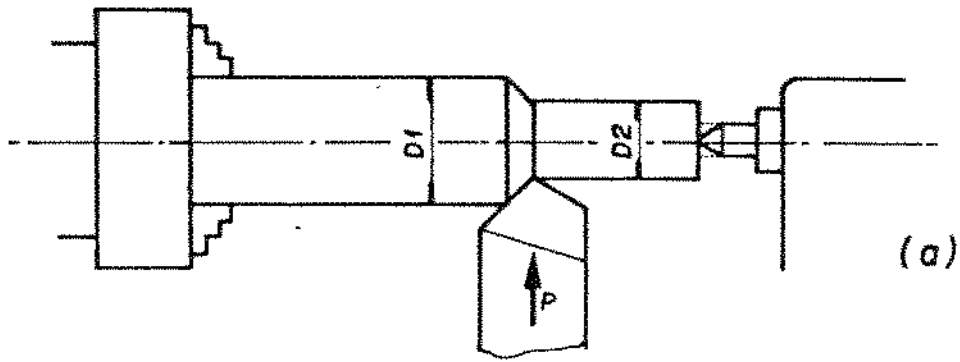


Figura 3.10. a) esquema da peça fixada entre placa e ponto; b) esquema simplificado; c) esforços atuantes.

$$R_1 = \frac{P \cdot b}{2l^3} (3l^2 - b^2) ,$$

$$R_2 = \frac{P \cdot a^2}{2l^3} (3l - a) ,$$

$$M_1 = \frac{P \cdot b}{2l^2} (b^2 - l^2) ,$$

$$M_{AB} = \frac{P \cdot b}{2l^3} \left[ b^2 \cdot l - l^3 + x(3l^2 - b^2) \right] ,$$

$$M_{BC} = \frac{P \cdot a^2}{2l^3} (3l^2 - 3lx - al + ax) ,$$

ou,

$$M_{BC} = \frac{P \cdot a^2}{2l^3} (3l^2 - a)x' \quad , \quad \text{onde } x' = l - x \quad .$$

Utilizando-se o método da energia [14]:

$$U = \int_0^a \frac{M_{AB}^2}{2EI} dx + \int_0^b \frac{M_{BC}^2}{2EI} dx' \quad ,$$

$$Y_p = \frac{\partial U}{\partial P} = \int_0^a \frac{M_{AB}}{EI_1} \cdot \frac{\partial M_{AB}}{\partial P} dx + \int_0^b \frac{M_{BC}}{EI_2} \cdot \frac{\partial M_{BC}}{\partial P} dx' \quad .$$

Sendo:

$$Y_p = Y_1 + Y_2 \quad ,$$

$$\begin{aligned} Y_1 &= \int_0^a \frac{M_{AB}}{EI_1} \cdot \frac{\partial M_{AB}}{\partial P} dx \quad , \\ &= \int_0^a \frac{Pb^2}{4EI_1 l^3} \left[ (3l^2 - b^2)x + b^2l - l^3 \right]^2 dx \quad , \end{aligned}$$

resulta,

$$\begin{aligned} Y_1 &= \frac{Pb^2}{4EI_1 l^3} \left[ (3l^2 - b^2) \frac{a^3}{3} + (3l^2 - b^2)(b^2l - l^3) a^2 + \right. \\ &\quad \left. + (b^2l - l^3)^2 a \right] \quad . \end{aligned} \tag{3.30}$$

$$Y_2 = \int_0^b \frac{Pa^4}{4EI_2 l^3} (3l - a)^2 x'^2 dx' \quad ,$$

$$Y_2 = \int_0^b \frac{Pa^4}{4EI_2 l^3} (3l - a)^2 \frac{b^3}{3} \quad . \tag{3.31}$$

Como  $Y = Y_1 + Y_2$  ,

$$Y_p = \frac{Pb^2}{4EI_1 l^3} \left[ (3l^2 - b^2)^2 \frac{a^3}{3} + (3l^2 - b^2)(b^2 l - l^3) a^2 + (b^2 l - l^3)^2 a \right] + \frac{Pa^4}{12EI_2 l^3} (3l - a)^2 b^3 \quad [\text{mm}] \quad (3.32)$$

Para  $a = x$ ,  $b = l - x$ , e  $Y_p$  em  $\mu\text{m}$ , tem-se:

$$Y_p = \frac{P(l-x)^2 10^3}{4EI_1 l^3} \left\{ \left[ 3l^2 - (l-x)^2 \right]^2 \frac{x^3}{3} + \left[ 3l^2 - (l-x)^2 \right] \left[ (l-x)^2 l - l^3 \right] x^2 + \left[ (l-x)^2 l - l^3 \right]^2 x \right\} + \frac{P x^4 10^3}{12EI_2 l^3} \left[ 3l - x \right]^2 (l-x)^3 \quad [\mu\text{m}] \quad (3.33)$$

onde:

$E$  = módulo de Young  $[\text{N/mm}^2]$  ;

$I_1$  = momento de inércia do trecho (1)  $[\text{mm}^4]$  ;

$I_2$  = momento de inércia do trecho (2)  $[\text{mm}^4]$  ;

$l$  = comprimento do eixo  $[\text{mm}]$  .

Sabe-se que para eixos maciços de seção transversal circular:

$$I_1 = \frac{\pi D_1^4}{64} \quad [\text{mm}^4] ,$$

$$I_2 = \frac{\pi D_2^4}{64} \quad [\text{mm}^4] ,$$

onde:  $D_1$  = diâmetro da seção do trecho AB, em mm;

$D_2$  = diâmetro da seção do trecho BC, em mm.

A flexibilidade da peça  $W_p$ , será:

$$W_p = \frac{Y_p}{P} .$$

Logo,

$$\begin{aligned}
 W_p = & \frac{(1-x)^2 10^3}{4EI_1 l^3} \left\{ \left[ 3l^2 - (1-x)^2 \right]^2 \frac{x^3}{3} + (3l^2 - (1-x)^2) \left[ \right. \right. \\
 & \left. \left. (1-x)^2 l - l^3 \right] x^2 + \left[ (1-x)^2 l - l^3 \right]^2 x \right\} + \\
 & + \frac{x^4 10^3}{12EI_2 l^3} \left[ (3l-x)^2 (1-x)^3 \right] \quad [\mu m/N] \quad . \quad (3.34)
 \end{aligned}$$

Substituindo-se valores na equação 3.33 e relacionando-se os valores de  $Y_p$  obtidos, em gráficos da deflexão da peça em função da posição, tem-se as curvas das deflexões. A Figura 3.11 mostra a deflexão total da peça sob a ação de uma ferramenta de corte em qualquer posição  $x$  ao longo da peça (considerando-se a máquina-ferramenta absolutamente rígida), para o caso em que  $p = 3mm$ , ou seja,  $I_1$  maior que  $I_2$ , e a Figura 3.12, para o caso em que  $p$  é menor que  $3mm$ , ou seja,  $I_1 = I_2$ .

Observa-se neste caso, que ambas as curvas serão assimétricas em relação ao meio da peça ( $l/2 = 150mm$ ), devido à diferença no sistema de fixação da peça. O valor da deflexão será maior quando  $I_1 > I_2$  (Figura 3.11)

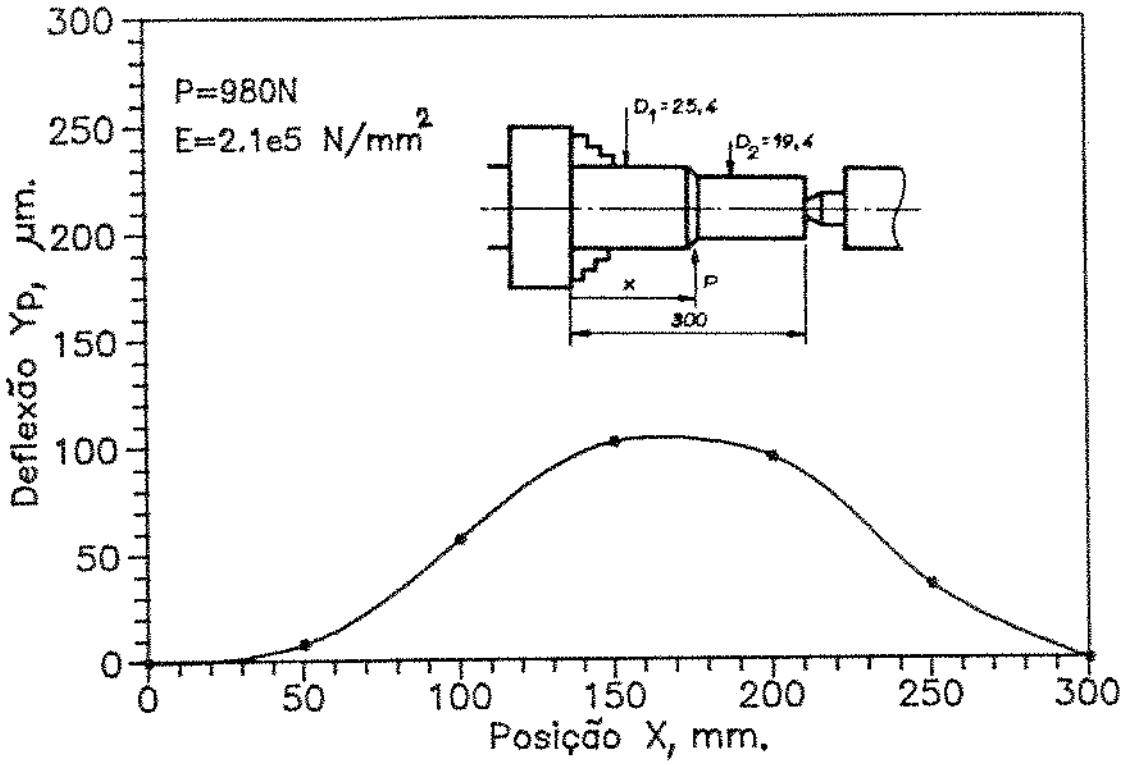


Figura 3.11. Deflexão para peça fixada entre placa e ponto,  $I_1 > I_2$

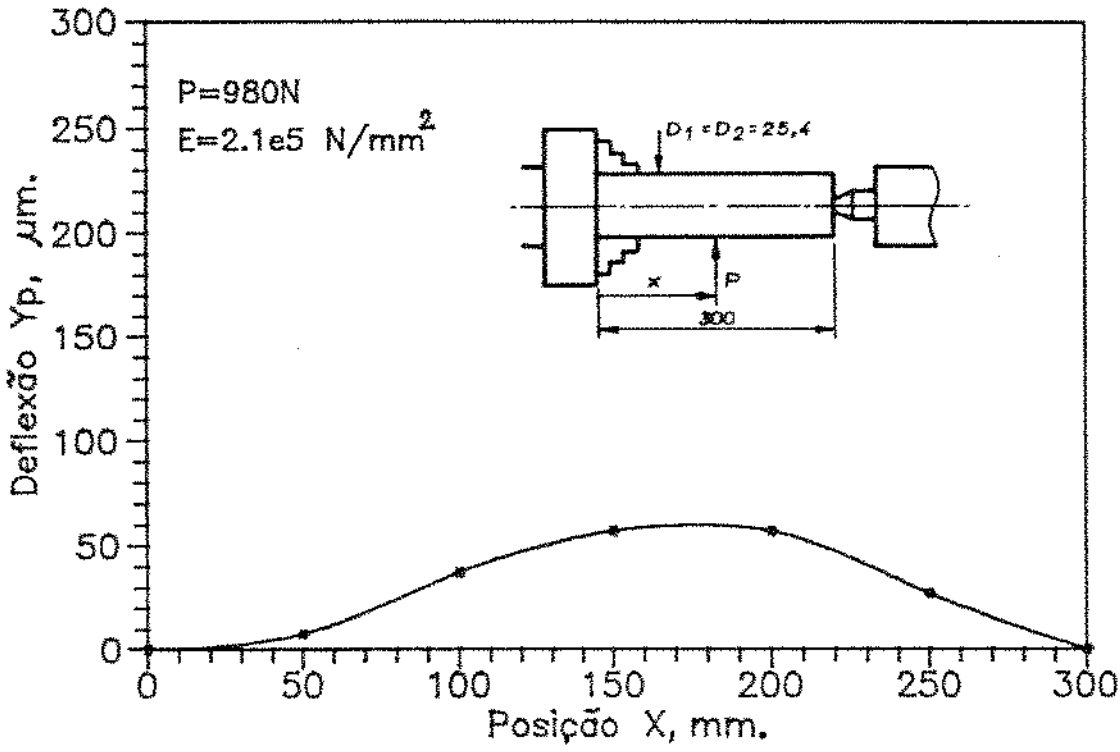


Figura 3.12. Deflexão para peça fixada entre placa e ponto  $I_1 = I_2$ .

### Deflexão máxima

Pode-se calcular o valor máximo da deflexão, de maneira análoga ao caso da peça fixada entre pontos. Porém, como a equação envolve grande número de termos e várias raízes, esta metodologia de cálculo se torna muito dispendiosa.

Sendo assim, optou-se por calcular a deflexão máxima através da substituição de valores na equação 3.33. Para estes cálculos, foi desenvolvido um programa de computador denominado YMAX que será apresentado no item 3.3.

#### 3.2.3. Cálculo da deflexão da peça fixada na placa (em balanço).

Considerando-se o sistema como sendo uma viga em balanço (Figura 3.14), tem-se:

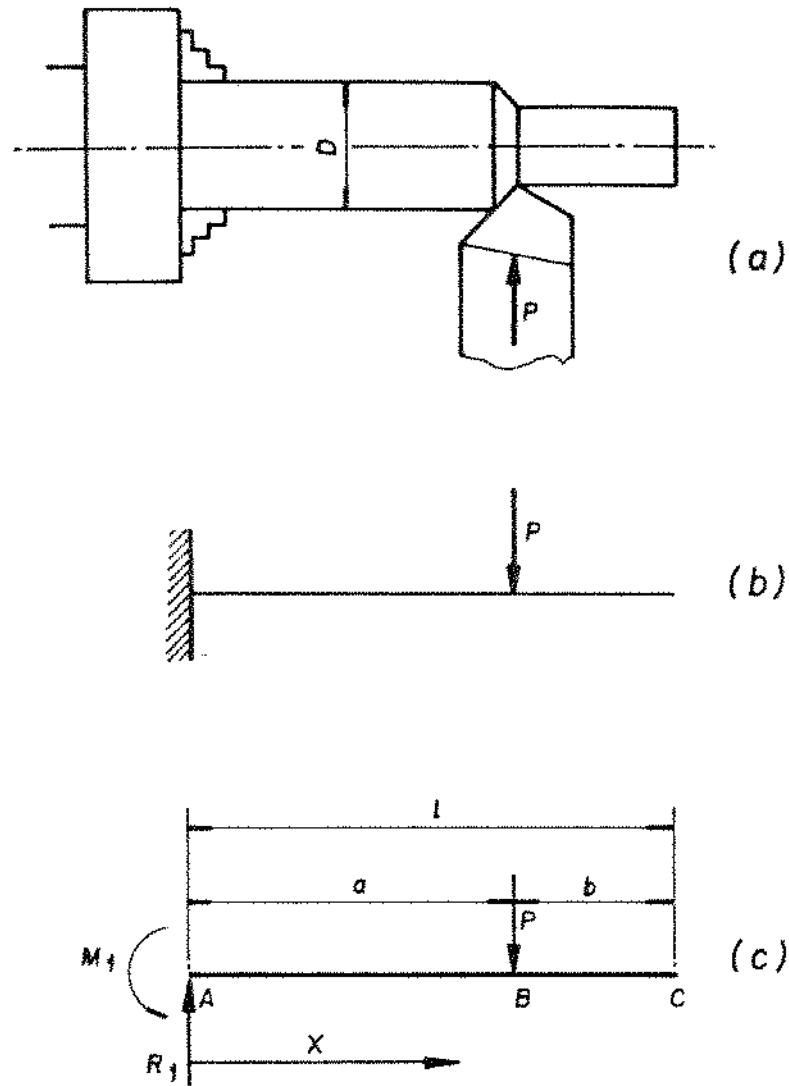


Figura 3.13. a) esquema da peça fixada por placa (em balanço); b) esquema simplificado; c) esforços atuantes.

$$R_f = P ,$$

$$M_{AB} = P(a-x) ,$$

$$y_{AB} = \frac{Px^2}{6EI} (3a - x) . \quad (3.35)$$

$$\text{Para } a = x, \quad y_p = \frac{Px^3}{3 \cdot EI} \text{ [mm]} ,$$

$$y_p = \frac{P \cdot x^3 \cdot 10^3}{3 \cdot EI} \text{ [\mu m]} \quad (3.36)$$

Para eixos maciços de seção transversal circular,

$$I = \frac{\pi D^4}{64} .$$

A flexibilidade da peça  $\left[ W_p \right]$  será:

$$W_p = \frac{Y_p}{P} .$$

Logo,

$$W_p = \frac{x^3 \cdot 10^3}{3EI} \quad [\mu\text{m/N}] \quad . \quad (3.37)$$

Substituindo-se valores na equação 3.36 e relacionando-se os valores de  $Y_p$  obtidos, em gráficos da deflexão da peça em função da posição, tem-se as curvas das deflexões. Na Figura 3.14, pode-se observar que a partir de uma certa posição  $\underline{x}$ , a deflexão da peça se torna excessivamente grande, tornando inviável a usinagem da peça presa somente na placa (em balanço). Alguns autores, dentre eles Ferraresi [3], indicam que a relação máxima para se obter usinagem dentro de uma boa tolerância dimensional seria da ordem de  $l/D = 3$ .

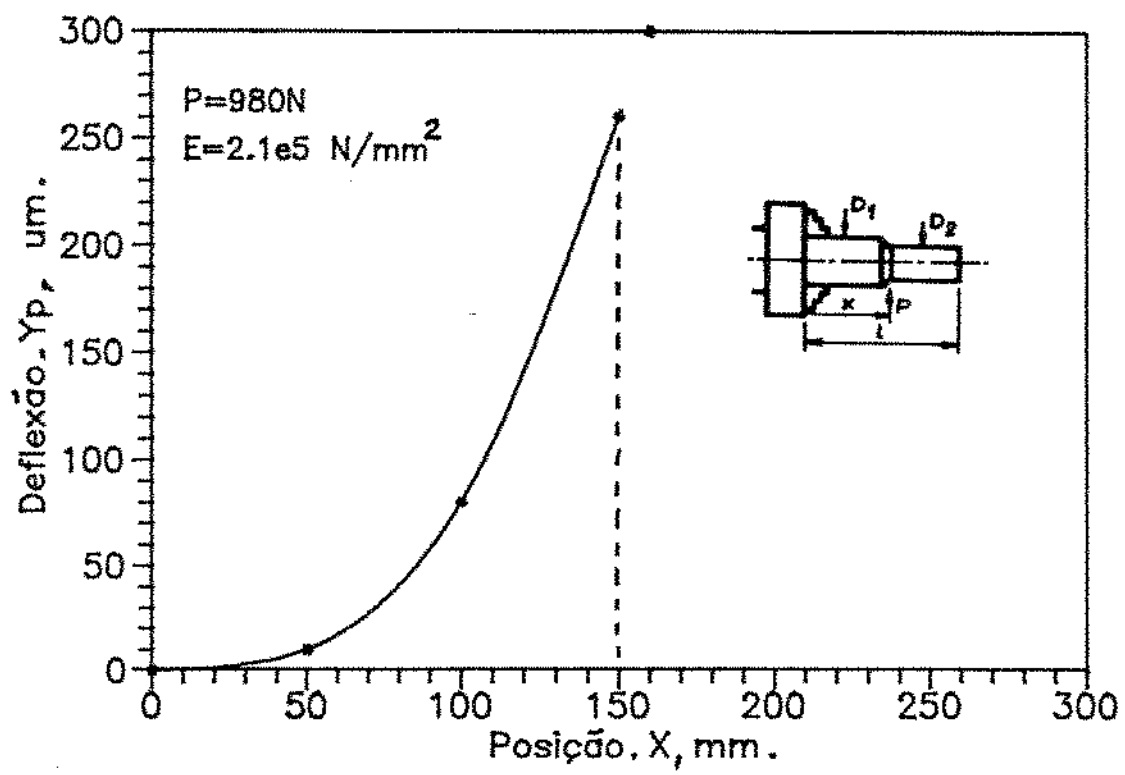


Figura 3.14. Deflexão para fixada por placa de 3 castanhas (em balanço),  $D_1 = 25,4mm$ .

### 3.3. Deflexão Total do Sistema MFDP

A deflexão total do sistema MFDP será a composição da deflexão dos componentes da máquina-ferramenta (equação 3.15) com a deflexão da peça (equações 3.19 ou 3.33 ou ainda 3.28), conforme o tipo de fixação da peça que estiver sendo utilizado. Então,

$$Y_s = Y_m + Y_p$$

$$W_s = W_m + W_p .$$

Para o cálculo dos valores das deflexões ( $Y_s$ ), desenvolveu-se, o programa "DEFLET", para cálculo e simulação das deflexões em tornos paralelos. Este programa calcula a deflexão em função da força "P" aplicada, da posição "X" em que é aplicada força e do tipo de fixação da peça. As tabelas 3.1 a 3.3, por exemplo, mostram os valores de  $Y_s$  calculados por DEFLET. A figura 3.15 mostra o diagrama de blocos do programa DEFLET.

Para o cálculo das deflexões máximas, desenvolveu-se o programa "YMAX" que calcula o valor da deflexão máxima e fornece a posição "X" em que ocorre essa deflexão. As tabelas 3.4 e 3.5 mostram exemplos de valores calculados pelo YMAX. A figura 3.16 mostra o diagrama de blocos do programa YMAX.

A seguir, serão analisados os casos particulares, conforme o tipo de fixação da peça.

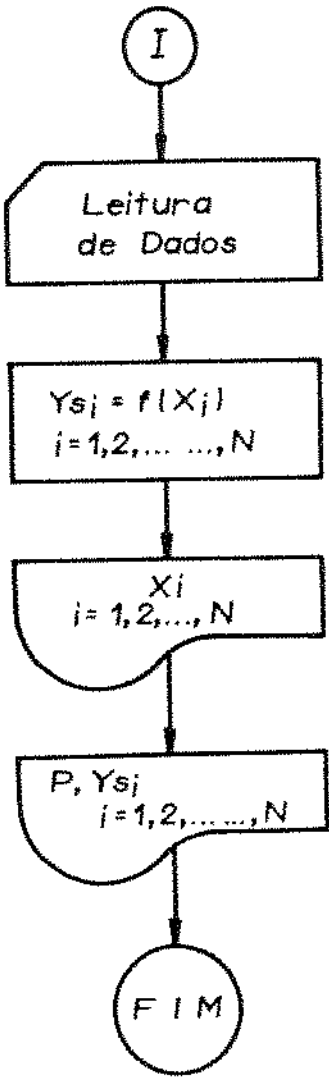


Figura 3.15. Diagrama de blocos do programa DEFLET para o cálculo da deflexão do sistema.

TABELA 3.1 - VALORES DE Ys CALCULADOS PELO PROGRAMA DEFLEET, PARA PEÇA FIXADA ENTRE PONTOS.

\*\*\*\*\*VALORES DA DEFLEXAO Ys, um.\*\*\*\*\*

CALCULOS PARA D = 25.400mm

WPF = .07530 um/N  
WC = .06560 um/N  
WCP = .10978 um/N  
E = .210E+06 N/mm2

PROFUNDIDADE = (PARA VALORES MENORES QUE 3 mm)

P (N)	X (mm)						
	.000	50.000	100.000	150.000	200.000	250.000	300.000
196.080	27.628	32.229	43.184	49.068	46.072	38.004	36.290
392.160	55.255	64.458	86.368	98.135	92.143	76.009	72.581
588.240	82.883	96.688	129.552	147.203	138.215	114.013	108.871
784.320	110.511	128.917	172.737	196.271	184.287	152.018	145.162
980.400	138.138	161.146	215.921	245.339	230.359	190.022	181.452
1176.480	165.766	193.375	259.105	294.406	276.430	228.026	217.743
1372.560	193.394	225.604	302.289	343.474	322.502	266.031	254.033
1568.640	221.021	257.833	345.473	392.542	368.574	304.035	290.324
1764.720	248.649	290.063	388.657	441.610	414.646	342.039	326.614
1960.800	276.277	322.292	431.841	490.677	460.717	380.044	362.905

\*\*\*\*\*PECA ENTRE PONTOS\*\*\*\*\*

TABELA 3.2 - VALORES DE Ys CALCULADOS PELO PROGRAMA DEFLEJET, PARA PEÇA ENTRE PLACA E PONTO.

\*\*\*\*\*VALORES DA DEFLEXAO, Ys, um.\*\*\*\*\*

CALCULOS PARA D = 25.400 mm

WPF = .11714 um/N  
WC = .04853 um/N  
WCP = .24618 um/N  
E = .210E+06 N/mm2

PROFUNDIDADE = (PARA VALORES MENORES QUE 3 mm)

P (N)	X (mm)					
	.000	50.000	100.000	150.000	200.000	250.000
196.080	32.485	32.185	38.768	48.662	56.764	61.989
392.160	64.969	64.370	77.535	97.324	113.527	123.978
588.240	97.454	96.555	116.303	145.985	170.291	185.966
784.320	129.938	128.740	155.070	194.647	227.055	247.955
980.400	162.423	160.925	193.838	243.309	283.818	309.944
1176.480	194.907	193.110	232.605	291.971	340.582	371.933
1372.560	227.392	225.295	271.373	340.632	397.345	433.922
1568.640	259.877	257.480	310.140	389.294	454.109	495.910
1764.720	292.361	289.666	348.908	437.956	510.873	557.899
1960.800	324.846	321.851	387.675	486.618	567.636	619.888

\*\*\*\*\*PEÇA ENTRE PLACA E PONTO\*\*\*\*\*

TABELA 3.3 - VALORES DE Ys CALCULADOS PELO PROGRAMA DEFIET, PARA PEÇA EM BALANÇO.

\*\*\*\*\*VALORES DA DEFLEXAO, Ys, um.\*\*\*\*\*

CALCULOS PARA D= 25.400MM

Wpf = .07481 UM/N  
Wc = .05181UM/N  
E = .210E+06 N/MM2

P(N)	X (mm)						
	.000	50.000	100.000	150.000	200.000	250.000	300.000
196.080	24.828	23.628	34.417	68.620	137.662	252.967	425.961
392.160	49.655	47.255	68.834	137.240	275.324	505.935	851.922
588.240	74.483	70.883	103.251	205.860	412.986	758.902	1277.884
784.320	99.311	94.511	137.667	274.480	550.648	1011.870	1703.845
980.400	124.138	118.138	172.084	343.100	688.310	1264.837	2129.806
1176.480	148.966	141.766	206.501	411.720	825.972	1517.805	2555.767
1372.560	173.794	165.394	240.918	480.340	963.634	1770.772	2981.729
1568.640	198.621	189.021	275.335	548.960	1101.296	2023.739	3407.690
1764.720	223.449	212.649	309.752	617.580	1238.958	2276.707	3833.651
1960.800	248.277	236.277	344.169	686.200	1376.620	2529.674	4259.612

\*\*\*\*\*PEÇA EM BALANÇO\*\*\*\*\*

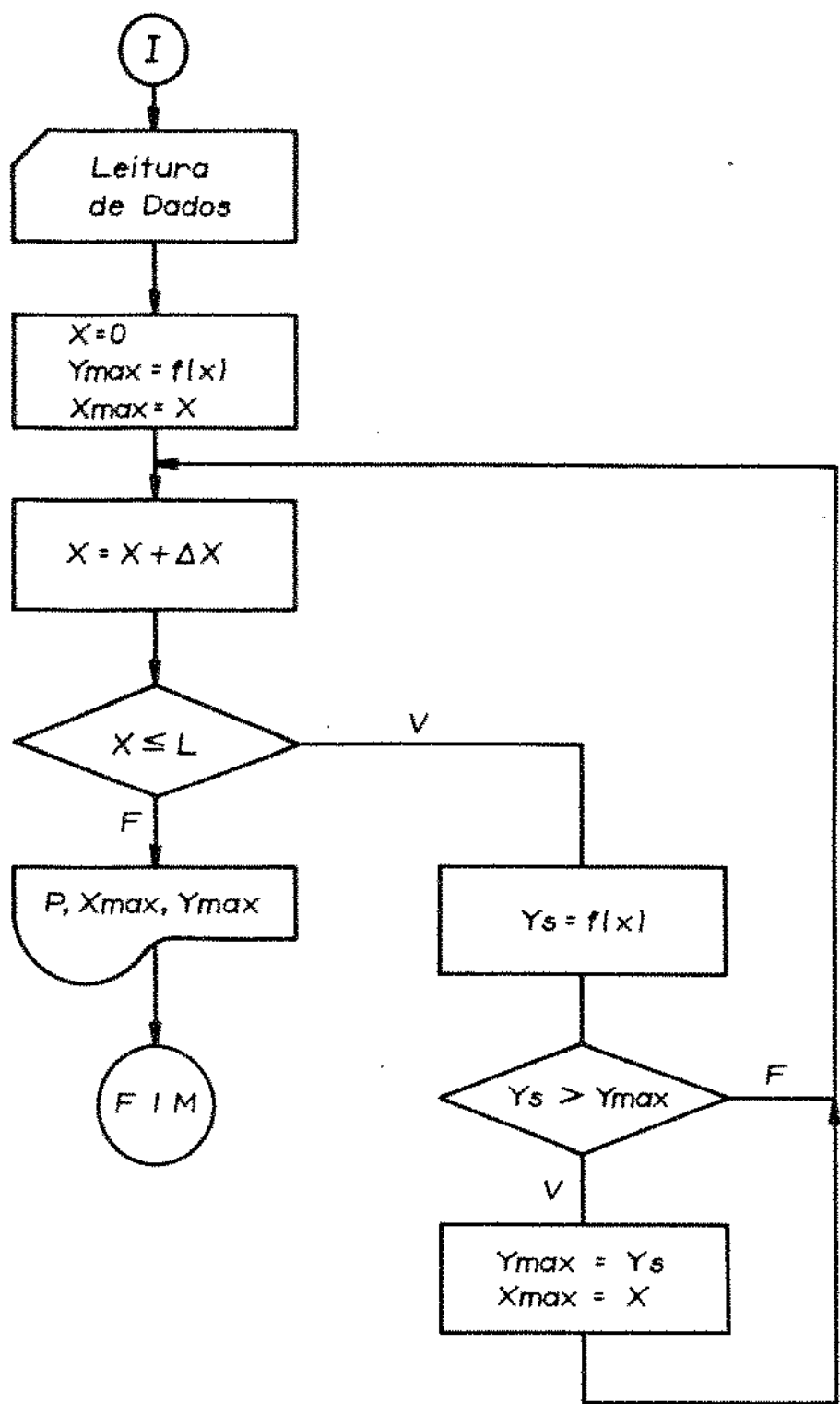


Figura 3.16. Diagrama de blocos do programa YMAX para cálculo da deflexão máxima do sistema.

Modela 3 4 - VALORES DE Ymax CALCULADOS PELO PROGRAMA Ymax PARA PEÇA ENTRE PONTOS.

\*\*\*\*\* PEÇA ENTRE PONTOS \*\*\*\*\*

CALCULOS PARA D = 25.400mm

WPF = .07530 um/N  
WC = .06560 um/N  
WCP = .10978 um/N  
E = .210E+06 N/mm2  
PROFUNDIDADE = (PARA VALORES MENORES QUE 3 mm)  
.1760800E+03 .1575000E+03 .4917748E+02  
.3921600E+03 .1575000E+03 .9835497E+02  
.5882400E+03 .1575000E+03 .1475325E+03  
.7843200E+03 .1575000E+03 .1967099E+03  
.9804000E+03 .1575000E+03 .2458874E+03  
.1176480E+04 .1575000E+03 .2950649E+03  
.1372560E+04 .1575000E+03 .3442424E+03  
.1568640E+04 .1575000E+03 .3934199E+03  
.1764720E+04 .1575000E+03 .4425974E+03  
.1960800E+04 .1575000E+03 .4917748E+03

\*\*\*\*\* PEÇA ENTRE PONTOS \*\*\*\*\*

TABELA 3.5 - VALORES DE  $Y_{max}$  CALCULADOS PELO PROGRAMA  $Y_{max}$  PARA PEÇA ENTRE PLACA E PONTO.

PEÇA ENTRE PLACA E PONTO

CALCULOS PARA D = 25.400 mm

$$f_{\text{APF}} = 12615 \text{ um}^2/\text{um}^2$$
$$\mu C = .04847 \text{ } \mu m/N$$
 $\mu\text{CP} = .10000 \text{ um/N}$ 
$$= .210E+06 \text{ N/mm}^2$$

PROFUNDIDADE = (PARA VALORES MENORES QUE 3 mm)

1760B00E+03 .199000E+03 .4579057E+02

3921600E+03 .1990000E+03 .9158114E+02

5882400E+03, 1990000E+03, 1373717E+03

784320E+03 .199000E+03 .1831623E+03

9804000E+03 .1970000E+03 .2289529E+03

1176480E+04  
1.1970000E+03  
.2747434E+03  
.2207327E+03

1372560E+04  
1990000E+03  
3205340E+03

1568640E+04  
1990000E+03  
3663746E+03  
3203340E+03

1764720E+04  
1770000E+03  
-4121151E+03  
-3803248E+03

1960800E+04  
1970000E+03  
.4579057E+03  
.4121131E+03

\* \* \*

WFO  
CONZ  
PFW  
LAC  
PURE  
ZZRE  
FUEA

\* \* \*

### 3.3.1. Deflexão total do sistema MFDP para peça fixada entre pontos.

Neste caso,  $Y_s$  será a soma da equação 3.15 com a equação 3.18, ou seja,

$$Y_s = P \left\{ W_{pf} + W_c \left( \frac{l-x}{l} \right)^2 + W_{cp} \left( \frac{x}{l} \right)^2 + \frac{(l-x)^2 \cdot x^2 \cdot 10^3}{3El^2} \left[ \frac{x}{I_1} + \frac{(l-x)}{I_2} \right] \right\} \quad [\mu m] \quad (3.38)$$

onde  $W_{pf}$ ,  $W_c$  e  $W_{cp}$  são obtidos experimentalmente, e ainda:

$l$  = comprimento da peça.

$x$  = distância da extremidade da peça (do lado do cabeçote) ao ponto de aplicação da força  $P$ ;

$P$  = força aplicada na posição  $x$ ;

$E$  = módulo de Young do material;

$I = \frac{\pi D^4}{64}$  para eixos lisos de seção circular;

$D$  = diâmetro da peça.

Substituindo-se estes valores na equação 3.38, pode-se calcular os valores de  $Y_s$  para as diferentes forças  $P$  e para as diferentes posições  $x$ . Estes cálculos podem ser facilmente executados pelo programa DEFLET.

Os valores das deflexões máximas ( $Y_{MAX.}$ ) e as posições em que ocorrem ( $x$ ) podem ser calculados pelo programa YMAX.

Os valores de  $W_{pf}$ ,  $W_c$  e  $W_{cp}$  foram calculados a partir de valores obtidos experimentalmente através da relação  $W = \frac{Y}{P}$ . O procedimento experimental para a obtenção dos valores da deflexão ( $Y$ ) em função da força aplicada ( $P$ ) será apresentado detalhadamente no capítulo referente ao

procedimento experimental (Capítulo 4).

Traçando-se as curvas em gráficos da deflexão do sistema em função da força para cada posição  $x$ , observa-se que as curvas são lineares (Figura 3.17), variando-se apenas a magnitude da deflexão, caso seja variada a posição  $x$  de aplicação da força.

Apesar das curvas da Figura 3.17 terem sido traçadas para as condições citadas na figura, a relação  $Y_s = f(P)$  será linear, quaisquer que sejam os valores de  $W_{pf}$ ,  $W_c$ ,  $W_{cp}$ ,  $E$ ,  $D$  ou  $p$  que forem utilizados, concluindo-se que as curvas terão o mesmo comportamento, quaisquer que sejam os valores utilizados.

Se ao invés do gráfico  $Y_s = f(P)$ , for traçado o gráfico  $Y_s = f(x)$ , ou seja, deflexão do sistema em função da posição, pode-se prever a deformação que ocorrerá na peça após a usinagem. No capítulo referente aos resultados (Capítulo 5), serão apresentados estes gráficos.

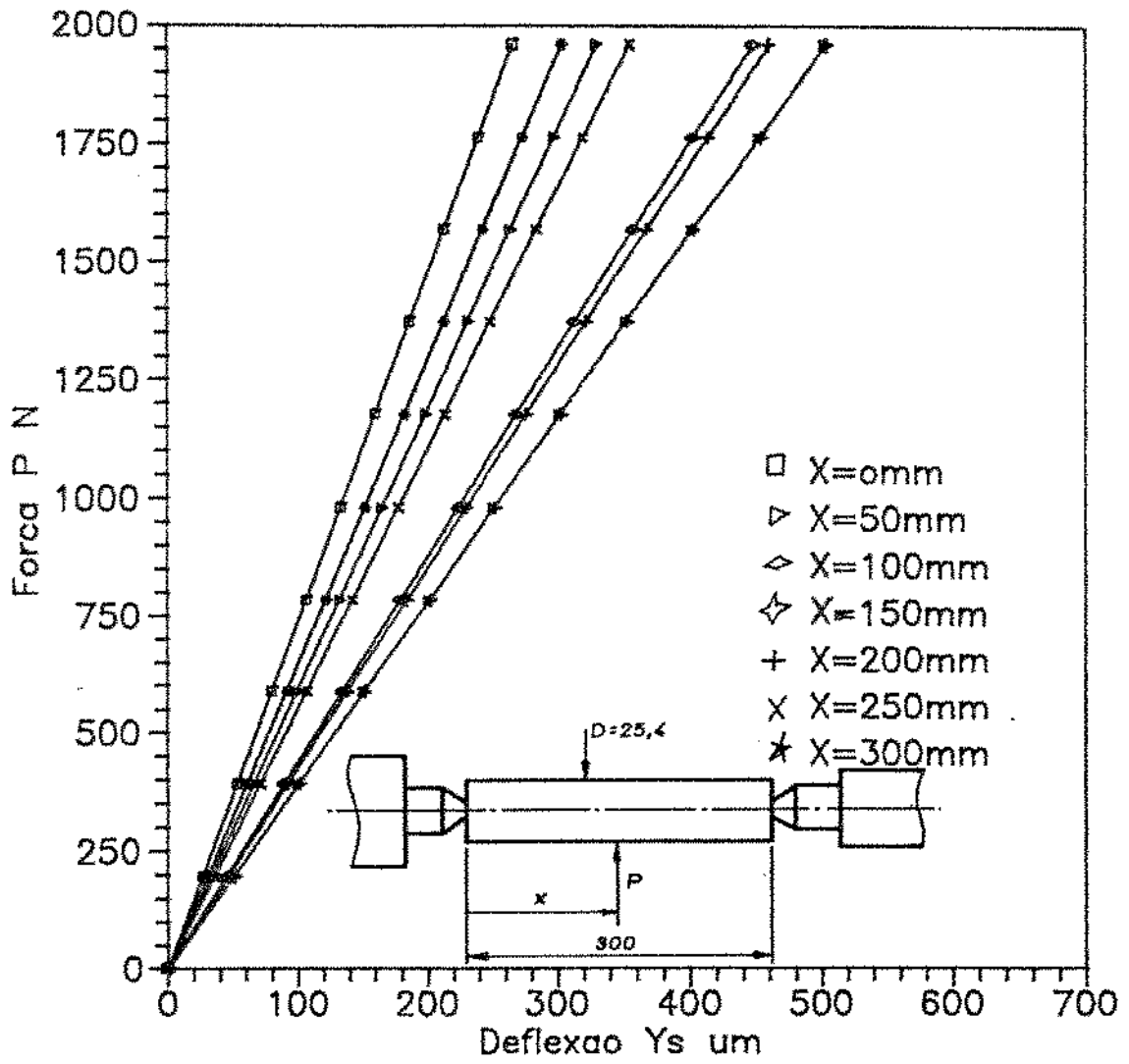


Figura 3.17. Deflexão do sistema MFDp para as forças aplicadas nas posições  $X$ , peça fixada entre pontos.  $W_c=0,0656 \mu m/N$ ,  $W_{cp}=0,1098 \mu m/N$ ,  $W_{pf}=0,07530 \mu m/N$ ,  $E=2,1 \cdot 10^5 N/mm^2$ .

### 3.3.2. Deflexão total do sistema MFDP para peça fixada entre placa e ponto.

Agora,  $Y_s$  será a soma da equação 3.15 com a equação 3.33.

Então,

$$Y_s = P \left\{ W_{pf} + W_c \left( \frac{l-x}{l} \right)^2 + W_{cp} \left( \frac{x}{l} \right)^2 + \frac{(l-x)^2 \cdot 10^3}{4EI_1 l^6} \right. \\ \left. \left\{ \left[ 3l^2 - (l-x)^2 \right]^2 \frac{x^3}{3} + \left[ 3l^2 - (l-x)^2 \right] \left[ (l-x)^2 l - l^3 \right] x^2 + \right. \right. \\ \left. \left. + \left[ (l-x)^2 l - l^3 \right]^2 x \right\} + \frac{x^4 \cdot 10^3}{12EI_2 l^6} \left[ (3l-x)^2 \cdot (l-x)^3 \right] \right\} \quad [\mu m] \quad (3.29)$$

Substituindo valores numéricos na equação 3.29, pode-se calcular os valores de  $Y_s$  para as diferentes forças  $P$  e para as diferentes posições  $x$ . Os programas DEFLET e YMAX podem ser utilizados para calcular estes valores.

A Figura 3.18 mostra o gráfico da deflexão do sistema em função da força, para cada posição  $x$ . Os valores numéricos utilizados para os cálculos de  $Y_s$  foram os mesmos do item 3.3.1, e os valores de  $W_c$ ,  $W_{cp}$ ,  $D$  e  $p$  estão citados nas legendas das figuras. Também neste caso, as curvas serão lineares, qualquer que sejam os valores de  $W_{pf}$ ,  $W_c$ ,  $W_{cp}$ ,  $E$ ,  $D$  ou  $p$  que forem utilizados.

Os gráficos  $Y_s = f(X)$  serão apresentados no capítulo referente aos resultados (Capítulo 5).

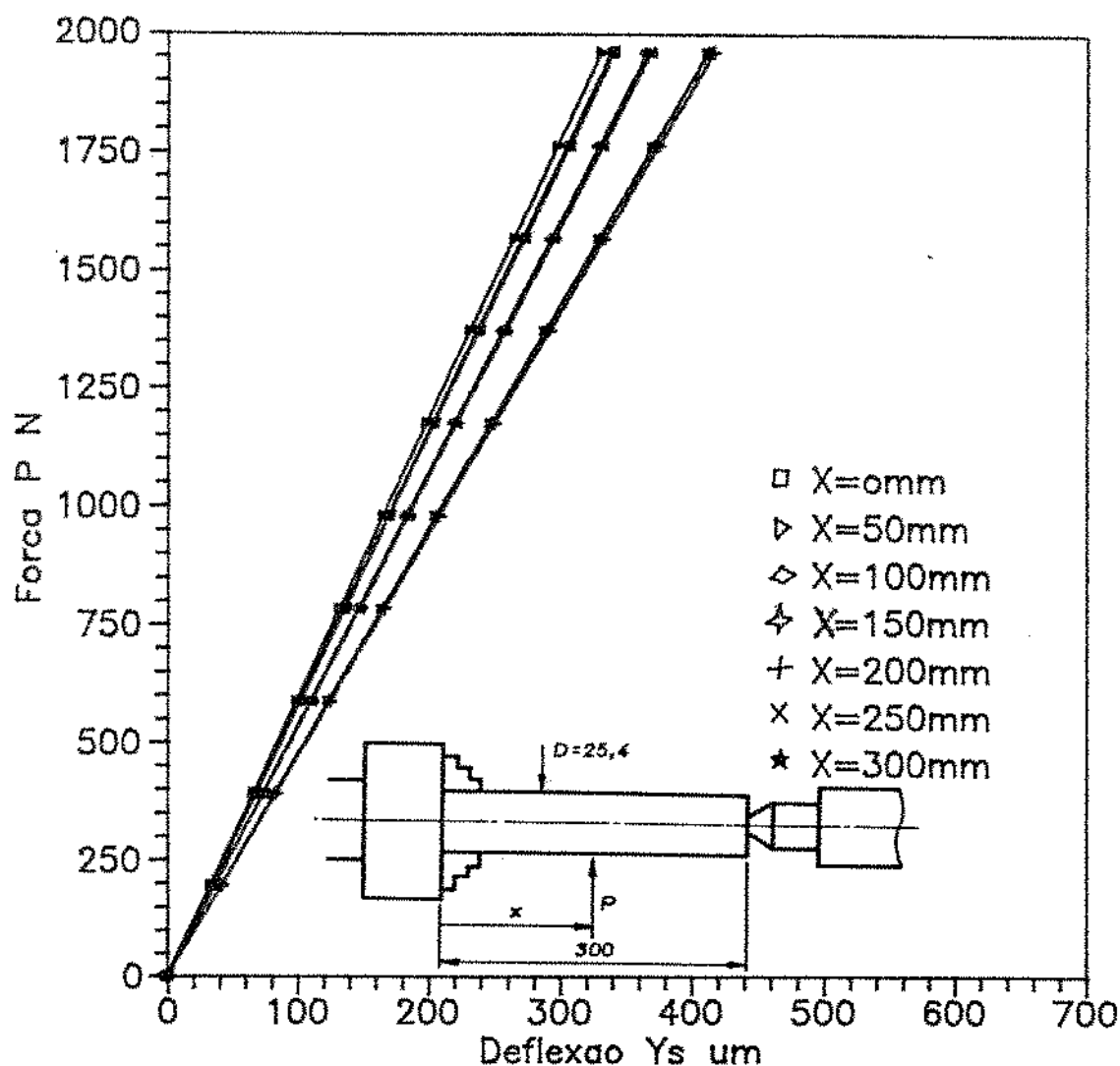


Figura 3.18. Deflexão do sistema MFDP para as forças aplicadas nas posições X, peça fixada entre placa e contraponto fixo,  $W_c = 0,04853 \mu\text{m/N}$ ,  $W_{cp} = 0,24618 \mu\text{m/N}$ ,  $W_{cp} = 0,24618 \mu\text{m/N}$ ,  $W_{pf} = 0,11714 \mu\text{m/N}$

### 3.3.3. Deflexão total do sistema MFDP para peça fixada na placa (em balanço).

Neste caso,  $Y_s$  será a soma da equação 3.15 com a equação 3.36, ou seja:

$$Y_s = P \left[ W_{pf} + W_c \left( \frac{l-x}{l} \right)^2 + \frac{x^3 \cdot 10^3}{3EI} \right] \quad [\mu m] \quad (3.40)$$

Substituindo valores numéricos na equação 3.40, calcula-se os valores de  $Y_s$ .

Os valores numéricos devem ser os mesmos utilizados no item 3.3.1, observando que a equação 3.40 não tem o termo referente à deflexão do contraponto, ou seja,  $W_{cp} \cdot \left( \frac{x}{l} \right)^2$ , e também não leva em consideração a variação do diâmetro da peça devido à profundidade de corte, pois neste caso a peça é considerada como sendo engastada em apenas uma extremidade.

A Figura 3.19 mostra o gráfico da deflexão do sistema em função da força para cada posição  $x$ . As curvas serão lineares, qualquer que sejam os valores de  $W_{pf}$ ,  $W_c$ ,  $E$  ou  $D$  que forem utilizados.

Os gráficos  $Y_s = f(x)$  serão apresentados no capítulo referente aos resultados (Capítulo 5).

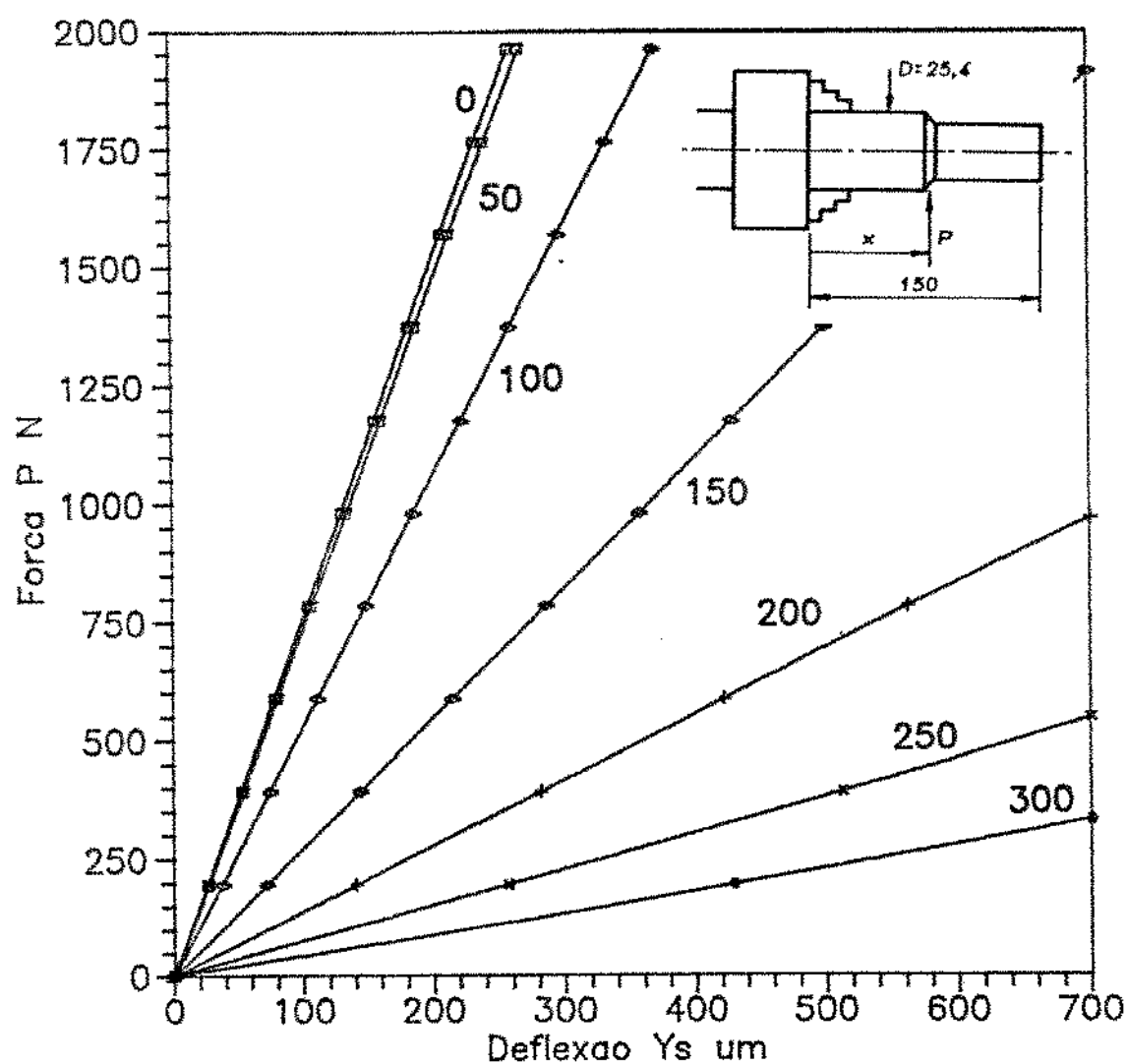


Figura 3.19. Deflexão do sistema MFDP para as forças aplicadas nas posições  $X$ , peça fixada por placa,  $W_c = 0,5181 \mu m/N$ ,  $W_{cp} = 0,07481 \mu m/N$ ,  $D = 25,4$  mm

## CAPÍTULO 4

### PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Com o objetivo de comparar os resultados teóricos com os resultados experimentais, montou-se dispositivos para a aplicação das forças e medição das deflexões, e obteve-se os valores experimentais.

Para cada tipo de fixação da peça, aplicou-se as forças ( $P_y$  e  $P_z$ ) nos sentidos y e z indicados na Figura 4.1, sendo que no sentido y, mediu-se a deflexão da peça e da mesa, enquanto que no sentido z, devido à montagem do sistema de aplicação da carga, mediu-se apenas a deflexão da peça.

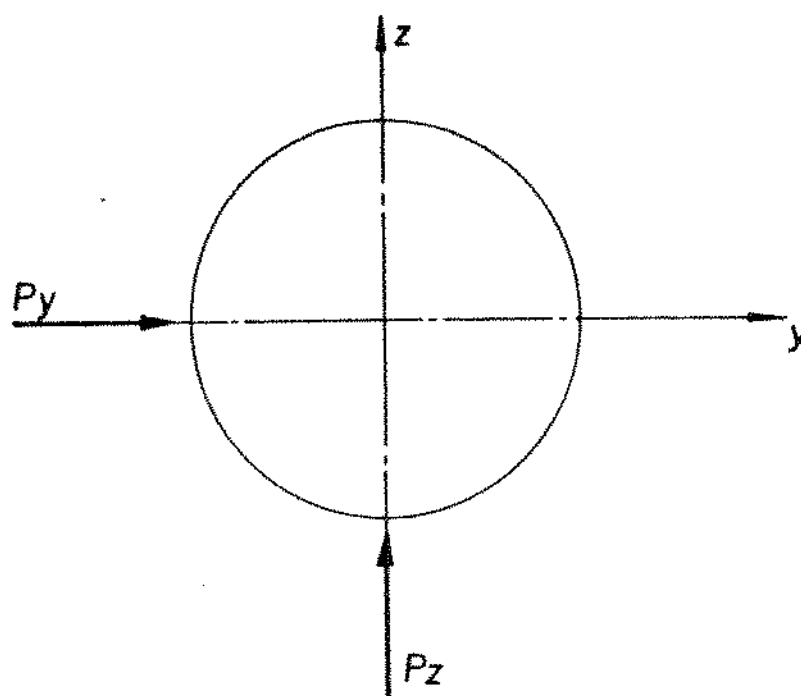


Figura 4.1. Sistema de referência para aplicação das forças  $P_y$  e  $P_z$ .

#### 4.1. Características da Máquina – Ferramenta, dos Instrumentos de Medida e dos Corpos de Prova Utilizados.

– Torno Universal, marca ROMI, modelo S.20

Especificações:

– Altura de pontas .....	165mm
– Distância entre pontas .....	1000mm
– Diâmetro admissível sobre o barramento ...	325mm
– Diâmetro admissível sobre o carro transversal..	195mm
– Curso do carro transversal .....	200mm

_ Curso do carro porta-ferramentas.....	100mm
_ Seção do cabo da ferramenta.....	19x19mm
_ Largura do barramento .....	225mm
_ Altura do barramento .....	270mm
_ Nariz da árvore "Cam Lock" .....	ASA D1-3
_ Sede interna da bucha de redução .....	CM-3
_ 8 velocidades .....	40 a 2000 rpm
_ Curso do mangote do cabeçote móvel .....	10mm
_ Diâmetro do mangote.....	44mm
_ Sede interna do mangote.....	CM-3
_ Potência do motor principal .....	5/2,5 cv
_ Área ocupada .....	785x2100 mm
_ Peso líquido .....	700kg

Observação: Ensaios de precisão geométrica realizados segundo recomendações do MIC/STI/IPT.

\_ Célula de carga

BLH Eletronics.

SER n<sup>o</sup> 912124.

Capacidade: 5000 lb.

Extensométrico.

Observação: Aferido

\_ Multímetro digital

TEKTRONIX

DC - Volts.

Observação: aferido

\_ Ponte amplificadora

PHILIPS

PR 9330

4 canais

Observação: aferido

\_ Relógio Comparador

TESA

0,001mm

Observação: aferido

\_ Placa de três castanhas

\_ Contraponto fixo

Dimensões conforme desenho da Figura 4.2.

\_ Contraponto rotativo

Dimensões conforme desenho da Figura 4.3.

\_ Corpo de prova

Eixo cilíndrico

Diâmetro: 25,4mm (1 pol.) e 63,5mm ( $2 \frac{1}{2}$  pol.)

Comprimento livre: 300mm

Material: aço ABNT 1010-1020

Marcação de 50 em 50mm conforme Figura 4.4.

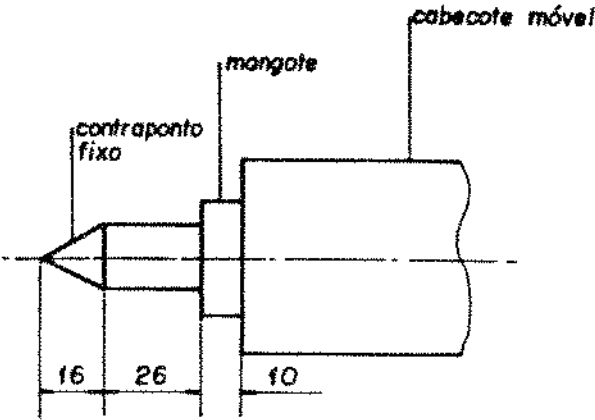


Figura 4.2. Contraponto fixo montado no cabeçote móvel.

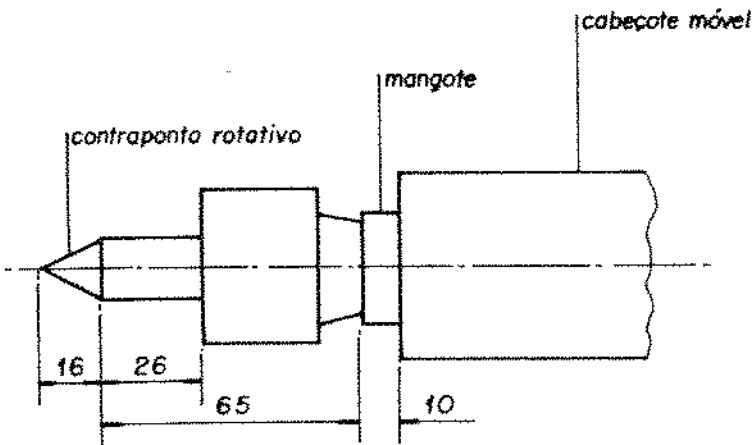
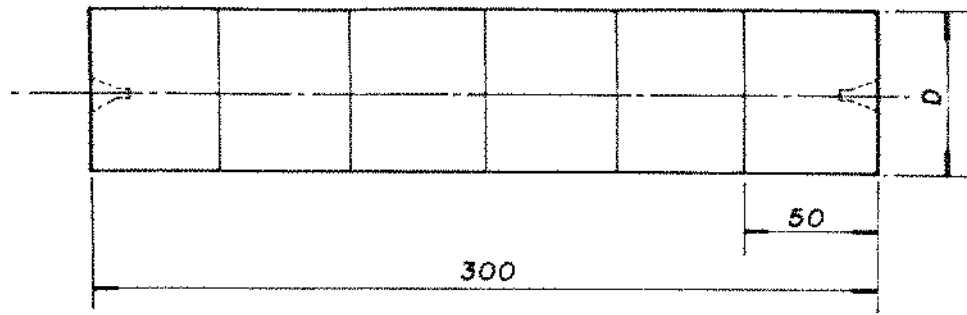
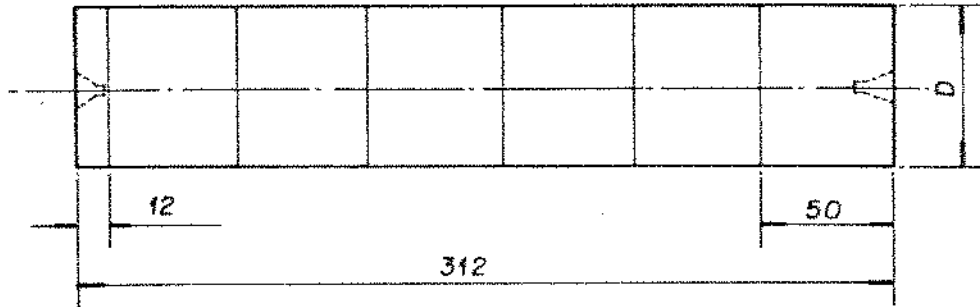


Figura 4.3. Contraponto rotativa montado no cabeçote móvel.



a) Para peça fixada entre pontos



b) Para peça fixada entre placa e ponto

$D = 25,4\text{mm} (1")$

e

$D = 63,5\text{mm} (2 \frac{1}{2} ")$

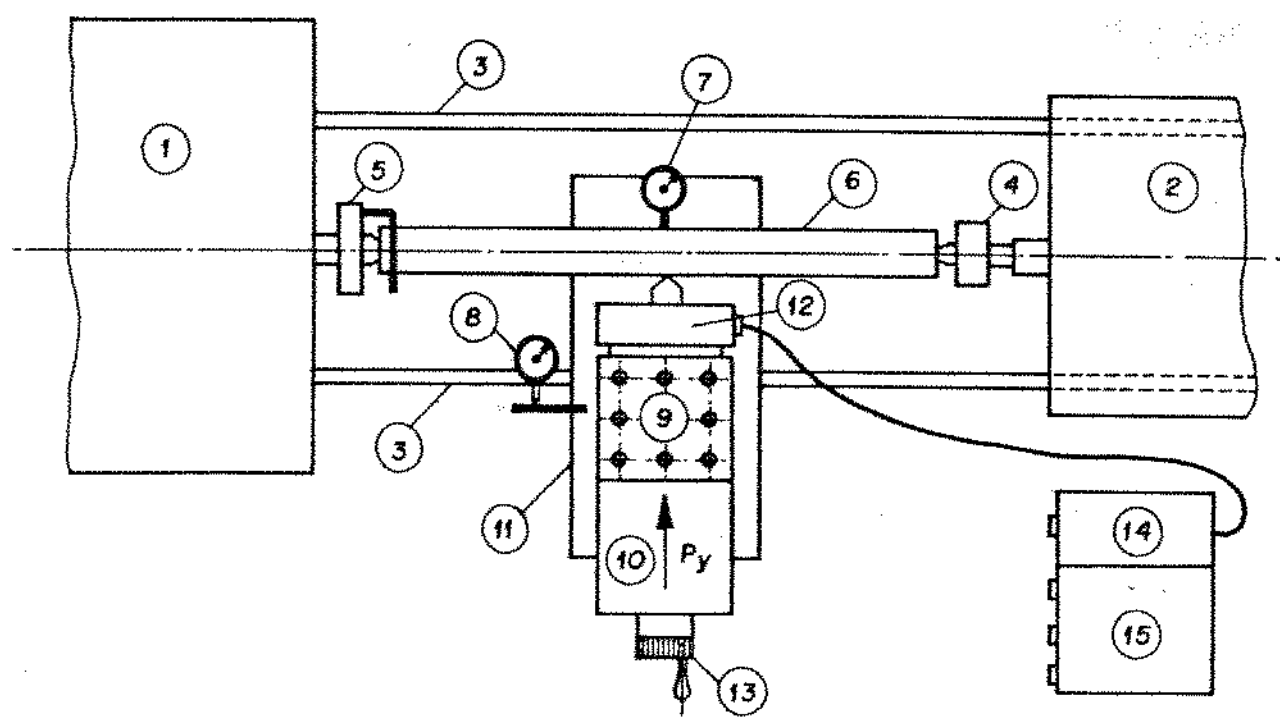
Figura 4.4. Corpos de prova utilizados nos ensaios experimentais

#### 4.2. Montagem dos Instrumentos para Aplicação da Força na Direção Y ( $P_y$ ) e Procedimento Experimental.

Para aplicar a força em um determinado ponto da peça ou da máquina ferramenta na direção y e medir a respectiva deflexão, montou-se os instrumentos conforme o esquema apresentado na Figura 4.5. Aplicou-se a força através da célula de carga (12) preso à torre porta ferramenta (9), utilizando para isso, o manípulo (13) do carro porta ferramenta (10). A leitura da força aplicada foi feita no multímetro digital (14), e as leituras da deflexão da peça (6) ou dos componentes da máquina ferramenta (4 e 5) e o recuo da mesa (11), foram medidos através de relógios comparadores de

0,001mm de acuracidade (7 e 8 respectivamente). As fotos da Figura 4.6a e 4.6b, ilustram melhor essa montagem.

Para obter os valores das deflexões em função da força aplicada, aplicou-se em um determinado ponto da peça ou da máquina ferramenta, cargas com aumento progressivo de zero a 1960,8 N (200 kgf) e fez-se a leitura da deflexão a cada 196 N (20kgf). Repetiu-se quatro vezes a operação e tirou-se a média aritmética destes valores, afim de tornar os resultados mais confiáveis.



- |  |   |
|--|---|
| 1) Cabeçote fixo.                                    | 9) Torre porta ferramenta.              |
| 2) Cabeçote móvel.                                   | 10) Carro porta ferramenta.             |
| 3) Barramentos.                                      | 11) Carro principal                     |
| 4) Contraponto.                                      | 12) Célula de carga                     |
| 5) Sistema de fixação da peça.                       | 13) Manipulo do carro porta ferramenta. |
| 6) Peça.   |   |
| 7) Relógio comparador para medir a deflexão da peça. | 14) Multímetro digital.                 |
| 8) Relógio comparador para medir o recuo da mesa.    | 15) Ponte amplificadora.                |

Figura 4.5. Esquema da montagem dos instrumentos para a aplicação da força na direção  $y$  ( $P_y$ ).

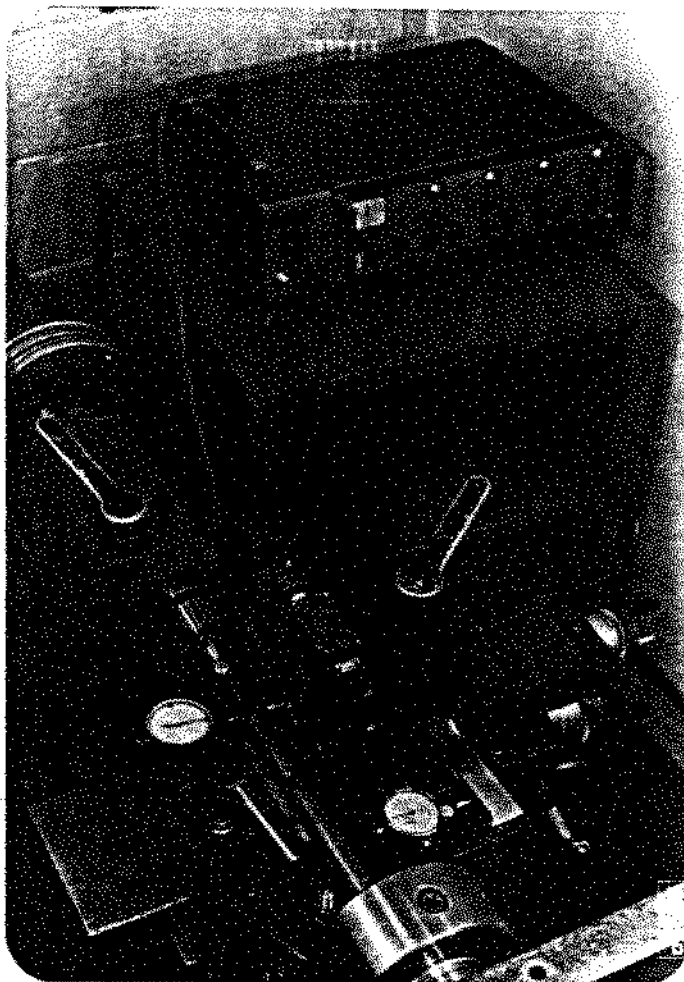


Figura 4.6a. Montagem dos instrumentos para aplicação da força  $P_y$  e medição da deflexão.

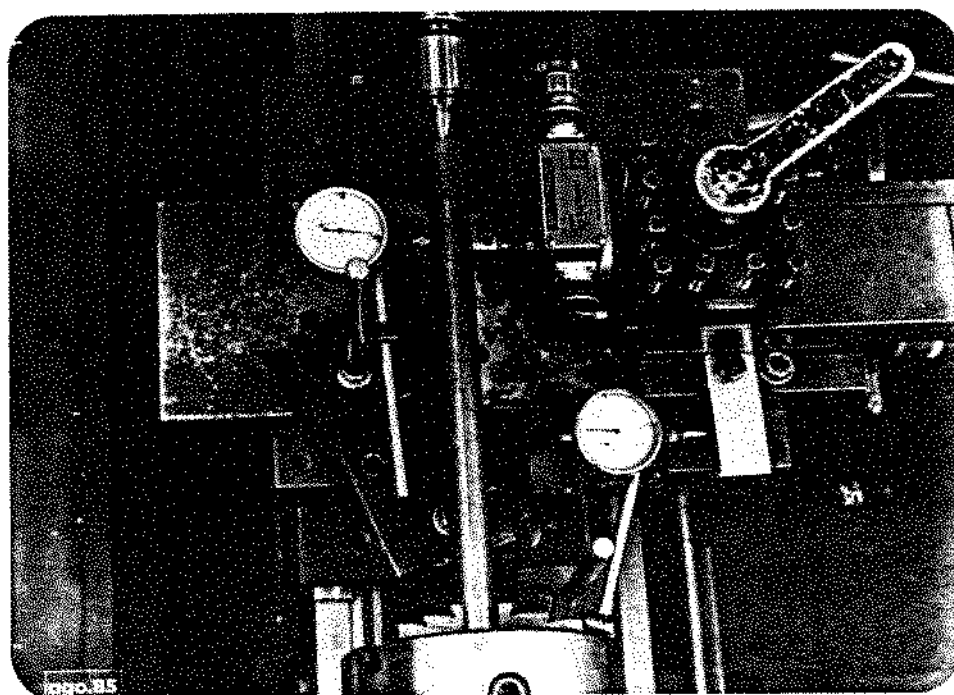


Figura 4.6b. Montagem dos instrumentos para aplicação da força  $P_y$  e medição da deflexão.

A Tabela 4.1, apresenta um exemplo dos valores da deflexão, obtidos pela aplicação de forças num determinado ponto da peça.

Tabela 4.1. Deflexão da peça e da máquina ferramenta ( $Y_p + Y_m$ ) em função da força aplicada.

$P_y$	peça fixada entre pontos contra ponto rotativo					diâmetro da peça: 25,4mm posição: 1				
FORÇA(N)	196	392	588	784	980	1176	1372	1568	1764	1960
Deflexão da peça e da má- quina ferramen- ta ( $\mu m$ )	60	109	153	193	235	280	332	381	445	510
	60	110	155	195	239	287	338	394	453	518
	60	110	154	196	240	288	339	395	456	522
	60	110	155	193	241	290	343	399	461	525
Média	60	109,75	154,25	194,25	238,75	286,25	338	392,25	453,75	518,75

Desta maneira, mediu-se as deflexões nos pontos 1-2-3-4-5-6-7-8 e 9 das Figuras 4.7, 4.8 e 4.9, sendo que para os dois primeiros casos, utilizou-se contraponto fixo e rotativo para um mesmo comprimento do mangote (10mm). Utilizou-se ainda, peças de 25,4mm (1") e 63,5 mm ( $2\frac{1}{2}$ " ) de diâmetro para todos os casos.

Nos pontos 1 e 9 (ou 8) foram feitas medidas com e sem a peça fixada, com a finalidade de observar a variação da rigidez dos elementos de fixação nestes casos.

Mediu-se também o recuo da mesa para todos os casos em que foram medidas as deflexões da peça e dos

componentes da máquina ferramenta.

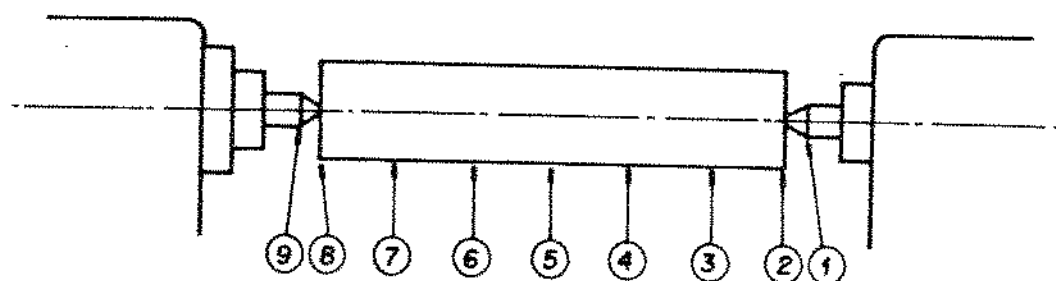


Figura 4.7. Pontos de Aplicação das forças e medições das deflexões - peça fixada entre pontos.

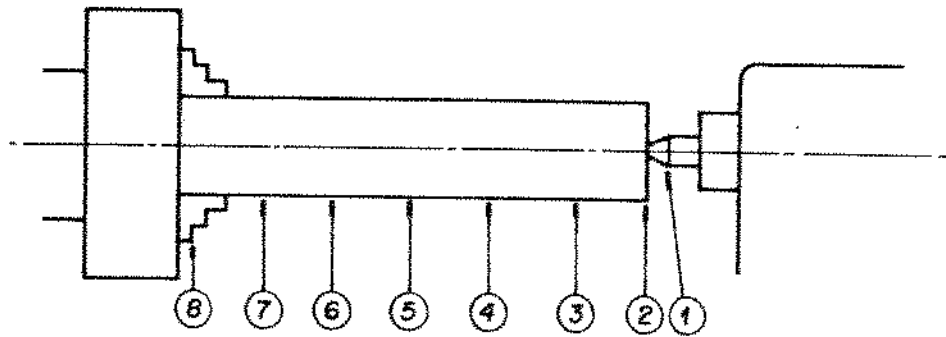


Figura 4.8. Pontos de Aplicação das forças e medições das deflexões - peça fixada entre placa e ponto.

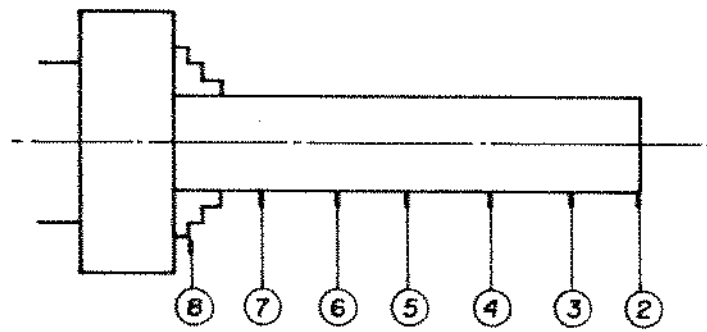


Figura 4.9. Pontos de Aplicação das forças e medições das deflexões - peça em balanço.

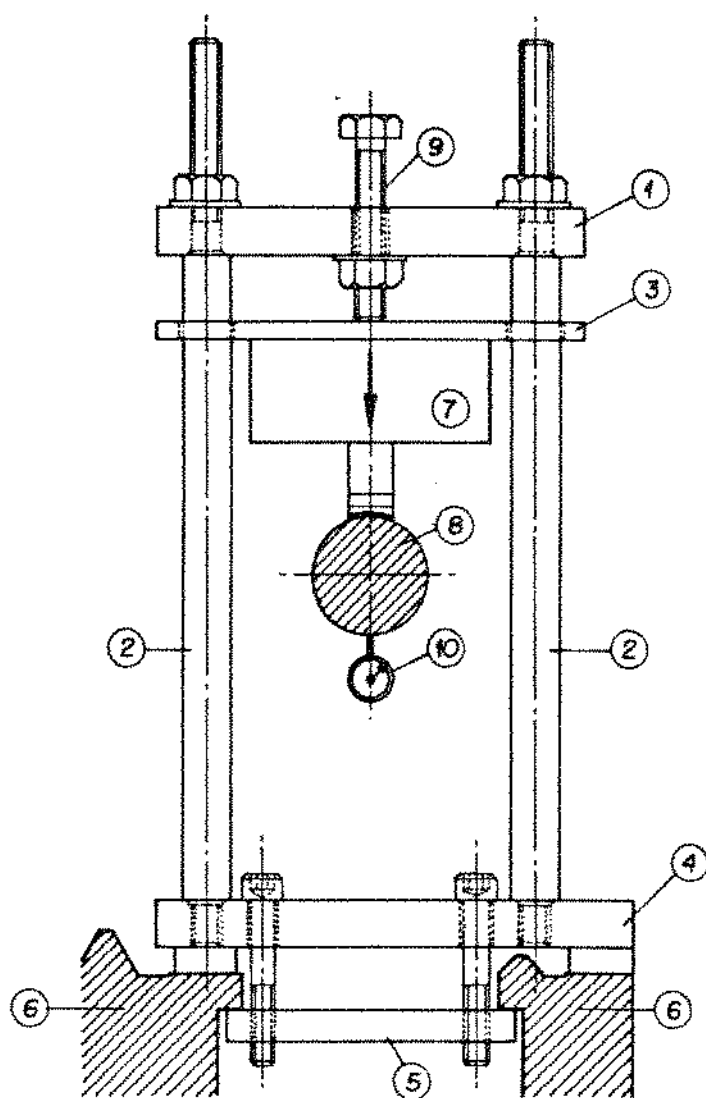
#### 4.3. Montagem dos Instrumentos para Aplicação da Força na Direção $z$ ( $P_z$ ) e Procedimento Experimental.

Para aplicar a força na direção  $z$  ( $P_z$ ) construiu-se um dispositivo para fixar a célula de carga e aplicar a força, e fez-se a montagem deste dispositivo e dos instrumentos de medida conforme o esquema apresentado na Figura 4.10.

Aplicou-se a força através da célula de carga (7), utilizando para isso, o parafuso (9). A leitura da força aplicada foi feita no multímetro digital acoplado à fonte amplificadora, e as leituras da deflexão da peça (8) ou dos componentes da máquina ferramenta foram medidas através de relógios comparadores de 0,001 mm de precisão (10). As fotos da Figura 4.11a e 4.11b, ilustram melhor essa montagem.

O desenho do conjunto e dos detalhes do dispositivo de aplicação de carga podem ser vistos no Anexo 1.

Para obter os valores das deflexões em função da força aplicada, procedeu-se da mesma maneira que no item 4.2. Assim, mediu-se as deflexões nos pontos 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 e 9 das Figuras 4.7, 4.8, 4.9, ou seja, peça fixada entre pontos, entre placa e ponto e em balanço, respectivamente. Utilizou-se contrapontos fixos e rotativos



LEGENDA:

- |                              |                                      |
|------------------------------|--------------------------------------|
| 1 Suporte do parafuso        | 6 Barramento do torno                |
| 2 Colunas                    | 7 Célula de carga                    |
| 3 Suporte da célula de carga | 8 Peça                               |
| 4 Base do dispositivo        | 9 Parafuso para a aplicação da carga |
| 5 Fixador                    | 10 Relógio comparador                |

Figura 4.10. Esquema do dispositivo de aplicação da força na direção  $z$  ( $P_z$ )



Figura 4.11a. Montagem dos instrumentos e dispositivos para aplicação da força  $P_z$  e medição da deflexão.

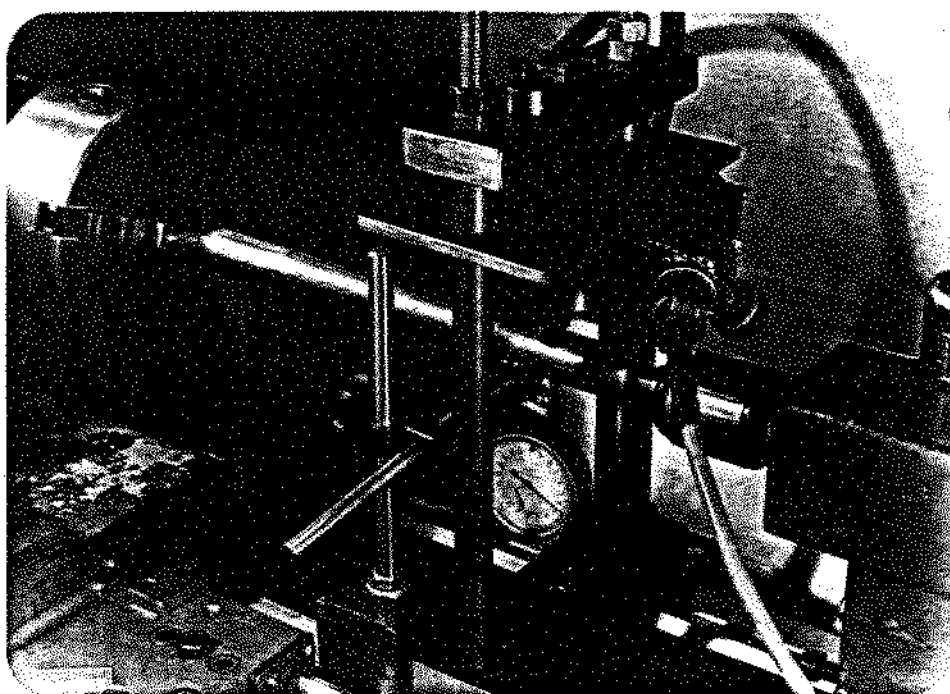


Figura 4.11b. Montagem dos instrumentos e dispositivos para aplicação da força  $P_z$  e medição da deflexão.

para um mesmo comprimento do mangote, e ainda, peças de 25,4mm (1") e 63,5 mm ( $2\frac{1}{2}$ " ) de diâmetro para todos os casos.

Nos pontos 1 e 9 foram feitas medições com e sem a peça fixada, com a finalidade de observar a variação da rigidez dos elementos de fixação nestes casos.

Os resultados das medições foram tabuladas em tabelas semelhantes à Tabela 4.1.

Neste caso, não se mediu o recuo da mesa nem a deflexão da ferramenta, pois o dispositivo de fixação da célula de carga foi fixada no barramento do torno, e não na mesa como no caso anterior. Segundo Kovan [1], a deflexão da ferramenta durante o processo de usinagem é desprezível.

## CAPÍTULO 5

### RESULTADOS

#### 5.1. Tabelas da Rigidez e da Flexibilidade dos Componentes do Sistema MFDP

A partir dos valores das deflexões obtidas através da aplicação de forças em diferentes pontos do conjunto MFDP, traçou-se as curvas da deflexão em função da força, aplicando-se a regressão linear conforme exemplos das figuras 5.1 e 5.2. A partir das equações das curvas, calculou-se os valores da flexibilidade dos componentes do conjunto. Os valores calculados estão apresentados nas tabelas 5.1 a 5.5, para os diferentes tipos de fixação.

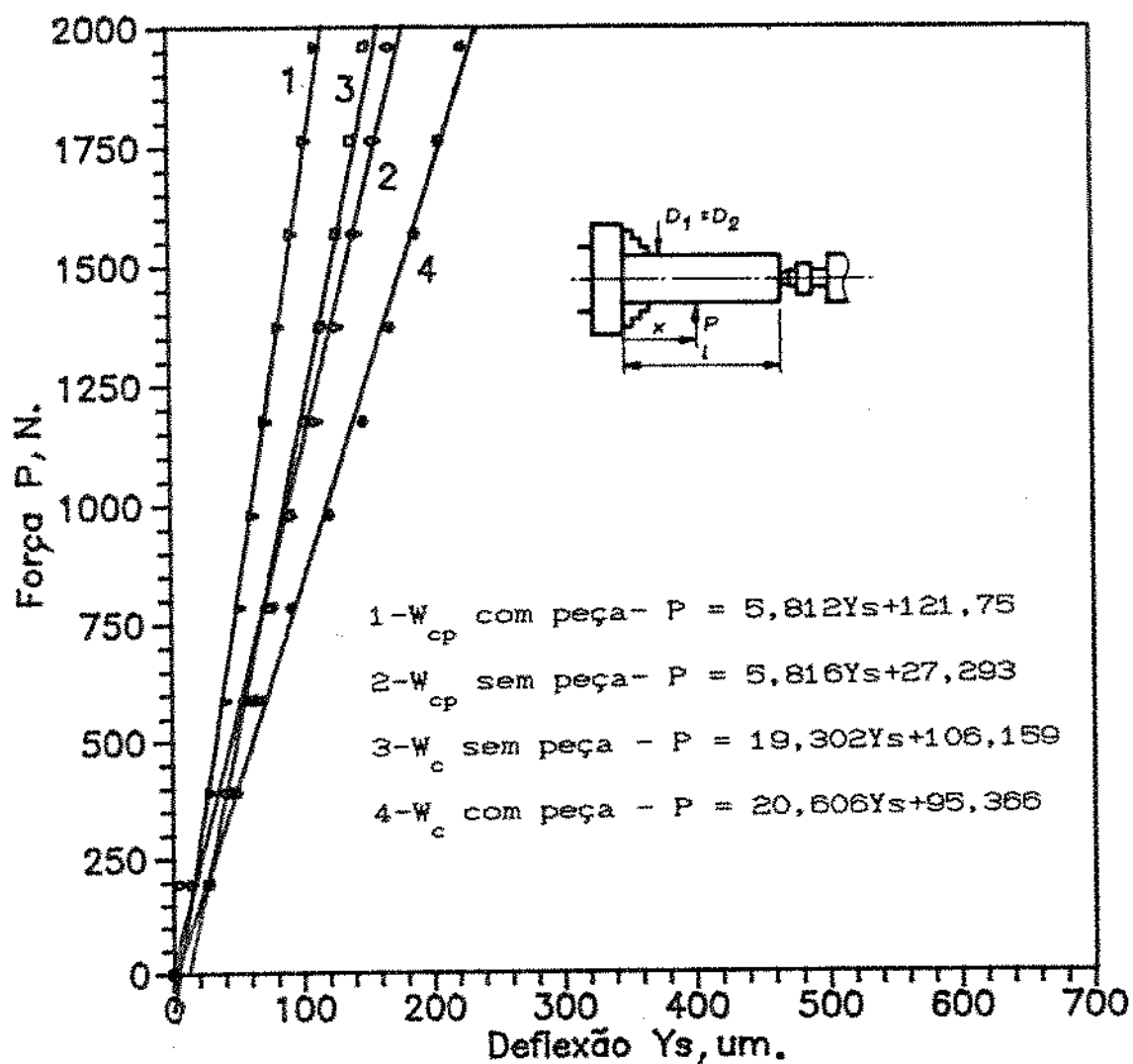


Figura 5.1. Deflexão do sistema MFDP para as forças aplicadas na ponta do contraponto ( $W_{cp}$ ) e na placa ( $W_c$ ), para peça fixada entre placa e contraponto rotativa,  $P_y$ ,  $D = 25,4\text{mm}$ .

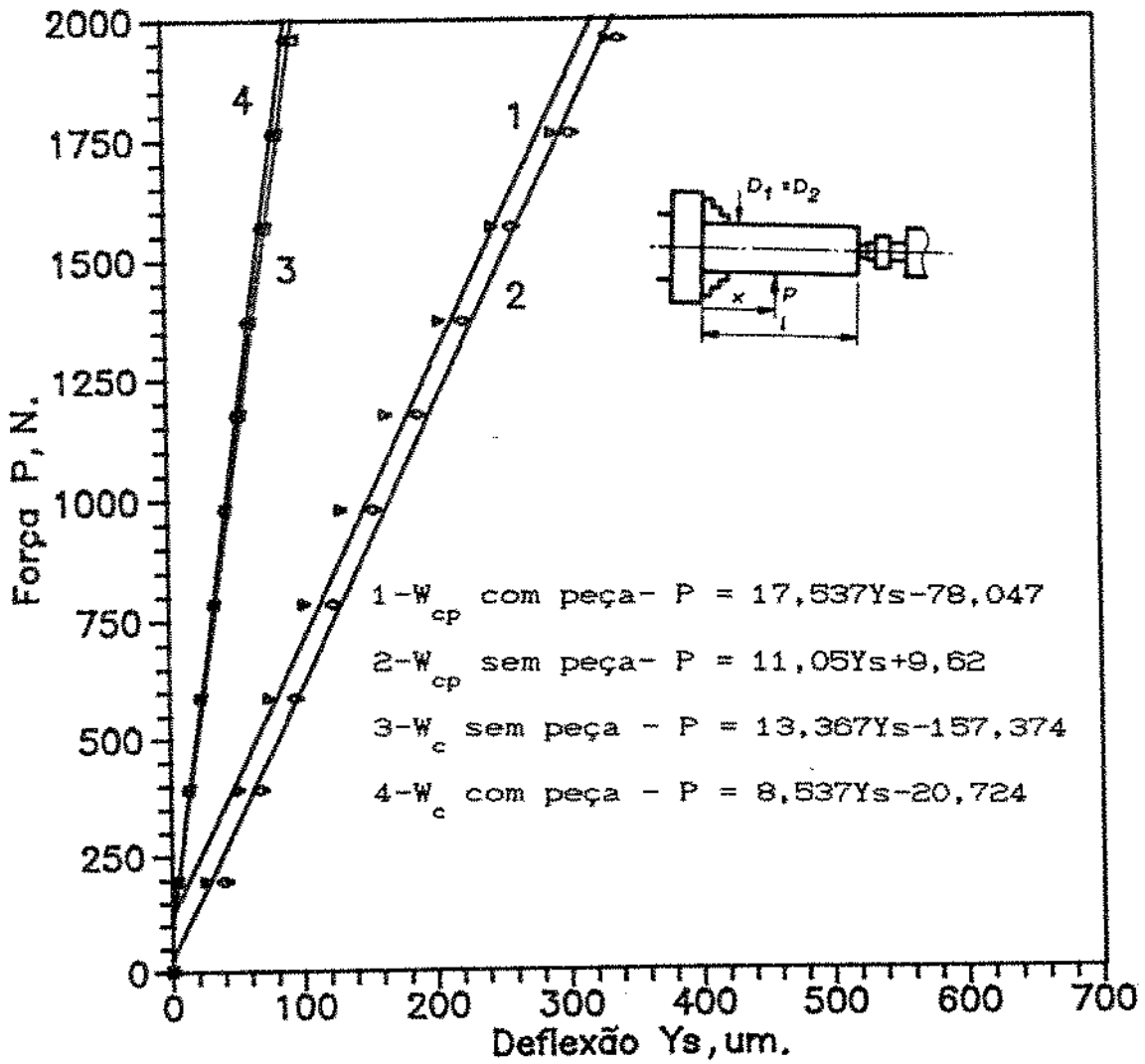
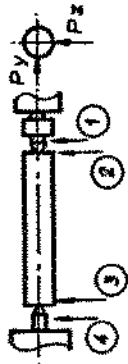


Figura 5.2. Deflexão do carro porta-ferramenta para as forças aplicadas na ponta do contraponto ( $W_{cp}$ ) e na placa ( $W_c$ ), para peça fixada entre placa e contraponto rotativo,  $P_y$ ,  $D = 25,4mm$ .

TABELA 5.1 - VALORES DA RIGIDEZ E DA FLEXIBILIDADE DETERMINADOS A PARTIR DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS.

PEÇA FIXADA ENTRE PONTO E CONTRAPONTO ROTATIVO													
I N F O R M A Ç Õ E S	Posi- ções	W (µm/N) j (N/µm)	P <sub>y</sub> ; Ø <sub>peça</sub> =25,4mm		P <sub>z</sub> ; Ø <sub>peça</sub> =25,4mm		P <sub>y</sub> ; Ø <sub>peça</sub> =63,5mm		P <sub>z</sub> ; Ø <sub>peça</sub> =63,5mm		sem peça	sem peça	
			com peça		com peça		com peça		com peça				
	1	W <sub>cd</sub> X 10 <sup>-2</sup>	18,03	18,042	11,940	12,958	18,202	18,750	11,960	12,958			
		j <sub>cp</sub>	5,545	5,543	8,375	7,717	5,494	5,333	8,361	7,717			
		W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>	8,53	9,490	-	-	8,432	7,92	-	-			
		j <sub>pf</sub>	11,72	10,537	-	-	11,86	12,626	-	-			
	2	W <sub>cd</sub> X 10 <sup>-2</sup>	25,504	-	-	18,285	-	27,540	-	20,190	-		
		j <sub>cp</sub>	3,921	-	-	5,469	-	3,631	-	4,953	-		
		W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>	11,035	-	-	-	-	10,692	-	-	-		
		j <sub>pf</sub>	9,062	-	-	-	-	9,352	-	-	-		
	3	W <sub>c</sub> X 10 <sup>-2</sup>	6,745	-	-	5,52	-	6,619	-	4,843	-		
		j <sub>c</sub>	14,825	-	-	18,09	-	15,106	-	20,649	-		
W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>		9,396	-	-	-	-	7,870	-	-	-			
j <sub>pf</sub>		10,643	-	-	-	-	12,707	-	-	-			
4	W <sub>c</sub> X 10 <sup>-2</sup>	3,25	3,25	2,622	2,633	3,462	3,25	2,397	2,633				
	j <sub>c</sub>	30,76	30,76	38,144	37,982	28,885	30,76	41,72	37,982				
	W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>	11,912	11,912	-	-	7,393	-	-	-				
	j <sub>pf</sub>	8,395	8,395	-	-	13,526	-	-	-				

W = flexibilidade;

j = rigidez;

W = Y/P (µm/N);

j = P/Y (N/µm);

P = força aplicada (N);

Y = deflexão (µm);

cp = contraponto;

c = cabeçote;

pf = porta-ferramenta (mesa)

TABELA 5.2 - VALORES DA RIGIDEZ E DA FLEXIBILIDADE DETERMINADOS A PARTIR DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS.

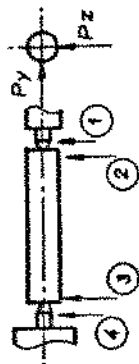
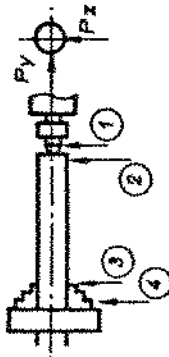
PEÇA FIXADA ENTRE PONTO E CONTRAPONTO FIXO									
I N F O R M A Ç Õ E S	Posi- ções	W (µm/N) j (N/µm)	P <sub>y</sub> ; Ø peça =25,4mm		P <sub>z</sub> ; Ø peça =25,4mm		P <sub>y</sub> ; Ø peça =63,5mm		P <sub>z</sub> ; Ø peça =63,5mm
			sem peça		sem peça		sem peça		
			com peça	sem peça	com peça	sem peça	com peça	sem peça	com peça
 <p>W = flexibilidade; j = rigidez; W = Y/P (µm/N); j = P/Y (N/µm); P = força aplicada (N); Y = deflexão (µm); cp = contraponto; c = cabeçote; pf = porta-ferramenta (mesa)</p>	1	W <sub>cp</sub> X 10 <sup>-2</sup>	3,577	3,83	2,346	2,420	-	-	-
		j <sub>cp</sub>	27,957	26,110	42,63	41,316	-	-	-
		W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>	10,578	12,881	-	-	-	-	-
		j <sub>pf</sub>	9,453	7,763	-	-	-	-	-
	2	W <sub>cp</sub> X 10 <sup>-2</sup>	10,978	-	-	5,870	-	-	-
		j <sub>cp</sub>	9,109	-	-	17,036	-	-	-
		W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>	6,854	-	-	-	-	-	-
		j <sub>pf</sub>	14,591	-	-	-	-	-	-
	3	W <sub>c</sub> X 10 <sup>-2</sup>	6,560	-	-	5,266	-	-	-
		j <sub>c</sub>	12,245	-	-	18,99	-	-	-
		W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>	7,537	-	-	-	-	-	-
		j <sub>pf</sub>	13,268	-	-	-	-	-	-
	4	W <sub>c</sub> X 10 <sup>-2</sup>	3,400	3,532	2,532	2,597	-	-	-
		j <sub>c</sub>	29,416	28,312	39,479	38,500	-	-	-
		W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>	11,29	11,29	-	-	-	-	-
		j <sub>pf</sub>	8,856	8,856	-	-	-	-	-

TABELA 5.3 - VALORES DA RIGIDEZ E DA FLEXIBILIDADE DETERMINADOS A PARTIR DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS.

PEÇA FIXADA ENTRE PLACA E CONTRAPONTO ROTATIVO											
I N F O R M A Ç Õ E S	Posi- ções	W (µm/N)  j (N/µm)	P <sub>y</sub> ; Ø <sub>peça</sub> =25,4mm		P <sub>z</sub> ; Ø <sub>peça</sub> =25,4mm		P <sub>y</sub> ; Ø <sub>peça</sub> =63,5mm		P <sub>z</sub> ; Ø <sub>peça</sub> =63,5mm		sem peça
			com peça	sem peça	com peça	sem peça	com peça	sem peça	com peça	sem peça	
	1	W <sub>cp</sub> X 10 <sup>-2</sup>	17,194	17,206	12,711	12,958	16,262	17,206	11,034	12,958	
		j <sub>cp</sub>	5,816	5,812	7,867	7,717	6,149	5,812	9,063	7,717	
		W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>	5,702	9,050	-	-	11,937	9,050	-	-	
		j <sub>pf</sub>	17,537	11,05	-	-	8,377	11,05	-	-	
	2	W <sub>cp</sub> X 10 <sup>-2</sup>	24,618	-	18,577	-	22,036	-	16,989	-	
		j <sub>cp</sub>	4,062	-	5,383	-	4,538	-	5,886	-	
		W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>	9,432	-	-	-	13,259	-	-	-	
		j <sub>pf</sub>	10,602	-	-	-	7,542	-	-	-	
	3	W <sub>C</sub> X 10 <sup>-2</sup>	4,853	-	3,861	-	6,105	-	3,631	-	
		j <sub>c</sub>	20,606	-	25,9	-	16,379	-	27,54	-	
		W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>	11,714	-	-	-	11,547	-	-	-	
		j <sub>pf</sub>	8,537	-	-	-	8,660	-	-	-	
	4	W <sub>C</sub> X 10 <sup>-2</sup>	4,853	5,181	3,861	2,633	6,105	5,181	3,631	2,633	
		j <sub>c</sub>	20,606	19,302	25,900	37,982	16,379	19,302	27,54	27,982	
		W <sub>pf</sub> X 10 <sup>-2</sup>	11,714	7,481	-	-	11,547	7,481	-	-	
		j <sub>pf</sub>	8,537	13,367	-	-	8,660	13,367	-	-	

W = flexibilidade;

j = rigidez;

W = Y/P (µm/N);

j = P/Y (N/µm);

P = força aplicada (N);

Y = deflexão (µm);

cp = contraponto;

c = cabeçote;

pf = porta-ferramenta (mesa)

W = flexibilidade;

j = rigidez;

W = Y/P (µm/N);

j = P/Y (N/µm);

P = força aplicada (N);

Y = deflexão (µm);

cp = contraponto;

c = cabeçote;

pf = porta-ferramenta  
(mesa)

TABELA 5.4 - VALORES DA RIGIDEZ E DA FLEXIBILIDADE DETERMINADOS A PARTIR DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS.

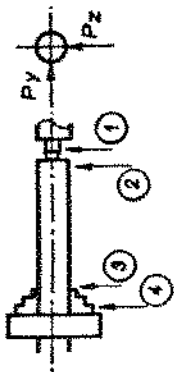
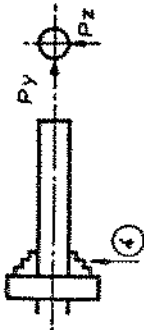
PEÇA FIXADA ENTRE PLACA E CONTRAPONTO FIXO										
I N F O R M A Ç Õ E S	Posi- ções	W (µm/N)  j (N/µm)	P <sub>y</sub> ; Ø peça =25,4mm		P <sub>z</sub> ; Ø peça =25,4mm		P <sub>y</sub> ; Ø peça =63,5mm		P <sub>z</sub> ; Ø peça =63,5mm	
			com peça	sem peça	com peça	sem peça	com peça	sem peça	com peça	sem peça
	1	$W_{CD} \times 10^{-2}$	6,522	6,518	2,180	2,420	-	-	-	-
		$j_{cp}$	15,332	15,341	45,872	41,316	-	-	-	-
		$W_{pf} \times 10^{-2}$	13,033	12,881	-	-	-	-	-	-
		$j_{pf}$	7,673	7,763	-	-	-	-	-	-
<p>W = flexibilidade;</p> <p>j = rigidez;</p> <p>W = Y/P (µm/N);</p> <p>j = P/Y (N/µm);</p> <p>P = força aplicada (N);</p> <p>Y = deflexão (µm);</p> <p>cp = contraponto;</p> <p>c = cabeçote;</p> <p>pf = porta.ferramenta (mesa)</p>	2	$W_{CD} \times 10^{-2}$	10,000	-	-	-	-	-	-	-
		$j_{cp}$	9,993	-	-	-	-	-	-	-
		$W_{pf} \times 10^{-2}$	14,852	-	-	-	-	-	-	-
		$j_{pf}$	6,733	-	-	-	-	-	-	-
	3	$W_C \times 10^{-2}$	4,847	-	-	-	-	-	-	-
		$j_c$	20,631	-	-	-	-	-	-	-
		$W_{pf} \times 10^{-2}$	12,615	-	-	-	-	-	-	-
		$j_{pf}$	7,927	-	-	-	-	-	-	-
	4	$W_C \times 10^{-2}$	4,847	5,181	3,852	4,352	-	-	-	-
		$j_c$	20,631	19,302	25,96	32,979	-	-	-	-
		$W_{pf} \times 10^{-2}$	12,615	12,881	-	-	-	-	-	-
		$j_{pf}$	7,927	7,763	-	-	-	-	-	-

TABELA 5.5 - VALORES DA RIGIDEZ E DA FLEXIBILIDADE DETERMINADOS A PARTIR DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS.

PEÇA EM BALANÇO											
I N F O R M A Ç Õ E S	Posi- ções	W (µm/N) j (N/µm)	P <sub>y</sub> ; Ø peça =25,4mm		P <sub>z</sub> ; Ø peça =25,4mm		P <sub>y</sub> ; Ø peça =63,5mm		P <sub>z</sub> ; Ø peça =63,5mm		
			com peça	sem peça	com peça	sem peça	com peça	sem peça	com peça	sem peça	
<div></div> <p>W = flexibilidade; j = rigidez; W = Y/P (µm/N); j = P/Y (N/µm); P = Força aplicada (N); Y = deflexão (µm); cp = contraponto; c = cabeçote; pf = porta-ferramenta (mesa)</p>	1	$W_{cp} \times 10^{-2}$									
		$j_{cp}$									
		$W_{pf} \times 10^{-2}$									
	2	$j_{pf}$									
		$W_{cp} \times 10^{-2}$									
		$j_{cp}$									
	3	$W_{pf} \times 10^{-2}$									
		$j_{pf}$									
		$W_c \times 10^{-2}$	5,181	-	4,358	-	4,883	-	4,441	-	
	4	$j_c$	19,302	-	22,945	-	20,479	-	22,519	-	
		$W_{pf} \times 10^{-2}$	7,481	-	-	-	10,484	-	-	-	
		$j_{pf}$	13,367	-	-	-	9,538	-	-	-	
			$W_c \times 10^{-2}$	5,181	5,181	4,358	4,358	5,181	5,181	4,358	4,358
			$j_c$	19,302	19,302	22,945	22,945	19,302	19,302	22,945	22,945
			$W_{pf} \times 10^{-2}$	7,481	7,481	-	-	7,481	-	-	-
			$j_{pf}$	13,367	13,367	-	-	13,367	-	-	-

## 5.2. Influência da Profundidade de Corte "p" na Deflexão do Sistema MFDP

Com o objetivo de se verificar a influência da profundidade de corte na deflexão do sistema, traçou-se as curvas da deflexão em função da posição de aplicação da força, utilizando os valores calculados teoricamente. As figuras superiores (a) das figuras 5.3 a 5.6 mostram as curvas para o caso em que não se levou em consideração a profundidade de corte, ou seja  $D_1 = D_2$ , enquanto que as figuras centrais (b) mostram as curvas para o caso em que se considerou uma profundidade de corte de 3 milímetros com  $D_1 > D_2$ , já a figura inferior (c) mostra diferença entre os casos anteriores.

Variou-se ainda o tipo de fixação da peça no lado do cabeçote fixo, sendo que nas figuras 5.3 e 5.4 a peça é fixada entre ponto e contraponto rotativo e nas figuras 5.5 e 5.6 a peça é fixada entre placa e contraponto rotativo.

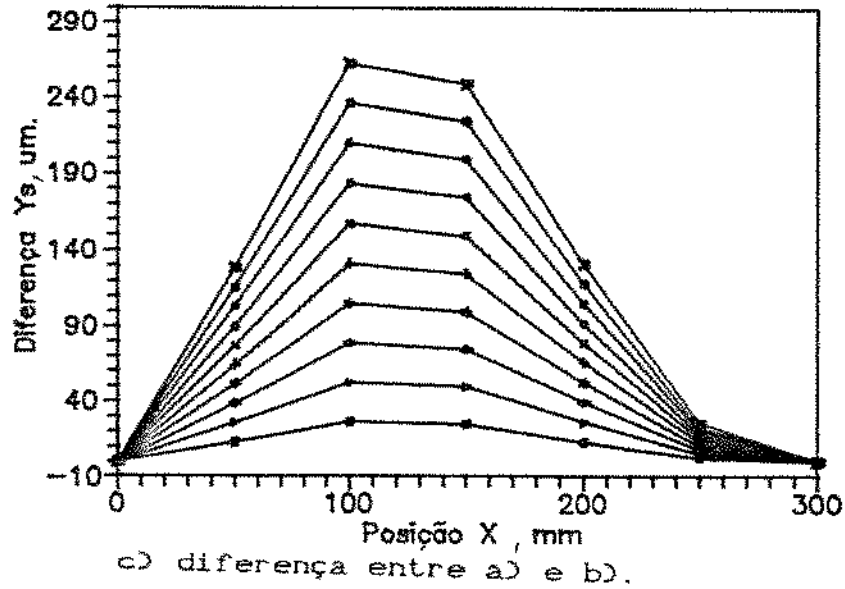
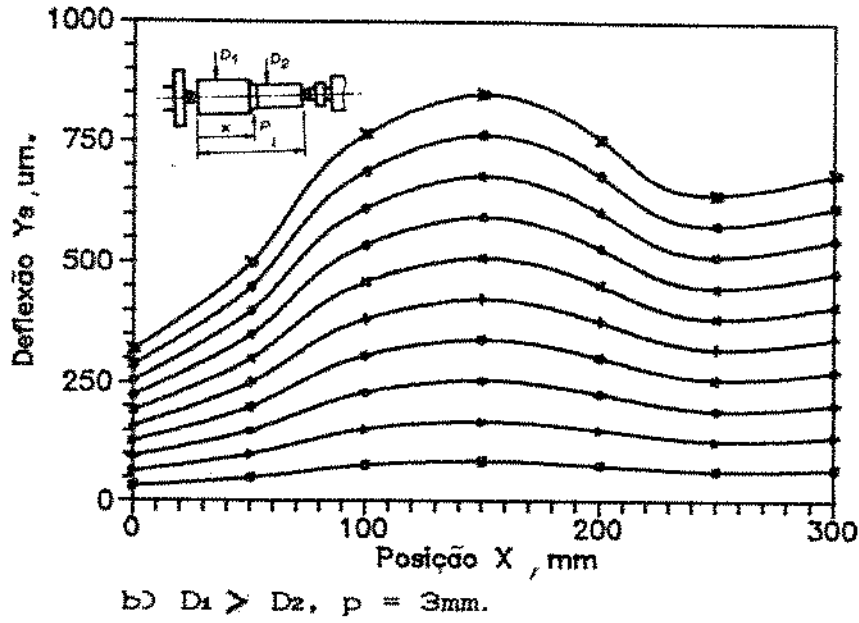
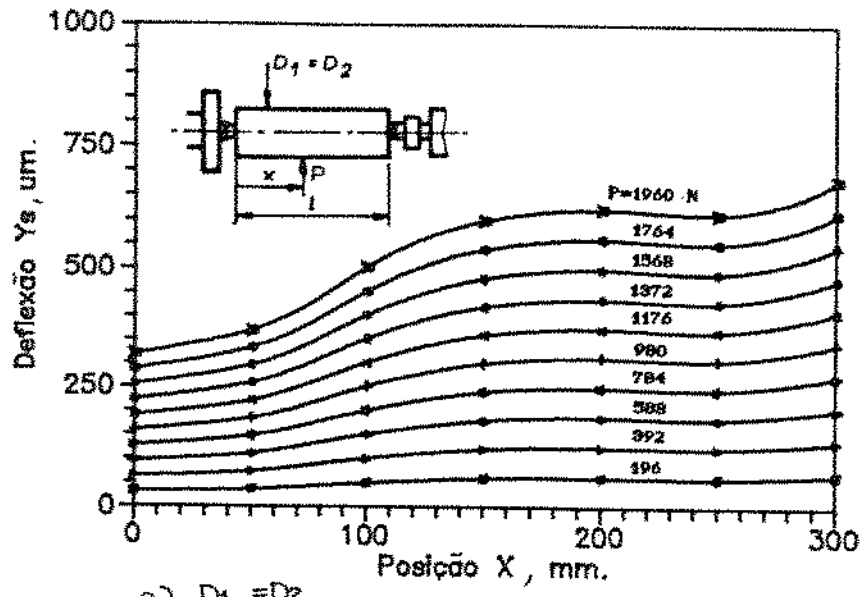


Figura 5.3. Influência de  $p$  sobre  $Y_s$ , peça fixada entre ponto e contraponto rotativo,  $W_{pl}=0,094\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_c=0,067\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_{cp}=0,255\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21 \times 10^6 \text{N}/\text{mm}^2$ ,  $P_y$ ,  $D_1=25,4\text{mm}$ ,  $D_2=19,4\text{mm}$ .

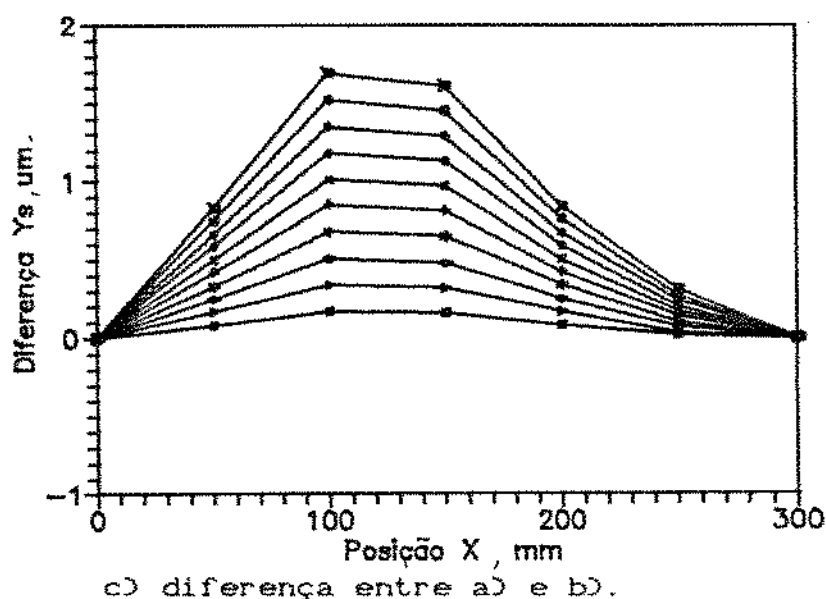
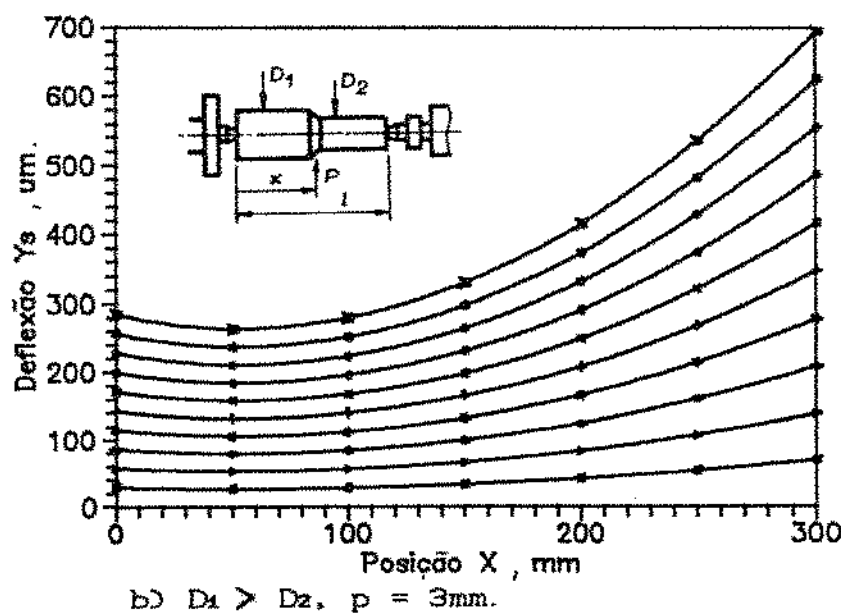
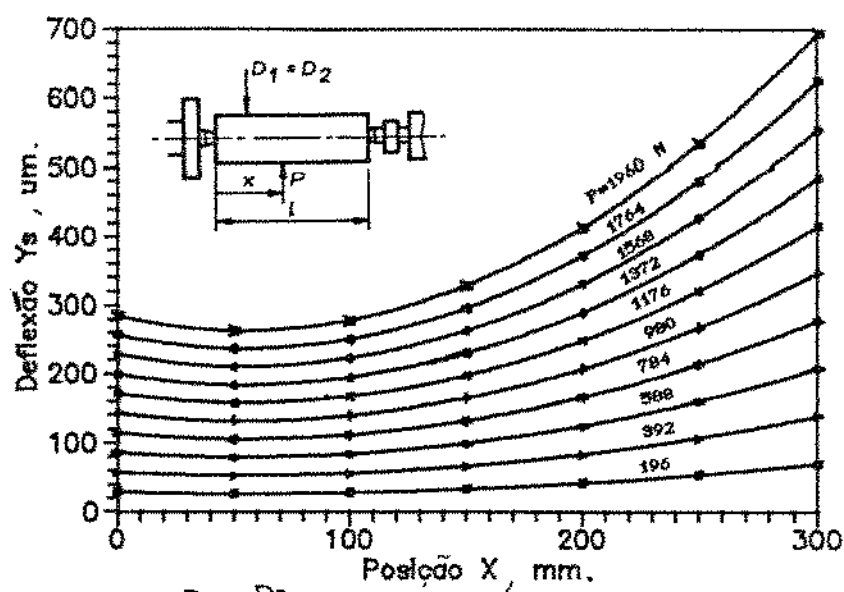


Figura 5.4. Influência de  $p$  sobre  $Y_s$ , peça fixada entre ponto e contraponto rotativo,  $W_{pf}=0,079\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_c=0,062\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_{cp}=0,275\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21 \times 10^6 \text{N}/\text{mm}^2$ ,  $P_y$ ,  $D_1=63,5\text{mm}$ ,  $D_2=57,5\text{mm}$ .

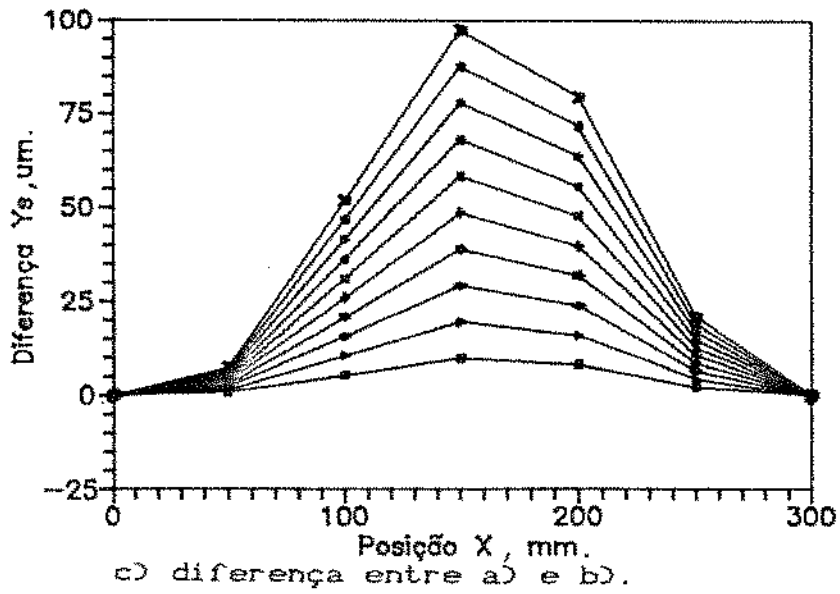
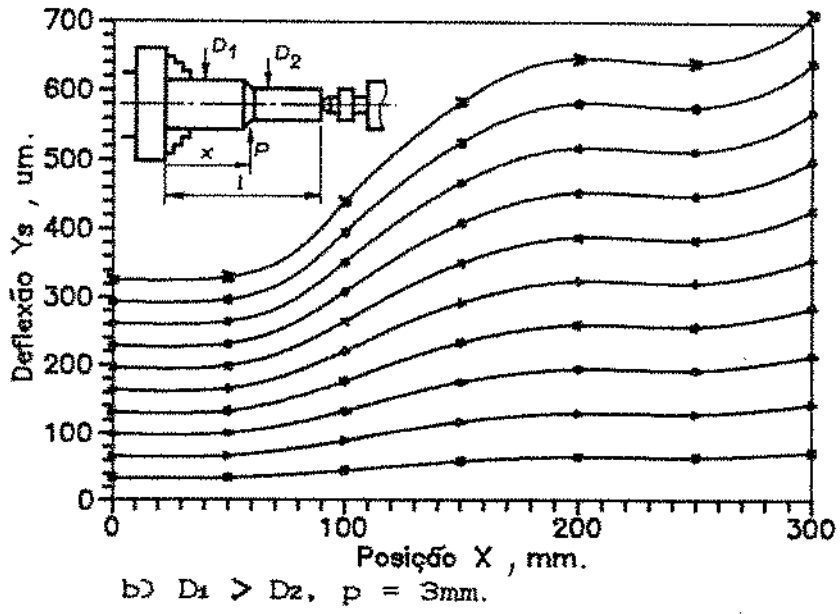
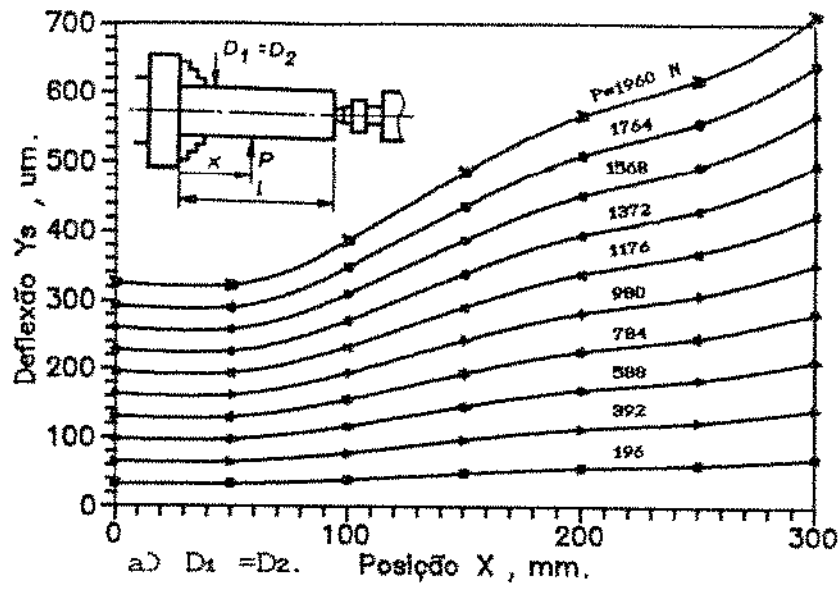


Figura 5.5. Influência de  $p$  sobre  $Y_s$ , peça fixada entre placa e contraponto rotativo,  $W_{pf}=0,117\mu\text{m/N}$ ,  $W_c=0,049\mu\text{m/N}$ ,  $W_{cp}=0,246\mu\text{m/N}$ ,  $E=0,21 \times 10^6 \text{N/mm}^2$ ,  $P_y$ ,  $D_1=25,4\text{mm}$ ,  $D_2=19,4\text{mm}$ .

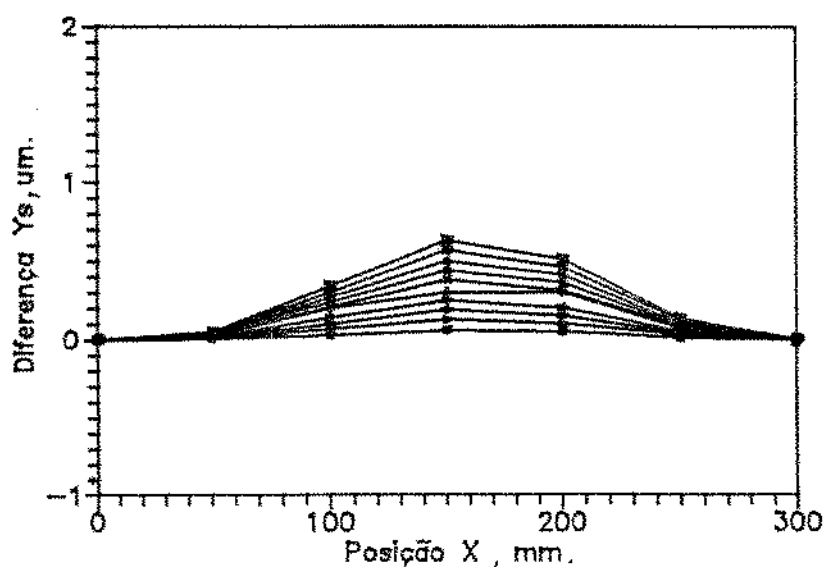
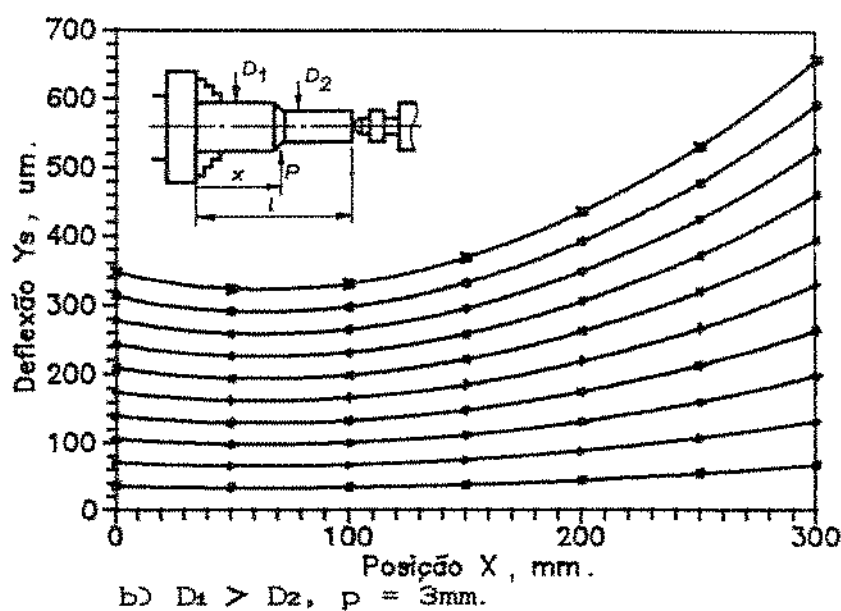
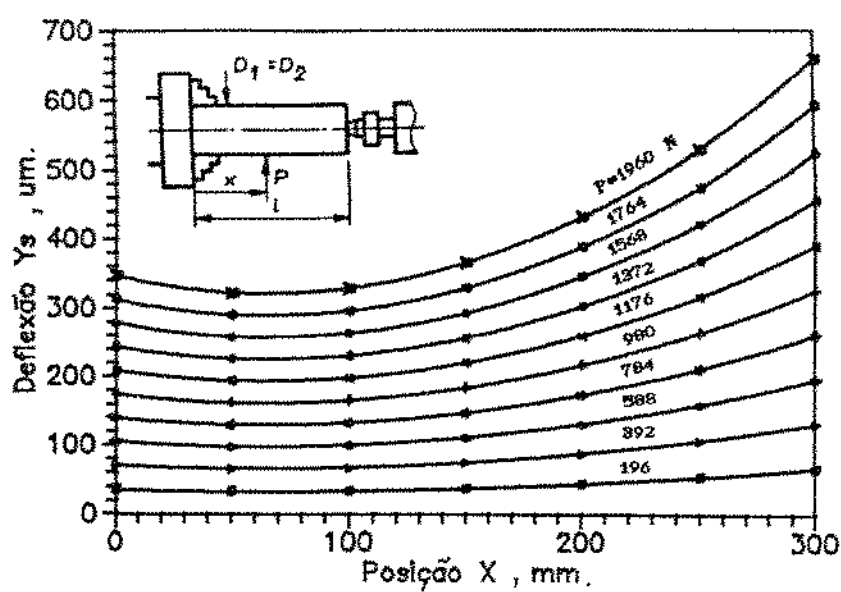


Figura 5.6. Influência de  $p$  sobre  $Y_s$ , peça fixada entre placa e contraponto rotativo,  $W_{pf}=0,115\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_e=0,611\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_{cp}=0,22\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21\times 10^6\text{N}/\text{mm}^2$ ,  $P_y$ ,  $D_1=63,5\text{mm}$ ,  $D_2=57,5\text{mm}$ .

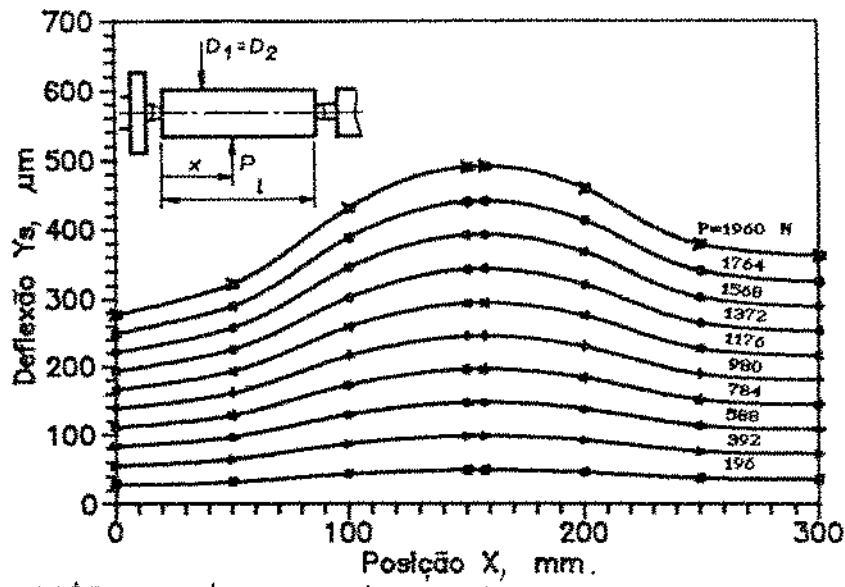
### COMENTÁRIOS

Analisando-se os resultados obtidos, pode-se observar, que para peças de pequeno diâmetro e/ou em que a relação  $p/D$  é significativa, a influência da profundidade de corte é grande, enquanto que para peças de grande diâmetro ou em que a relação  $p/D$  é pouco significativa, a influência da profundidade de corte é muito pequena, podendo ser desprezada para efeitos de cálculo da velocidade de corte.

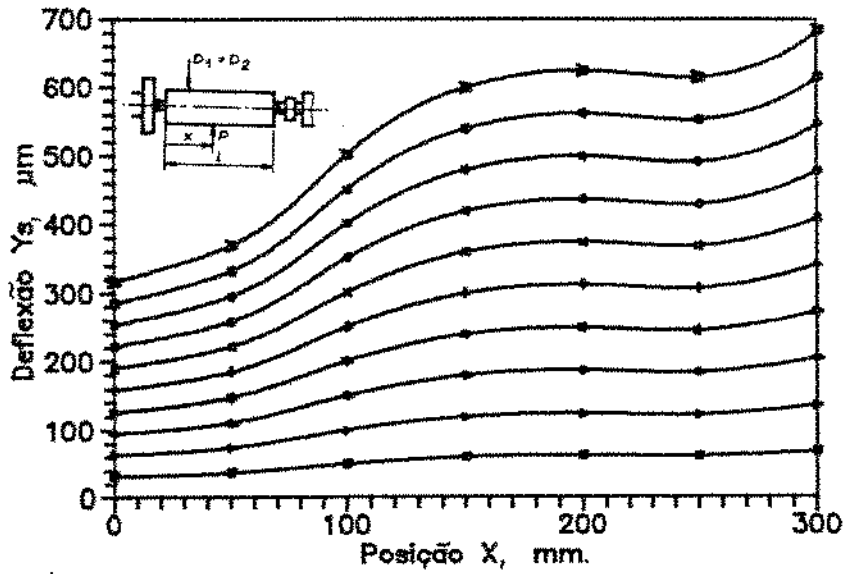
Pode-se verificar ainda, que a influência da profundidade de corte é maior nas peças fixadas entre pontos, apesar da rigidez dos dispositivos de fixação serem maiores que no caso em que a peça é fixada entre placa e ponto. Além disso, as diferenças máximas ocorrem em posições diferentes.

### 5.3. Influência dos Dispositivos de Fixação na Deflexão do Sistema MFDP.

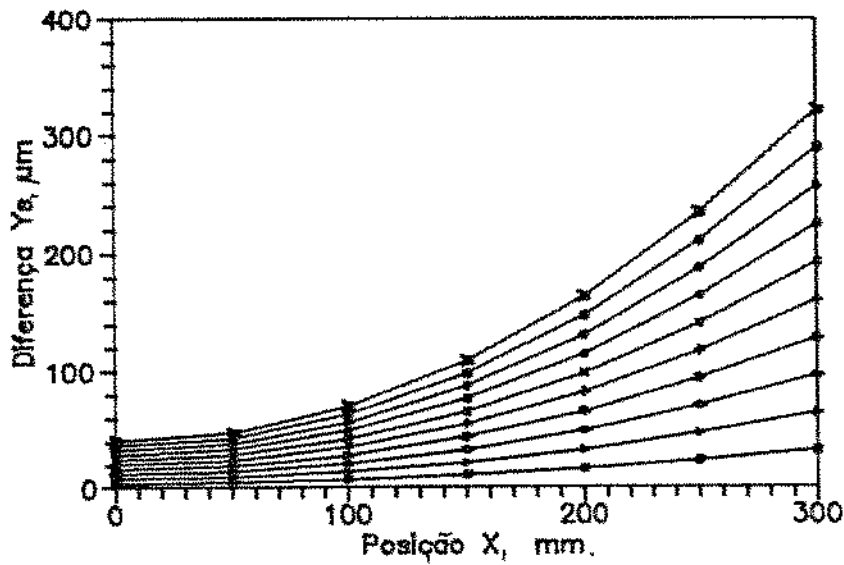
Para verificar a influência dos dispositivos de fixação na deflexão do sistema, traçou-se as curvas da deflexão em função da posição de aplicação da força, utilizando os valores calculados teoricamente, para os casos da peça fixada entre pontos e entre placa e ponto, variando ainda os tipos de contraponto (fixo e rotativo). Estas curvas são apresentadas nas figuras 5.7 a 5.9.



a) Peça entre ponto e contraponto fixo  $W_{cp} = 0,11 \mu\text{m/N}$ .

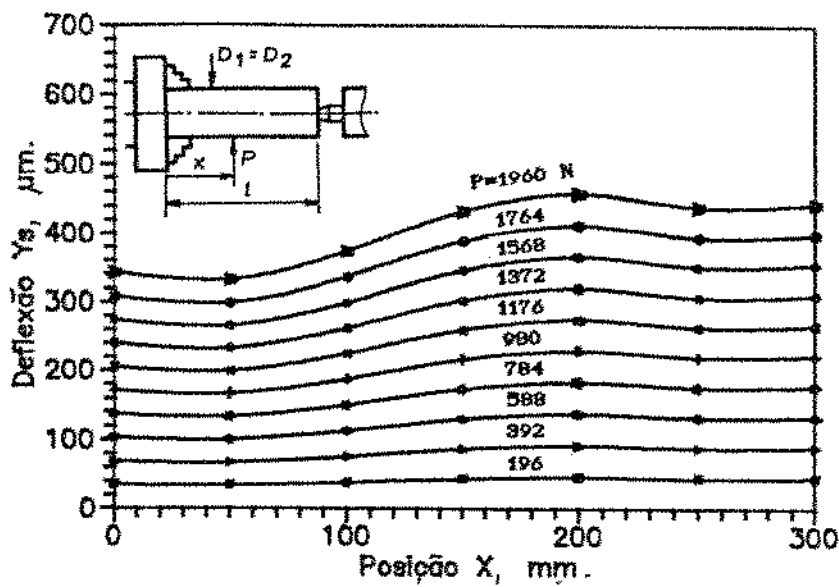


b) Peça entre ponto e contraponto rotativo,  $W_{cp} = 0,26 \mu\text{m/N}$ .

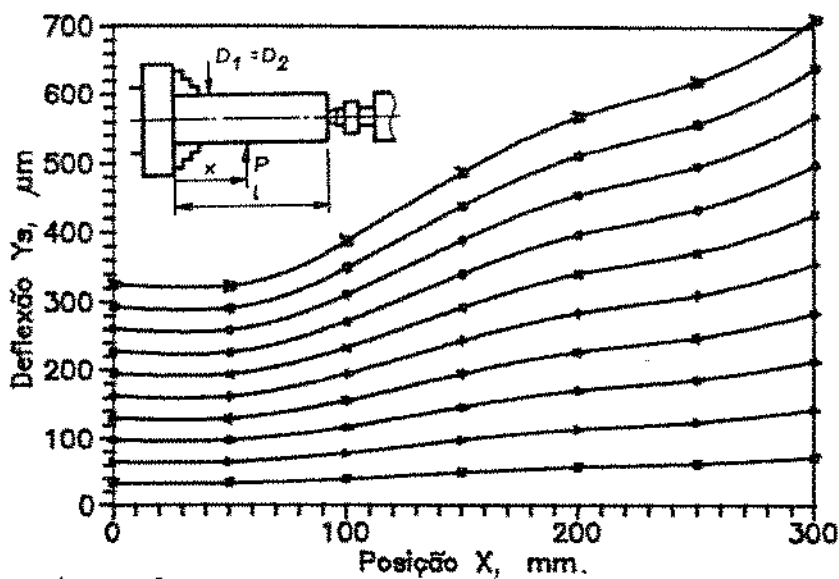


c) Diferença entre a) e b).

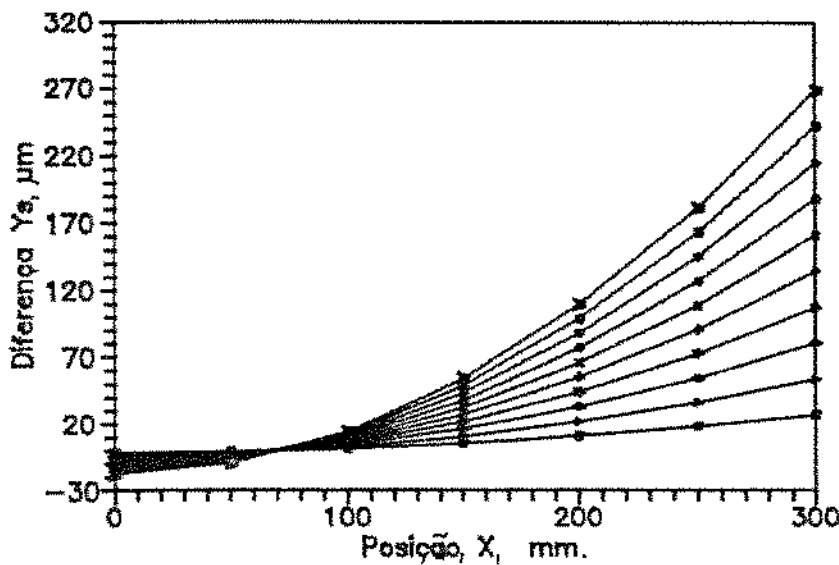
Figura 5.7. Influência dos dispositivos de fixação sobre  $Y_s$ ,  
peça fixada entre pontos,  $W_{pf}=0,075 \mu\text{m/N}$ ,  
 $W_c=0,066 \mu\text{m/N}$ ,  $E=0,21 \times 10^6 \text{ N/mm}^2$ ,  $P_y$ ,  $D = 25,4 \text{ mm}$ .



a) Peça entre placa e contraponto fixo  $W_{cp} = 0,10 \mu\text{m/N}$ .

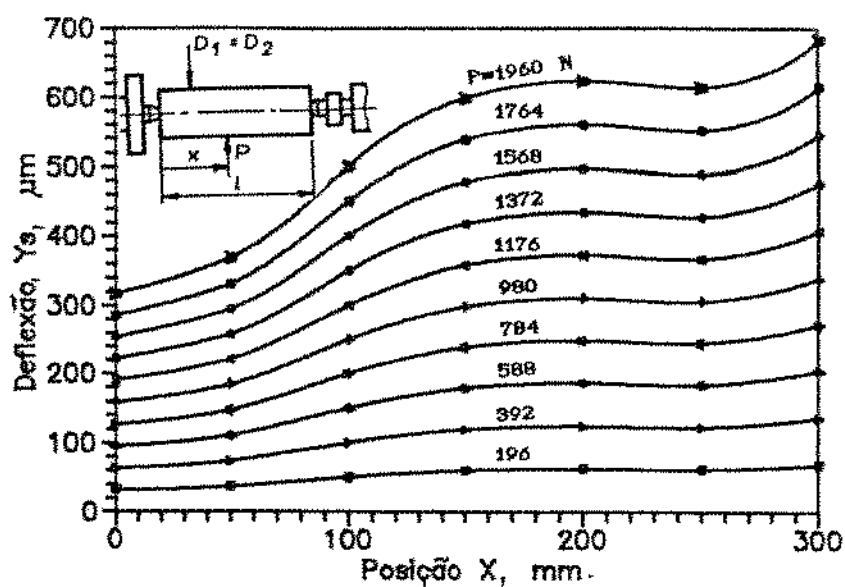


b) Peça entre placa e contraponto rotativo,  $W_{cp} = 0,25 \mu\text{m/N}$ .

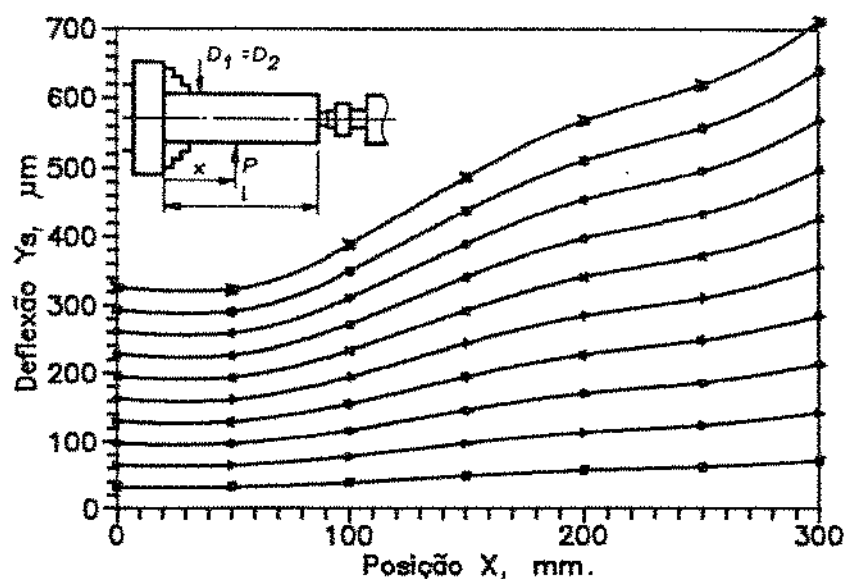


c) Diferença entre a) e b).

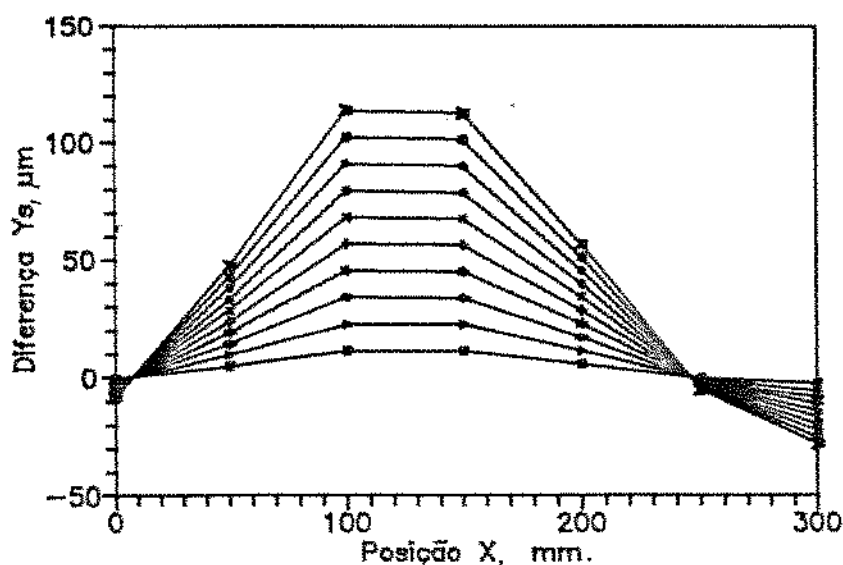
Figura 5.8. Influência dos dispositivos de fixação sobre  $Y_s$ , peça fixada entre placa e ponto,  $W_{pf}=0,126 \mu\text{m/N}$ ,  $W_c=0,485 \mu\text{m/N}$ ,  $E=0,21 \times 10^6 \text{ N/mm}^2$ ,  $P_y$ ,  $D = 25,4 \text{ mm}$ .



a) Peça entre ponto e contraponto rotativo.



b) Peça entre placa e contraponto rotativo.



c) Diferença entre a) e b).

Figura 5.9. Influência dos dispositivos de fixação sobre  $Y_s$ , peça fixada entre ponto e contraponto rotativo e placa e contraponto rotativo, Dados idênticos aos das figuras 5.7.b e 5.8.b.

### COMENTÁRIOS

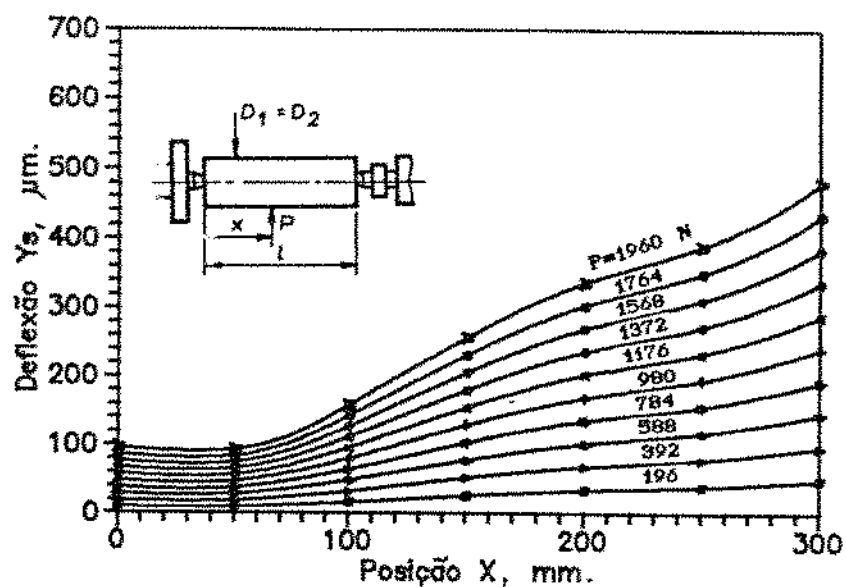
Analisando os gráficos, pode-se observar que o tipo de contraponto utilizado tem grande influência na deflexão do sistema, uma vez que a rigidez do contraponto rotativo é muito menor do que a rigidez do contraponto fixo, devido ao rolamento utilizado no contraponto rotativo e também pelo seu maior comprimento. Observou-se ainda, que além de influir na amplitude da deflexão, o tipo de contraponto utilizado influi ainda na forma da deflexão ao longo da peça.

Quanto ao dispositivo de fixação do lado do cabeçote fixo, pode-se verificar que, a rigidez da placa de três castanhas é menor do que a da placa de arraste.

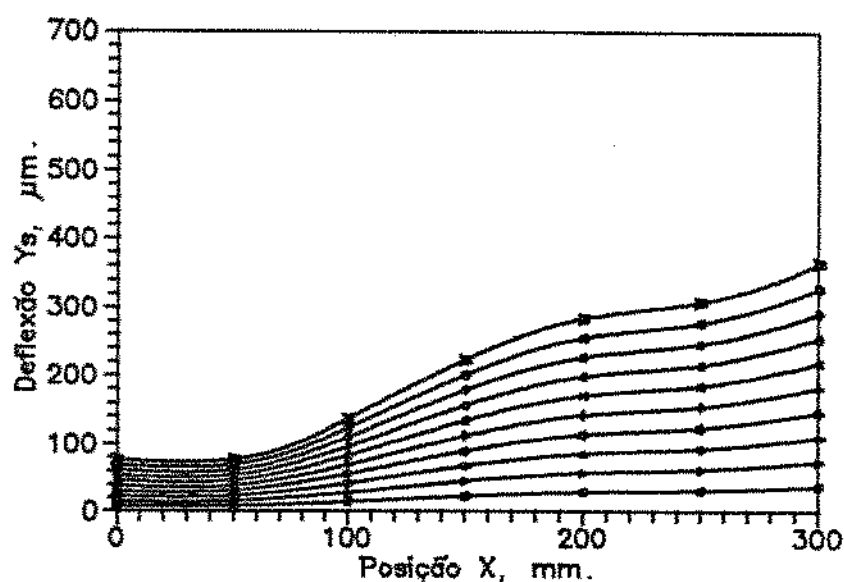
#### 5.4. Influência da Direção de Aplicação da Força na Rigidez do Sistema MFDP.

Com o objetivo de verificar se a direção de aplicação da força tem alguma influência na rigidez do sistema, traçou-se as curvas da deflexão em função da posição de aplicação da força, utilizando os valores calculados teoricamente, para os casos da peça fixada entre ponto e contraponto rotativo, e placa e contraponto rotativo, sendo que para ambos os casos, variou-se a direção de aplicação da força ( $P_y$  e  $P_z$ ). Estas curvas estão apresentadas nas figuras 5.10 e 5.11.

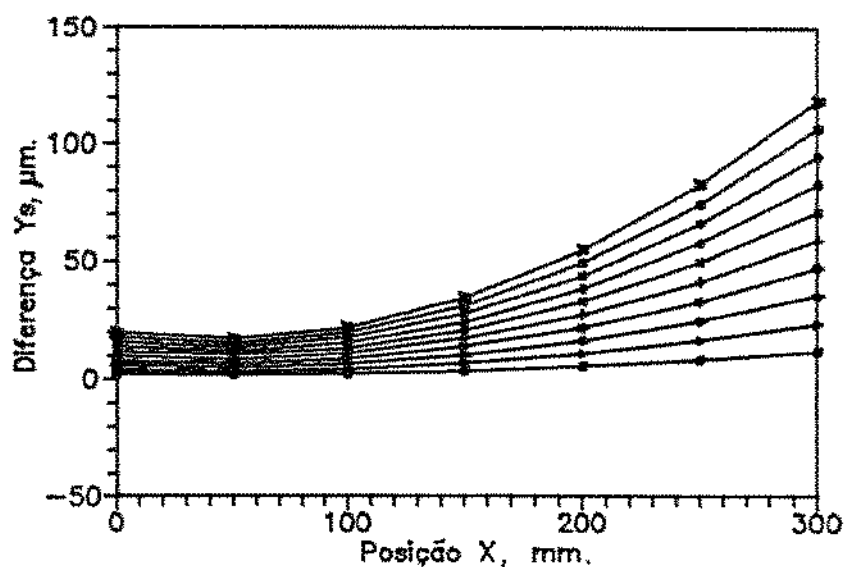
Como no caso da aplicação da força  $P_z$  não foram determinados os valores do recuo da mesa. Considerou-se  $W_{pf} = 0$ .



a)  $P_y$ ,  $W_c = 0,067 \mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_{cp} = 0,26 \mu\text{m}/\text{N}$ .



b)  $P_z$ ,  $W_c = 0,055 \mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_{cp} = 0,18 \mu\text{m}/\text{N}$ .



c) Diferença entre a) e b).

Figura 5.10. Influência de  $P_y$  e  $P_z$  na rigidez do sistema, peça fixada entre ponto e contraponto rotativo,  $W_{pf}=0$ ,  $E=0,21 \times 10^6 \text{ N}/\text{mm}^2$ ,  $D=25,4 \text{ mm}$ .

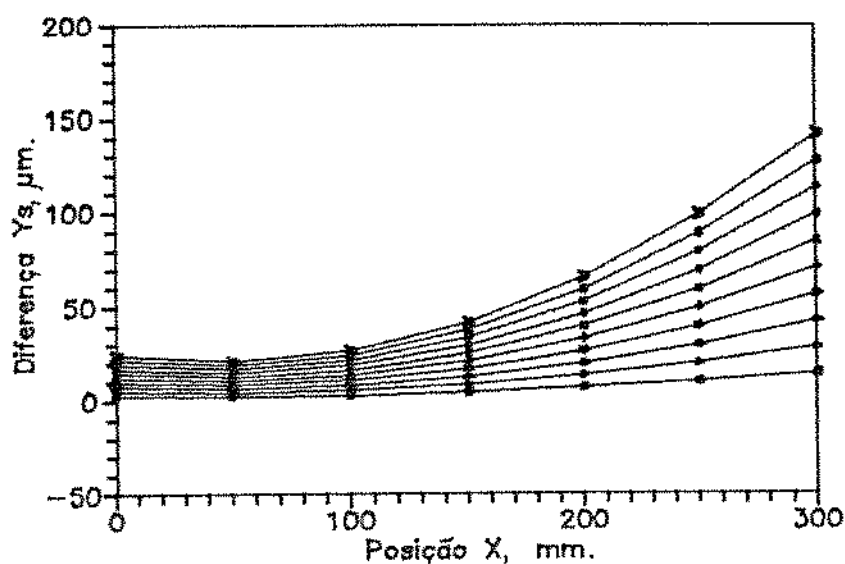
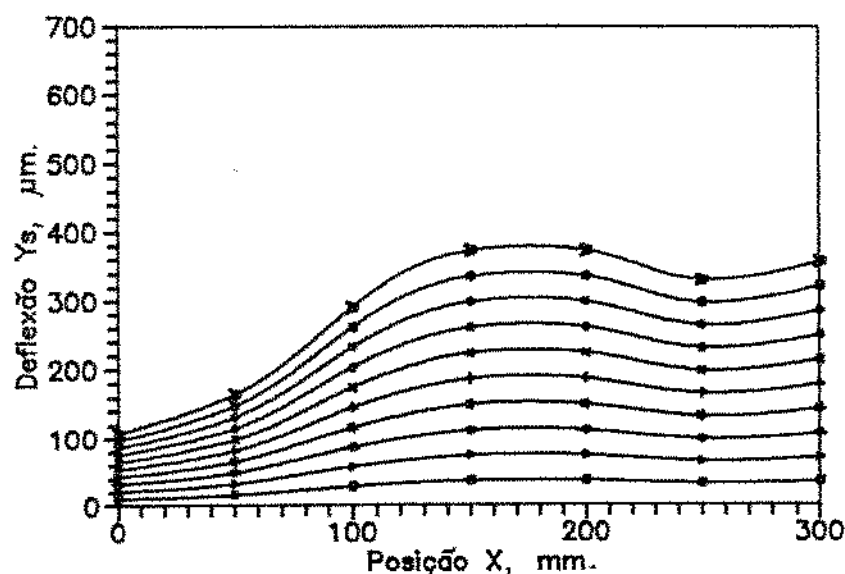
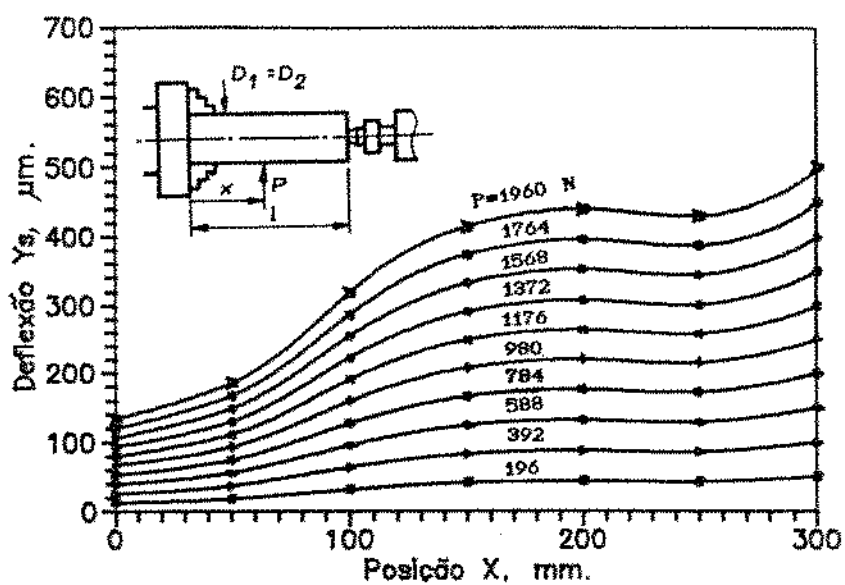


Figura 5.11. Influência de  $P_y$  e  $P_z$  na rigidez do sistema, peça fixada entre placa e contraponto rotativo,  $W_{pf}=0$ ,  $E=0,21 \times 10^6 \text{ N}/\text{mm}^2$ ,  $D=25,4 \text{ mm}$ .

### COMENTÁRIOS

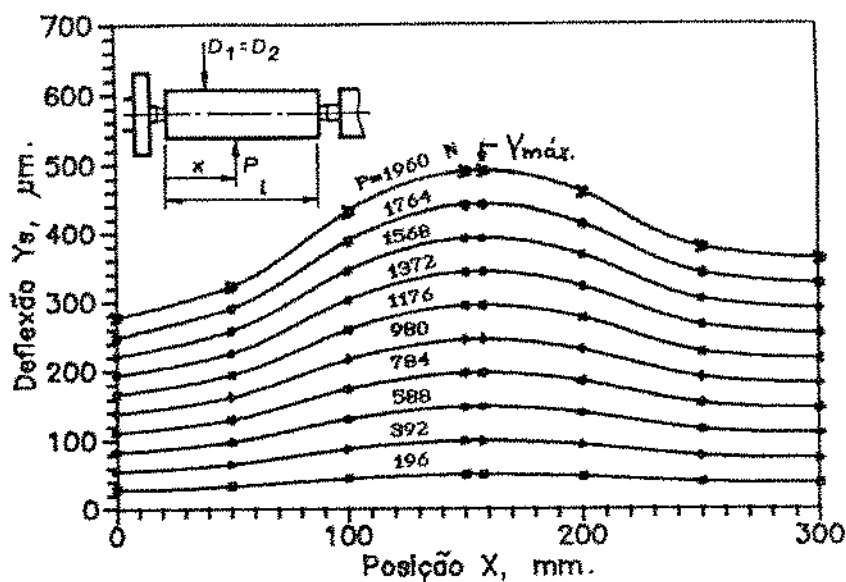
Pelos gráficos, pode-se observar que a rigidez do sistema foi menor quando se aplicou a força  $P_y$ , qualquer que fosse o dispositivo de fixação utilizado. Conseqüentemente os componentes da máquina-ferramenta apresentaram maior rigidez quando se aplicaram forças na direção Z.

### 5.5. Comparação Entre os Valores Teóricos e Experimentais da Deflexão do Sistema MFDP.

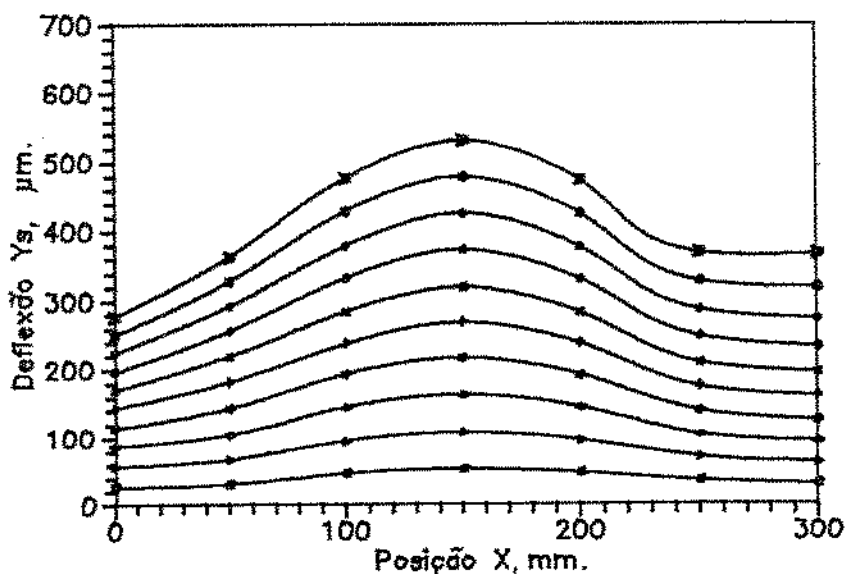
Com o objetivo de comparar os resultados teóricos com os experimentais, traçou-se as curvas da deflexão em função da posição de aplicação das forças para os diversos casos.

#### 5.5.1. Força aplicada na direção Y ( $P_y$ ).

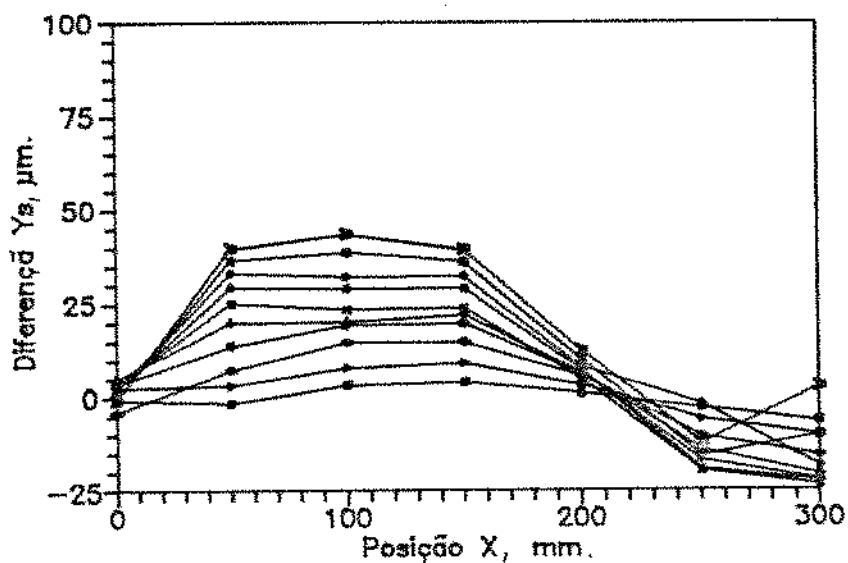
Neste caso, variou-se os tipos de fixação da peça e também o diâmetro da peça. As figuras 5.12 a 5.19 mostram as curvas traçadas para os diferentes casos.



a) Teórico.



b) Experimental.



c) Diferença entre a) e b).

Figura 5.12. Deflexão do sistema, para peça fixada entre ponto e contraponto fixo.  $W_{pf}=0,066 \mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_c=0,066 \mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21 \times 10^6 \text{ N}/\text{mm}^2$ ,  $W_{cp}=0,11 \mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_y$ ,  $p = 0 \text{ mm}$ ,  $D=25,4 \text{ mm}$ .

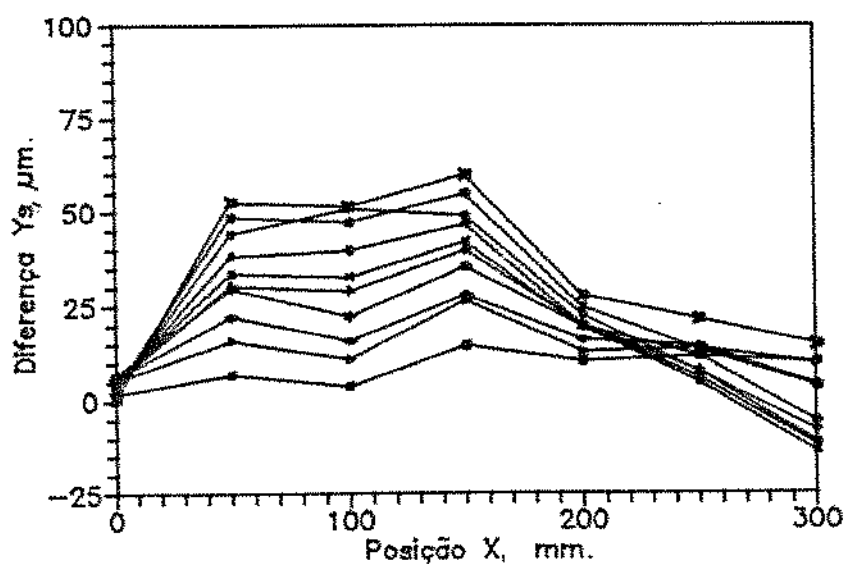
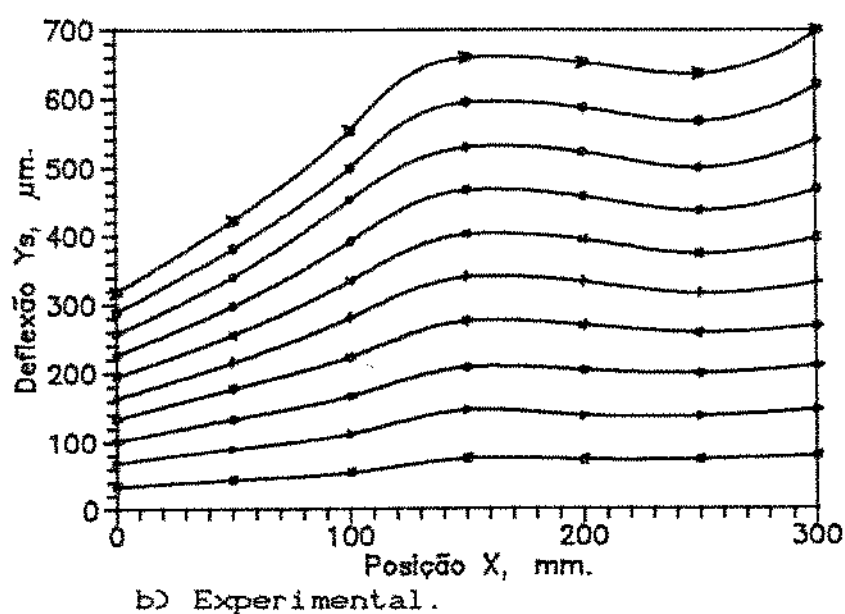
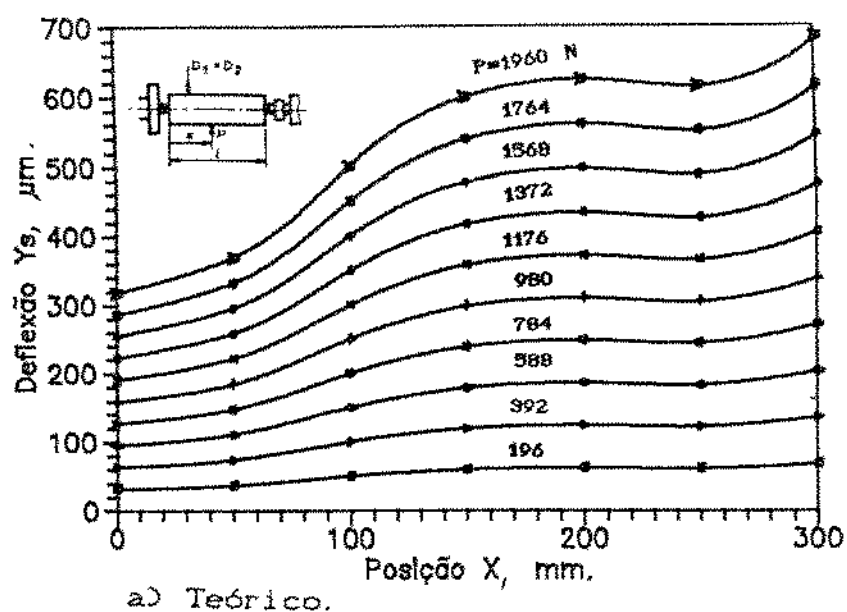


Figura 5.13. Deflexão do sistema, para peça fixada entre ponto e contraponto rotativo,  $W_{pf}=0,94\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_c=0,067\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21\times 10^6\text{N}/\text{mm}^2$ ,  $W_{cp}=0,26\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_y$ ,  $p = 0\text{ mm}$ ,  $D=25,4\text{mm}$ .

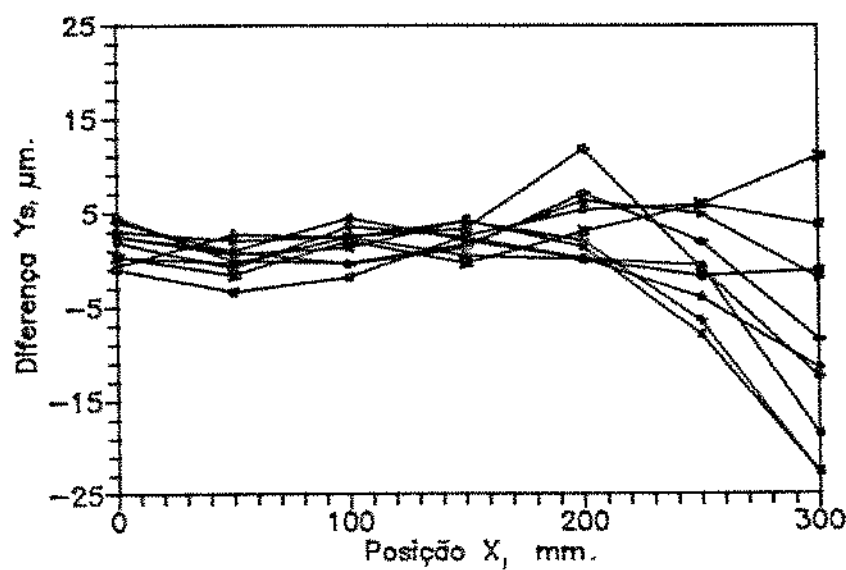
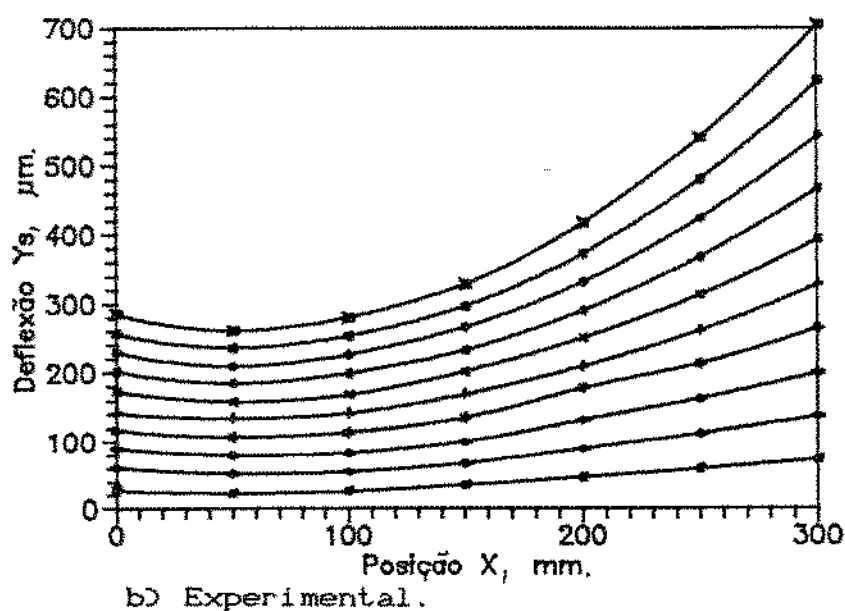
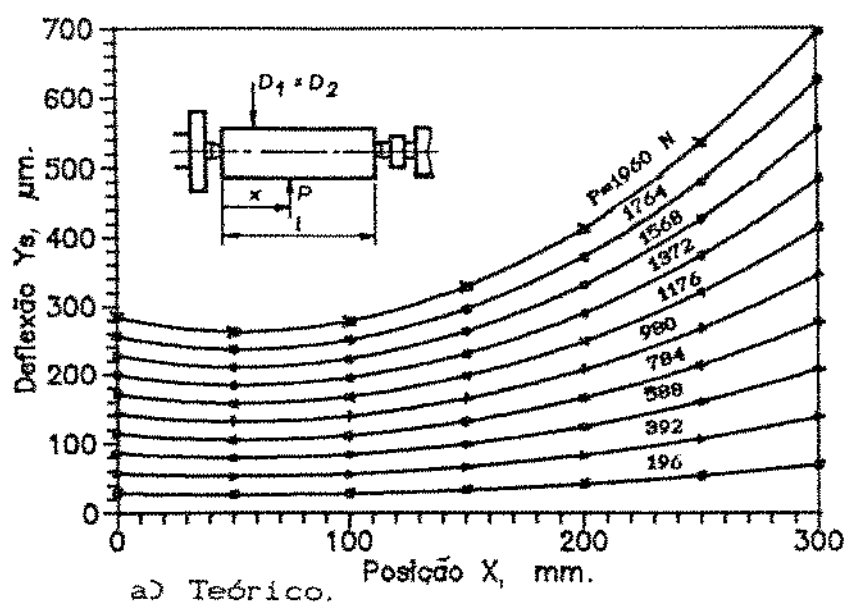


Figura 5.14. Deflexão do sistema, para peça fixada entre ponto e contraponto rotativo,  $W_{pf}=0,79\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_c=0,066\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21\times 10^6\text{N}/\text{mm}^2$ ,  $W_{cp}=0,28\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_y$ ,  $p = 0\text{ mm}$ ,  $D=63,5\text{mm}$ .

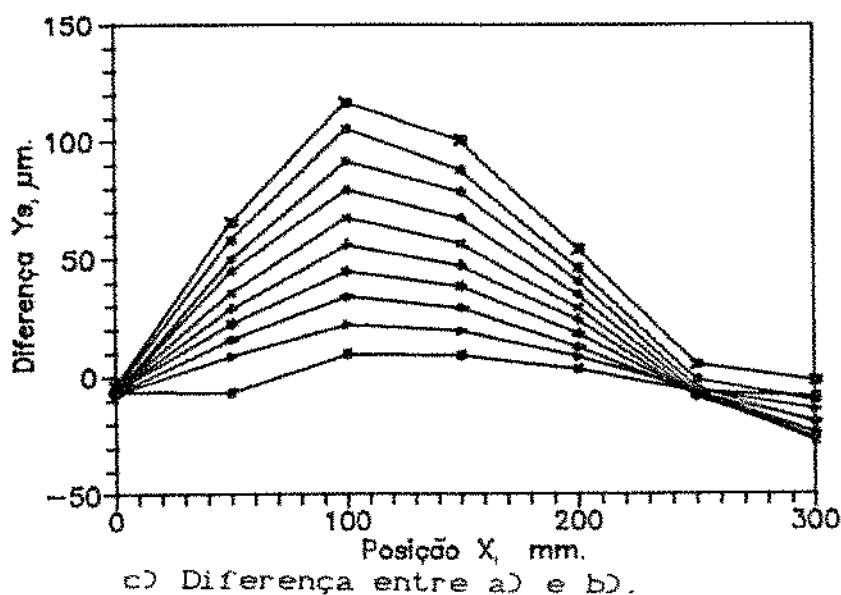
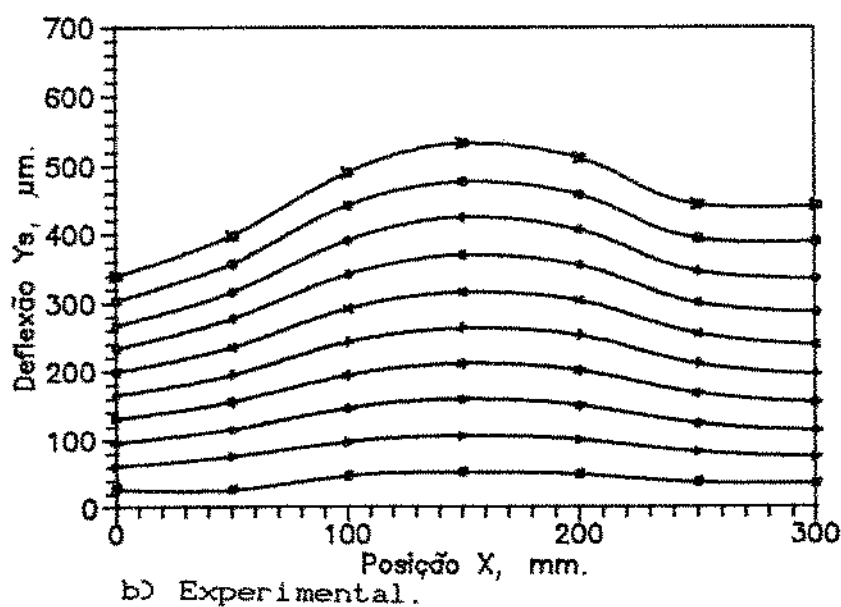
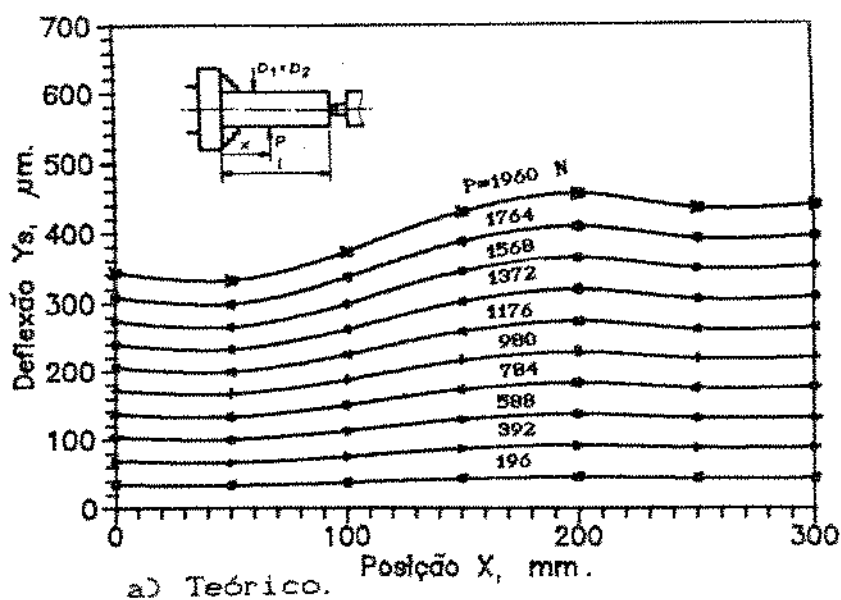


Figura 5.15. Deflexão do sistema, para peça fixada entre placa e contraponto fixo,  $W_{pf}=0,126\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_c=0,049\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21\times 10^6\text{N}/\text{mm}^2$ ,  $W_{cp}=0,10\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_y, p = 0\text{ mm}$ ,  $D=25,4\text{mm}$ .

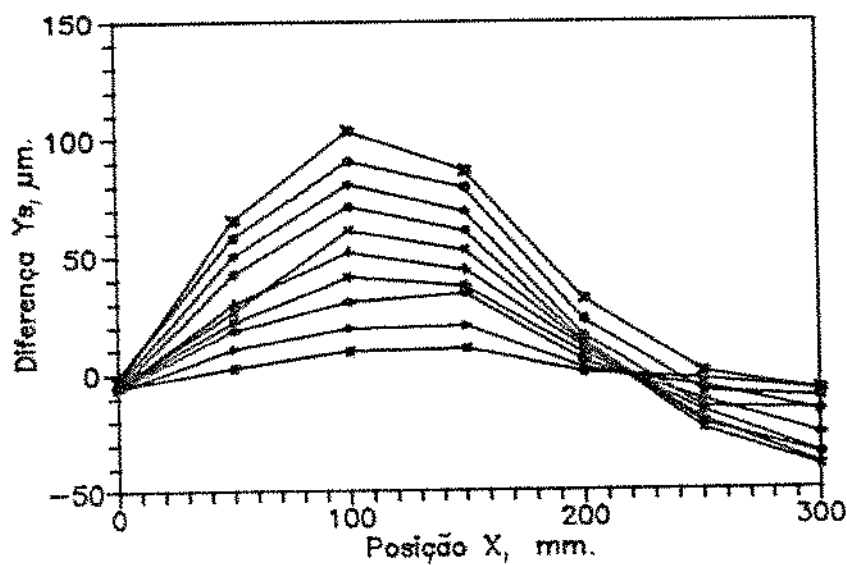
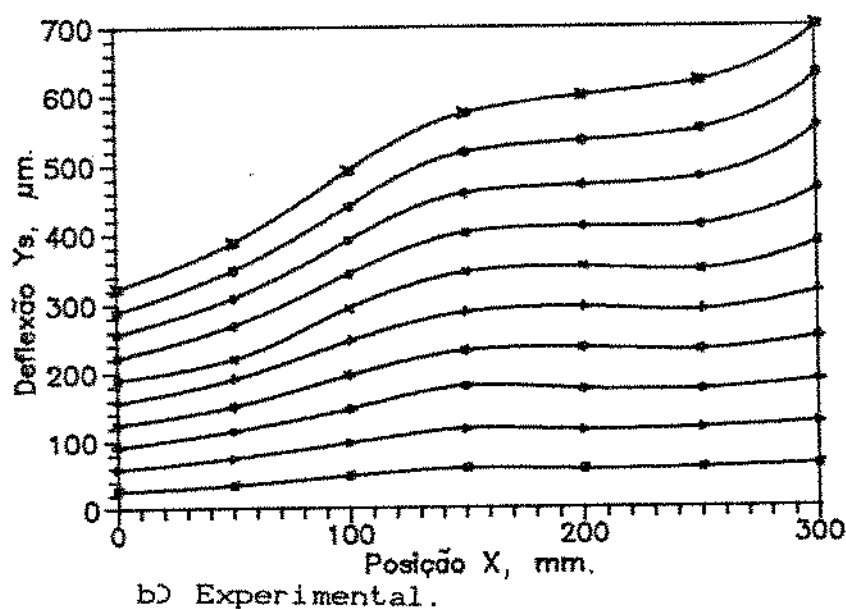
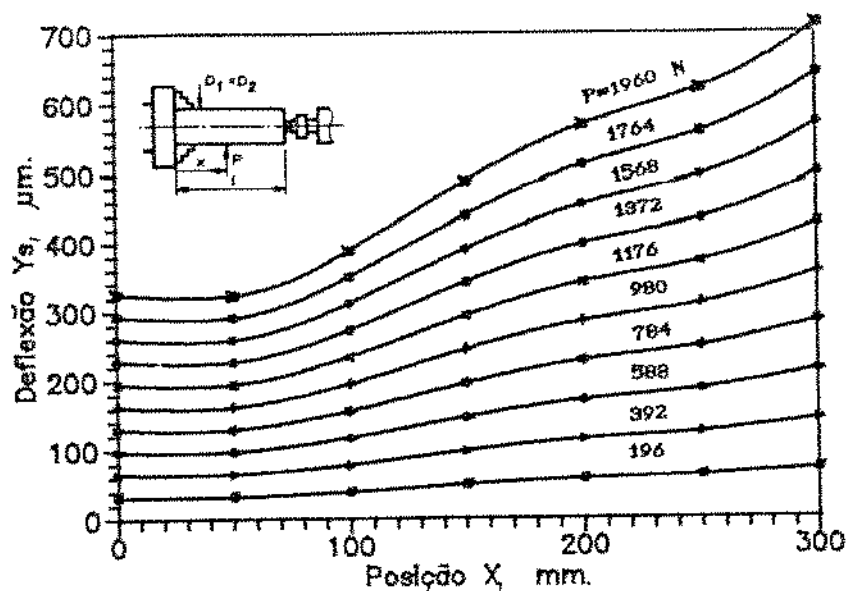
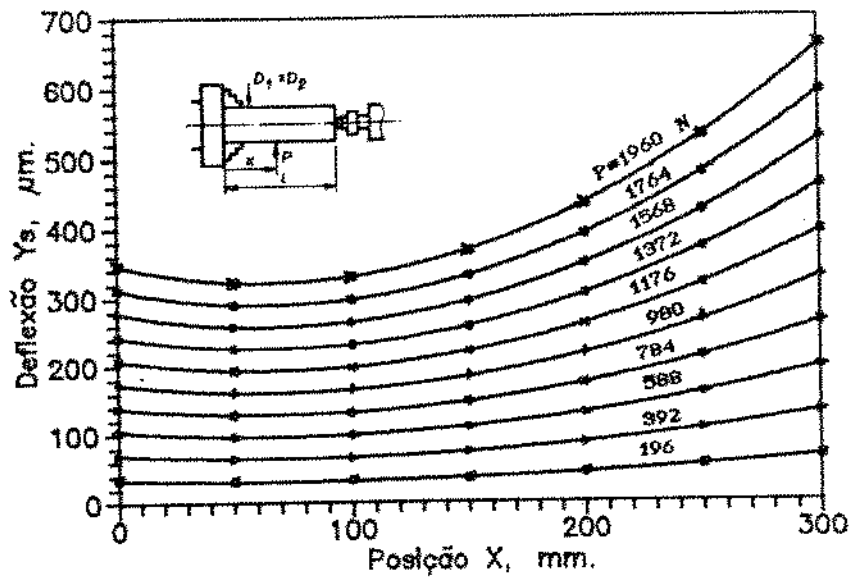
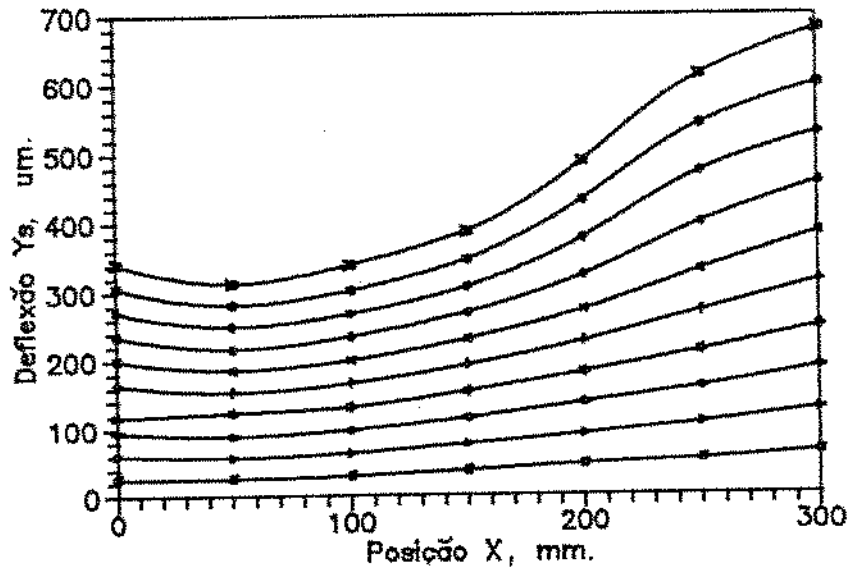


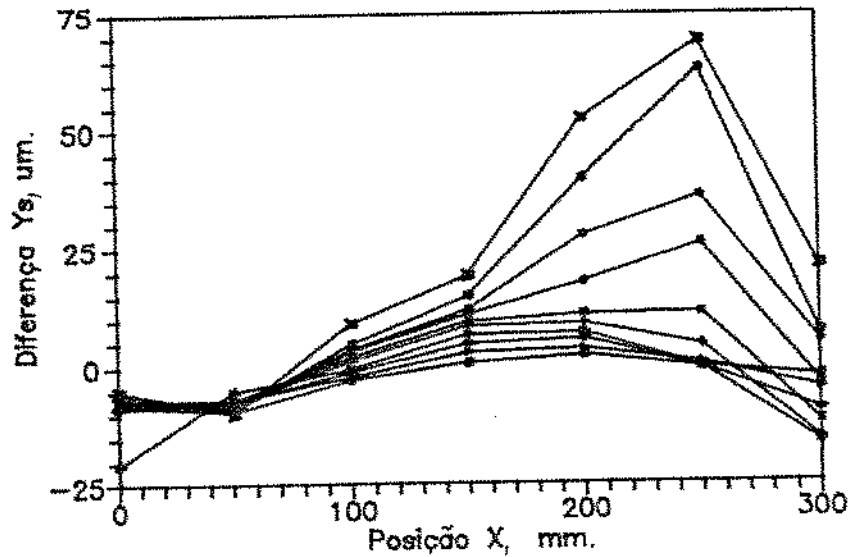
Figura 5.16. Deflexão do sistema, para peça fixada entre placa e contraponto rotativo,  $W_{pf}=0,117\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_c=0,049\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21\times 10^6\text{N}/\text{mm}^2$ ,  $W_{cp}=0,246\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_y$ ,  $p = 0\text{ mm}$ ,  $D=25,4\text{mm}$ .



a) Teórico.



b) Experimental.



c) Diferença entre a) e b).

Figura 5.17. Deflexão do sistema, para peça fixada entre placa e contraponto rotativo,  $W_{pf}=0,115\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_c=0,061\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21 \times 10^6 \text{ N}/\text{mm}^2$ ,  $W_{cp}=0,22\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_y$ ,  $p = 0 \text{ mm}$ ,  $D=63,5\text{mm}$ .

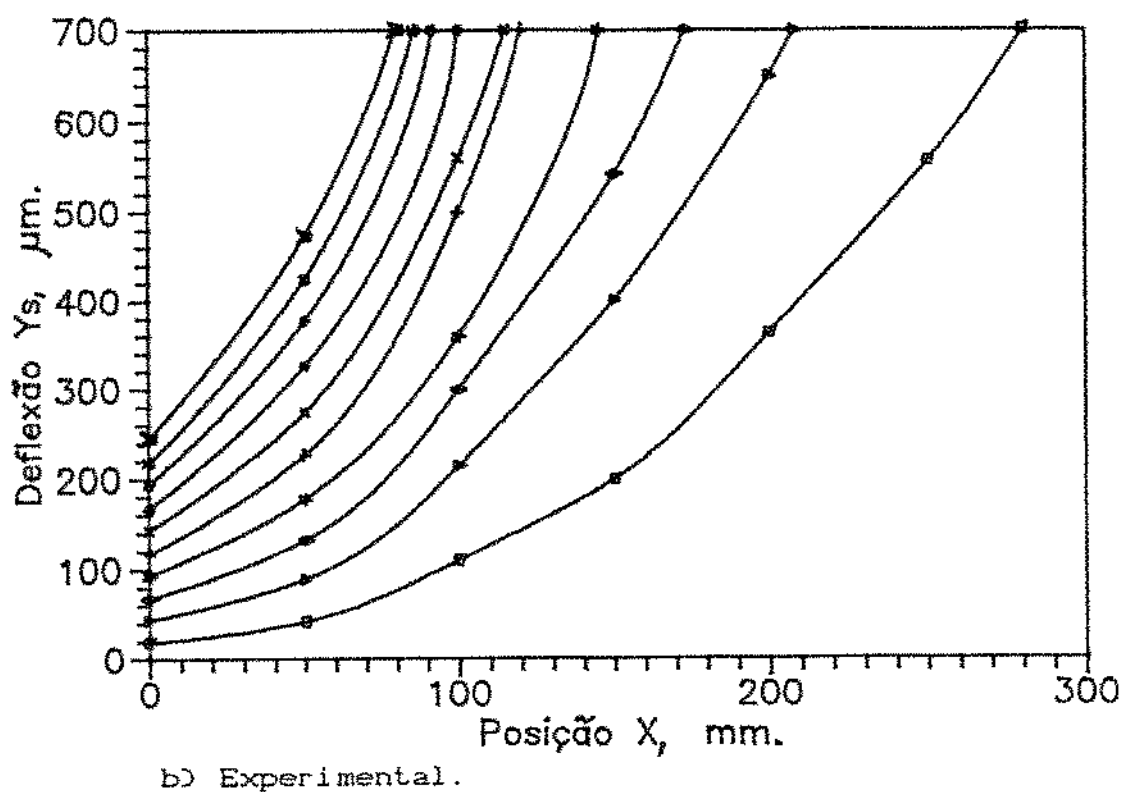
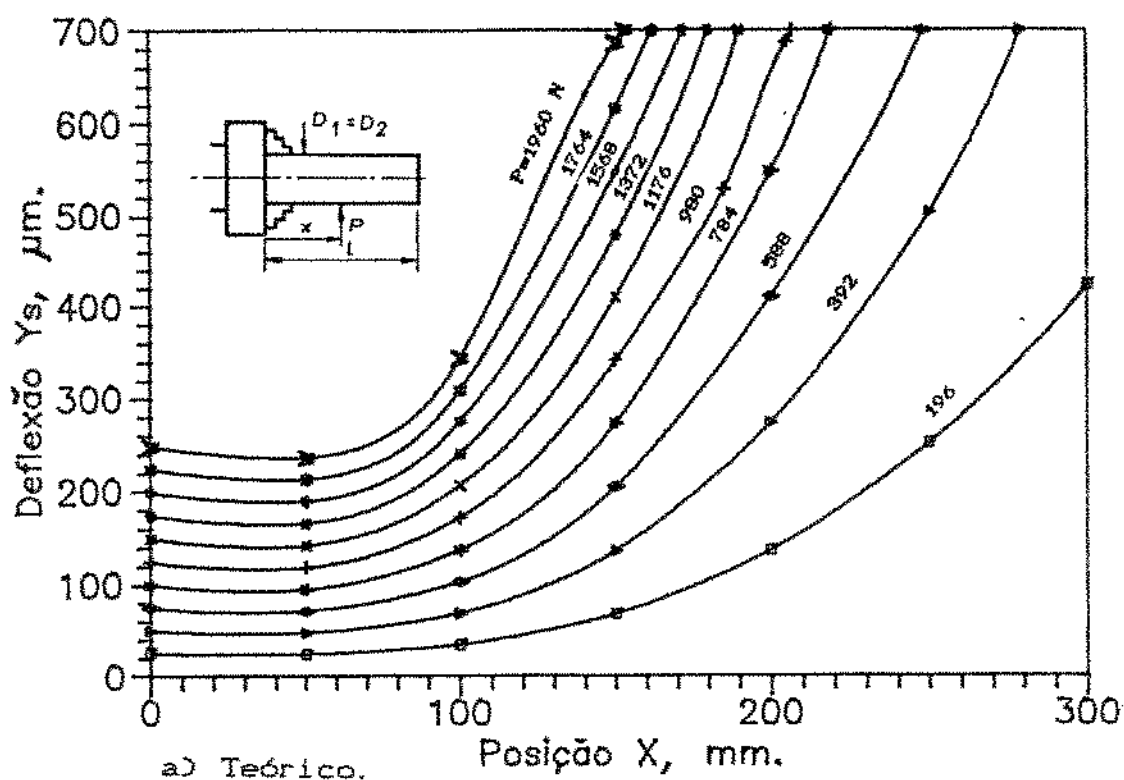


Figura 5.18. Deflexão do sistema, para peça fixada por placa de três castanhas (em balanço),  $W_{pf}=0,075\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_c=0,0518\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_y$ ,  $E=0,21 \times 10^8 \text{ N}/\text{mm}^2$ ,  $D=25,4\text{mm}$ .

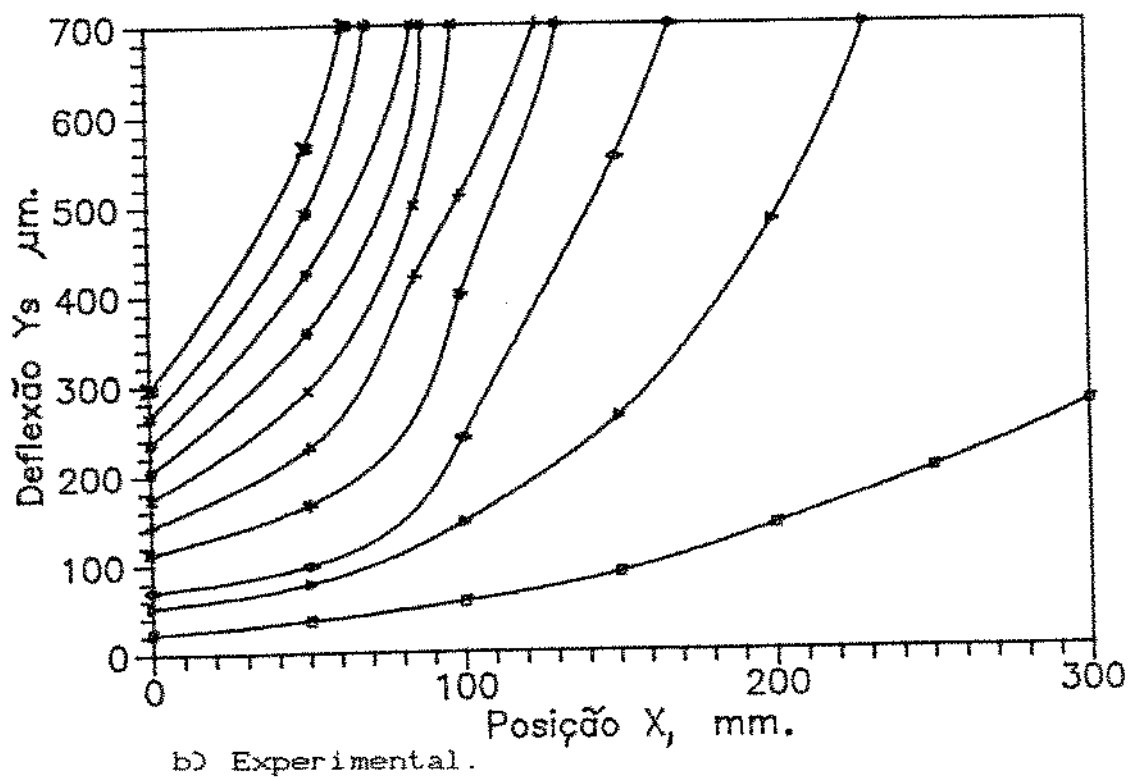
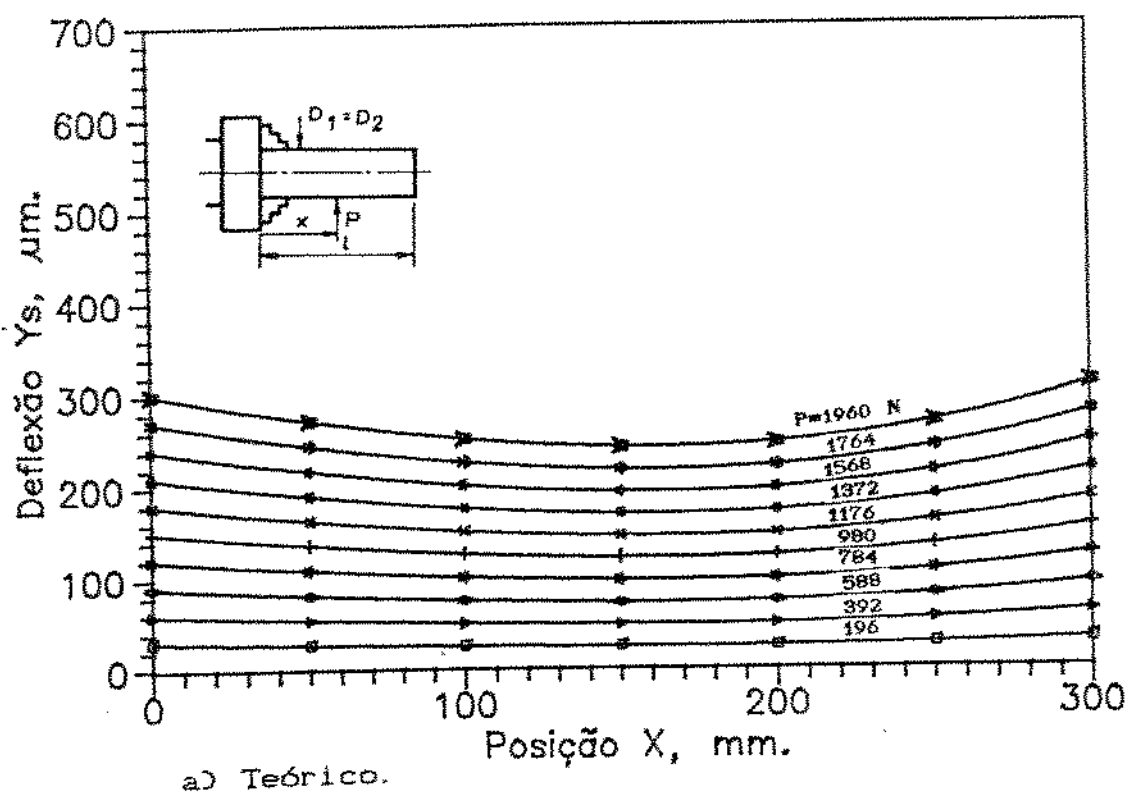


Figura 5.19. Deflexão do sistema, para peça fixada por placa de três castanhas (em balanço),  $W_{pf}=0,105\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $W_c=0,049\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_y$ ,  $E=0,21\times 10^8\text{ N}/\text{mm}^2$ ,  $D=63,5\text{ mm}$ .

### COMENTÁRIOS

Pela análise dos gráficos, pode-se observar que para as peças fixadas entre pontos, a diferença entre os resultados teóricos e experimentais foram menores que no caso da peça fixada entre placa e ponto, tanto na amplitude da deflexão como nas formas das curvas. Observou-se ainda que para peças com diâmetro de 63,5mm, as diferenças foram menores do que para diâmetros de 25,4mm.

No caso da peça fixada por placa de três castanhas, verificou-se que a diferença entre os resultados teóricos e experimentais foram muito grandes, devido provavelmente ao escorregamento entre a peça e as castanhas da placa e também ao deslocamento das castanhas.

Os valores das deflexões máximas calculadas foram muito próximos dos valores máximos obtidos pelas curvas e mesmo assim, só foram significativos nos casos da peça fixada por contraponto fixo. Nos casos da fixação por contraponto rotativo, as deflexões máximas ocorreram sempre na extremidade do lado do contraponto.

### 5.5.2. Força aplicada na direção Z ( $P_z$ ).

Neste caso, variou-se os tipos de fixação da peça para diâmetro da peça de 25,4mm e não levou-se em consideração a rigidez do carro porta-ferramenta, uma vez que no ensaio experimental não foi medida a rigidez deste componente. As figuras 5.20 a 5.24 mostram as curvas traçadas para os diversos casos.

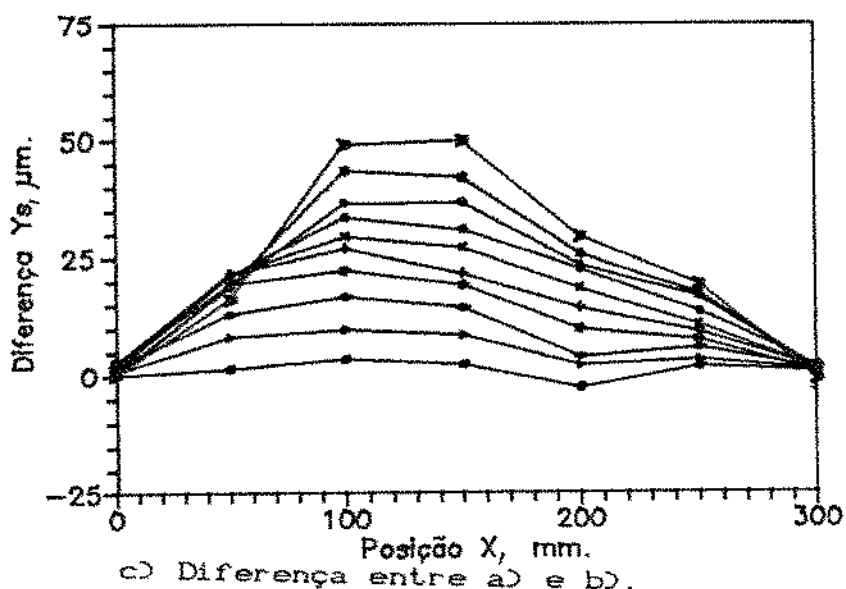
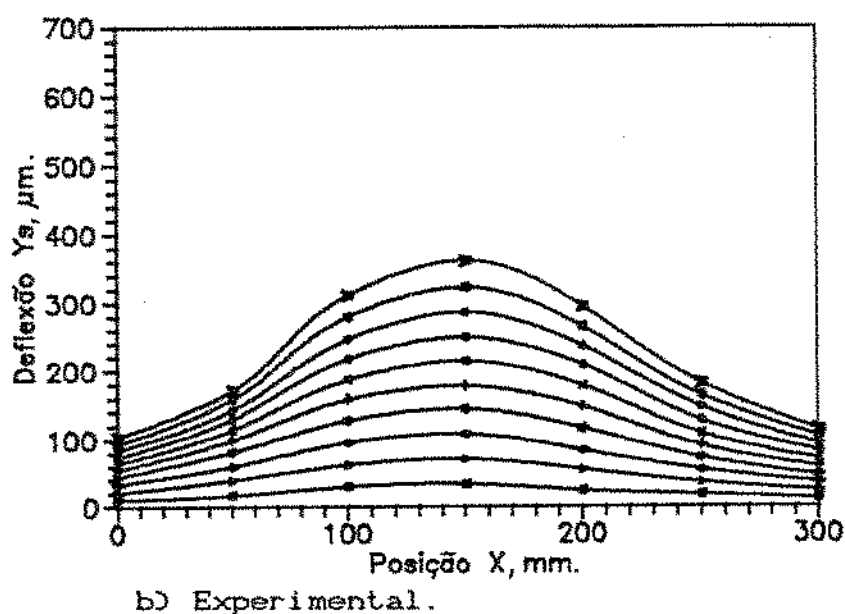
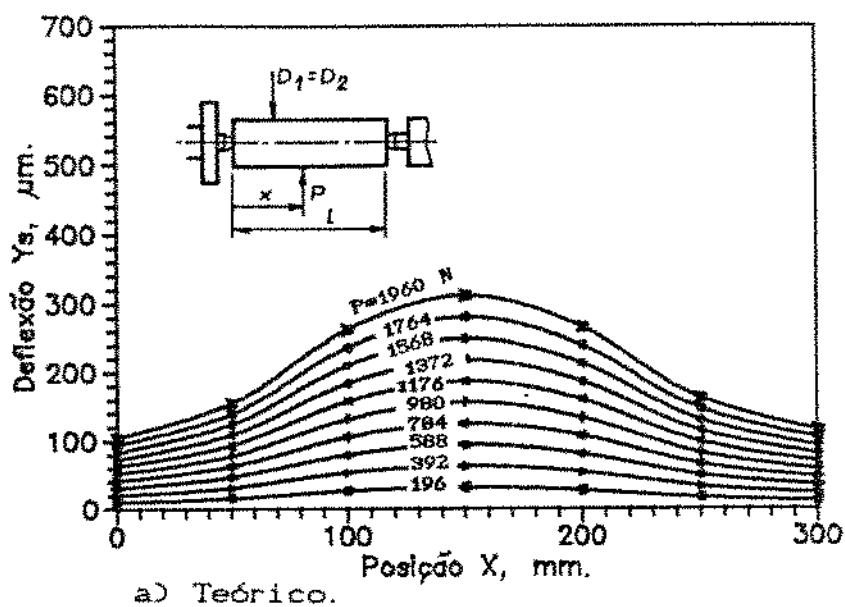


Figura 5.20. Deflexão do sistema, para peça fixada entre ponto e contraponto fixo,  $W_{pf}=0$ ,  $W_c=0,055\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21\times 10^6\text{N}/\text{mm}^2$ ,  $W_{cp}=0,183\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_z$ ,  $p=0\text{ mm}$ ,  $D=25,4\text{mm}$ .

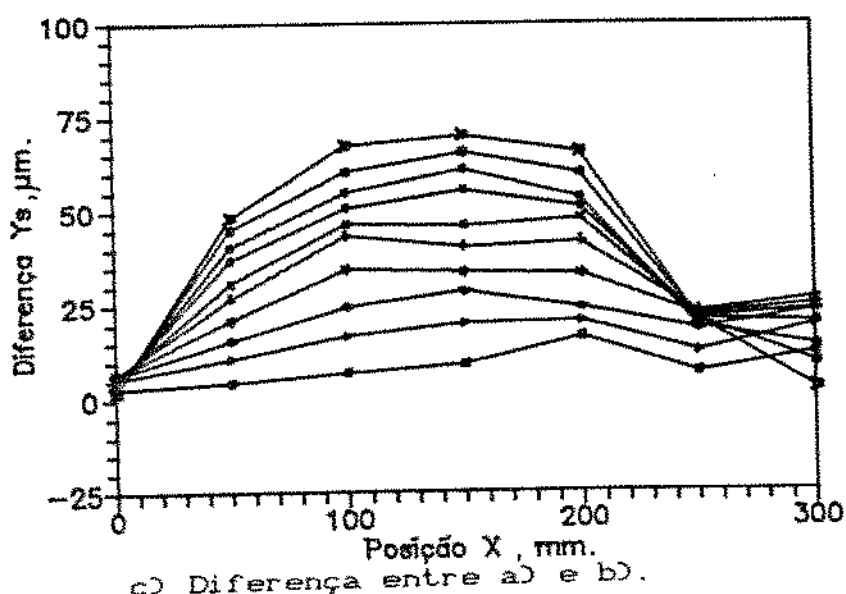
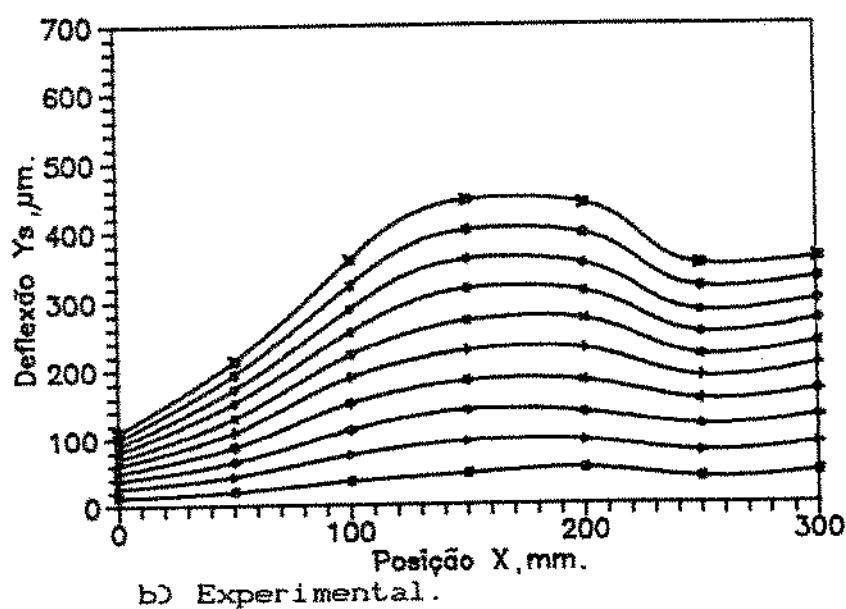
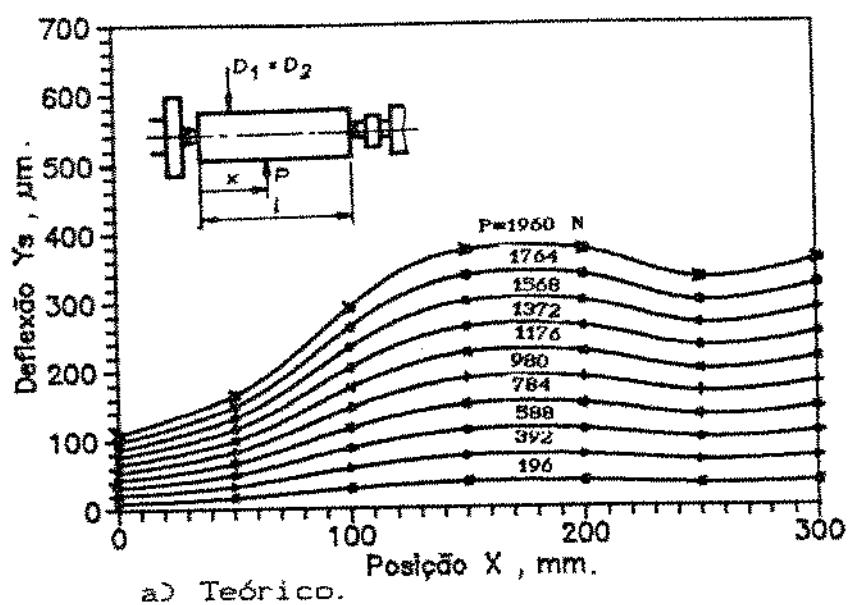


Figura 5.21. Deflexão do sistema, para peça fixada entre ponto e contraponto rotativo,  $W_{pf}=0$ ,  $W_c=0,055\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21\times 10^6\text{N}/\text{mm}^2$ ,  $W_{cp}=0,183\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_z$ ,  $p=0\text{ mm}$ ,  $D=25,4\text{ mm}$ .

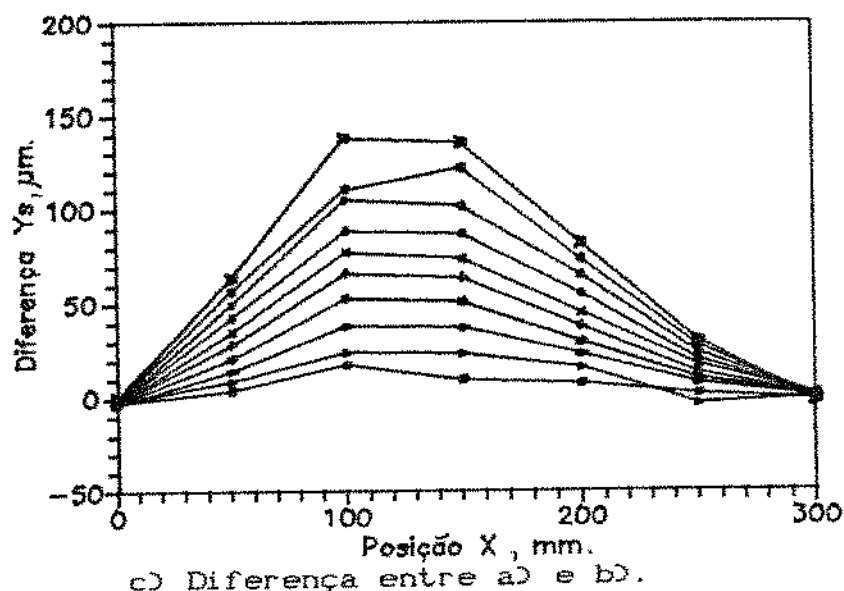
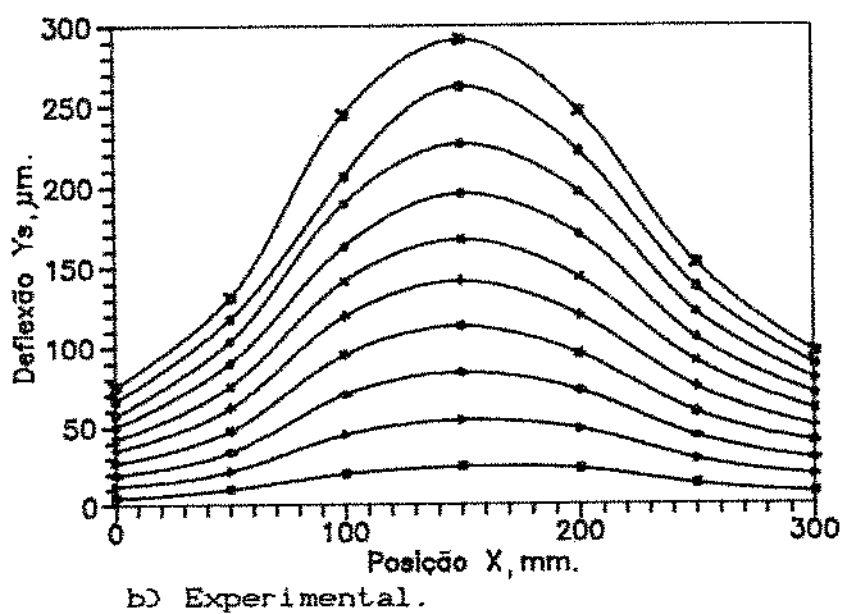
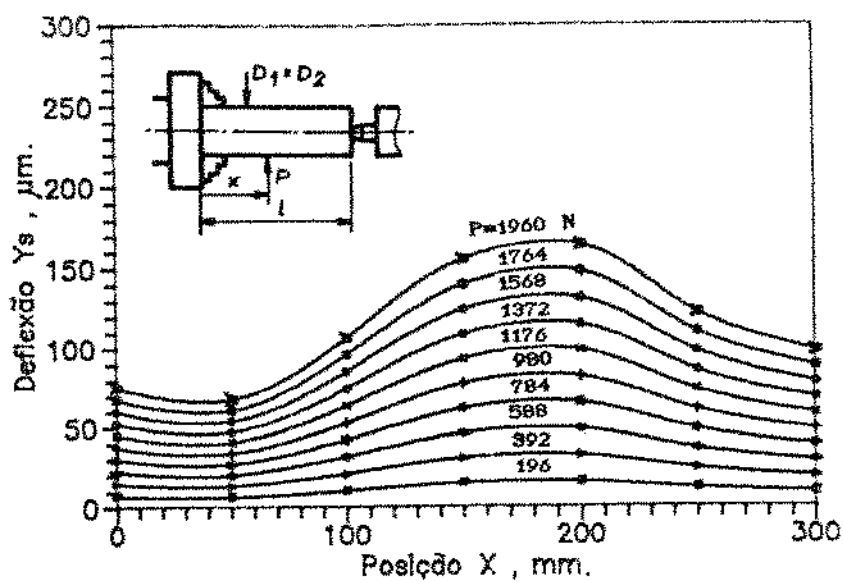
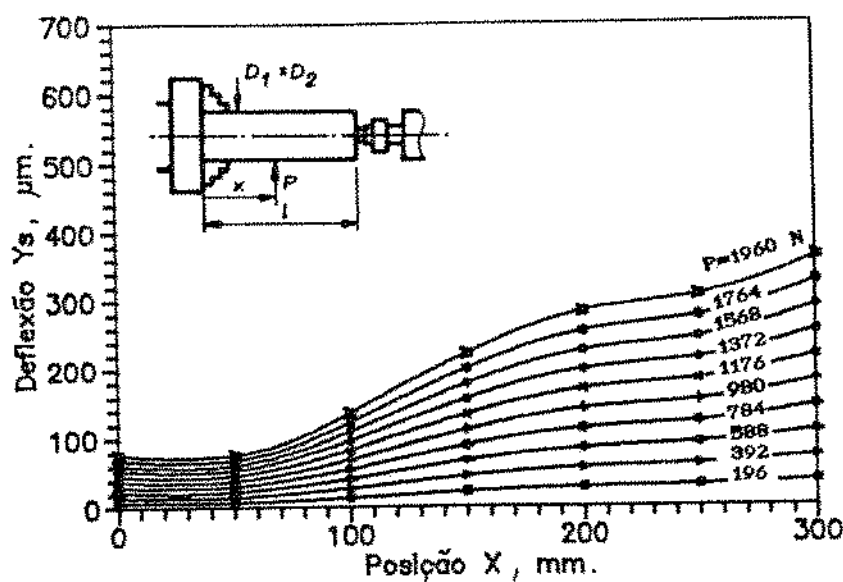
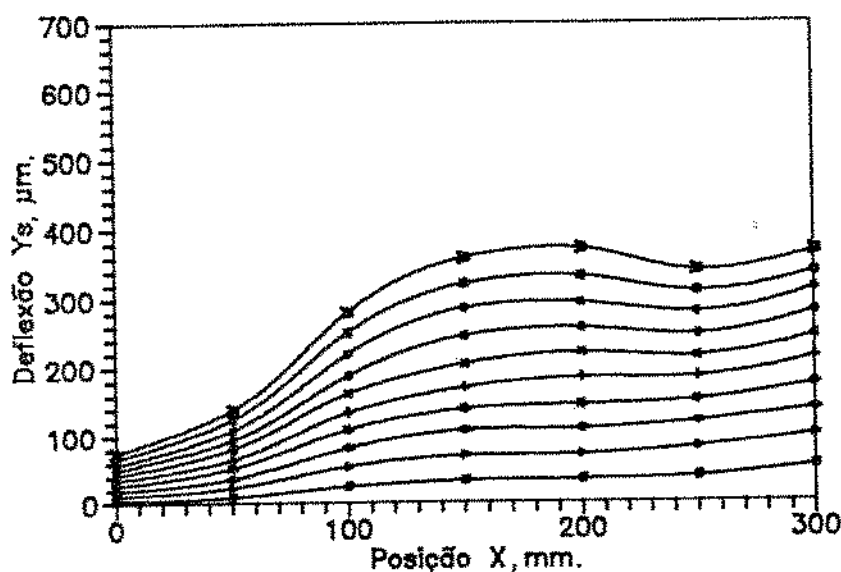


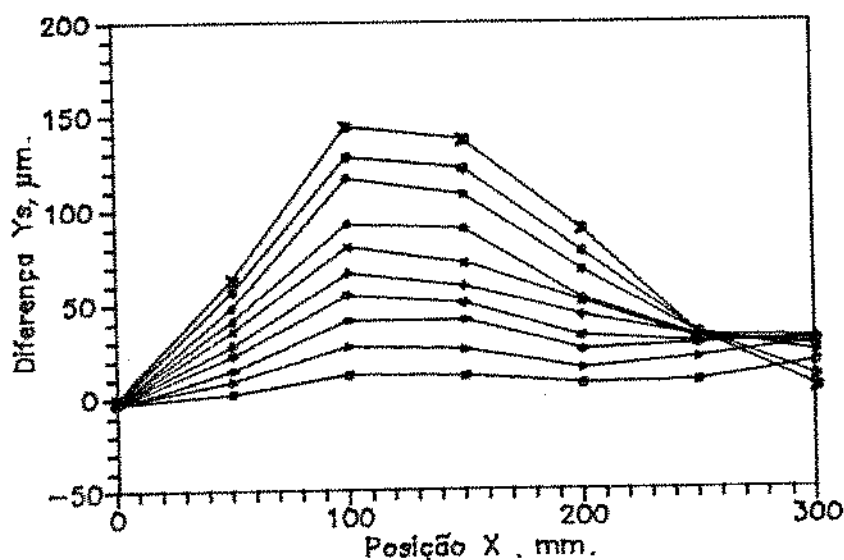
Figura 5.22. Deflexão do sistema, para peça fixada entre placa e contraponto fixo,  $W_{pf}=0$ ,  $W_c=0,039\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21\times 10^6\text{N}/\text{mm}^2$ ,  $W_{cp}=0,05\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_z$ ,  $p = 0\text{ mm}$ ,  $D=25,4\text{mm}$ .



a) Teórico.



b) Experimental.



c) Diferença entre a) e b).

Figura 5.23. Deflexão do sistema, para peça fixada entre placa e contraponto rotativo,  $W_{pf}=0$ ,  $W_c=0,039\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21 \times 10^6 \text{ N}/\text{mm}^2$ ,  $W_{cp}=0,186\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $P_z$ ,  $p = 0$   $\text{mm}$ ,  $D=25,4\text{mm}$ .

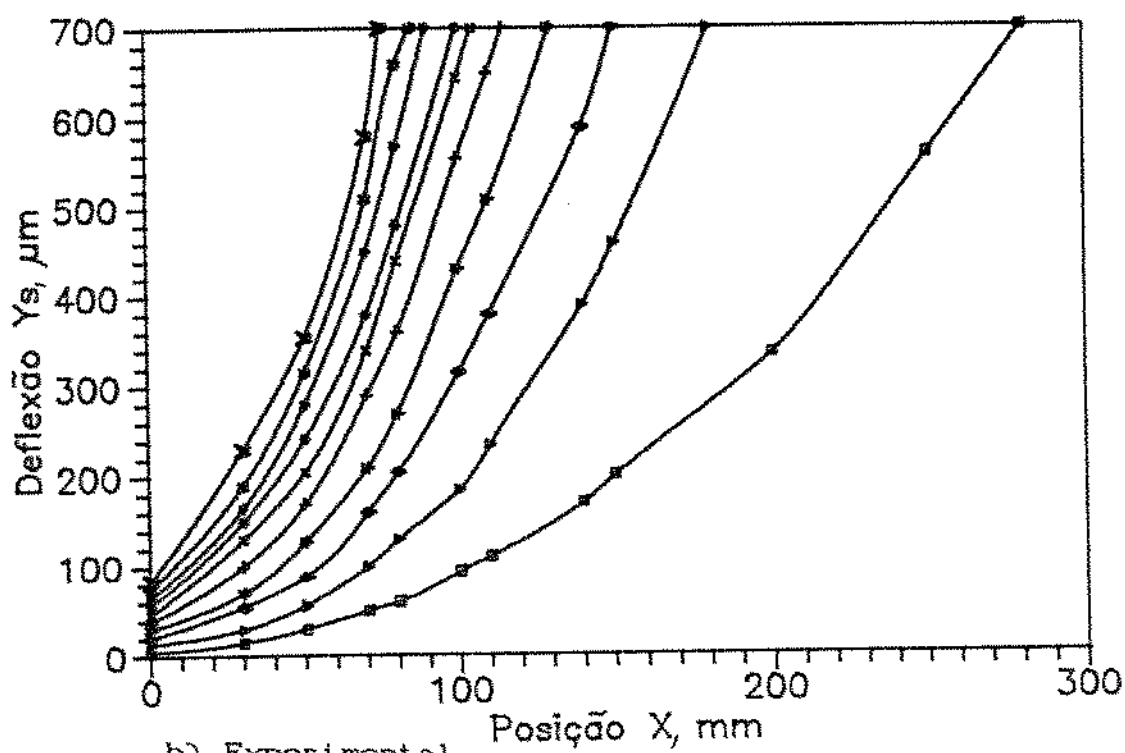
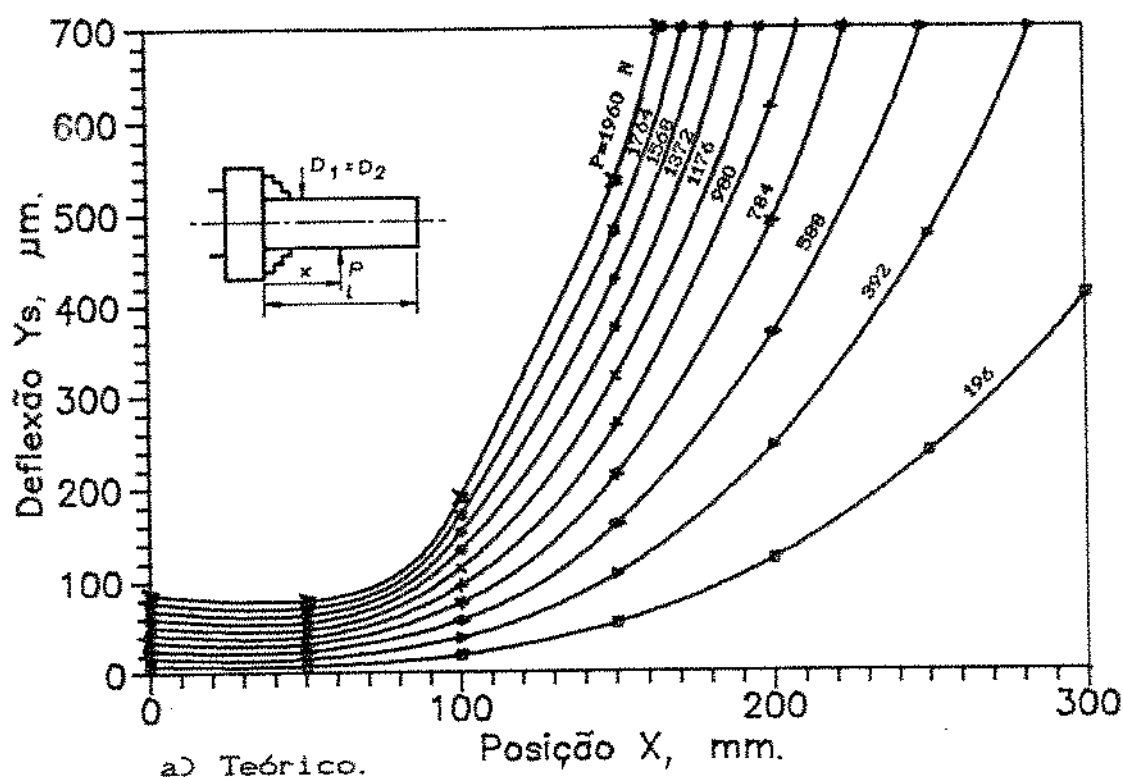


Figura 5.24. Deflexão do sistema, para peça fixada por placa de três castanhas (balanço).  $W_{pf}=0$ ,  $W_c=0,044\mu\text{m}/\text{N}$ ,  $E=0,21\times 10^6\text{N}/\text{mm}^2$ ,  $P_z$ ,  $p=0\text{ mm}$ ,  $D=25,4\text{mm}$ .

### COMENTÁRIOS

Neste caso, observou-se que a amplitude das deflexões e a diferença entre os resultados teóricos e experimentais foram menores que no caso da aplicação da força  $P_y$ , devido ao fato de não se ter considerado a deflexão do carro porta-ferramenta.

Para a peça fixada entre placa e ponto, observou-se também, que a diferença entre os resultados teóricos e experimentais foram maiores do que para a peça fixada entre pontos. Já no caso da peça fixada por placa de três castanhas, ocorreu o mesmo problema que no caso da aplicação da força  $P_y$ , ou seja, a diferença entre os valores teóricos e experimentais foram excessivamente grandes.

## CAPÍTULO 6

### 6.1. CONCLUSÕES

- A profundidade de corte 'p', influi na deflexão do sistema MFDP, somente quando a relação entre a profundidade de corte e o diâmetro da peça ( $p/D$ ) é significativa.
- O tipo e a rigidez dos dispositivos de fixação têm grande influência na deflexão do sistema MFDP. O contraponto rotativo é muito menos rígido do que o contraponto fixo, devido ao rolamento e ao seu maior comprimento. A placa de três castanhas é menos rígida do que a placa de arraste. Porém, a placa de três castanhas aumenta a rigidez do contraponto quando a peça é fixada entre placa e ponto.
- A rigidez dos componentes da máquina-ferramenta é diferente quando se aplica forças em direções diferentes. Neste caso, a rigidez foi maior quando se aplicou a força na direção Z.

- A diferença entre os valores teóricos e experimentais da deflexão no sistema MFDP, varia aleatoriamente ao longo do comprimento da peça. O principal responsável por esta variação é o carro porta-ferramenta, uma vez que no modelamento teórico considerou-se a sua rigidez constante, enquanto que experimentalmente, verificou-se que a rigidez varia aleatoriamente. As causas desta variação são os fusos e guias que compõem o carro porta-ferramenta.

O modelamento teórico para peças fixadas entre pontos fornece resultados mais próximos dos experimentais do que para as peças fixadas entre placa e ponto. Isto ocorre devido às considerações feitas no modelamento do cálculo da deflexão da peça, ou seja, no modelamento, considerou-se a peça bi-apoiada no caso da peça fixada entre pontos, e engastada e apoiada no caso da peça fixada entre placa e ponto. Na realidade, sempre ocorre um escorregamento entre as superfícies da peça e dos dispositivos de fixação, causando estas diferenças entre os valores teóricos e experimentais, principalmente no caso da peça fixada entre placa e ponto, onde considerou-se uma das extremidades rigidamente engastada. Isto explica também a influência do diâmetro da peça na diferença entre os valores teóricos e experimentais.

Para peças fixadas por placa de três castanhas (em balanço), as prováveis causas da grande diferença entre os valores teóricos e experimentais é o escorregamento que ocorre entre as castanhas e a peça, e também o deslocamento das castanhas dentro da placa devido as folgas existentes entre o fuso e as castanhas.

Os elementos do sistema MFDP que mais influem na formação dos desvios dimensionais e geométricos são os dispositivos de fixação, o carro porta-ferramenta e peça. O grau de influência de cada elemento depende da rigidez destes elementos.

- Quando adequadamente ajustadas, o valor do ponto máximo das curvas da deflexão são bastante próximos dos valores das deflexões máximas calculadas pelo programa YMAX.

### SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Estudo da influência do escorregamento entre a peça e os dispositivos de fixação na formação de desvios geométricos na operação de torneamento.

- Determinação do grau de compensação da rigidez da máquina-ferramenta e da peça na formação de desvios de forma na operação de torneamento.

- Determinação quantitativa da influência da rigidez do conjunto máquina-ferramenta/ferramenta de corte/dispositivo de fixação/peças, na formação de desvios dimensionais no torneamento, através de ensaios dinâmicos.

- Normalização dos procedimentos para a realização de um novo ensaio de verificação da precisão dimensional e geométrica da máquina-ferramenta, através da determinação da rigidez dos componentes do sistema MFDP, pelo método utilizado neste trabalho.

## SIMBOLOGIA

MFDP - Conjunto Máquina-Ferramenta - Ferramenta de Corte -  
Dispositivo de Fixação e Localização da Peça e Peça em Bruto.

$\varepsilon_L$  - Desvios de Localização.

$\varepsilon_F$  - Desvios de Fixação.

$\varepsilon$  - Desvio de Montagem.

$P_u$  - Força Total de Usinagem.

$P_c$  - Força de Corte.

$P_a$  - Força de Avanço.

$P_F$  - Força de Profundidade ou força passiva.

$s$  - área da seção de corte -  $s = a.p = h.b.$

$a$  - avanço.

$p$  - profundidade de corte.

$h$  - espessura de corte -  $h = a \text{ sen } \chi.$

$b$  - largura de corte.

$\chi$  - ângulo de posição da ferramenta.

$K_s$  - pressão específica de corte.

$K_{s1}$  - Constante específica de corte do material, para um determinado par ferramenta-peça, para uma seção de arte de 1mm de espessura e 1mm de largura, em condições de usinagem especificadas.

$z$  - Coeficiente responsável pela variação da pressão específica de corte com a espessura de corte  $h.$

$K_a$  - pressão específica de avanço.

$K_{a1}$  - Constante específica do material, para a força de avanço,  
 $h = 1\text{mm}$ ,  $b = 1\text{mm}$ .

$K_p$  - pressão específica de profundidade.

$k_{p_1}$  - constante específica do material, para a força de profundidade,  $h = 1\text{mm}$ ,  $b = 1\text{mm}$ .

$x$  e  $y$  - expoentes que definem a variação da pressão específica com a espessura de corte  $h$ .

$D_y$  - Deslocamento da aresta cortante da ferramenta, medido segundo a intersecção da superf. de saída com o plano de medida.

$l_l$  - largura de desgaste da ferramenta medida na superfície de incidência.

$j$  - rigidez.

$P$  - força atuante no sistema.

$Y$  - deflexão do sistema devido à ação da força  $P$ .

$Y_c$  - deflexão do cabeçote.

$Y_{cp}$  - deflexão do contraponto.

$Y_{pf}$  - deflexão do caro porta-ferramenta.

$Y_{px}$  - deflexão da linha de centro da peça.

$j_c$ ,  $j_{cp}$  - rigidez do cabeçote e contraponto, respectivamente.

$P_A$ ,  $P_B$  - reações do cabeçote e contraponto devidas à aplicação da força  $P$ .

$Y_m$  - deflexão total das unidades da máquina para qualquer posição da ferramenta ao longo da peça.

$j_m$  - rigidez da máquina-ferramenta.

$W$  - flexibilidade.

$W_m$  - flexibilidade da máquina-ferramenta.

$D$  - diâmetro da peça usinada.

$Y_p$  - deflexão da peça sob a ação de uma ferramenta de corte em

qualquer posição  $x$  ao longo do seu eixo.

$$Y_B = Y_m + Y_p.$$

$W_p$  - flexibilidade da peça.

$E$  - módulo de young.

$I$  - momento de inércia.

$I_1$  - momento de inércia do trecho de diâmetro  $d_1$  [1].

$I_2$  - momento de inércia do trecho de diâmetro  $d_2$  [2].

$l$  - comprimento do eixo.

$D_1$  - diâmetro da peça no trecho a ser usinada (diâmetro maior).

$D_2$  - diâmetro da peça no trecho já usinado (diâmetro menor).

$W_p$  - flexibilidade da peça.

$P_y$  - força aplicada no sentido  $y$ .

$P_z$  - força aplicada no sentido  $z$ .

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

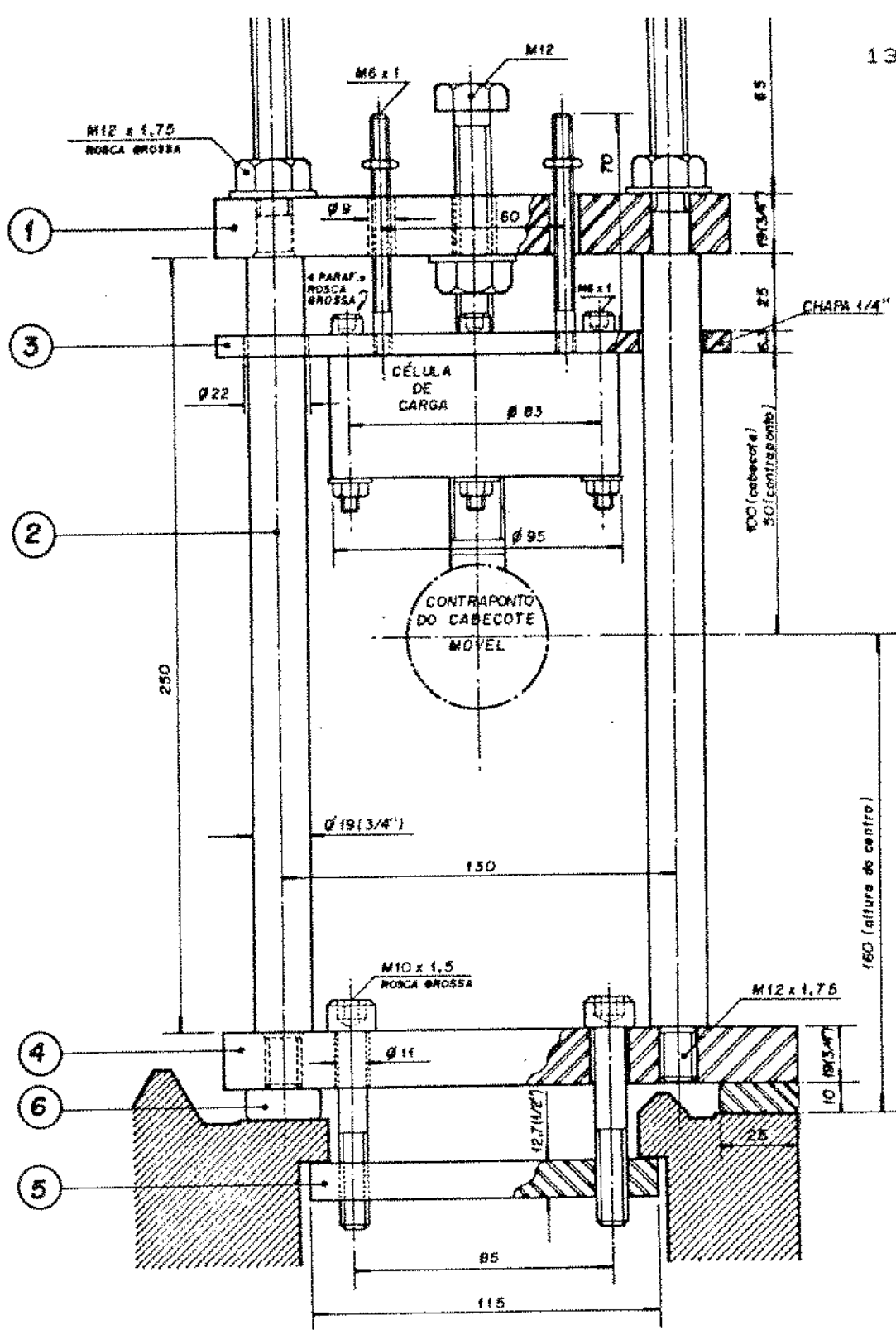
- [1] KOVAN, V. *Fundamentals of Process Engineering*. Moscou: Foreign Languages Publishing House, 1973.
- [2] MURTHY, R.L. Interaction of Machine Tool And Workpiece Rigidities. *International Journal of Machine Tool Design and Research*, V.10, p.317-325, 1970.
- [3] FERRARESI, D. *Fundamentos da Usinagem dos Metais* São Paulo: Edgard Blücher, 1970.
- [4] CARTWRIGHT, A.J. The Effect of Friction on the Static Compliance of a Centre Lathe - Workpiece System. *International Journal Prod. Research*, V.22, n.2, p.323-334, 1984.
- [5] PRILUTSKII, V.A. Accurate Location of Blanks on Studs in Fixtures *Soviet Engineering Research*, V.3, n.8, p.97-98, 1983.
- [6] TANAKA H., SATO, H. Extensive Analysis and Development of Straightness Measurement by Sequential - Two - Points Method. *Engineering for Industry*. V.108, p.176-182, aug, 1986.
- [7] GREENWOOD, W.H., CHASE, K. W. A New Tolerance Analysis Method for Designers and Manufactures. *Journal of Engineering for Industry*. V.109, p.112-116, may, 1987.

- [8] AGOSTINHO, O.L., RODRIGUES, A.C.S., LIRANI, J.  
Tolerâncias, Ajustes, Desvios e Análise de Dimensões  
São Paulo: Edgard Blücher, e Ed. Universidade de  
São Paulo, 1977.
- [9] AGOSTINHO, O.L., RODRIGUES, A.C.S., LIRANI, J.  
*Princípios de Engenharia de Fabricação Mecânica.* São  
Carlos: Universidade de São Paulo, Escola de  
Engenharia de São Carlos, 1981. V.2.
- [10] ABNT, NBR 9436 - Tornos Paralelos - Ensaio para Aceitação  
- Método de Ensaio.
- [11] MIC-IPT-MF-B5-01 Construção de Árvores Para Máquinas  
Ferramenta. 1975.
- [12] MIC/STI Máquinas Ferramenta-Recomendações para Ensaios  
de Precisão Geométrica. Brasília: MIC/Secretaria de  
Tecnologia Industrial, 1974.
- [13] MASLOV, D., DANILEVSKY, V., JASOV, V. *Engineering  
Manufacturing Processes in Machine and Assembly Shops.*  
Moscou: Peace Publishers, 1975.
- [14] FERRARESI, D. *Valores das Características de Corte de  
Diferentes Materiais, para a Operação de Torneamento.*  
São Paulo: Associação Brasileira de Metais, 1980.
- [15] POLUKHIN, P., ERINBERG, B., KANTENIK, S., ZHADAN, V.,  
VASILYEV, D. *Metal Process Engineering.* Moscou, 1977.
- [16] BOOTHROYD, G. *Fundamentals of Metal Machining and*

*Machine Tools*. Tokyo: McGraw-Hill Kogakusha, 1975.

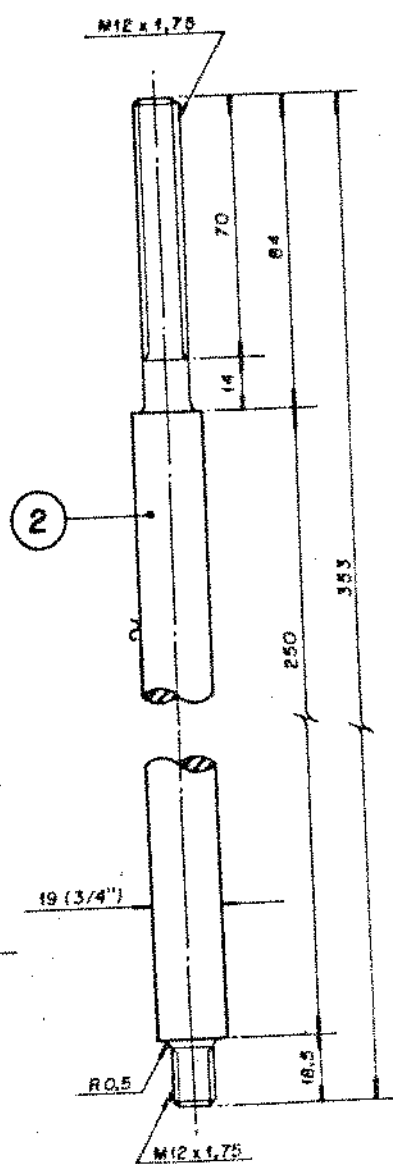
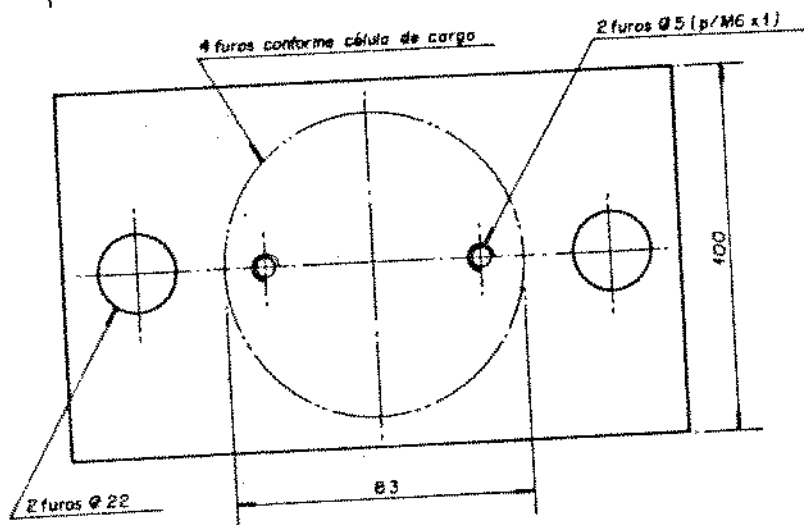
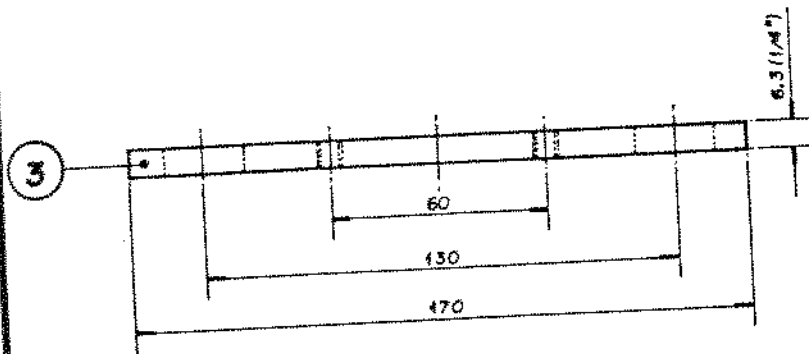
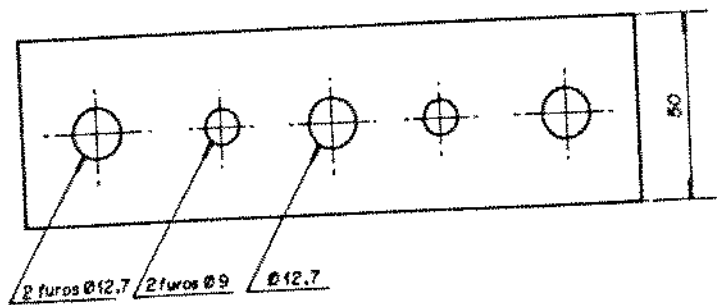
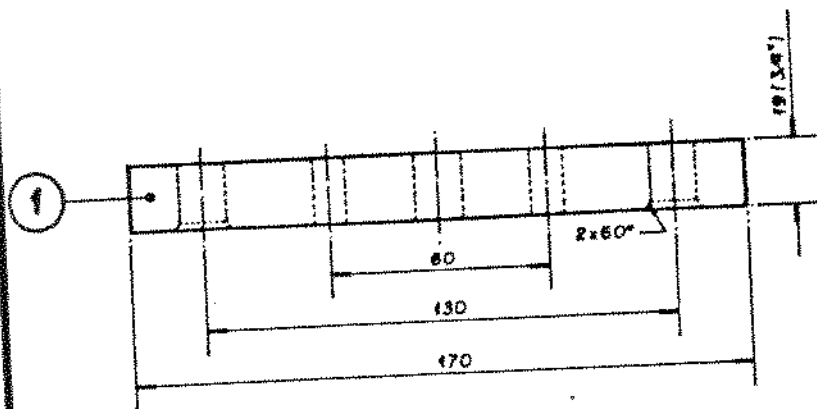
- [17] DOEBELIN, E.O. *Measurement Systems*. Tokyo: Mc Graw-Hill Kogakusha, 1966.
- [18] POPOV, E.P. *Introdução à Mecânica dos Sólidos*. São Paulo: Edgard Blücher, 1978.
- [19] BEER, P.F., JOHNSTON, E.R.Jr. *Resistência dos Materiais*. Editora McGraw-Hill do Brasil, 1982.
- [20] FERLINI, P.B. *Normas para Desenho Técnico*. Porto Alegre: Associação Brasileira de Normas Técnicas, Editora Globo, 1977.
- [21] LIRANI, J. *Uma Contribuição para Novas Formulações das Forças de Corte no Torneamento*. São Carlos: EESC/CAASO, 1975.
- [22] GONÇALVES, A.C.A. *Guia Prático para o Recebimento de Tornos Convencionais e a Comando Numérico*. São Paulo: Edgard Blücher, 1991.

A N E X O    1 – DESENHOS DO DISPOSITIVO DE APLICAÇÃO DA FORÇA  
NA DIREÇÃO Z.

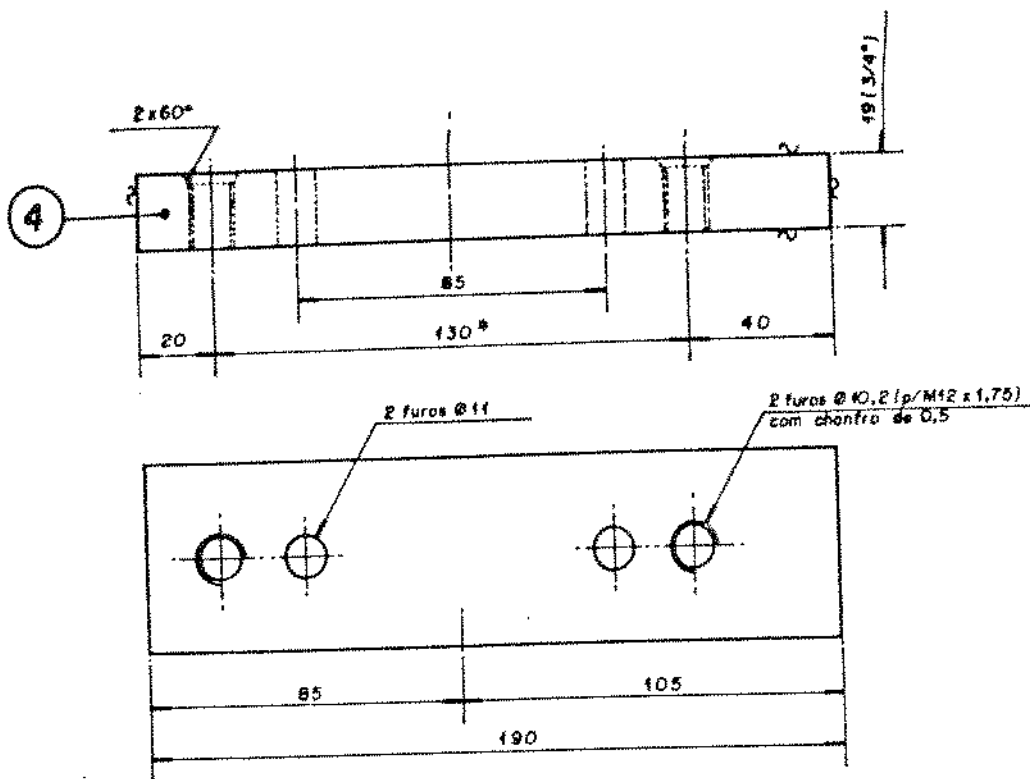


06	CALÇO	ACO 1010/1020	02
05	FIXADOR	ACO 1010/1020	01
04	BASE DO DISPOSITIVO	ACO 1010/1020	01
03	SUPORE DA CÉLULA DE CARGA	ACO 1010/1020	01
02	COLUNA	ACO 1010/1020	02
01	SUPORE DO PARAFUSO	ACO 1010/1020	01
PEÇA	DENOMINAÇÃO	MATERIAL	QUANT.

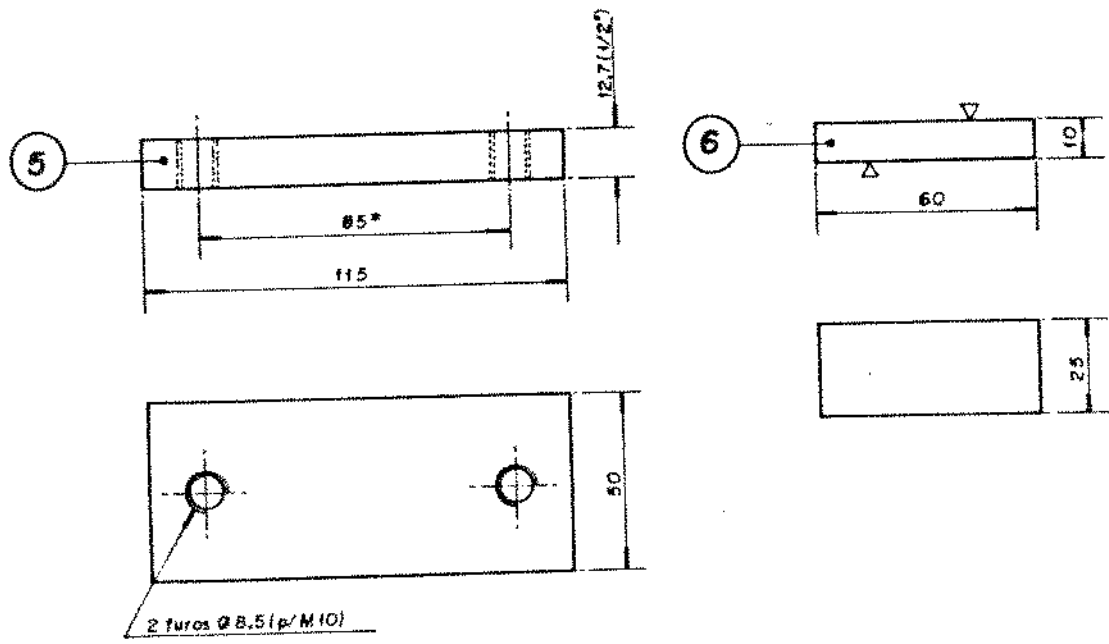
Título		DISPOSITIVO PARA A APLICAÇÃO DA FORÇA "Fz"	Escala
			1:2
Projeto	HIDEKASU MATSUMOTO	Visto	Folha N°
Desenho	ELIAS DE C. SILVEIRA	Aprovação	01/03



03	SUPORE DA CÉLULA DE CARGA	ACO 1010/1020	01
02	COLUNA	ACO 1010/1020	02
01	SUPORE DO PARAFUSO	ACO 1010/1020	01
PEÇA	DENOMINAÇÃO	MATERIAL	QUANT.
Título			Escala
DISPOSITIVO PARA A APLICAÇÃO DA FORÇA "F <sub>z</sub> "			1:2
Projeto		Visto	Folha N°
HIDEKASU MATSUMOTO		Aprovação	02/03
Desenho			
ELIAS DE C. SILVEIRA			



\*) Medida 130mm conf. PEÇA ①



\*) Medida 85mm conf. PEÇA ④

06	CALÇO	ACO 1010/1020	02
05	FIXADOR	ACO 1010/1020	01
04	BASE DO DISPOSITIVO	ACO 1010/1020	01
PEÇA	DENOMINAÇÃO	MATERIAL	QUANT.
Título			Escala
DISPOSITIVO PARA A APLICAÇÃO DA FORÇA "Fz"			1:2
Projeto		Viato	Folha N°
HIDEKASU MATSUMOTO		Aprovação	03/03
Desenho			
ELIAS DE C. SILVEIRA			