

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTABILIDADE NA USINAGEM EM TORNOS

- TESTES DE CORTE -

TESE SUBMETIDA A UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA
CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
CIÊNCIAS

LUIZ CARLOS DOS SANTOS ARTIOLI

AGOSTO - 1975

ESTABILIDADE NA USINAGEM EM TORNOS

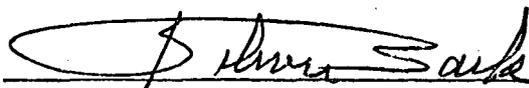
- TESTES DE CORTE -

LUIZ CARLOS DOS SANTOS ARTIOLI

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO
DO TÍTULO DE

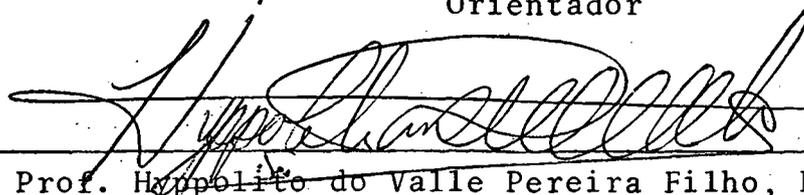
"MESTRE EM CIÊNCIAS"

E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO ORIENTADOR
E PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. Nelson Back, Ph.D.

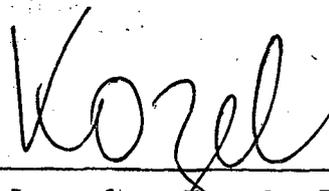
Orientador



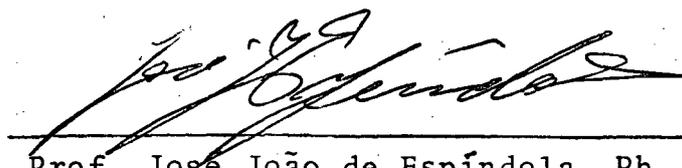
Prof. Hippolito do Valle Pereira Filho, Ph. D.

Integrador dos Programas de Pós-Graduação em
Engenharia

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Jaroslav Kozel, Ph. D.



Prof. José João de Espíndola, Ph. D.



Prof. Longuinho da Costa M. Leal, M.Sc.

À Lila e Luiz Artioli
meus queridos pais

À Melania
minha querida esposa

AGRADECIMENTOS

À CAPES - pelo patrocínio financeiro do Curso de Mestrado através de bolsa de estudos.

Ao BNDE - (Convênio BNDE-FUNTEC 213) pelo apoio financeiro ao material de consumo da tese.

Ao Prof. Nelson Back, pela eficiente orientação prestada

Ao Prof. Jaroslav Kozel, pelas idéias fornecidas para a execução do trabalho

A todos aqueles, professores, colegas e funcionários do Centro Tecnológico que anonimamente, de uma ou de outra maneira contribuíram para a realização deste trabalho de tese.

SUMÁRIO

| | |
|------------------|---|
| INTRODUÇÃO | 1 |
|------------------|---|

CAPÍTULO 1

| | |
|--|---|
| O FENÔMENO DAS VIBRAÇÕES AUTO-EXCITADAS | 3 |
| 1.1 - O que é o "chatter" | 3 |
| 1.2 - Formas de "chatter" | 4 |
| 1.2.1 - "Chatter Regenerativo" | 5 |
| 1.2.2 - "Chatter" devido ao Acoplamento Modal | 7 |
| 1.2.3 - "Chatter" devido a Dependência da Velocidade | 8 |

CAPÍTULO 2

| | |
|---|----|
| CRITÉRIOS DE LIMITE DE ESTABILIDADE | 11 |
|---|----|

CAPÍTULO 3

| | |
|---|----|
| TESTES DE ESTABILIDADE DE MÁQUINAS FERRAMENTAS | 16 |
| 3.1 - Testes de corte | 18 |
| 3.1.1 - Especificações do teste de corte | 18 |
| 3.1.2 - Procedimento de teste | 20 |
| 3.1.3 - Análise de corpos de prova | 21 |
| 3.2 - Teste de excitação | 22 |
| 3.2.1 - Especificações do teste de excitação | 22 |
| 3.2.2 - Medições feitas no teste de excitação | 23 |
| 3.2.3 - Interpretação dos resultados do teste de excitação .. | 33 |
| 3.3 - Comparação entre testes de corte e testes de excitação | 33 |
| 3.3.1 - Vantagens do teste de corte | 33 |
| 3.3.2 - Desvantagens do teste de corte | 34 |
| 3.3.3 - Vantagens do teste de excitação | 34 |
| 3.3.4 - Desvantagens do teste de excitação | 34 |

CAPÍTULO 4

| | |
|---|----|
| MANEIRAS DE EVITAR O "CHATTER" | 35 |
| 4.1 - Redução do "chatter" no estágio de projeto | 35 |
| 4.2 - Redução do "chatter" no estágio de produção | 37 |

CAPÍTULO 5

| | |
|---|----|
| TESTES DE CORTE | 42 |
| 5.1 - Especificações dos equipamentos utilizados nos testes . | 43 |
| 5.1.1 - Máquinas testadas | 43 |
| 5.1.2 - Corpos de prova | 43 |
| 5.1.3 - Ferramentas de corte | 44 |
| 5.1.4 - Aparelhos de Detecção, Registro e Medição | 45 |
| 5.2 - Procedimento de teste | 47 |

CAPÍTULO 6

| | |
|-----------------------------------|----|
| APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS | 54 |
|-----------------------------------|----|

CAPÍTULO 7

| | |
|--|----|
| ANÁLISE E INTERPRETAÇÃO DOS RESULTADOS | 79 |
| 7.1 - Influência da posição no Corpo de Prova 1 | 79 |
| 7.2 - Influência da velocidade de avanço no Corpo de Prova 1 . | 83 |
| 7.3 - Influência da velocidade de corte no Corpo de Prova 1 . | 86 |
| 7.4 - Influência da posição no Corpo de Prova 2 | 88 |
| 7.5 - Influência da velocidade de avanço no Corpo de Prova 2 | 89 |
| 7.6 - Influência da velocidade de corte no Corpo de Prova 2 . | 91 |

CAPÍTULO 8

| | |
|--|----|
| CONCLUSÕES | 92 |
| 8.1 - Conclusões a respeito dos objetivos propostos no capítulo 5 | 92 |
| 8.2 - Dificuldades encontradas | 93 |

| | |
|--|----|
| 8.3 - Sugestões para trabalhos futuros | 94 |
|--|----|

ANEXO 1

| | |
|---|----|
| ELEMENTOS DA TEORIA DO "CHATTER REGENERATIVO" | 96 |
|---|----|

| | |
|---|----|
| A.1.1 - Determinação gráfica de b_{lim} | 98 |
|---|----|

| | |
|--------------------|-----|
| BIBLIOGRAFIA | 100 |
|--------------------|-----|

SIMBOLOGIA

| | |
|-------------|--|
| a | velocidade de avanço |
| b | largura de corte |
| b_{lim} | largura limite de corte ao "chatter" |
| c | constante de amortecimento |
| G | parte real da receptância transversal |
| H | parte imaginária da receptância transversal |
| $k_{1,2}$ | constantes de mola |
| m | massa de sistema |
| P | componente variável da força de corte |
| p | frequência de uma forma complexa |
| r | coeficiente dependente das condições de corte (coeficiente de acoplamento) |
| s | profundidade de corte |
| u_i | coeficiente direcional |
| v | velocidade de corte |
| $X_{1,2}$ | direções de deslocamentos |
| x | deslocamentos |
| Y | direção normal à superfície de corte |
| y | amplitude de vibração entre peça e ferramenta normal à superfície de corte |
| y_0 | amplitude de vibração entre peça e ferramenta normal à superfície de corte num corte antecedente |
| Z | número de gumes cortantes |
| Z_c | número de gumes de corte em simultâneo contato |
| α | ângulo entre um modo e P |
| β | ângulo entre Y e P |
| γ | ângulo entre uma direção definida e P |
| δ | ângulo entre uma direção definida e um modo natural |
| θ | ângulo entre um modo e Y |
| λ_a | coeficiente da relação entre as componentes variáveis da força e velocidade de corte |
| ξ | razão de amortecimento |
| ρ | defasamento entre a variação da espessura do cavaco e a variação da força de corte |
| σ | ângulo entre Y e uma direção definida |

Φ receptância transversal
 ϕ ângulo de defasamento entre Y e P
 Ψ ângulo de defasamento entre duas subseqüentes ondulações
 ω frequência de vibração
 ω_n frequência natural de vibração

RESUMO

Este trabalho está composto basicamente de duas partes. A primeira parte, consiste numa revisão das vibrações auto-excitadas em máquinas ferramentas, apresentando os modelos de "chatter" mais utilizados. Através de um destes modelos é estabelecido um critério de estabilidade para máquinas ferramentas. Nesta primeira parte também são descritas as formas usuais de testar a estabilidade de máquinas (testes de corte e testes de excitação), bem como as regras para aumentar a estabilidade na usinagem.

A segunda parte do trabalho trata dos testes de corte realizados pelo autor em três tornos de fabricação nacional. Foram usados para os testes dois corpos de prova, comparando os tornos individualmente e entre si, através de variáveis testadas (posição de usinagem ao longo do corpo de prova; velocidade de avanço e de corte).

ABSTRACT

Basically this work is divided in two sections. In the first section the self-excited vibrations in machine tools have been analysed and the usual chatter models reviewed. Those models have been used in previous works^{1,4,5,6} to establish a criterion from stability for machine. Further in the first section is discused how tests os machine stability can be usual performed (cutting and exciter tests), an also general rules for monitring machining stability.

In the second section the author presents results from tests on three lathes manufactured by brazilian industries. For these tests two workpieces have been used, with the purpose of analysing the stability of those lathes. A study of the stability of each one of those machines was performed, and also comparasion between those machines involving several variables was made. Position of the tool in relation to the work piece, feed and speed were the variables analysed.

INTRODUÇÃO

Com o acelerado progresso tecnológico dos dias atuais, constata-se uma exigência de produção cada vez maior em máquinas ferramentas, exigindo-se com isto condições mais severas de trabalho. Em vista disto, estas máquinas devem estar aptas a suportarem tais condições.

Entretanto vários são os fatores que limitam a produção de uma máquina ferramenta, sendo um dos principais, e o propósito do presente trabalho, as vibrações causadas pelo próprio processo de corte, ou seja a instabilidade provocada por certas condições de usinagem.

Estas vibrações, auto-excitadas, "chatter"* ou trepidação no corte, embora pouco conhecidas em sua essência, tem seus efeitos bem conhecidos e evitados pelos usuários das máquinas. Caracterizadas por um ruído estridente, causam imprecisões dimensionais e mau acabamento superficial na peça. O "chatter" não é prejudicial apenas à peça, a máquina também sofre com estas vibrações estando sujeita a danificar-se irremediavelmente em casos extremos.

Vários pesquisadores tem se dedicado à pesquisa do "chatter" em máquinas ferramentas, entre estes Peter e Tobias¹⁵ que desenvolveram um modelo para analisar o "chatter". Tlusty^{1,3,21} e Polacek também estabeleceram um modelo semelhante ao de Tobias porém com simplificações. Estes modelos são utilizados para a interpretação dos testes de "chatter" pelo método de excitação.

Entretanto existe outra corrente de pesquisadores, en

* No decorrer do texto será empregado frequentemente o termo "chatter", que embora seja palavra da língua inglesa é consagrada pelo uso e, ainda mais, por melhor caracterizar o fenômeno. O "chatter" é um forte ruído causado pela vibração auto-excitada, quando esta possui frequência igual ou muito próxima à frequência de um modo natural de vibração da máquina.

tre estes Stone⁵, que defendem os testes de "chatter" pelo método de corte.

Existe ainda uma terceira idéia de pesquisa, tendo em Burdekin^{6,12} um de seus principais seguidores, que analisam a estabilidade ao "chatter" de máquinas ferramentas utilizando-se dos dois métodos, por entenderem que uma forma de teste complementa a outra.

Os testes de "chatter" em máquinas ferramentas crescem em importância devido ao fato do crescente desenvolvimento de máquinas pré-programadas (máquinas de controle numérico), dado que programador e operador são pessoas distintas, trabalhando em espaços físicos separados, existindo a impossibilidade de alterações nas condições de usinagem pelo operador (viável em máquinas tradicionais), caso ocorra qualquer anomalia. Neste caso um perfeito conhecimento da real capacidade da máquina torna-se um imperativo, evitando-se retorno de programas mal elaborados e ociosidade do equipamento.

Em vista do exposto, este trabalho propõe-se a expor o fenômeno do "chatter", primeiro de uma maneira teórica onde apresenta os modelos propostos por teorias de autores renomados, as formas de detectá-las e as maneiras de, por meio destas, avaliar e comparar a estabilidade de uma máquina ferramenta.

A segunda etapa do trabalho consta de testes pelo método de corte em três tornos de características semelhantes (de fabricantes diferentes) com o intuito de compará-los bem como testar os corpos de prova idealizados, já que não há normalização a respeito.

CAPÍTULO 1

O FENÔMENO DAS VIBRAÇÕES AUTO-EXCITADAS

1.1 - O que é o "Chatter".

Segundo Tlusty¹, "chatter" é uma vibração auto-excitada provocada pelo próprio processo de corte, comportando-se dentro do circuito fechado esquematizado na figura 1.1, onde y caracteriza o deslocamento relativo entre a peça e a ferramenta e

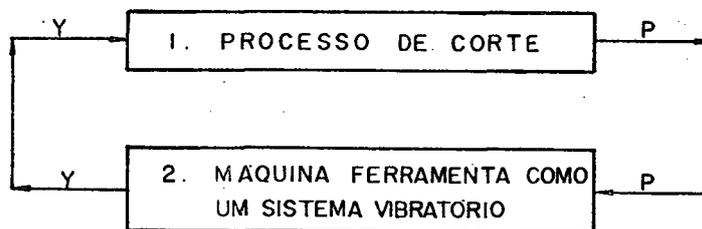


Fig. 1.1 - Diagrama básico do "Chatter".

P uma componente variável do vetor força de corte.

Para Sweeney², "chatter" é uma violenta vibração relativa entre a peça e ferramenta, afetando o acabamento superficial da peça e a vida da ferramenta. Esta vibração pode apresentar-se de três formas; com amplitude crescente, chamado de processo instável, com amplitude amortecida dito então processo estável, ou ainda permanecer em um determinado nível, caracterizando o chamado processo no limite. A fim de melhor ilustrar o exposto, considera-se o fresamento conforme a figura 1.2.

Se algum dente encontrar alguma irregularidade no material ou superfície da peça, por exemplo, um ponto duro, a fresa vibrará em relação à peça e formará deste ponto em diante uma superfície ondulada. Esta ondulação é acompanhada do aparecimento de uma componente dinâmica da força de corte que por sua vez origina uma vibração entre peça e ferramenta de corte, vi-

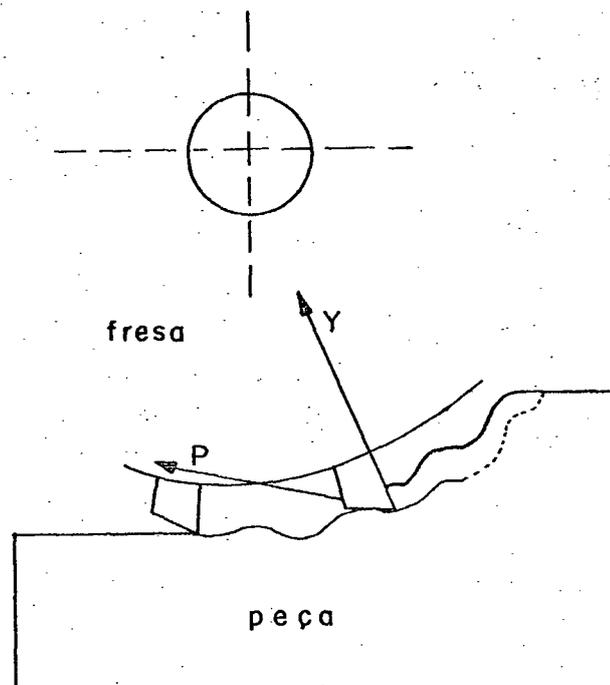


Fig. 1.2 - Vibração num fresamento horizontal.

vibração esta transmitida à estrutura da máquina. Em verdade a vibração entre peça e ferramenta de corte e componente dinâmica da força de corte, são de causa e efeito mutuamente recíprocos de acordo com o circuito fechado da figura 1.1. Quando esta componente dinâmica da força de corte for capaz apenas de manter a vibração entre ferramenta e peça sem aumentá-la nem diminuí-la, o processo encontra-se no limite de estabilidade, conforme a figura 1.3a. Esta vibração, se amortecida, figura 1.3b, caracteriza o processo estável. Uma terceira possibilidade é o aumento da amplitude de deslocamento relativo com o tempo, tratando-se de um processo instável, figura 1.3c.

1.2 - Formas de "Chatter"

Algumas formas de "chatter" tem sido estudadas pelos pesquisadores, sendo as mais importantes e que maiores atenções receberam o "Chatter Regenerativo" e o "Chatter devido ao Acoplamento Modal". Outras formas também serão tratadas, a "Forma de Arnold", assim denominada a quem primeiro analisou o

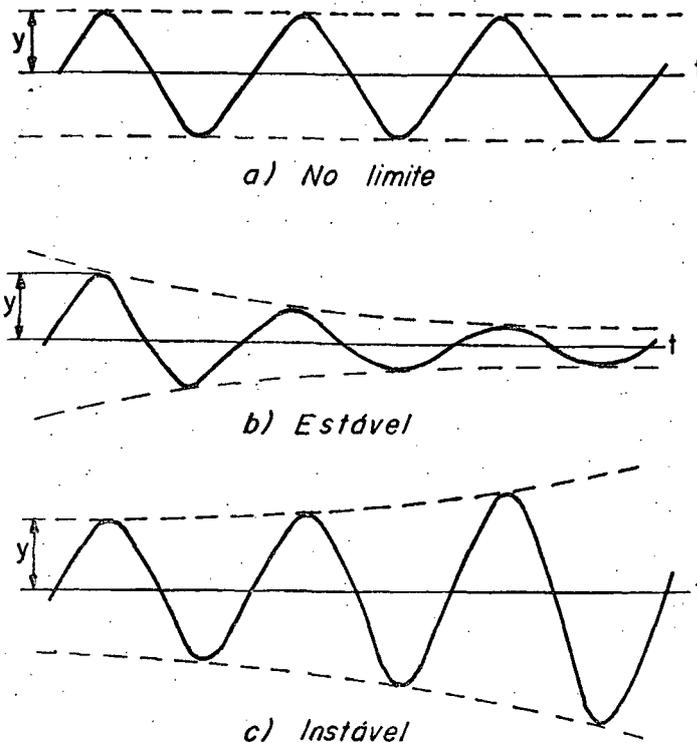


Fig. 1.3 - Diferentes formas de vibração auto-excitada em máquinas ferramentas.

"chatter" devido à variação da força de corte com a velocidade de corte e o "chatter" devido a um defasamento entre a variação da espessura de cavaco e a variação da força de corte.

Cada uma destas formas por si só são fontes de energia para o sistema vibratório e embora sendo tratadas separadamente, deve-se ter presente que, na realidade elas atuam simultaneamente, comportando-se dentro do circuito da figura 1.1.

1.2.1 - "Chatter" Regenerativo

Esta forma de "chatter" é por alguns autores associada ao nome Tlusty e Tobias, que primeiro desenvolveram teorias separadamente, sobre esta forma do fenômeno.

Considerando o esquema da figura 1.4, onde existe um deslocamento relativo entre ferramenta e peça que pode ser causada por um ponto duro ou vazio no material da peça, em um corte de ordem (i) , produzindo uma ondulação na superfície usinada implicando em que o cavaco de ordem $(i + 1)$ seja removido de uma superfí-

cie ondulada. Sendo y_0 a amplitude da vibração normal à superfície de corte de ordem (i) e y a amplitude da vibração também normal à superfície no corte de ordem (i+1), tem-se uma variação na espessura do cavaco dada por $(y - y_0)$.

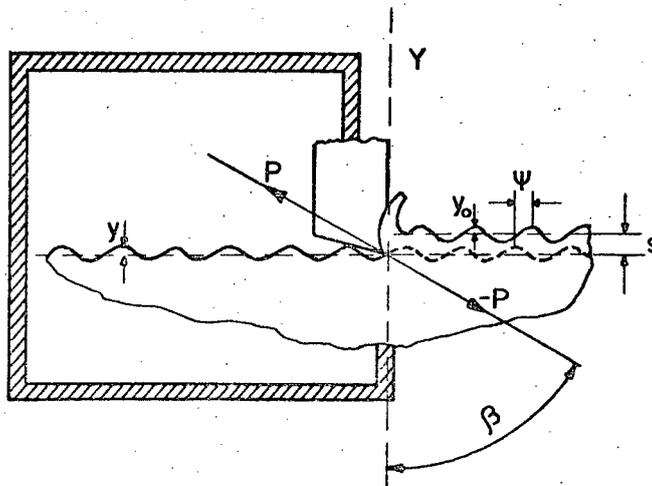


Fig. 1.4 - Modelo do "Chatter" Regenerativo.

Notando que y e y_0 são amplitudes defasadas e podem ser representadas na forma complexa, isto é

$$y = y_0 e^{-j\Psi}$$

onde Ψ é o ângulo de defasamento entre duas subseqüentes ondulações.

A componente variável do vetor força de corte depende da variação de espessura do cavaco $(y - y_0)$ e é dada por:

$$P = -b r (y - y_0) \quad (1.1)$$

sendo r um coeficiente dependente das condições de corte.

A vibração de amplitude y gera novamente uma superfície ondulada e a regeneração da ondulação prossegue em subseqüentes cortes. Esta vibração é dependente, logicamente, da componente variável da força de corte e da estrutura da máquina, ou seja:

$$y = P \phi(\omega) \quad (1.2)$$

onde $\phi(\omega)$ é a receptância transversal da estrutura.

A frequência de vibração ω e o defasamento Ψ entre ondulações em subseqüentes cortes se ajustarão por si mesmas até que a máxima quantidade de energia é liberada para a vibração do sistema¹. A energia fornecida ao sistema pode ser maior que a energia dissipada, assim que as vibrações em subseqüentes cortes aumentam, caracterizando o estado da figura 1.3c. Caso esta energia seja inferior a energia passível de amortecimento tem-se o caso da figura 1.3b. Resta ainda uma terceira situação, trata-se do caso limite de estabilidade expressa na equação (1.3), quando a energia fornecida e dissipada são iguais.

$$\left| \frac{y}{y_0} \right| = 1 \quad (1.3)$$

1.2.2 - "Chatter" devido ao Acoplamento Modal.

Enquanto o "Chatter" Regenerativo pode ser atribuído ao processo de corte, o "Chatter" devido ao Acoplamento Modal é devido às características do sistema vibratório da estrutura da máquina, em particular, às direções principais de oscilações da estrutura com relação à normal à superfície usinada. O "Chatter" devido ao Acoplamento Modal ocorre quando as frequências naturais de vibração em dois modos ortogonais são iguais ou muito próximas.¹

Considere-se a figura 1.5, onde por hipótese, está impedido o desenvolvimento do "Chatter" Regenerativo. Isto é conseguido facilmente em superfícies previamente preparadas para este fim.

Para o caso assim suposto, o surgimento de uma vibração de frequência ω obrigará a ferramenta de corte a deslocar-se nas direções X_1 e X_2 com diferentes amplitudes e normalmente defasadas. Portanto, o caminho descrito pela ponta da ferramenta será muito próximo ao de uma elipse. No primeiro meio período do movimento, isto é, de A para B, a força de corte a girará contra o movimento, logo dissipando energia do sistema vi-

bratório. Na segunda parte do movimento, de B para A, a energia é absorvida pelo sistema. Como neste segundo período do movimento a profundidade de corte é maior, a energia absorvida também

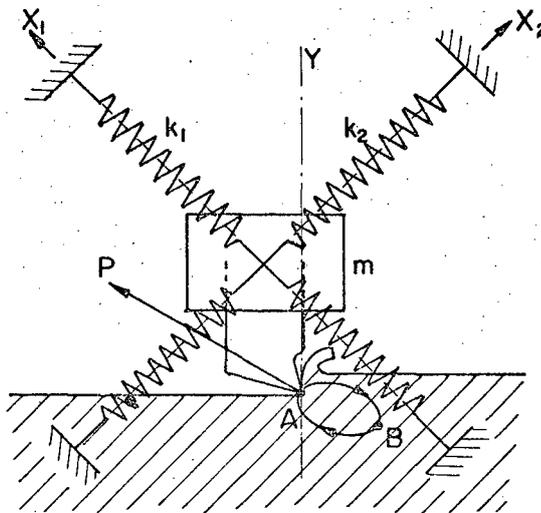


Fig. 1.5 - Modelo do "Chatter" devido ao Acoplamento Modal de um sistema com dois graus de liberdade.

será maior que a dissipada. Esta quantidade de energia, diferença entre energia absorvida e dissipada, é armazenada no sistema vibratório e é a responsável pela possível instabilidade que venha a desenvolver-se. Certamente para que isto ocorra ela deve ser maior que a quantidade de energia passível de amortecimento. Entretanto, algumas considerações devem ser feitas com relação às rigidezes k_1 e k_2 e às direções X_1 e X_2 . Caso seja $k_1 < k_2$ e X_1 esteja entre as direções de P e Y pode ou não ocorrer instabilidade, mas sendo $k_1 > k_2$ o processo é sempre instável.

1.2.3 - "Chatter" devido a Dependência da Velocidade.

Outro modelo de "chatter" foi estudado primeiro por Arnold, por isso esta forma está muitas vezes associada a seu nome. Trata-se da variação da força de corte com a velocidade de corte. O modelo sugerido para estudar esta forma, está esquematizado na figura 1.6.

Considera-se o corpo de prova rígido, com velocidade angular constante, e a ferramenta de corte podendo deformar-se

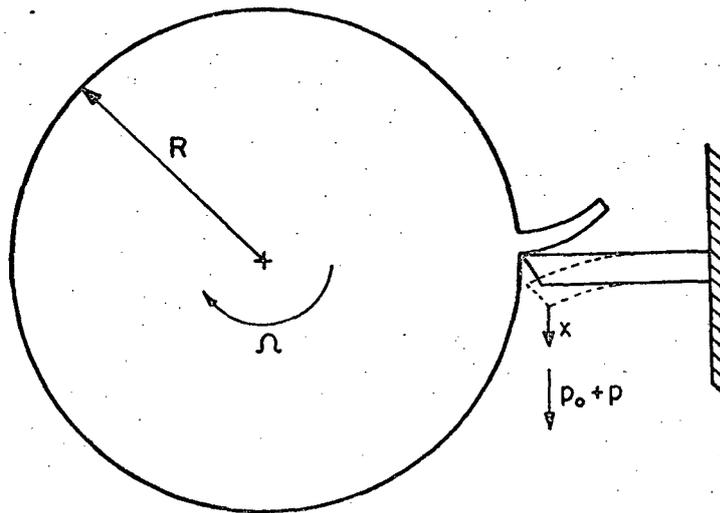


Fig. 1.6 - Modelo do "Chatter" de Arnold.

como o que mostra a figura 1.6. O sistema assim suposto terá uma massa m , um coeficiente de amortecimento c e rigidez k . A força de corte presente em cada instante é $P_0 \pm P$ onde P_0 é a força média de corte e P a parte variável da força de corte.

A equação do movimento será:

$$(m D^2 + c D + k)x = P \quad (1.4)$$

onde Dx é a componente variável da velocidade de corte. A componente variável da força de corte pode ser relacionada com a velocidade de corte pela equação:

$$P = \lambda_a D x \quad (1.5)$$

onde λ_a é um coeficiente da relação entre as componentes variáveis da força e velocidade de corte.

Igualando as equações (1.4) e (1.5)

$$\left[m D^2 + (c - \lambda_a)D + k \right] x = 0 \quad (1.6)$$

A equação (1.6) representará um movimento instável se:

$$(c - \lambda_a) < 0 \quad (1.7)$$

e será estável somente quando:

$$c > \lambda_a \quad (1.8)$$

CAPÍTULO 2

CRITÉRIOS DE LIMITE DE ESTABILIDADE

Vários pesquisadores, através de modelos de processo de corte, estabeleceram teorias para avaliar a estabilidade de máquinas quanto a sua sensibilidade ao fenômeno do "chatter". Estes modelos embora bastante próximos do arranjo prático de trabalho, incluem certas simplificações, que permitem ainda assim, obter uma razoável aproximação entre os resultados teóricos e experimentais.

Tlustý¹ e Polacek³, desenvolveram uma teoria partindo do esquema da figura 2.1 introduzindo as seguintes simplificações:

- i) A máquina é um sistema vibratório linear
- ii) A direção da componente variável da força de corte é constante.
- iii) A componente variável da força de corte é dependente unicamente da vibração na direção normal à superfície de corte (direção Y).
- iv) O módulo da componente variável da força de corte varia proporcional e instantaneamente ao deslocamento na direção Y.
- v) A frequência de vibração e o defasamento de ondulações em subsequentes cortes não são influenciados pelo comprimento de corte

A estrutura possui vários modos naturais de vibração, sendo incluídos na figura 2.1 dois destes (Xj) e (Xk). O ângulo entre Y, direção normal à superfície de corte e P, força de corte, é β .

A componente variável da força de corte será dada por:

$$P = - b r (y - y_0) \quad (1.1)$$

e

$$y = P \phi(\omega)$$

onde: b = largura de corte

r = coeficiente dependente das condições de corte considerado um valor real.

y = amplitude de oscilação de uma ondulação da superfície de corte.

y_0 = amplitude de oscilação da ondulação anterior.

$\phi(\omega)$ = receptância transversal da estrutura.

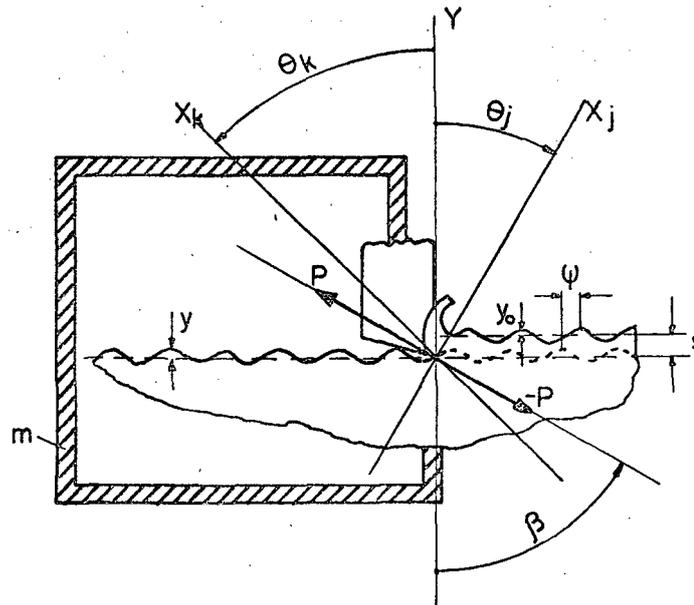


Fig. 2.1 - Modelo para o processo das vibrações auto-excitadas em máquinas ferramentas.

O sistema ao vibrar, o gume cortante desloca-se segundo a direção de um modo X_i conforme a figura 2.2.

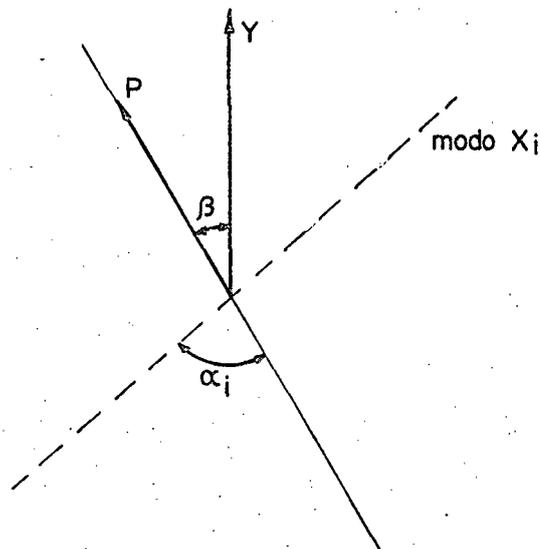


Fig. 2.2 - Decomposição da força e deslocamento.

A componente da força P nesta direção X_i será:

$$P_{xi} = P \cos \alpha_i \quad (2.1)$$

O deslocamento na direção X_i será dado por:

$$x_i = \frac{P \cos \alpha_i}{k \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 + j 2\xi \frac{\omega}{\omega_n} \right]} \quad (2.2)$$

onde: ω = frequência de vibração

ω_n = frequência natural de vibração do sistema, em X_i

ξ = fator de amortecimento

k = rigidez do sistema

O deslocamento na direção Y será:

$$y = x \cos (\alpha_i - \beta) \quad (2.3)$$

ou

$$y = \frac{P \cos \alpha_i \cos (\alpha_i - \beta)}{k \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 + j 2\xi \frac{\omega}{\omega_n} \right]} \quad (2.4)$$

O valor $\cos \alpha_i \cos (\alpha_i - \beta)$ é chamado de coeficiente direcional e representado por u_i . O deslocamento y depende, logicamente, da componente variável da força de corte e da estrutura da máquina, então

$$y = P \phi(\omega) \quad (1.2)$$

$$y = P u_i \left[G_i(\omega) + j H_i(\omega) \right] \quad (2.5)$$

$$y = P \left[G(\omega) + j H(\omega) \right] \quad (2.6)$$

onde G_i e H_i representam respectivamente a parte real e imaginária da receptância direta na direção i e G e H respectivamente parte real e imaginária da receptância transversal. Combinando as equações (1.1) e (2.6) obtém-se:

$$y = - [G + j H] r b (y - y_0) \quad (2.7)$$

ou ainda

$$\frac{y}{y_0} = \frac{r b [G + j H]}{1 + r b G + r b j H} \quad (2.8)$$

Quando a equação (2.8) for igual a 1, isto é, $y = y_0$, ou em outras palavras a amplitude da ondulação em um passe for igual a amplitude da ondulação do passe anterior, caracteriza-se o limite de estabilidade.

A equação (2.8) pode tomar a forma:

$$\left| \frac{y}{y_0} \right| = 1 = \frac{r b \sqrt{G^2 + H^2}}{\sqrt{(1 + r b G)^2 + (r b H)^2}} \quad (2.9)$$

como

$$(1 + r b G)^2 + (r b H)^2 = (r b)^2 (G^2 + H^2) + (1 + 2rbG)$$

para que (2.9) seja satisfeita é necessário que:

$$1 + 2 r b G = 0 \quad (2.10)$$

logo

$$r b_{lim} = - \frac{1}{2 G_{lim}} \quad (2.11)$$

A equação (2.11) dá a máxima largura de corte sem "chatter".

A figura 2.3 mostra um gráfico da parte real da receptância transversal e o valor de $(-G_{lim})$.

Cabe aqui algumas considerações a respeito da teoria acima apresentada. Alguns pesquisadores admitem a existência de um defasamento entre a variação da espessura do cavaco e a variação da força de corte, requerendo com isto, a adoção de um coeficiente de acoplamento R, não mais real e sim complexo.

Estes pesquisadores, entre eles, Tobias e Peters, fazem suas considerações usando a total receptância transversal e não apenas sua parte real. (Resolução, ver Anexo 2).

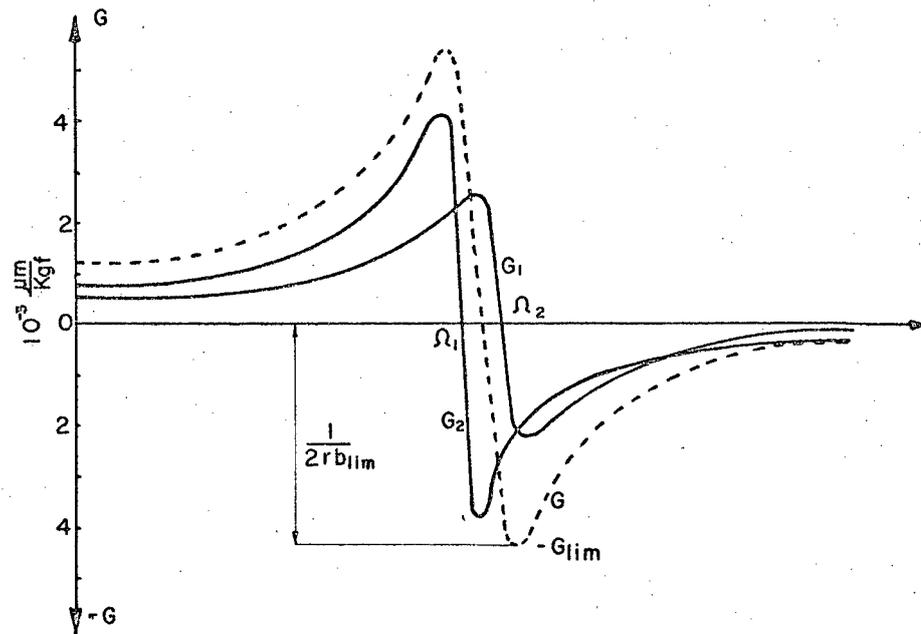


Fig. 2.3 - Receptância transversal.

CAPÍTULO 3

TESTES DE ESTABILIDADE DE MÁQUINAS FERRAMENTAS

Como já foi mencionado o "chatter" em máquinas ferramentas vem se tornando cada vez mais crítico, surgindo a necessidade de testes que possam avaliar e comparar a estabilidade de máquinas para, se possível, melhorá-las ou então fornecer dados que ajudem no desenvolvimento de novos projetos.

Ao falar da sensibilidade ao "chatter" de uma máquina deve-se sempre incluir as condições a que a máquina esteve sujeita, condições estas que de acordo com a figura 1.1 afetam o processo de corte e o sistema vibratório da máquina.

São apresentados a seguir alguns exemplos de mudanças de condições no processo de corte e sistema vibratório e suas influências na estabilidade ao "chatter" em máquinas.

- i) Torneamento cilíndrico externo em um torno mecânico universal

A figura 3.1 apresenta três combinações possíveis para esta usinagem: o caso A trata-se de uma peça longa e de grande diâmetro fixa entre placas e contra-ponta; no caso B a peça é longa mas de pequeno diâmetro com a mesma fixação e o caso C mostra uma peça curta com grande diâmetro, fixa apenas pela placa.

A experiência mostra que embora os parâmetros de movimento relativos da máquina, geometria da ferramenta e material da peça sejam os mesmos para os três casos, a sensibilidade ao "chatter" é maior para o caso B que A e para o caso C dependerá do diâmetro e comprimento da peça. Desta forma está claro que a peça é parte crítica do sistema vibratório do conjunto.

Por outro lado se for considerado um dos três casos, diferentes maneiras de fixação da ferramenta podem ser feitas como ilustrado na figura 3.1, por 1a, 1b, 2 e 3, resultando di-

ferentes direções para o vetor força de corte P , que em última análise é o responsável pela excitação do sistema vibratório.

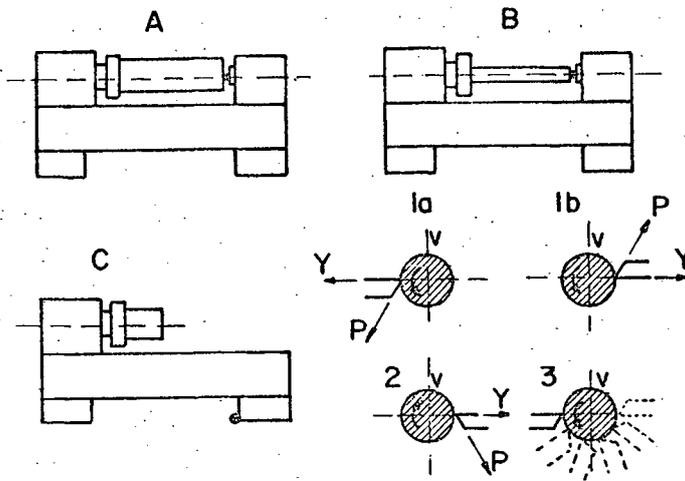


Fig. 3.1 - Vários arranjos de um torneamento.

ii) Outro exemplo está mostrado na figura 3.2. Trata-se de um fresamento horizontal, onde as ilustrações A, B e C mostram diferentes maneiras de fresar uma mesma peça e as ilustrações 1 e 2 salientam que apenas com a inversão do sentido de rotação da fresa, (discordante e concordante) a força P muda consideravelmente sua direção.

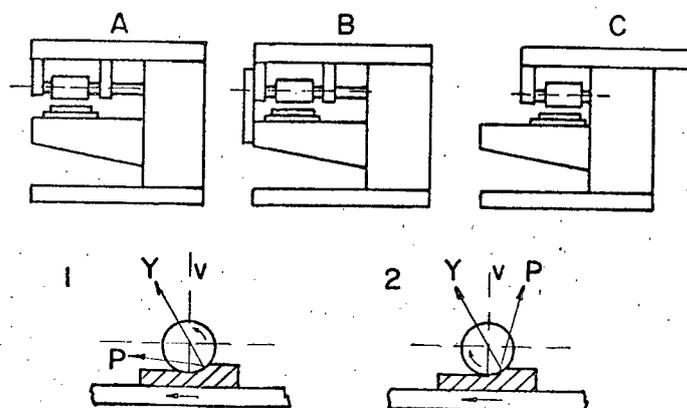


Fig. 3.2 - Montagens possíveis num fresamento horizontal.

Está claro então que um teste para analisar a estabilidade de corte de uma máquina deve restringir-se a determinadas situações, visto a infinidade de variáveis que o problema o ferece.

Vários pesquisadores estão empenhados na tarefa de estabelecer as condições mais críticas e práticas para execução de testes. Embora não hajam ainda normas rígidas para testes de estabilidade em máquinas ferramentas, existem regras gerais de procedimentos consagradas pela experiência. De uma maneira geral existem dois procedimentos básicos distintos para testes de estabilidade ao "chatter" que são o teste direto ou também chamado teste de corte e o teste indireto ou de excitação.

Estes dois procedimentos, embora essencialmente diferentes, visam a obtenção de um mesmo valor ou seja a largura de corte, b_{lim} , que representa a capacidade de remoção de material da máquina. Ambos os testes apresentam vantagens e desvantagens intrínsecas ao método.

3.1 - Teste de corte.

O teste de corte consiste essencialmente em usinar um corpo de prova com parâmetros de movimento da máquina e ferramenta de corte, normalmente usados na prática, até o desenvolvimento de instabilidade pelo "chatter".

3.1.1 - Especificações do teste de corte.

O teste de corte por ser um teste direto deve traduzir o mais fielmente as condições de trabalho na prática. Sobre este aspecto cabe salientar que um criterioso estudo deve ser feito com relação aos corpos de prova e ferramentas de corte, a fim de que os resultados obtidos sejam aplicáveis na prática. As figuras 3.3, 3.4 e 3.5 mostram alguns exemplos de formas de corpos de prova utilizados em pesquisas^{1,4,5} de "chatter". A ferramenta de corte é normalmente pastilha de metal duro ou aço rápido com geometria indicada de acordo com o material do corpo

de prova.

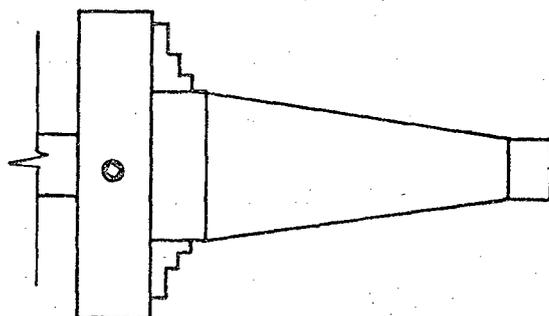


Fig. 3.3 - Corpo de prova de formato tronco cônico para teste em tornos.

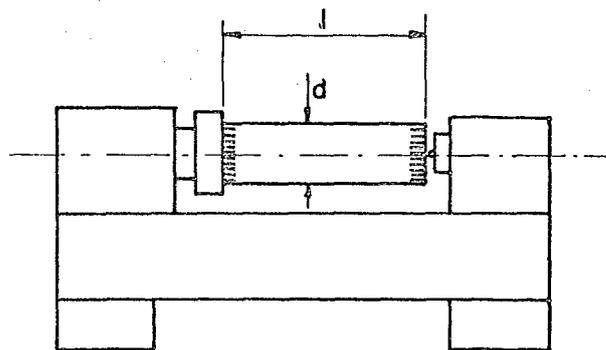


Fig. 3.4 - Corpo de prova cilíndrico para teste em tornos.

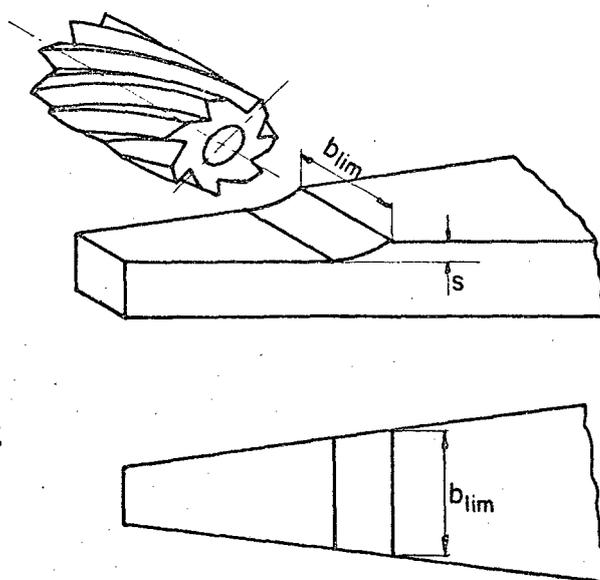


Fig. 3.5 - Corpo de prova para fresadora horizontal.

3.1.2 - Procedimento de teste.

Com o arranjo de teste já montado sobre a máquina, o teste processa-se de maneira tal que a largura de corte aumente continuamente, utilizando, por exemplo, um corpo de prova da forma da figura 3.3 para o caso de tornos, ou então este aumento da largura, para corpos de prova da forma da figura 3.4, é feito com incrementos na largura de corte até o desenvolvimento do "chatter". Esta largura, assim obtida, é a largura limite de corte (b_{lim}). O "chatter" em certas máquinas, tais como tornos e plainas limadoras é bastante característico pelo forte ruído que causa, em outras máquinas esta evidência não é tão acentuada devendo ser detectado por equipamentos adequados.

Stone⁵, sugere a possibilidade de detecção do "chatter" em tornos ser feita pelo sentido humano. Está claro que uma maior precisão será obtido com o uso de equipamentos eletrônicos de detecção. A figura 3.6 mostra um esquema de detecção e registro de "chatter" em máquinas ferramentas.

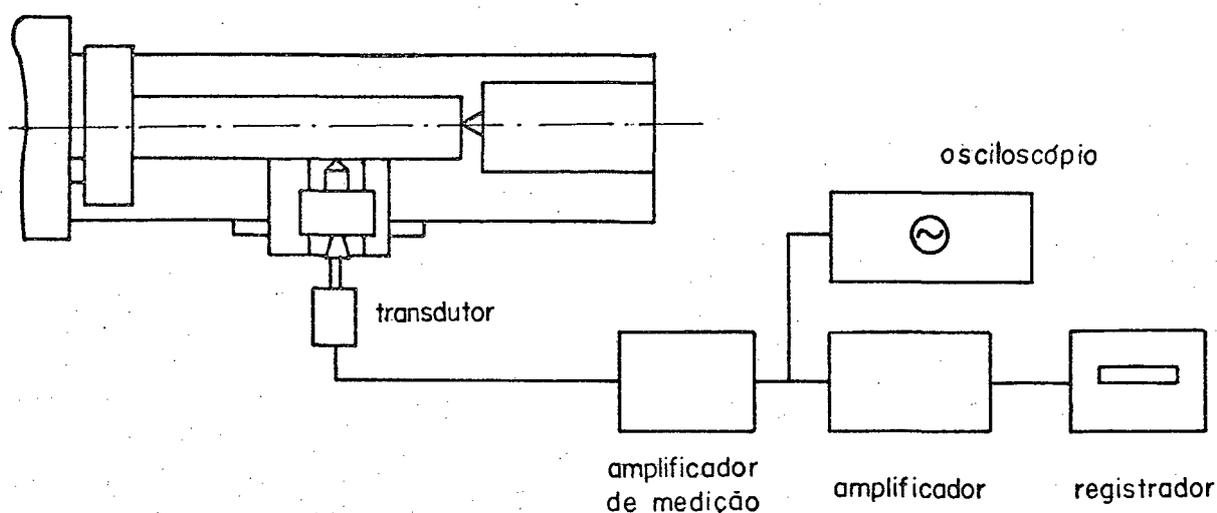


Fig. 3.6 - Diagrama dos equipamentos usados em testes de corte. Cf. ref. 4.

3.1.3 - Análise de corpos de prova.

Sendo um dos objetivos deste trabalho a proposição de um modelo de corpo de prova, cabe uma análise dos modelos adotados pelos pesquisadores de "chatter".

Mutch⁴ em sua tese testou tornos com três corpos de prova cilíndricos assim denominados:

- a) peça longa e de grande diâmetro - ϕ 150 x 900 mm.
- b) peça longa e de pequeno diâmetro - ϕ 75 x 900 mm
- c) peça curta - ϕ 150 x 120 mm

Os dois primeiros corpos de prova fixados entre placa e contra-ponto e o terceiro apenas pela placa. Desta forma foi possível verificar a estabilidade da máquina para a grande parte de situações críticas em operações com torno. As duas primeiras peças simulam a usinagem de eixos, onde pretende-se mostrar a influência da rigidez das peças usinadas. O terceiro modelo de corpo de prova pode dar uma boa idéia do comportamento ao "chatter" da máquina em usinagem de peças mais frequentemente trabalhadas em tornos. Entretanto a forma dos modelos de corpos de prova de Mutch⁴ apresentam uma dificuldade de especificação do teste, uma vez que a largura limite de corte é conseguida através de incrementos discretos na profundidade de corte, ocasionando com isto uma variação na velocidade de corte pela alteração do diâmetro de torneamento.

Stone⁵ apresenta um corpo de prova de formato tronco cônico para teste de torno, figura 3.3 em que a largura de corte aumenta continuamente e sem variação da velocidade de corte em um torneamento cilíndrico. Um corpo de prova fixado apenas pela placa pode apresentar resultados bastante significativos para a maioria de trabalhos em tornos, entretanto não verifica as situações mais críticas que são usinagem de peças de pequeno diâmetro em relação ao comprimento (eixos) que necessitam do uso de contra-ponto.

3.2 - Teste de excitação.

O teste de excitação consiste basicamente em excitar a máquina simulando um particular arranjo de corpo de prova, parâmetros de movimento, etc. Este teste fornece dados necessários para o cálculo da largura limite de corte conforme a equação (2.11).

3.2.1 - Especificações do teste de excitação.

A especificação do teste de excitação deve conter todos os itens de uma operação real de corte, pois estas deverão ser consideradas na avaliação do teste. Como exemplo, a figura 3.7 mostra um fresamento em que aparecem as direções de Y e P que determinam o fator direcional.

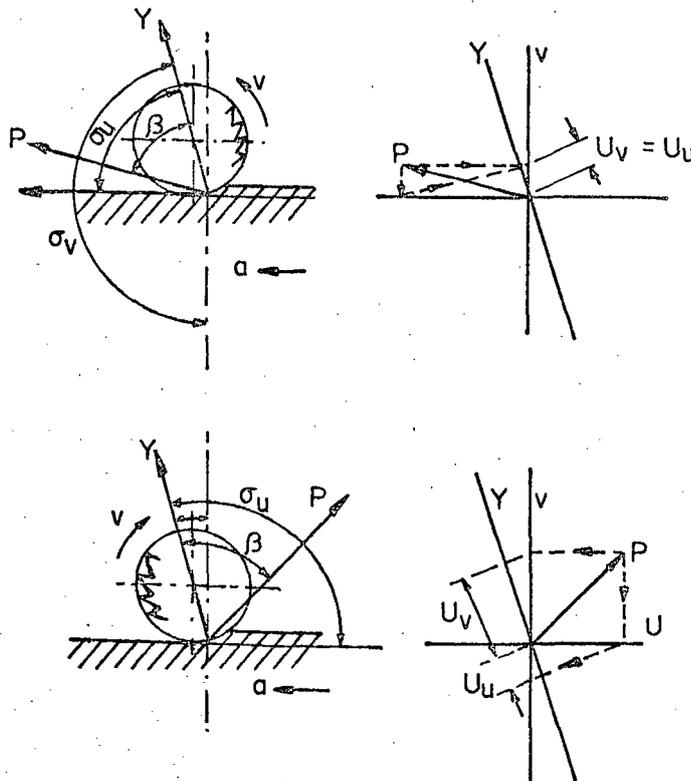


Fig. 3.7 - Determinação do fator direcional.

3.2.2 - Medições feitas no teste de excitação.

Duas são as medições feitas sobre o arranjo na máquina:

a) - Medição das receptâncias.

Para a avaliação da estabilidade por meios analíticos requer-se de imediato a receptância transversal em sua forma total (complexa) ou apenas sua parte real. Existem três métodos mais difundidos que permitem a determinação da receptância transversal.

i) Um primeiro método, que é a aplicação pura da definição de receptância transversal, consistindo em excitar a máquina na direção da força P e medição da amplitude de oscilação na direção Y, normal à superfície de corte. Este método embora relativamente fácil de executar satisfaz apenas a um particular arranjo, sendo por esta razão de aplicabilidade limitada, ou seja em máquinas especiais onde o número de arranjos de operações é pequeno.

ii) Um segundo método já mais utilizado, ^{12 (ref.)} consiste em excitar a máquina em duas direções ortogonais U e V e medição das amplitudes de vibração nas mesmas direções respectivamente (obtendo-se as receptâncias diretas nestas direções), uma outra medição é feita excitando-se em uma das direções e medição das vibrações na outra direção (obtendo-se a receptância transversal ϕ_{uv} ou G_{uv}).

Neste caso a receptância transversal, de acordo com a figura 3.8 será dada por:

$$\begin{aligned} \phi_{yp} = & \phi_u \cos \gamma \cos (\gamma + \beta) + \phi_v \operatorname{sen} \gamma \operatorname{sen}(\gamma + \beta) + \\ & + \phi_{uv} \operatorname{sen} (2\gamma + \beta) \end{aligned} \quad (3.1)$$

Com o procedimento descrito, a receptância transversal pode ser determinada sem o conhecimento dos modos naturais de vibração e suas propriedades. Entretanto algumas vezes um modo significativo não está no plano U V sendo então necessário a

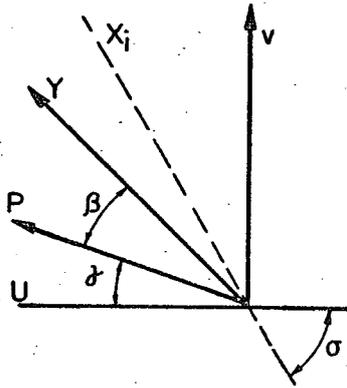


Fig. 3.8 - Determinação de ϕ_{YP} .

adoção de um terceiro eixo W ortogonal a U-V devendo ser conhecidas a receptância direta ϕ_w e as receptâncias transversais ϕ_{uw} e ϕ_{vw} , além das já mencionadas.

iii) Um terceiro procedimento é muitas vezes adotado.¹² Consiste em excitar a máquina em três direções ortogonais U, V e W, e obter as receptâncias diretas nestas direções. A figura 3.9 mostra um gráfico deste tipo.

O próximo passo é decompor as curvas da figura 3.9 em curvas de modos individuais. Para tanto, considera-se a condição de linearidade entre os modos para que a curva total de um sistema com n graus de liberdade seja igual a soma de curvas com um grau de liberdade, podendo ser usada a equação:

$$G_u = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_{ui}} \frac{\omega_{ui}^2 (\omega_{ui}^2 - \omega^2)}{(\omega_{ui}^2 - \omega^2)^2 + 4 \xi_i^2 \omega_{ui}^2 \omega^2} \quad (3.2)$$

onde mostra que a receptância em um eixo qualquer U é a soma das receptâncias de cada modo. O valor de ω_u de um modo está entre cada par de máximo e mínimo das curvas G_u , G_v e G_w . Chamando de ΔG a diferença $G_{\max} - G_{\min}$ destes picos a rigidez k é determinada por:

$$k = \frac{1}{2\Delta G} \quad (3.3)$$

e o fator de amortecimento ξ será:

$$\xi = \frac{\omega_{\text{mín}} - \omega_{\text{máx}}}{2 \omega_u} \quad (3.4)$$

Estando determinados os valores ω_{ui} , k_i e ξ_i para cada modo e em cada direção (U, V e W), podem ser traçadas as curvas dos modos individuais. Empregando a equação 3.2, estas curvas devem ser somadas e verificada sua concordância com as curvas G_u , G_v e G_w . Caso a concordância não seja boa, corrige-se os valores de ω_u , k e ξ . A figura 3.10a mostra a curva original G_u e

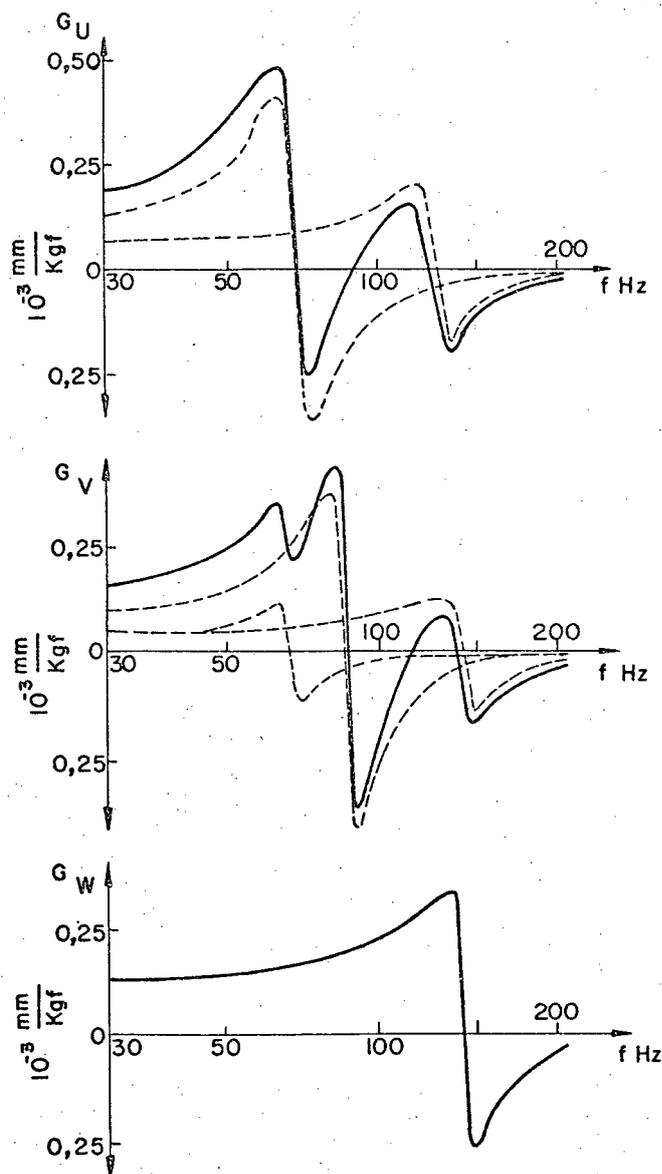


Fig. 3.9 - Receptancias diretas em tres direções ortogonais. Cf. ref. 1.

a figura 3.10b a comparação entre G_u original (linha tracejada) e a soma $G_{u1} + G_{u2}$ das curvas individuais de cada modo (linha cheia).

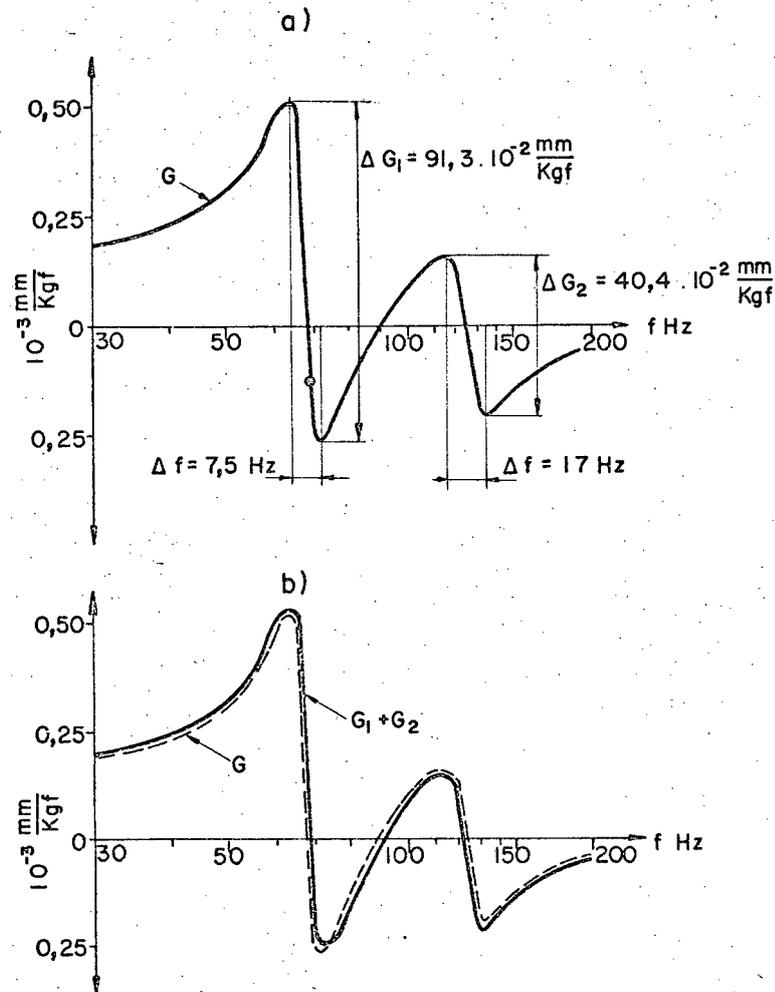


Fig. 3.10 - Resolução das curvas originais G

A decomposição das curvas G_u , G_v e G_w permite a verificação da influência dos modos sobre a estabilidade de máquina.

A direção de cada modo é determinada seguindo a figura 3.11; onde:

$$x_{ui} = P \cos \delta_{ui} \phi_i \cos \delta_{ui}$$

$$= P \phi_{ui}$$

$$= P \cos^2 \delta_{ui} \phi_i$$

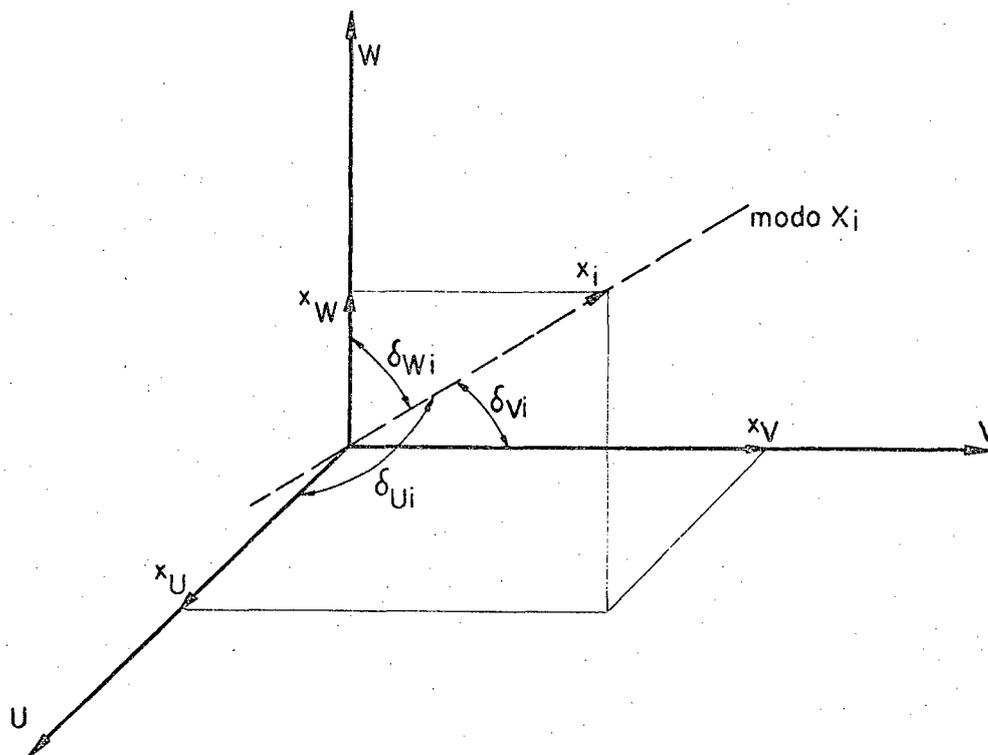


Fig. 3.11 - Posição de um modo em relação aos eixos coordenados U, V e W.

$$\begin{aligned}
 x_{Vi} &= P \cos \delta_{Vi} \phi_i \cos \delta_{Vi} \\
 &= P \phi_{Vi} \\
 &= P \cos^2 \delta_{Vi} \phi_i
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x_{Wi} &= P \cos \delta_{Wi} \phi_i \cos \delta_{Wi} \\
 &= P \phi_{Wi} \\
 &= P \cos^2 \delta_{Wi} \phi_i
 \end{aligned}$$

mas:

$$\phi_{ui} = \phi_i \cos^2 \delta_{ui}$$

logo:

$$\cos \delta_{ui} = \sqrt{\frac{\phi_{ui}}{\phi_i}}$$

com o mesmo raciocínio

$$\cos \delta_{vi} = \sqrt{\frac{\phi_{vi}}{\phi_i}} \quad \text{e} \quad \cos \delta_{wi} = \sqrt{\frac{\phi_{wi}}{\phi_i}}$$

somando x_u , x_v e x_w obtêm-se:

$$\begin{aligned} P (\phi_{ui} + \phi_{vi} + \phi_{wi}) &= x_i \\ &= P \phi_i \end{aligned}$$

donde

$$\phi_i = \phi_{ui} + \phi_{vi} + \phi_{wi} \quad (3.5)$$

Para $\omega = 0$ é válida a equação:

$$\frac{1}{k_i} = \frac{1}{k_{ui}} + \frac{1}{k_{vi}} + \frac{1}{k_{wi}} \quad (3.6)$$

mostrando que o inverso da rigidez dos modos é a soma dos inversos das rigidezes parciais nas direções U, V e W.

A figura 3.13 mostra um esquema da aparelhagem de medição que permite a obtenção da receptância em sua forma complexa ou suas partes real e imaginária separadas.

De acordo com a figura 3.12 a receptância transversal ϕ_{yp} será:

$$\phi_{yp} = \sum_{i=1}^n \phi_i \cos \alpha_i \cos \theta_i \quad (3.7)$$

onde ϕ_i é conseguida pela equação (3.5) e n é o número de modos existentes.

Este método apresenta a desvantagem de ser um método mais laborioso e ainda para estruturas com modos muito próximos requer muita prática e diversas aproximações na decomposição e composição dos modos.

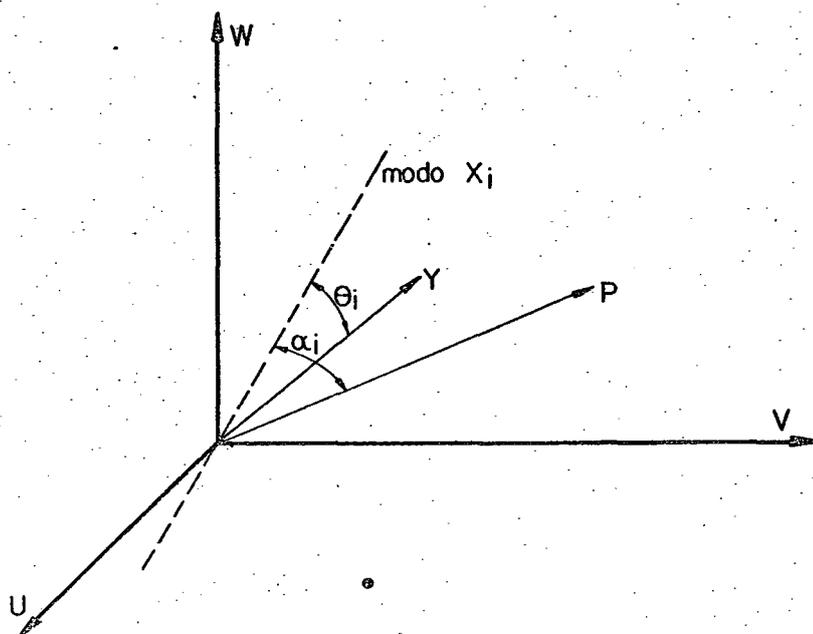


Fig. 3.12 - Determinação de ϕ_{YP} em um sistema de coordenadas U, V e W .

b - Medição da forma modal.

Para o cálculo da largura limite de corte já se tem informações suficientes. Entretanto a forma modal da estrutura é normalmente determinada, pois através dela conhece-se as principais molas e massas do sistema vibratório, sendo de grande utilidade na melhoria da máquina ou para novos projetos similares.

A determinação da forma modal consiste em excitar a máquina com cada frequência natural ou melhor dentro de uma larga faixa de frequências que cubram as frequências dos modos normalmente alcançados em operação e medição da amplitude de oscilação na mesma direção. Desta forma o terceiro método de determinação da receptância transversal apresentado tem a vantagem de oferecer as frequências dos modos e suas direções com os eixos coordenados U, V e W . De posse da forma modal da estrutura, a interpretação do teste de excitação é bem mais concreta, justificando possíveis aparentes paradoxos. A figura 3.14a apresenta a forma modal de um torno e a figura 3.14b a receptância transversal do mesmo torno em linha tracejada sendo a soma das contribuições de cada modo em linha cheia.

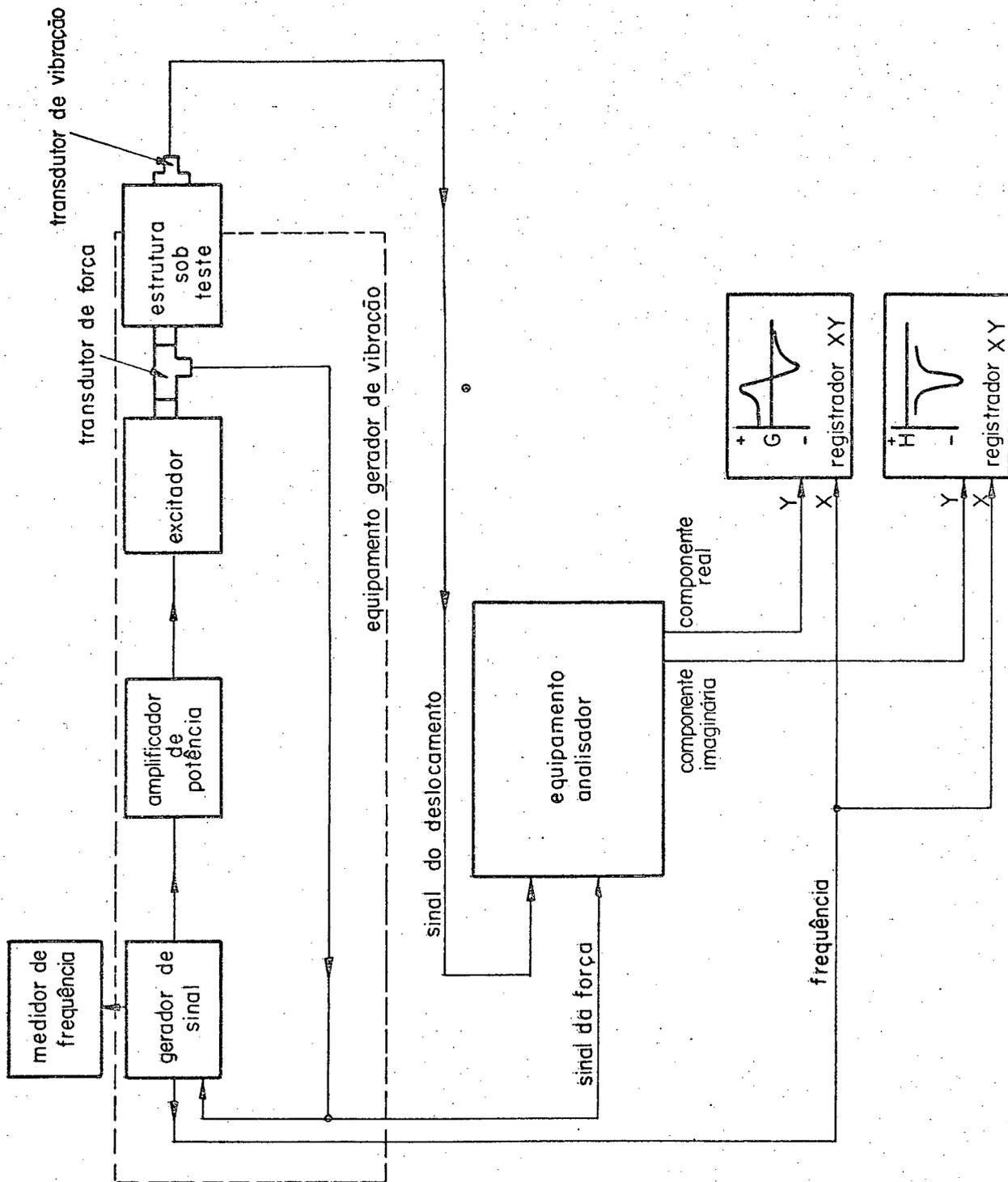


Fig. 3.13 - Equipamento para teste de excitação . Cf. ref. 12

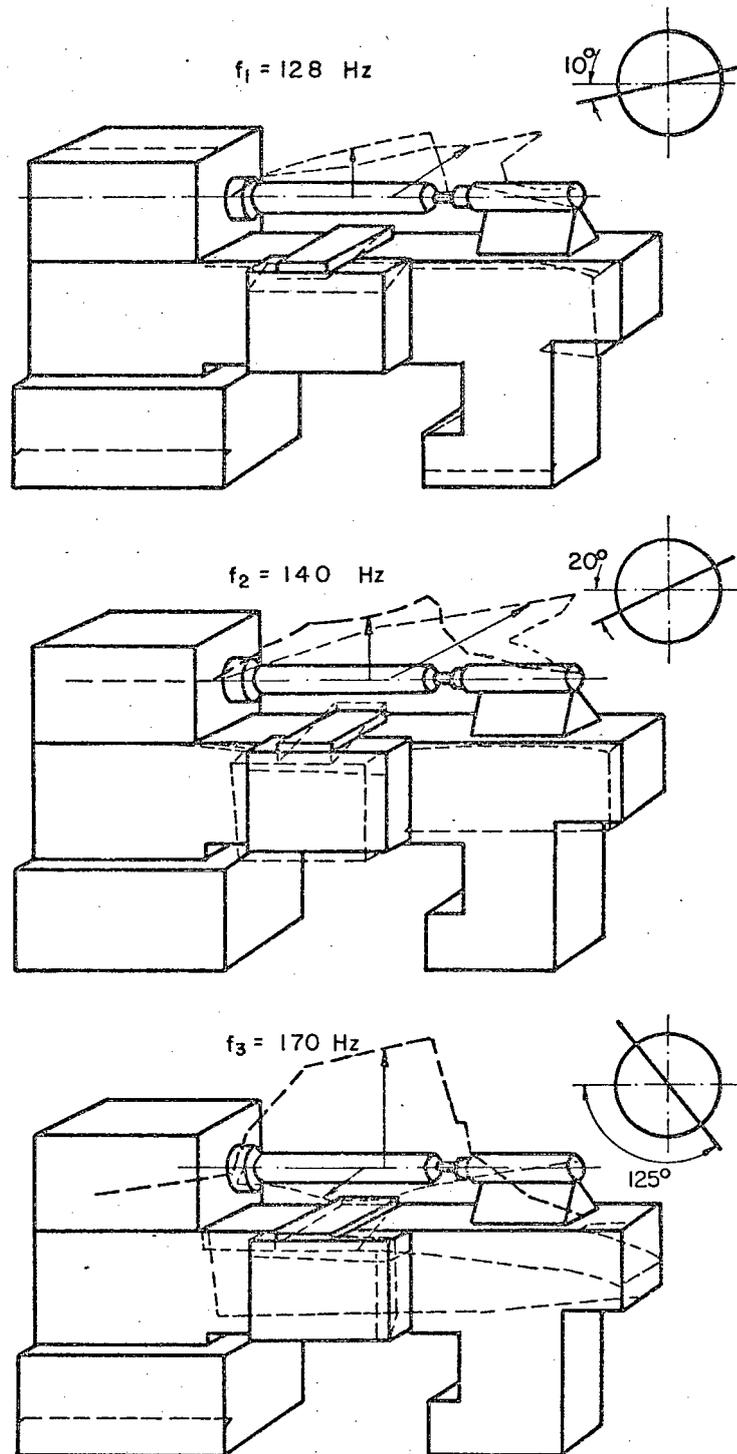


Fig. 3.14a - Típica forma modal de um torno. Cf. ref. 12.

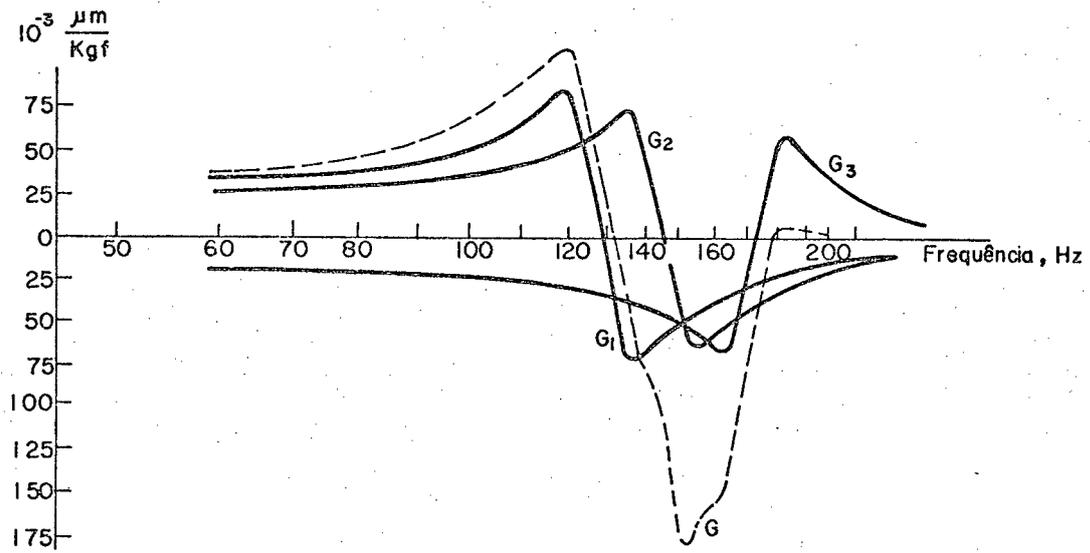


Fig. 3.14. b - Receptância transversal de um torno. Cf. ref. 12.

3.2.3 - Interpretação dos resultados do teste de excitação.

Com a receptância transversal conhecida aplica-se uma das equações:

$$r b_{lim} = - \frac{1}{2 G_{lim}} \quad (2.11)$$

ou

$$r b_{lim} = - \frac{1}{2 \phi_{lim}} \quad (A.1.6)$$

O valor do coeficiente r ainda não está determinado, isto é possível ao comparar os testes de excitação com os testes de corte. Lembrando sempre que o arranjo montado sobre a máquina no teste de corte e o simulado no teste de excitação devem ser o mesmo.

3.3 - Comparação entre testes de corte e testes de excitação.

Como já foi mencionado anteriormente os dois métodos, para a determinação da estabilidade de máquinas, possuem vantagens e desvantagens peculiares a cada método.

3.3.1 - Vantagens do teste de corte.

i) A largura limite de corte (b_{lim}) conseguida no teste de corte é uma indicação direta e incontestável da capacidade da máquina e perfeitamente inteligível por qualquer usuário da mesma.

ii) Por ser um teste direto evita-se erros inerentes de simulação das condições de corte.

iii) O equipamento de medição utilizado não requer grande experiência e prática para sua utilização.

3.3.2 - Desvantagens do teste de corte.

i) A largura limite de corte conseguida é válida apenas para o arranjo montado sobre a máquina.

ii) De acordo com o ítem anterior, deve-se fazer uma adequada escolha dos parâmetros de movimento, ferramenta de corte, etc, para que o teste tenha aplicabilidade na prática.

iii) Em se tratando de um teste destrutivo, consome material em corpos de prova e ferramentas de corte e ainda mais, por chegar ao limite de estabilidade da máquina corre-se o risco de danificá-la.

3.3.3 - Vantagens do teste de excitação.

i) As variáveis associadas ao processo de corte são eliminadas e o teste é feito exclusivamente sobre a estrutura da máquina.

ii) O teste pode ser feito para uma gama enorme de combinações sobre a máquina, necessitando apenas pequenas modificações na sua aplicação com acréscimo apenas no custo operacional do teste.

iii) Os resultados obtidos são úteis tanto para a máquina testada como para melhorias de projetos de novos equipamentos.

3.3.4 - Desvantagens do teste de excitação.

i) Há necessidade de simulação de condições de difícil avaliação, por exemplo; fixação da ferramenta; temperatura da máquina, folga nos mancais, etc.

ii) Os resultados obtidos do teste nem sempre são bem recebidos, uma vez que requerem certo conhecimento para sua perfeita interpretação.

iii) O equipamento de medição é sofisticado, de alto custo e requer experiência no seu uso.

CAPÍTULO 4

MANEIRAS DE EVITAR O "CHATTER"

Como se sabe, o "chatter" é um fenômeno prejudicial não só à peça usinada mas também à máquina. Em vista disto serão apresentadas regras gerais para evitar o "chatter" ou diminuir sua possibilidade de ocorrência. De acordo com o esquema da figura 1.1, que apresenta o diagrama básico do "chatter" mostra ser este uma interação entre o processo de corte e o sistema Vibratório da máquina.

Para analisar os parâmetros de que depende o "chatter" deve-se dividi-los em duas classes, que são, os dependentes do sistema vibratório da máquina e os dependentes do processo de corte.

O processo de corte é caracterizado basicamente pela velocidade de corte, velocidade de avanço, geometria da ferramenta e material da peça. O sistema vibratório é definido pelas receptâncias e forma modal da estrutura.

O "chatter" deve ainda ser considerado em dois estágios da vida de uma máquina. Primeiramente a fase de projeto, onde o "chatter" deverá ser levado em consideração no dimensionamento, prevendo-se as piores condições de operação da máquina. A outra fase é a de operação da máquina em que a instabilidade aparece para certas condições de corte.

4.1 - Redução do "chatter" no estágio de projeto.

O projetista possui completo controle sobre a máquina, dimensionando-a para as piores condições de trabalho. Neste caso não só a estrutura da máquina será dimensionada mas também as condições limites dos parâmetros de corte.

O projetista possui várias alternativas para evitar o "chatter", algumas delas estão apresentadas a seguir.

- i) prever pequenas larguras de corte.

Está claro que com pequenas larguras de corte a força de corte também será pequena e logicamente, pela figura 1.1, pequena será a excitação do Sistema Vibratório da máquina.

- ii) Manter o número de gumes de corte em simultâneo contato com a peça o menor possível.

A força média de corte por unidade de largura de corte e por unidade de gumes de corte em simultâneo contato com a peça é suposto² ser proporcional à profundidade de corte por gume s/z , à velocidade de avanço a e à velocidade de corte v , onde z é o número de gumes da ferramenta. Consequentemente,

$$\frac{P}{b z_c} = f\left(\frac{s}{z}, a, v\right) \quad (4.1)$$

sendo b a largura de corte, z_c o número de gumes de corte em simultâneo contato com a peça. A equação (4.1) pode tomar a seguinte forma:

$$\frac{P}{b} = f\left(\frac{s}{z}, a, v\right) z_c \quad (4.2)$$

claro está que quanto menor z_c menor será a fração de força de corte por largura de corte.

Todas as duas sugestões acima apresentadas referem-se a parâmetros do processo de corte; embora seja possível prever-se estes e outros parâmetros limites, isto não é fácil, visto a infinidade de combinações de parâmetros de corte possíveis de execução. Normalmente na fase de projeto, maiores atenções serão prestadas aos parâmetros do sistema vibratório. Sobre este aspecto estão abaixo relacionadas, regras de projeto que aumentam a estabilidade da máquina.

De um modo geral a estrutura da máquina deverá ser o quanto possível leve, rígida e bem amortecida.

- i) Estruturas fechadas são mais rígidas que estruturas abertas.
- ii) Estruturas soldadas possuem maiores amortecimentos intrínsecos que estruturas de ferro fundido.
- iii) A maior parte do amortecimento de máquinas está nas guias

e juntas fixas. Em guias de lubrificação mista ou hidrostática o amortecimento é maior que em guias de esferas ou rolos.

- iv) Mancais hidrostáticos e hidrodinâmicos apresentam maiores amortecimentos que mancais de rolamento.
- v) Sistemas hidráulicos nos acionamentos são mais amortecidos que sistemas mecânicos de cremalheira e sem-fim ou fuso e porca.
- vi) A máquina não deve possuir nenhum modo de vibração coincidindo com a direção da força de corte. Muitas vezes isto é impossível visto a variedade de possíveis arranjos sobre a máquina. Para tanto o projetista deverá construir um protótipo e analisar a estrutura para as piores e mais frequentes operações de corte.

4.2 - Redução do "chatter" no estágio de produção.

Frequentemente em operações com máquinas ferramentas aparece instabilidade que prejudica o acabamento superficial da peça e sua precisão dimensional. Entretanto antes de tomar medidas de redução de "chatter" deve-se certificar-se que esta instabilidade não é causada por vibrações forçadas e isto é fácil, basta verificar as vibrações com a máquina em movimento e sem operar. Constatando-se que a instabilidade é pelo "chatter" o engenheiro tem várias alternativas a tomar, muitas delas bastante conhecidas pelo próprio operador da máquina. Da mesma forma que no estágio de projeto aqui também o engenheiro possui medidas que interferem em parâmetros do processo de corte e do sistema vibratório da máquina. Algumas alterações de parâmetros pertinentes ao processo de corte são as seguintes:

- i) Redução da largura de corte.

Esta talvez seja a medida mais conhecida e empregada, visto sua fácil execução e os bons resultados obtidos, embora reduza a produção da máquina.

- ii) Mudança da velocidade de corte.

A figura 4.1 mostra um gráfico típico de b_{lim} versus

v , velocidade de corte. As diferentes curvas do gráfico referem-se a corpos de prova de diferentes dimensões. Está claro que a largura limite é bastante sensível à velocidade de corte.

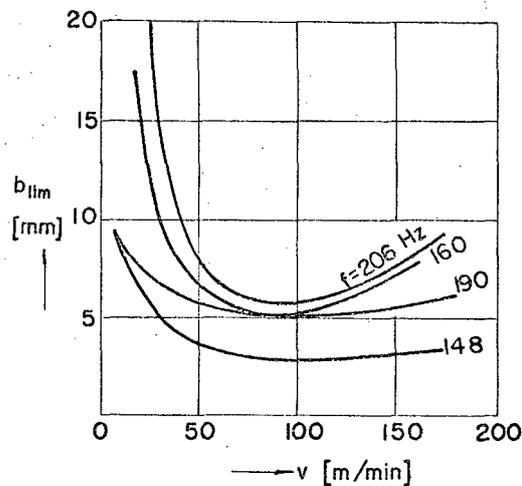


Fig. 4.1 - Gráfico de b_{lim} versus v . Cf. ref. 1.

iii) Alteração da velocidade de avanço.

A velocidade de avanço está na razão direta da espessura de cavaco e a experiência mostra, figura 4.2, que a variação da espessura de corte altera o valor de b_{lim} .

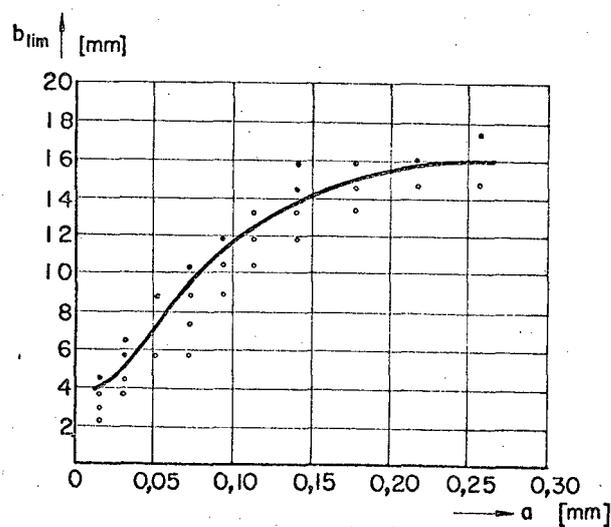


Fig. 4.2 - Gráfico de b_{lim} versus a , em torneamento. Cf. ref. 1.

iv) Redução do número de dentes em simultâneo contato.

Esta medida embora pareça simples implica no uso de ferramentas especiais ou numa redução da largura de corte.

v) Modificação da geometria da ferramenta.

Comumente se emprega a mudança da geometria da ferramenta para reduzir o "chatter". Experiências⁶ mostraram que ângulos de saída de cavaco maiores que os normalmente recomendados e usados, provocam pequenos coeficientes de corte e maiores larguras limites de corte. A mesma pesquisa concluiu também que ângulos de flanco próximos de 90° tornam o corte mais estável.

As alterações em parâmetros do Sistema Vibratório da Máquina que influem na estabilidade são as seguintes:

i) Aumentar a rigidez da máquina

É possível aumentar a rigidez da máquina por ajuste de partes parafusadas, guias e mancais. Outra maneira de aumentar a rigidez é reforçar a estrutura com nervuras. Para tanto, devem ser conhecidas as direções de maiores flexibilidades.

ii) Aumento da rigidez do arranjo montado sobre a máquina.

Muitas operações de usinagem em máquinas ferramentas poderiam ser mais estáveis se fossem realizadas com posições relativas de peça e estrutura e ferramenta e estrutura mais rígidas. Por exemplo, o torneamento de peças longas deve ser feito com o uso de contra-ponto e lunetas e ainda o contra-ponto com a manga o mais recolhida possível. A figura 4.3 ilustra este caso. No fresamento, a ferramenta deve estar o mais próximo possível da árvore e com pequena parte do torpedo em balanço.

Excetuando-se alguns raros casos, o bom senso é muito útil na melhor disposição de ferramenta e peça em relação à estrutura da máquina.

iii) Aumentar o amortecimento na máquina.

Como no caso de aumento de rigidez, é difícil aumentar-se o amortecimento de uma máquina, contudo a perfeita lubrificação da máquina, além de suas propriedades anti-desgaste é u

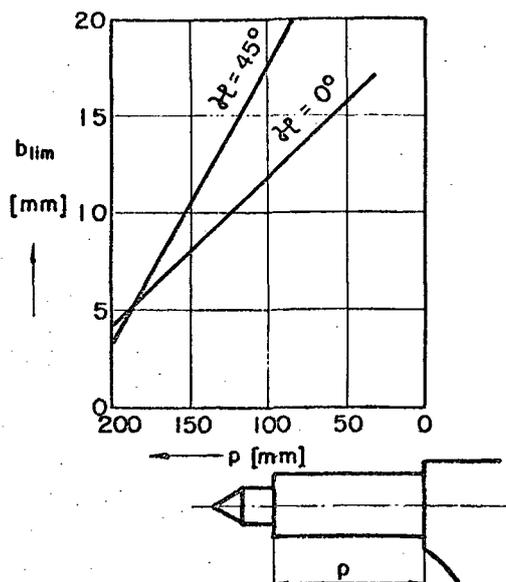
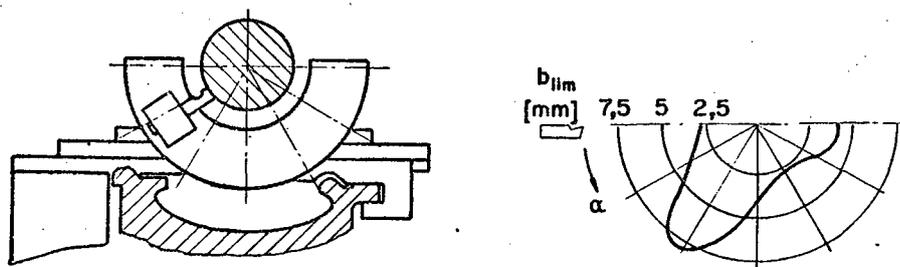


Fig. 4.3 - Gráfico de b_{lim} em função do comprimento da manga do contraponto. Cf. ref. 1.

ma grande fonte de amortecimento, principalmente em guias e mancais.

iv) Posições relativas mais estáveis entre peça, ferramenta e estrutura da máquina.

A figura 4.4a mostra diferentes posições relativas entre ferramenta e a máquina em um torneamento e na figura 4.4b estão os valores de b_{lim} para cada uma destas posições, verificando-se que para $\alpha = 60^\circ$ o valor de b_{lim} é bem maior que para as outras posições. Explica-se isto, pelo fato de que em tornos os modos estão predominantemente em planos perpendiculares ao eixo do torno⁶.



a) Possíveis posições da ferramenta num torno.

b) Típica variação de b_{lim} com a inclinação. Cf. ref. 1.

Fig. 4.4

Na figura 4.5a estão apresentadas as diferentes posições relativas de peça e ferramenta num fresamento. Na figura 4.5b estão indicados os valores de b_{lim} para estas posições.

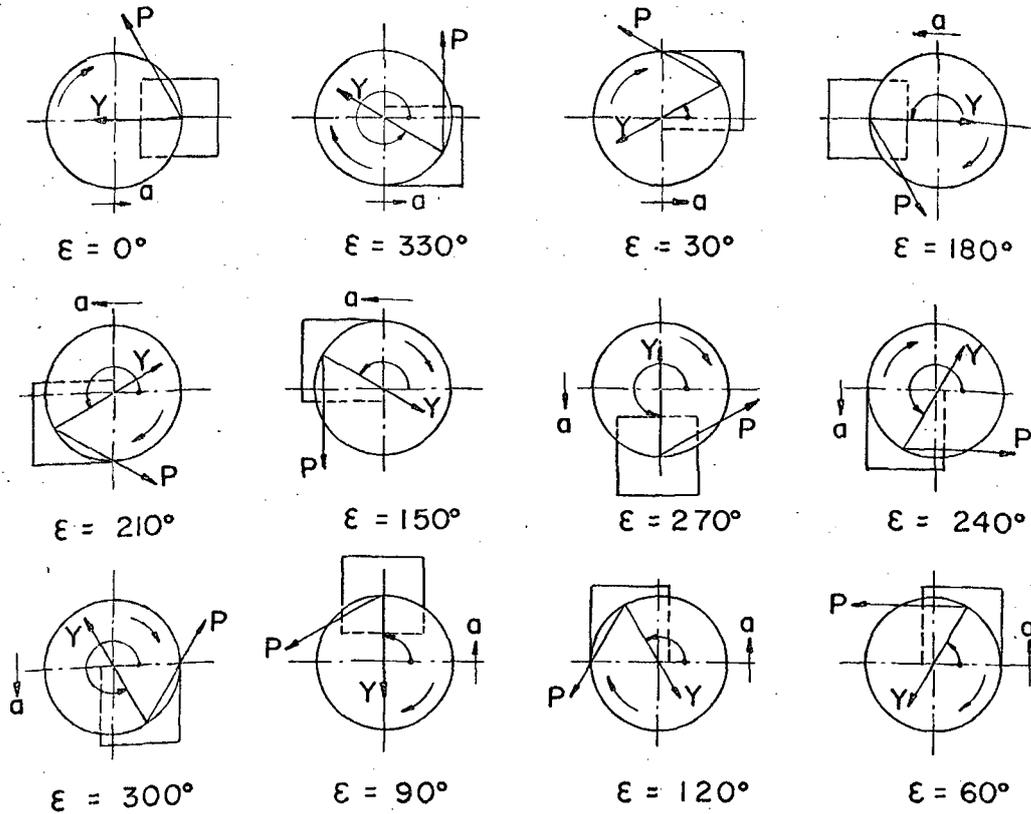


Fig. 4.5.a - Várias orientações possíveis num fresamento horizontal.

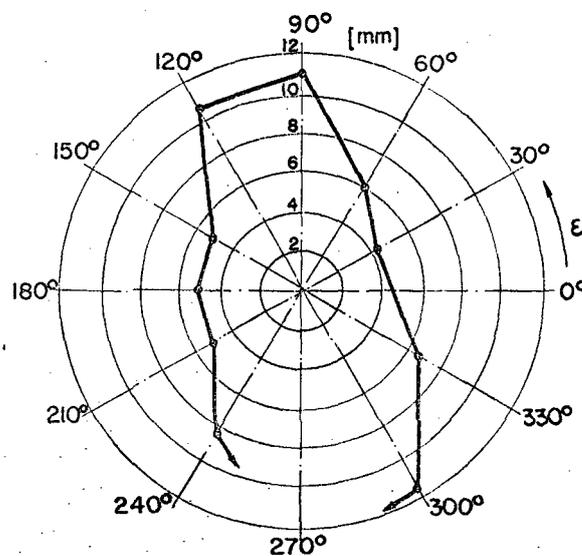


Fig. 4.5.b - Valores de b_{lim} para as várias orientações de fresamento. Cf. ref. 1.

CAPÍTULO 5

TESTES DE CORTE

No capítulo 3 foram apresentadas as "Formas de Testar a Estabilidade de Máquinas Ferramentas", descrevendo os procedimentos básicos de uma maneira geral.

Neste capítulo serão apresentados os testes de estabilidade de corte, feitos pelo autor em três tornos de fabricação nacional, nominalmente iguais.

Os testes tiveram o objetivo relacionados abaixo, tendo como critério a estabilidade ao "chatter".

i) Influência dos parâmetros de movimento no corte.

Os testes foram condicionados a obter-se curvas de máxima largura de corte (b_{lim}) em função da velocidade de corte e da velocidade de avanço.

ii) Comparação entre os tornos.

Com os gráficos citados no item anterior foram comparadas as três máquinas. Os testes propiciaram ainda, mais dados característicos das mesmas que já haviam sido testadas à rigidez estática por Hartstein⁹.

iii) Influência do corpo de prova na estabilidade.

Os tornos foram testados com dois corpos de prova com dimensões diferentes, sendo possível desta forma verificar a influência do corpo de prova no sistema vibratório do conjunto.

iv) Proposição do corpo de prova.

Os testes de estabilidade em máquinas ferramentas não possuem normalização, existindo, como já foi mencionado, procedimentos gerais básicos adotados em pesquisas, por isso o trabalho pretende contribuir com mais um estudo do fenômeno utilizando corpos de prova idealizados para uma posterior normalização destes testes.

5.1 - Especificações dos Equipamentos Utilizados nos Testes.

5.1.1 - Máquinas Testadas.

As máquinas testadas foram três tornos mecânicos de fabricação nacional com características semelhantes. As características principais de cada torno estão apresentadas a seguir:

- a - Torno MITTO
 - Modelo NAT
 - Distância máxima entre pontas - 1000 mm
 - Potência nominal do motor - 3 CV
 - Placa - universal de três castanhas com diâmetro de 250 mm
 - Diâmetro máximo torneável sobre o barramento - 580 mm
- b - Torno NARDINI
 - Modelo 300
 - Distância máxima entre pontas - 1000 mm
 - Potência nominal do motor - 4 CV
 - Placa - universal de três castanhas com diâmetro de 250 mm
 - Diâmetro máximo torneável sobre o barramento - 400 mm
- c - Torno INVICTA
 - Modelo - IC 400
 - Distância máxima entre pontas - 1000 mm
 - Potência nominal do motor - 3 CV
 - Placa - universal de três castanhas com diâmetro de 195 mm
 - Diâmetro máximo torneável sobre o barramento - 400 mm

5.1.2 - Corpos de Prova.

Foram adotados dois tipos de corpos de prova, com dimensões conforme as figuras 5.1 e 5.2. Os corpos de prova foram construídos com um eixo base de seção tubular de Tubo Mecânico Mannesmann com as duas extremidades fechadas. As partes de formato tronco-cônica, são anéis de tubo mecânico Mannesmann, substituíveis e montados sob pressão no eixo base. A seguir são apresentadas algumas razões para a escolha destes corpos de prova:

- i) Com o uso de eixo base e anéis substituíveis obtém-se uma

economia de material uma vez que somente a parte usinada é consumida no teste.

ii) A forma tronco-cônica dos anéis reúne as vantagens do modelo de corpo de prova proposto por Stone⁵ de um aumento progressivo da largura de corte.

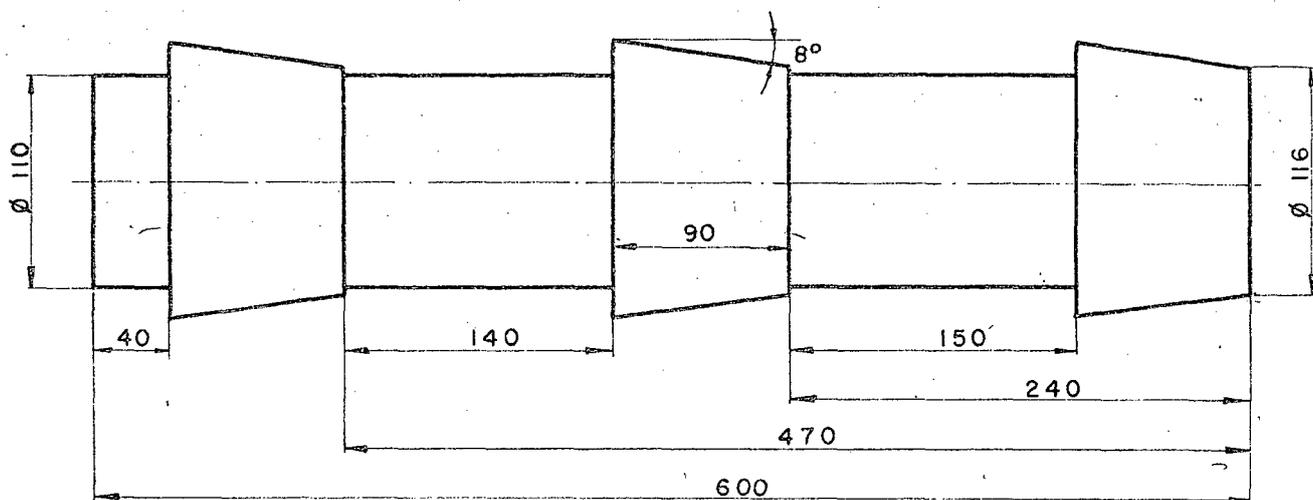


Fig. 5.1 - Corpo de prova 1 (C.P.1).

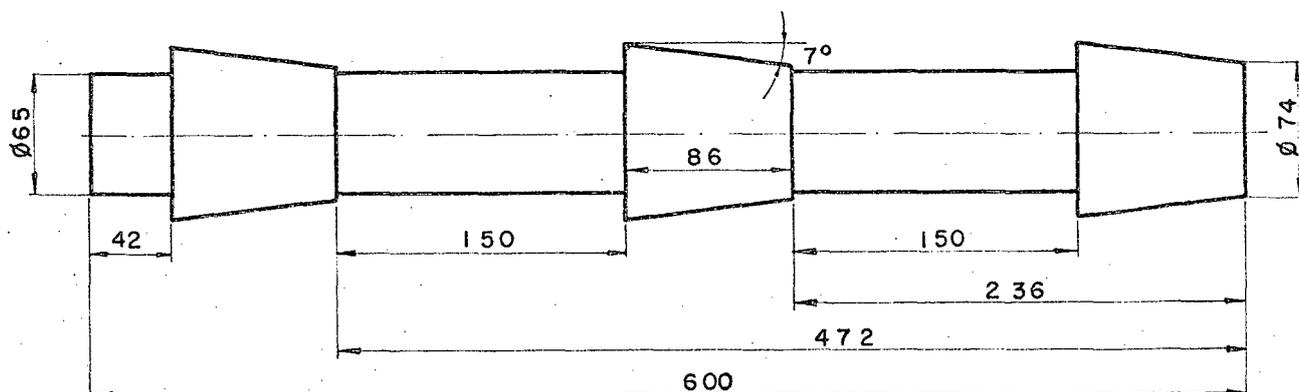


Fig. 5.2 - Corpo de prova 2 (C.P.2).

5.1.3 - Ferramentas de Corte

Foram construídas cinco ferramentas de corte com haste de aço e pastilha de metal duro soldadas. Todas as ferramen-

tas eram iguais, com dimensões e ângulos conforme a figura 5.3.

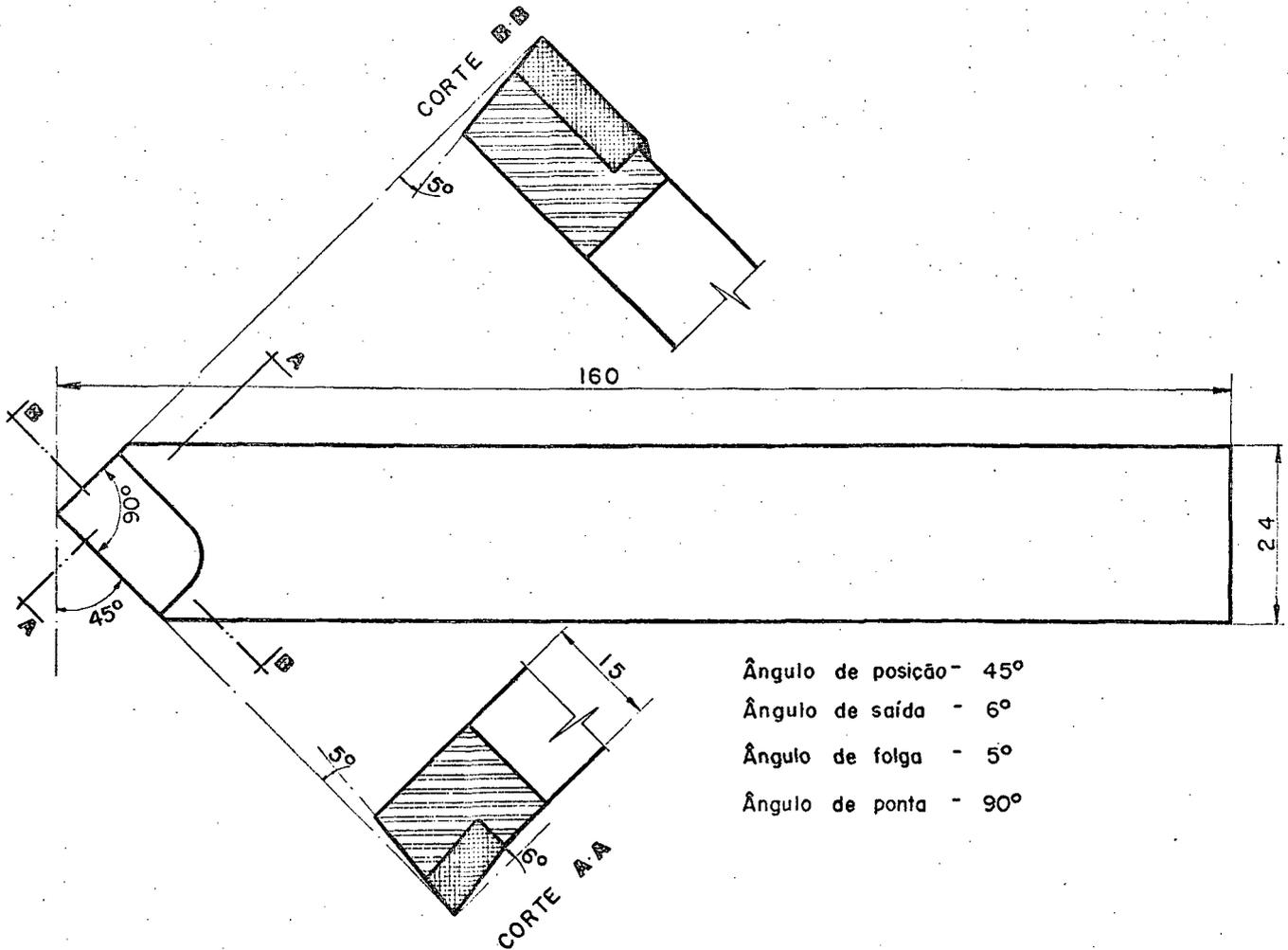


Fig. 5.3 - Ferramenta de corte adotada.

A geometria da ferramenta foi escolhida baseado nas especificações de Ferraresi¹⁰ e recomendações dadas por Burdekin⁶ para ferramentas de corte em testes de "chatter".

5.1.4 - Aparelhos de Detecção, Registro e Medição.

a - Acelerômetro

Acclerometer Brüel & Kjaer tipo 4339

b - Pré-Amplificador

Vibration Pick-Up Preamplifier

Brüel & Kjaer tipo 1606

- c - Espectrômetro
Audio-Frequency-Spectrometer
Brüel & Kjaer tipo 2112
- d - Osciloscópio
Philips tipo PM 3220
- e - Máquina fotográfica
Nikon - F
lente 1 : 1.4 $f = 50 \text{ mm}$
- f - Taco-Gerador
Beckman modelo 9150
- g - Multímetro
Digital Multimeter, marca Fluke
- h - Relógio Comparador
Peacock nº 107

A figura 5.4 mostra uma fotografia do conjunto dos aparelhos em um dos tornos e a figura 5.5 mostra um diagrama dos aparelhos e suas conexões com a máquina, quando era feita a calibração dos mesmos.

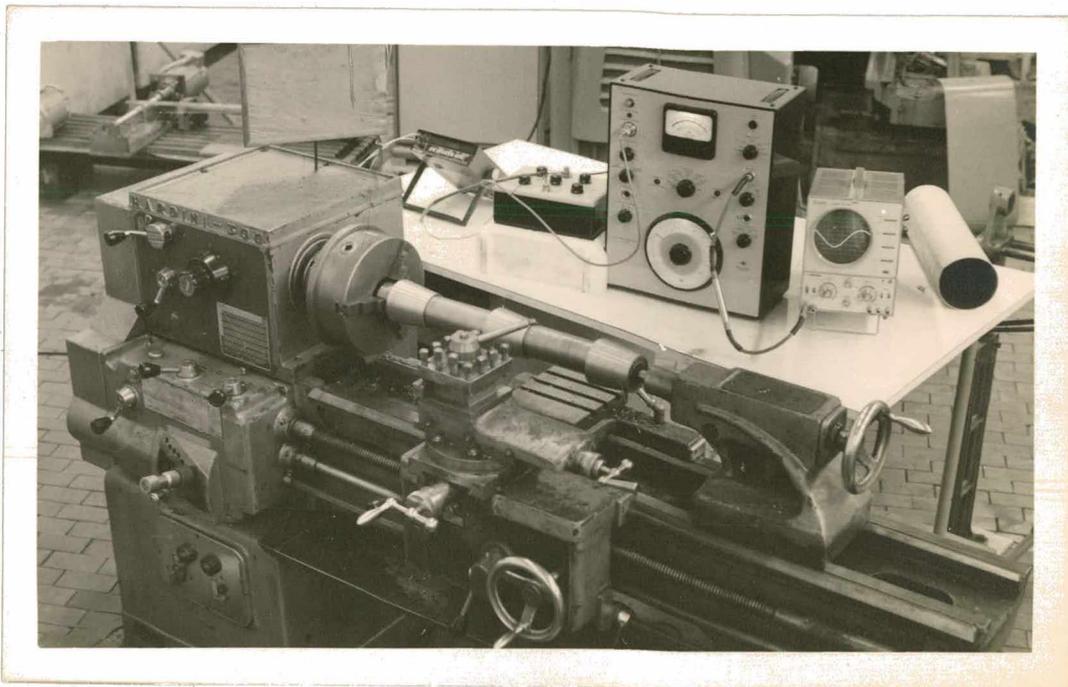


Fig. 5.4 - Vista geral dos aparelhos de medição montados em um dos tornos, quando estavam sendo calibrados.

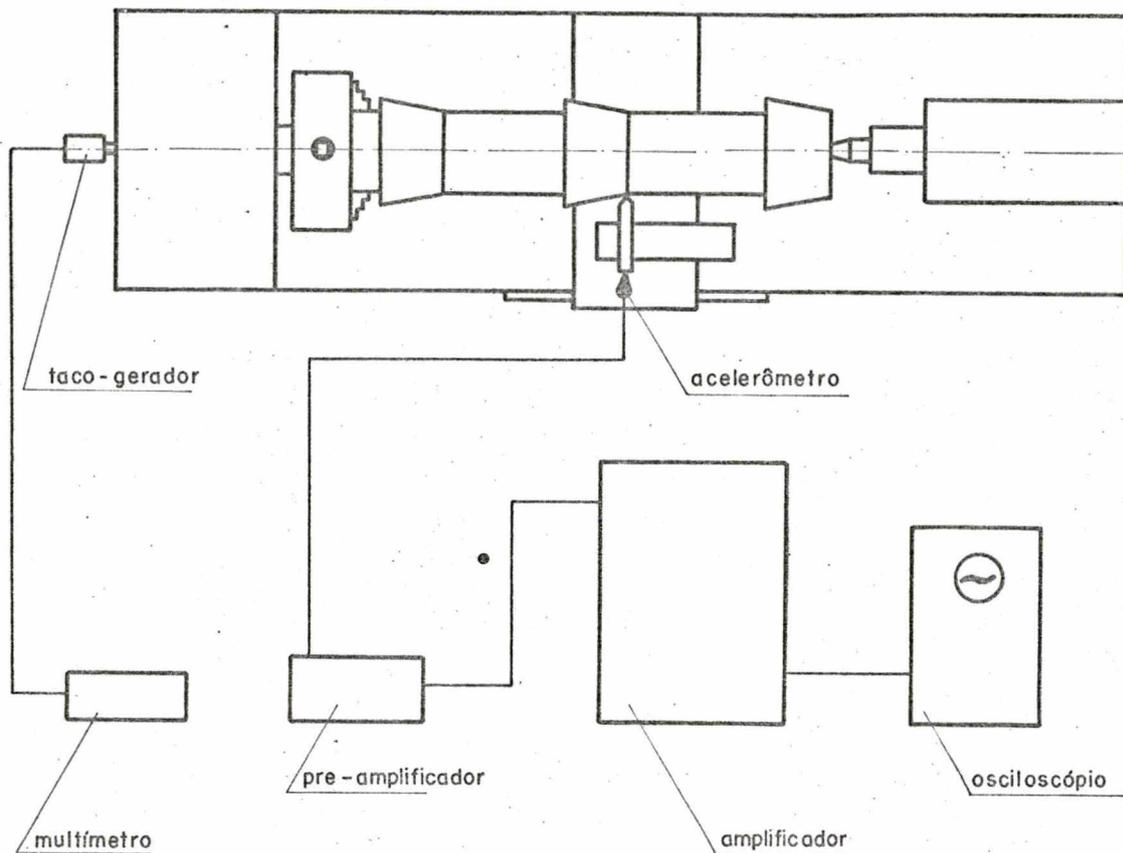
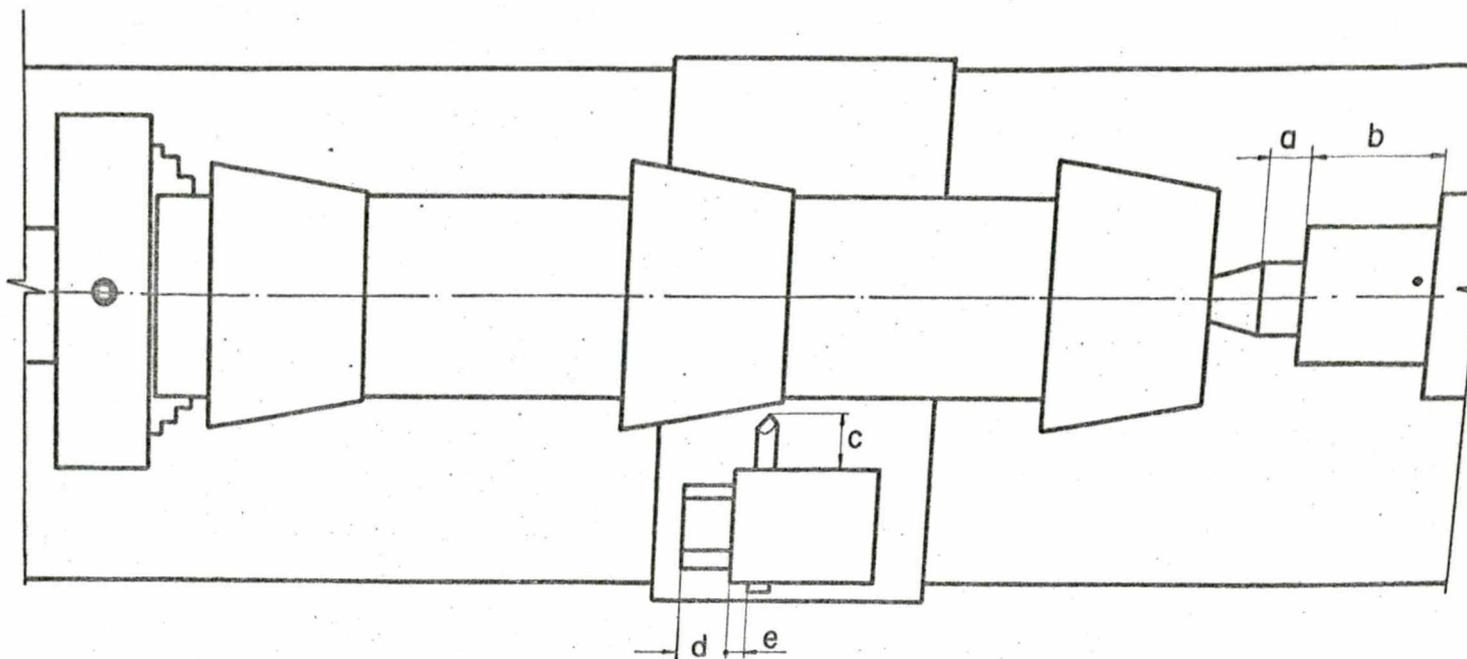


Fig. 5.5 - Diagrama das ligações entre os diversos aparelhos.

5.2 - Procedimento de Teste.

Os testes foram efetuados com condições tais que reproduzissem o melhor possível as condições reais de trabalho. A figura 5.6 mostra como foi montado o corpo de prova e ferramenta de corte para cada torno.

Com o arranjo montado sobre a máquina o teste iniciava-se no anel mais próximo ao contraponta partindo de uma largura de corte nula e aumentando gradativamente até o instante em que o "chatter" se desenvolvia causando uma amplitude de vibração da ferramenta de $6 \mu\text{m}$. Essa amplitude de $6 \mu\text{m}$ foi adotada com base em trabalhos de Kalls¹¹ e ainda por testes prévios que mostraram que com esta amplitude o "chatter" já estava desenvolvido, caracterizando-se por seu ruído audível e pelas ondulações características deste fenômeno, visíveis na superfície de corte. Na figura 5.7 nota-se a superfície de corte com



MITTO

a = 15

b = 70

c = 30

d = 16

e = 10

NARDINI

a = 15

b = 70

c = 30

d = 11,7

e = 5

INVICTA

a = 15

b = 70

c = 30

d = 6,5

e = 10



Fig. 5.6 - Montagem do corpo de prova e ferramenta de corte nos tornos.

com ondulações características deste fenômeno. Na figura 5.7 nota-se a superfície de corte com as ondulações características deixadas pelo "chatter".

Neste instante era fotografada a tela do osciloscópio que posteriormente seria interpretada. Deste modo foi possível saber-se a que frequência ocorreu o "chatter".

Idêntico procedimento foi tomado para os outros dois anéis. Convencionou-se chamar esta sequência de teste de testes nas posições 1, 2 e 3.

Em seguida era feita a medição da profundidade limite de corte, utilizando-se relógio comparador. A medição era feita sobre a geratriz superior do anel testado através de movimentos dos carros longitudinal e transversal do torno.

Da profundidade limite de corte da qual facilmente obtinha-se a largura limite de corte, uma

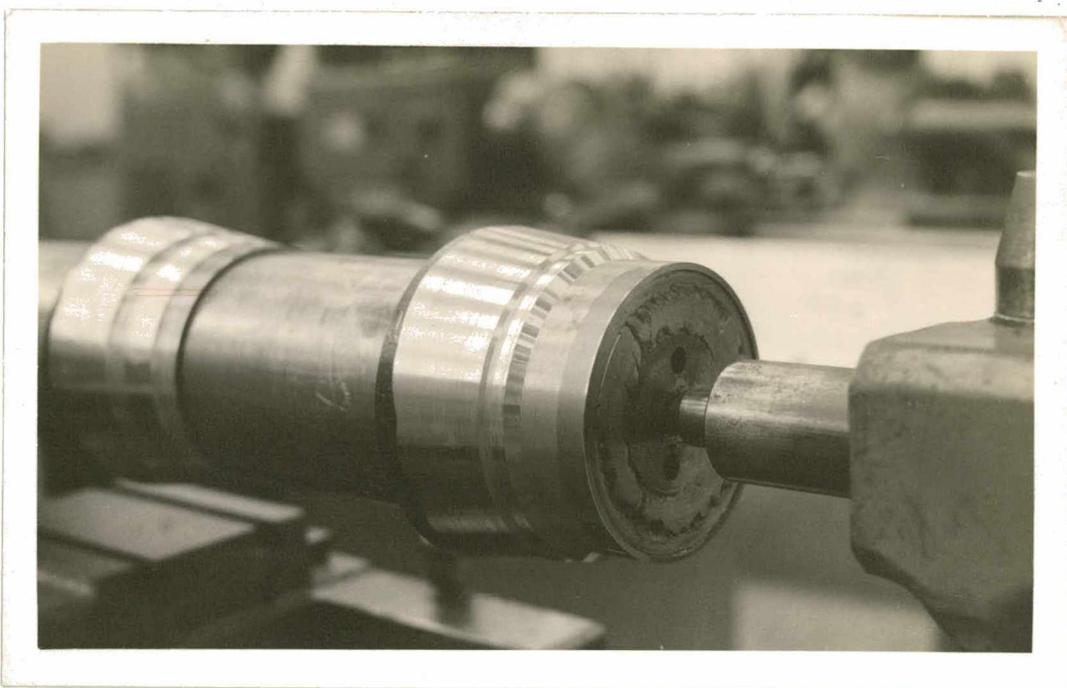


Fig. 5.7 - Detalhe da superfície de corte. Em evidência as ondulações provocadas pelo "Chatter".

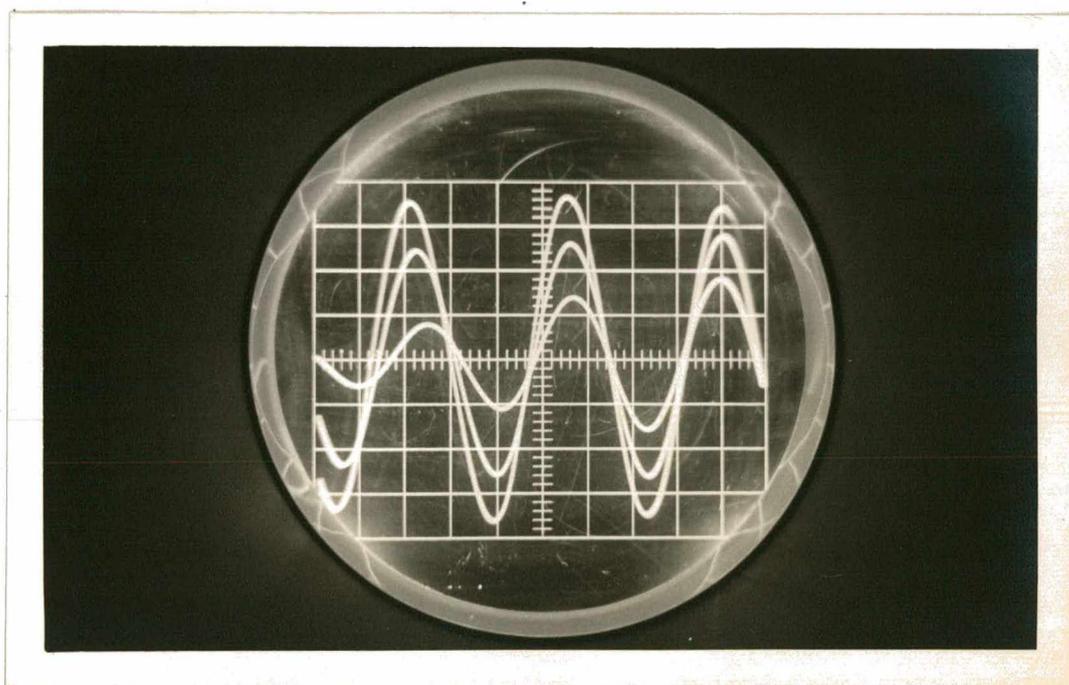


Fig. 5.8 - Fotografia da tela do osciloscópio no instante do "Chatter".

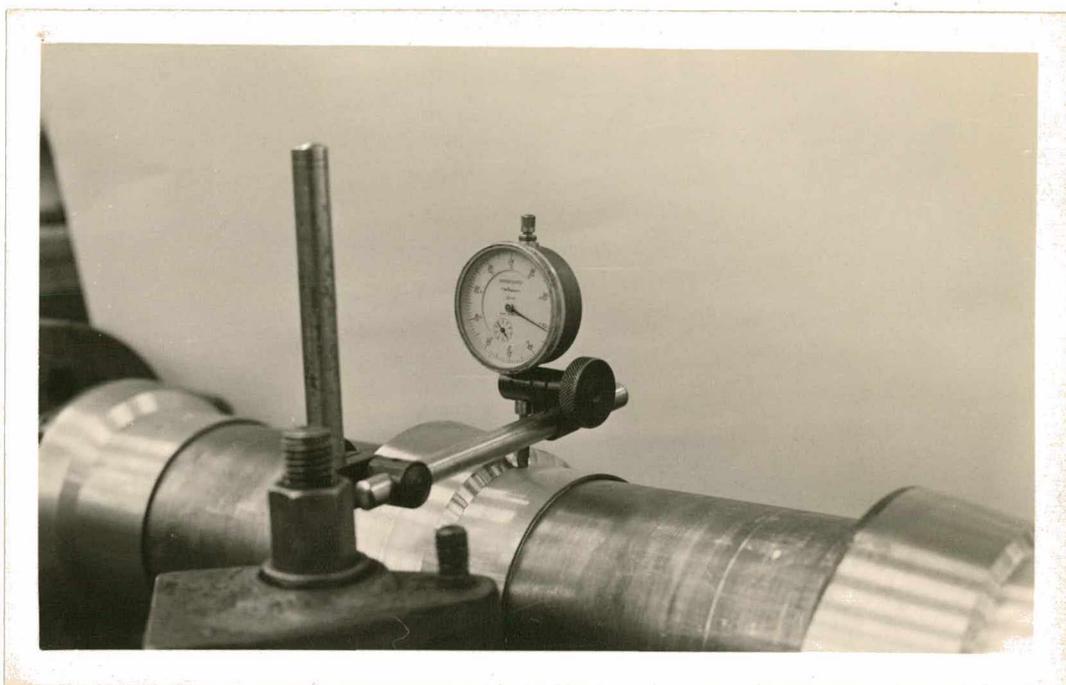


Fig. 5.9 - Detalhe da medição da profundidade limite de corte .

vez que a ferramenta foi construída e posicionada de tal forma que os ângulos relativos e absolutos eram coincidentes.

Como os anéis não tinham sido totalmente utilizados, uma nova série de testes eram feitos partindo-se de diâmetros agora maiores e o mesmo procedimento anterior adotado.

Para esta nova série de testes sobre o corpo de prova foi convenicionado chamar-se Pos. 4, Pos. 5, Pos. 6. A figura 5.10 mostra as posições, bem como os diâmetros a que cada teste foi feito.

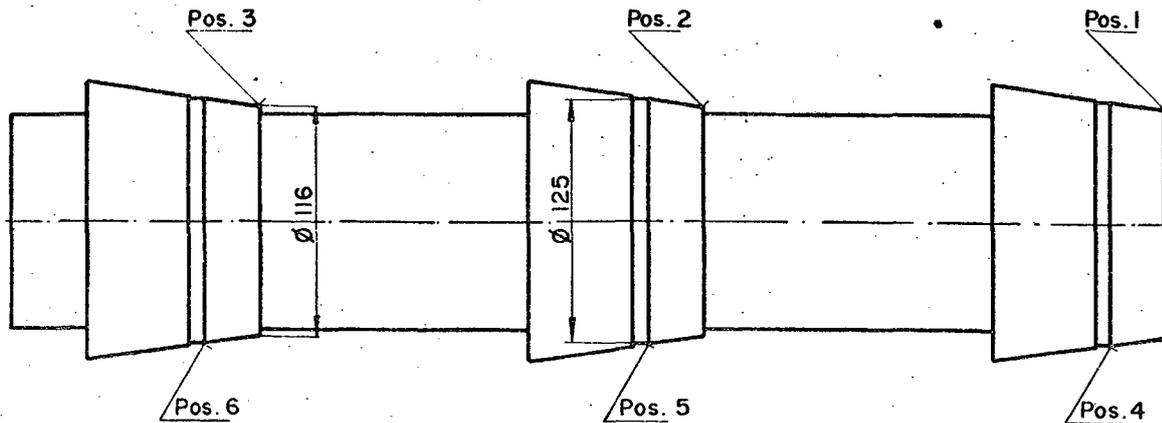
Adotou-se ainda os seguintes critérios para os testes:

Os testes nas posições 1, 2 e 3 foram feitos a uma mesma velocidade de corte com variação da velocidade de avanço.

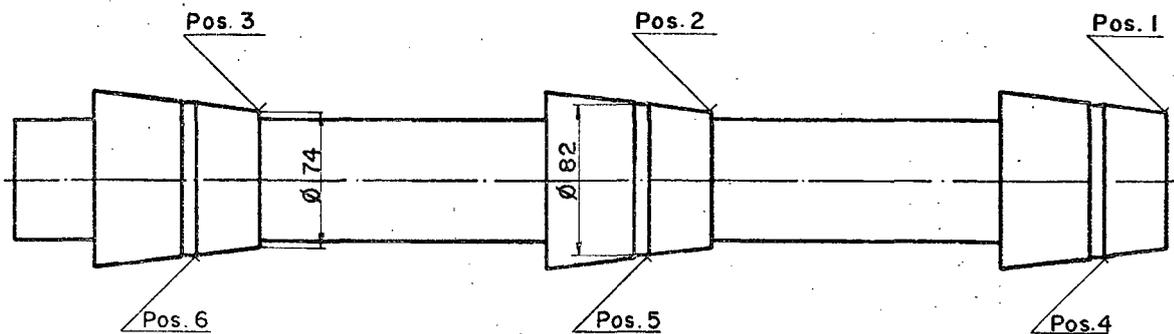
Testes nas Posições 4, 5 e 6 foram a uma mesma velocidade de avanço e variação da velocidade de corte.

A figura 5.11 apresenta a planilha adotada nos testes com um exemplo de medição.

A convenção adotada na planilha foi a seguinte:



a) *Corpo de prova 1.*



b) *Corpo de prova 2.*

Fig. 5.10 - Posições convencionadas e diâmetros de testes.

Torno: torno que estava sendo testado.

Teste: O número do teste foi composto por três algarismos, (Ex.: 3.1.2) onde o primeiro denomina a ordem entre os testes iguais (Foram feitos três testes com condições iguais). O segundo algarismo denota a combinação de rotação e avanço, e o terceiro o torno em teste. Para o corpo de prova 2 os testes foram distinguidos com , além dos três algarismos já mencionados, o algarismo 2 posto à direita dos três outros. Ex.: 1.2.3/2.

Folha: Para o CP 1, numeradas de 01 a 27 e para o CP 2 de 1.2 a 9.2.

Condições: Rotação nominal do teste em rpm e avanço nominal em mm/rev.

Profundidade limite: foi feita a medição da profundidade limite conforme a figura 5.9 em três posições defasadas de 120° em torno do corpo de prova, por isso os três valores abaixo de cada coluna indicadora de posição.

Taco (volts): na linha das "médias" foi anotada a leitura do multímetro com o torno pronto para o teste, dentro do período de 15 min estabelecido para um funcionamento prévio antes dos testes. Nas linhas encimadas por 1, 2, 3, etc, foi registrada a leitura no multímetro no instante da fotografia ou seja quando o "chatter" se desenvolvia ao nível estipulado. A razão destas medidas foi verificar a queda de rotação com o aumento da largura de corte, e constatou-se ser pequena e foi desconsiderada.

A rotação e conseqüentemente a velocidade de corte do teste foi determinada pela relação do taco-gerador que é de 1000 rpm - 7 volts.

ϕ : diâmetro de teste - A figura 5.10 mostra os diâmetros de teste nas posições 1, 2, 3 e 4, 5, 6, respectivamente.

Obs.: Na linha das médias, o valor de cima é a média das profundidades limites medidas defasadas de 120° . O valor de baixo é a largura limite de corte (b_{lim}), uma vez que

$$\text{largura limite} = \frac{\text{profundidade limite}}{\text{sen } \hat{\text{ângulo de posição da ferramenta}}}$$

$$\text{Largura limite} = \frac{\text{profundidade limite}}{\text{sen } 45^{\circ}}$$

CAPÍTULO 6

APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Neste capítulo estão apresentados os resultados obtidos em forma de gráficos cartesianos. Em ordenadas estão os valores de largura limite de corte e em abcissas as variáveis testadas. Estão também notados nos gráficos os valores das frequências de vibração do "chatter" nos testes. Os gráficos verificam a estabilidade de cada torno individualmente, em função da posição, da velocidade de avanço e da velocidade de corte.

Utilizando o corpo de prova 1 (CP 1) foram feitos três testes às mesmas condições (velocidade de avanço, velocidade de corte e posição) para cada torno. Com o corpo de prova 2 (CP 2) foi feito apenas um teste para cada condição. Em ambos os corpos de prova foram testadas três velocidades de corte e três velocidades de avanço.

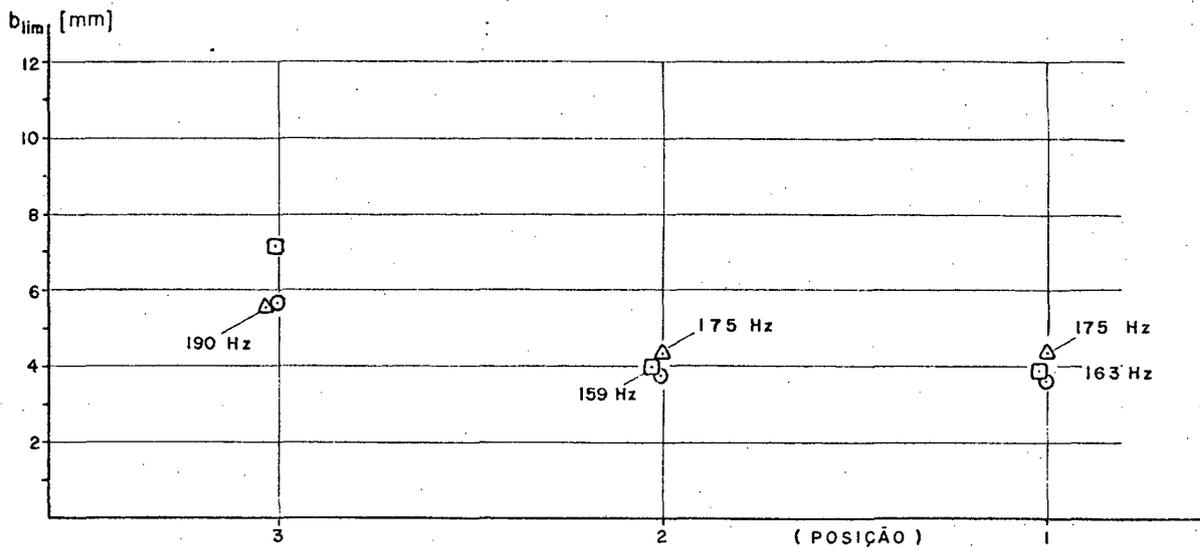
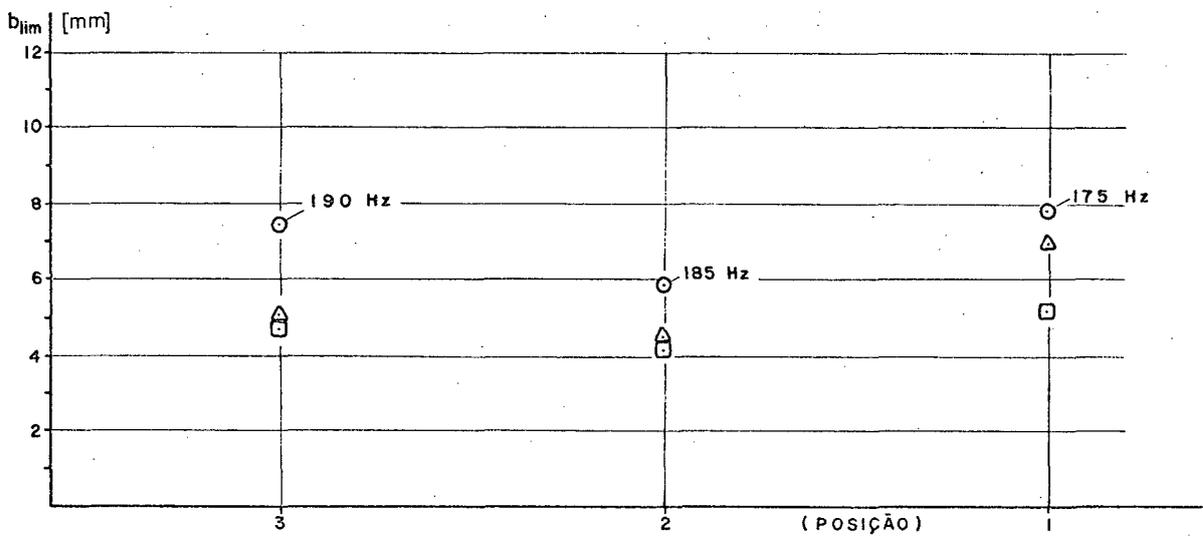
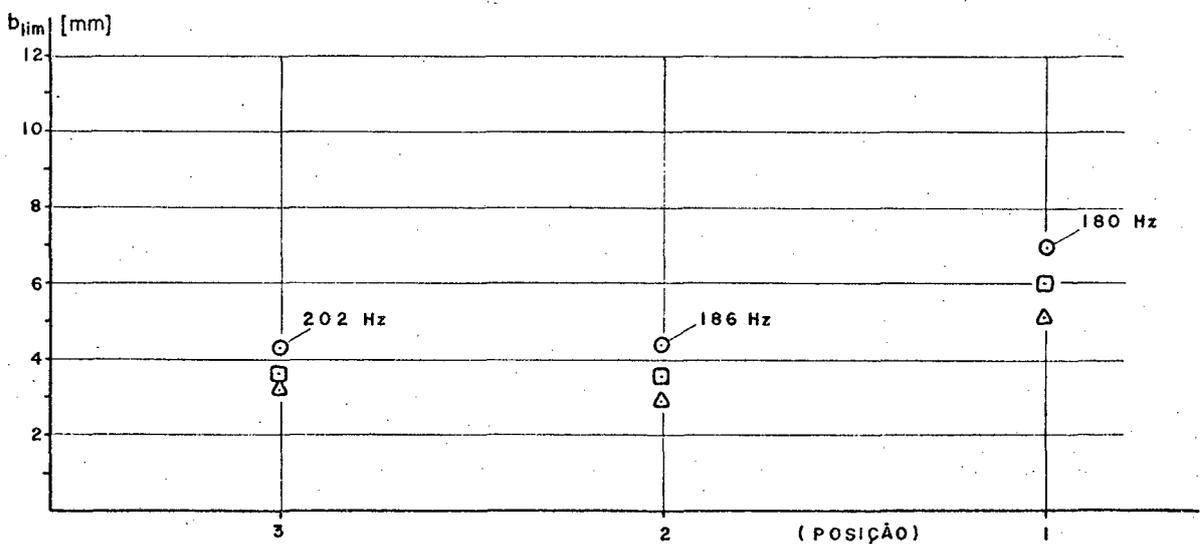
a) MITTO - $V = 95$ m/min, $a = 0,06$ mm/rev - C.P. Ib) MITTO - $V = 95$ m/min, $a = 0,10$ mm/rev - C.P. Ic) MITTO - $V = 95$ m/min, $a = 0,15$ mm/rev - C.P. I

Fig. 6.1

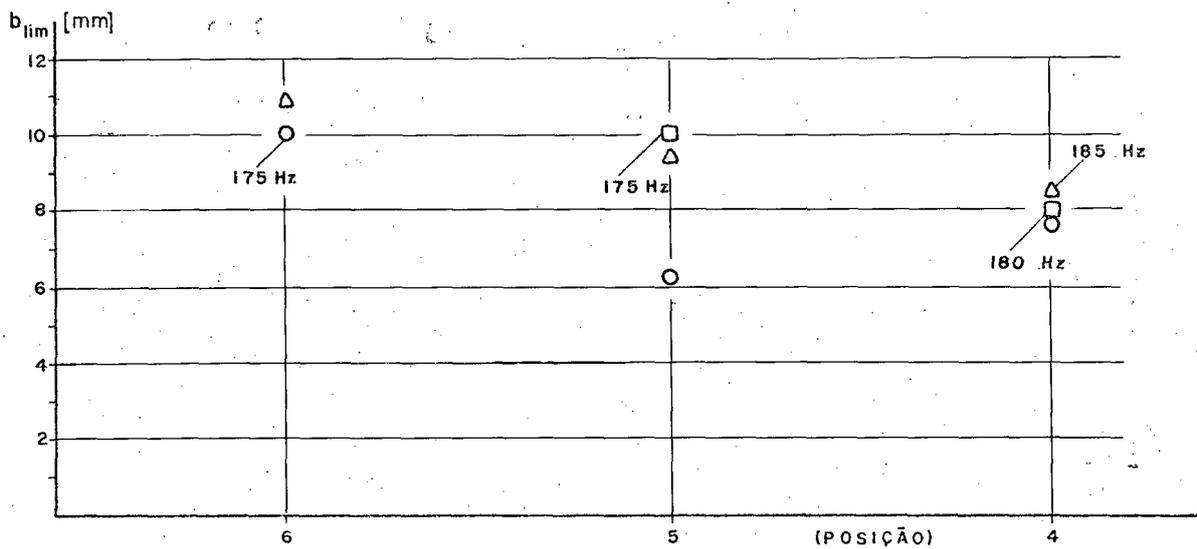
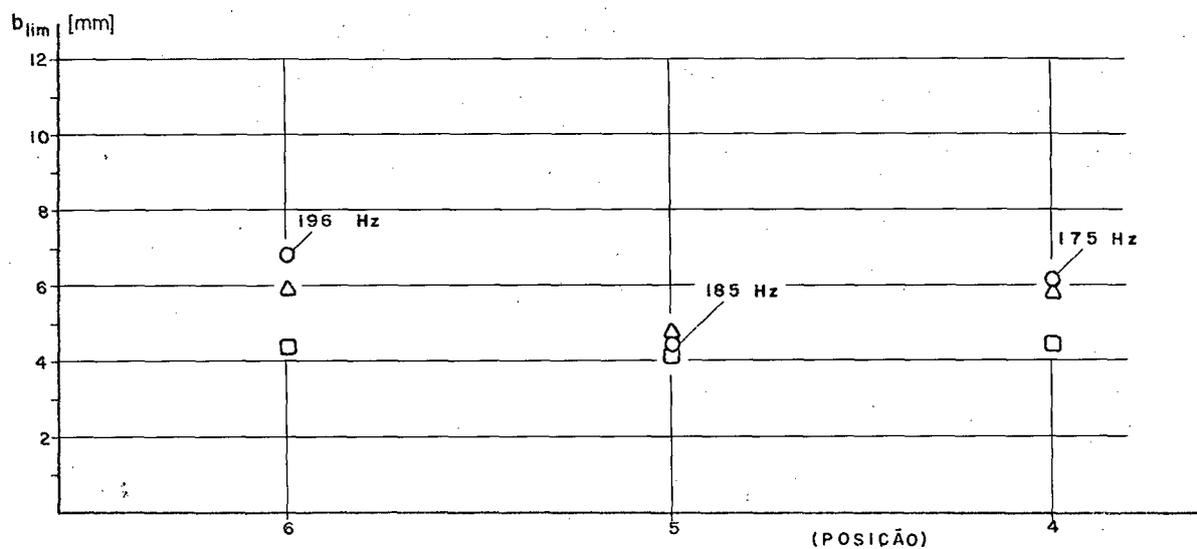
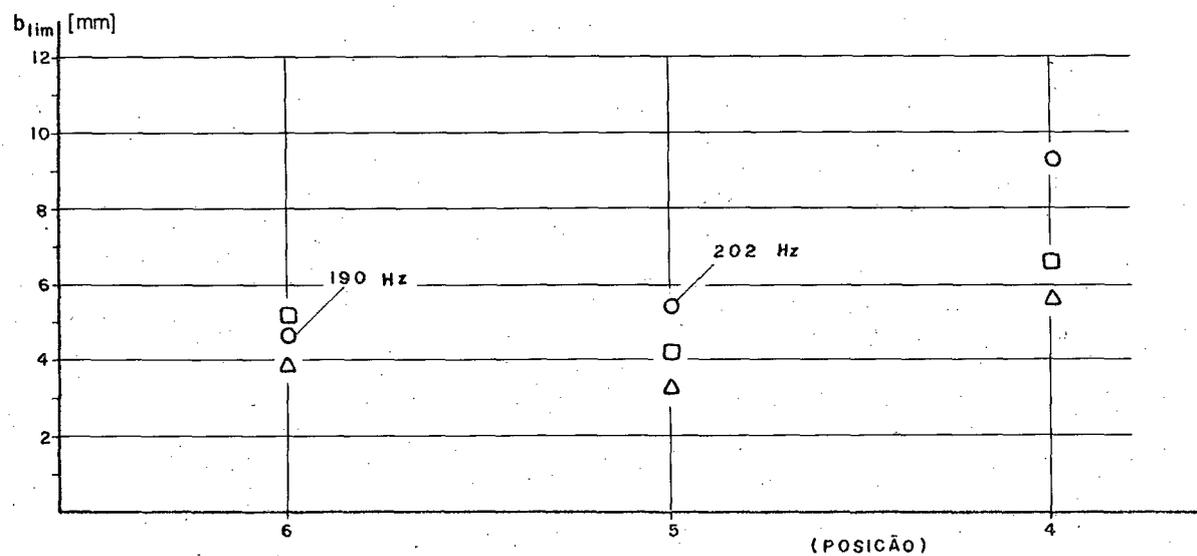
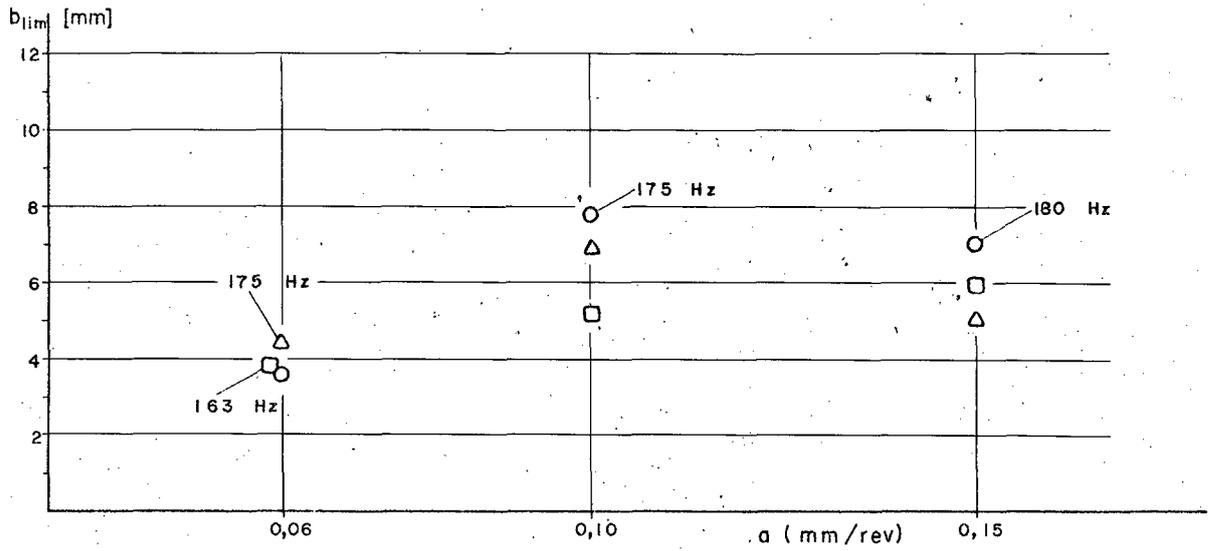
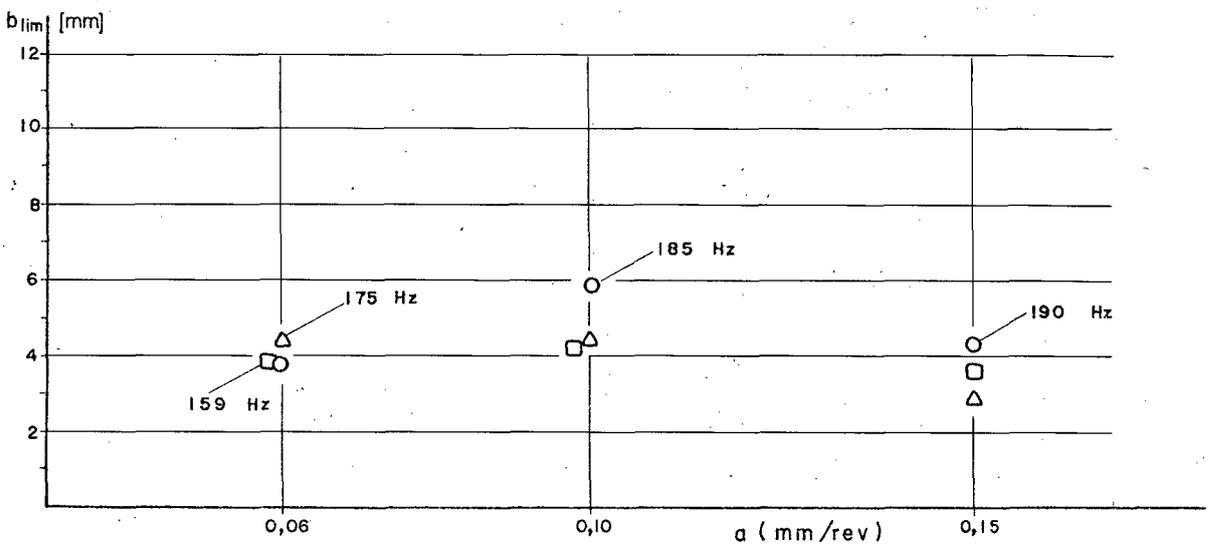
a) MITTO - $V = 40$ m/min, $a = 0,12$ mm/rev - C. P. Ib) MITTO - $V = 65$ m/min, $a = 0,12$ mm/rev - C. P. Ic) MITTO - $V = 105$ m/min, $a = 0,12$ mm/rev - C. P. I

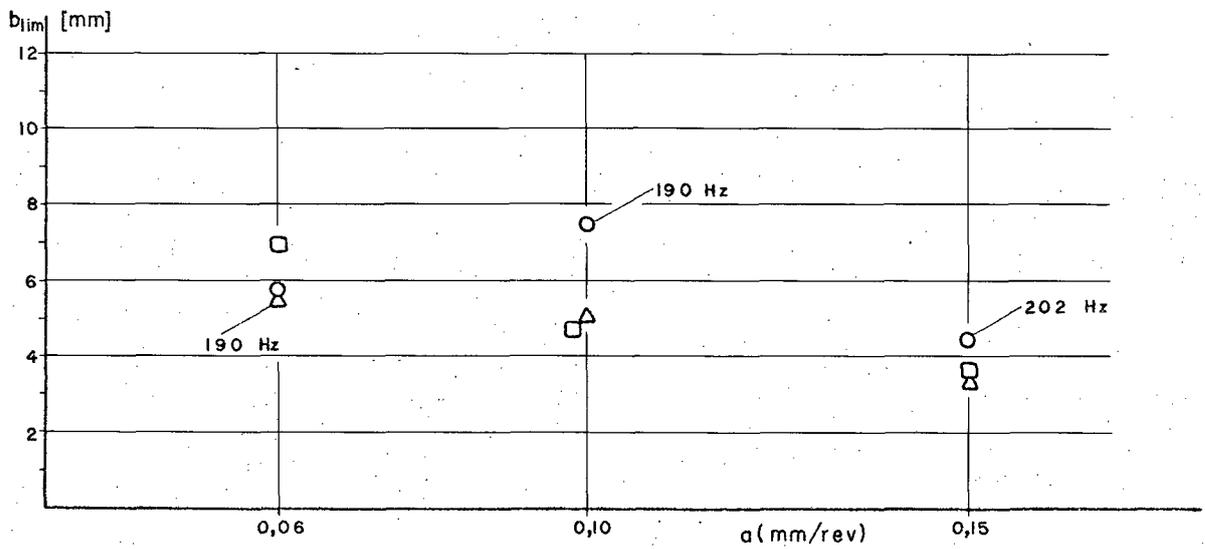
Fig. 6.2



a) MITTO - V = 95 m/min - Pos. 1 - C. P. I

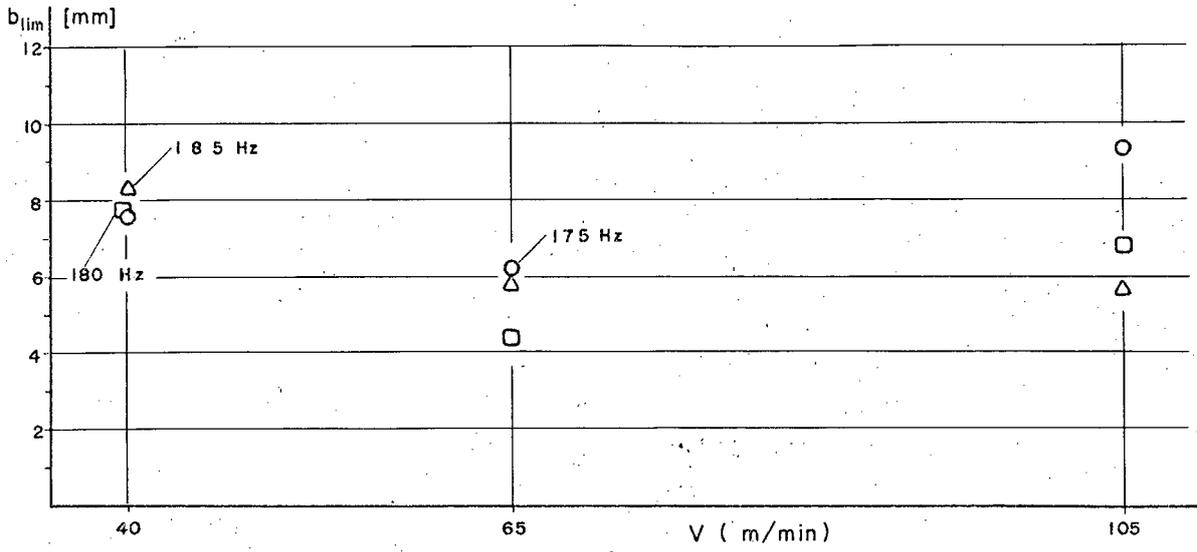


b) MITTO - V = 95 m/min - Pos. 2 - C. P. I

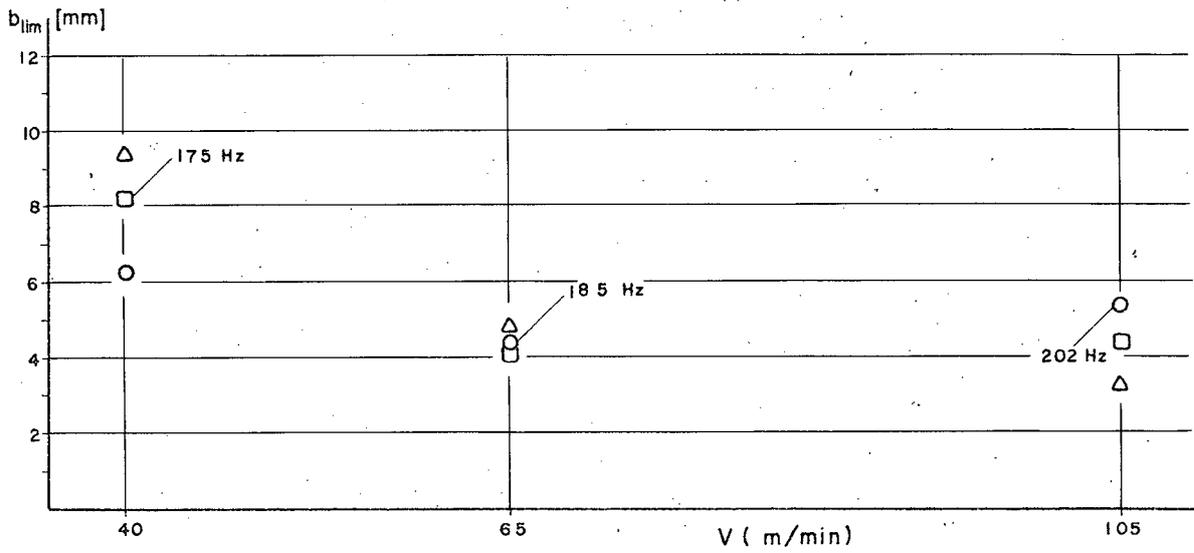


c) MITTO - V = 95 m/min - Pos. 3 - C. P. I

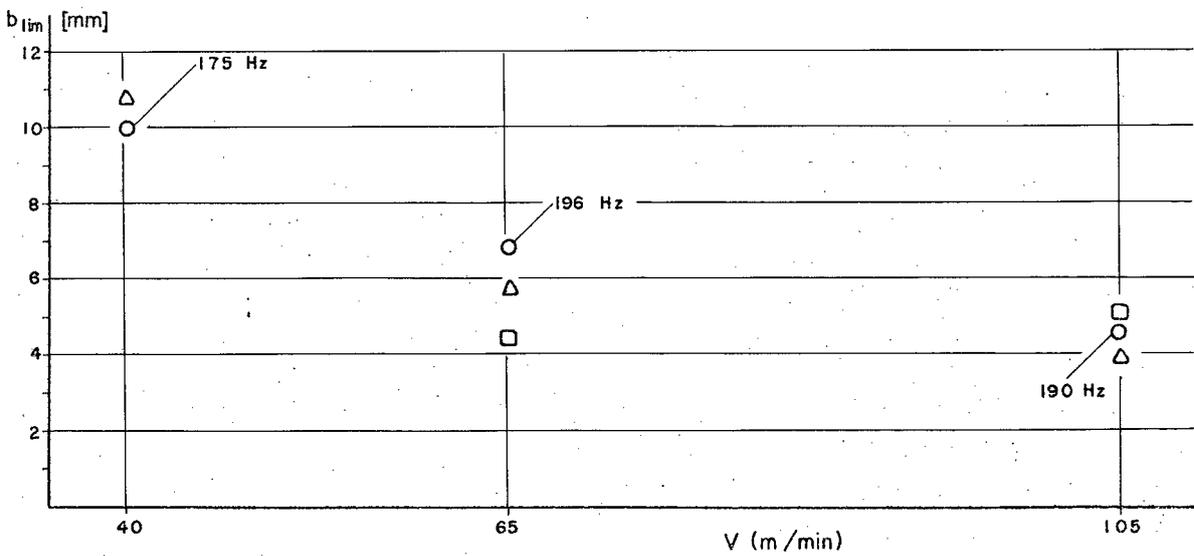
Fig. 6.3



a) MITTO - $a = 0,12$ mm/rev - Pos. 4 - C. P. I



b) MITTO - $a = 0,12$ mm/rev - Pos. 5 - C. P. I



c) MITTO - $a = 0,12$ mm/rev - Pos. 6 - C. P. I

Fig. 6.4

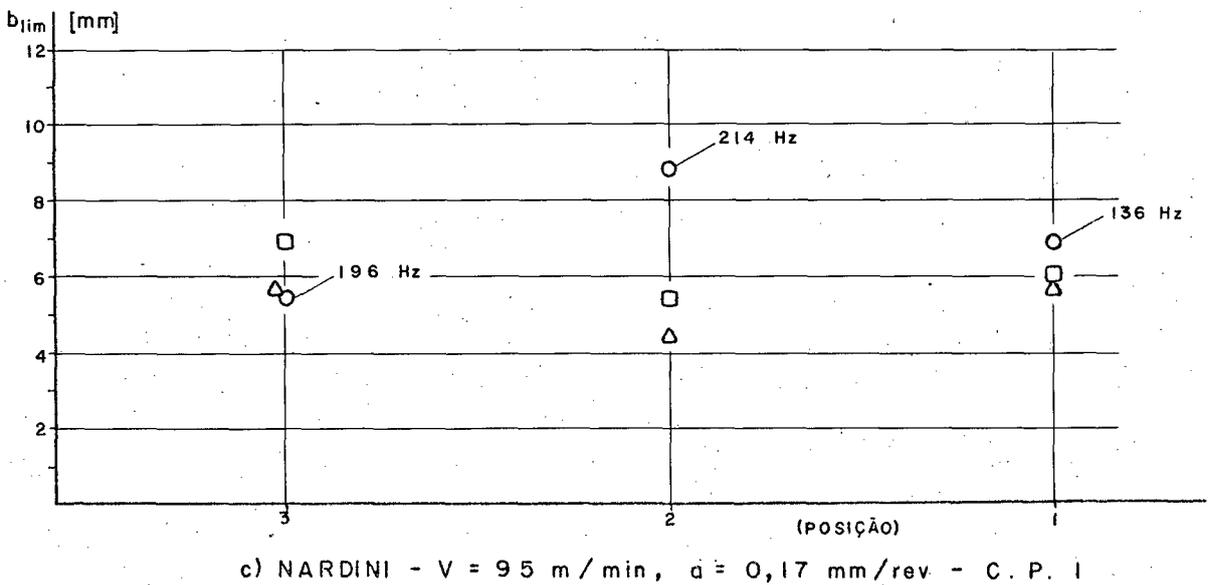
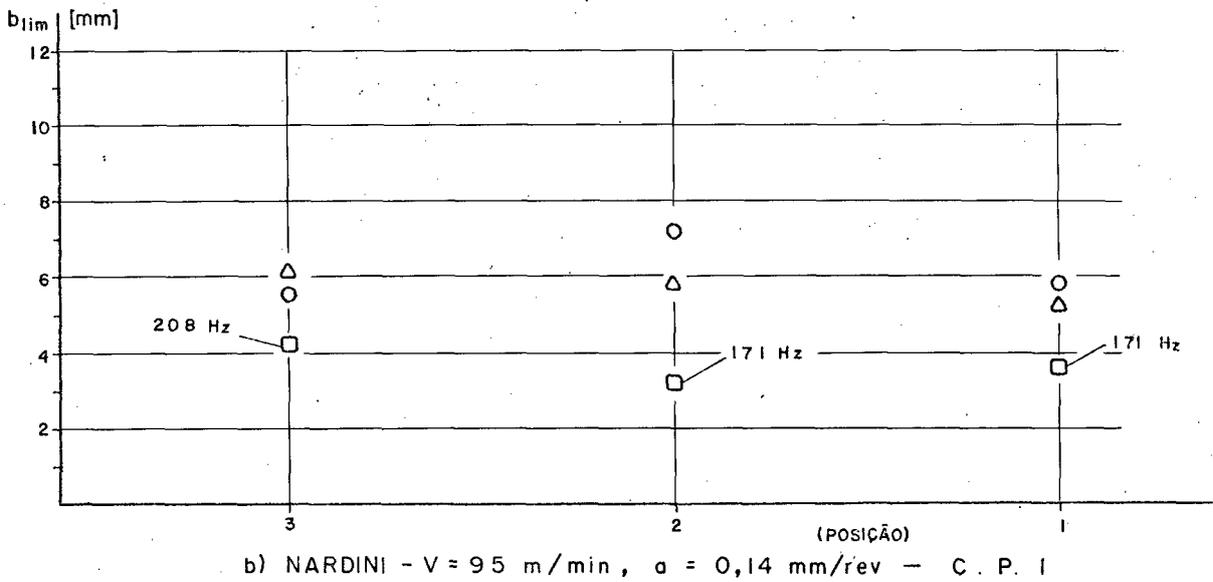
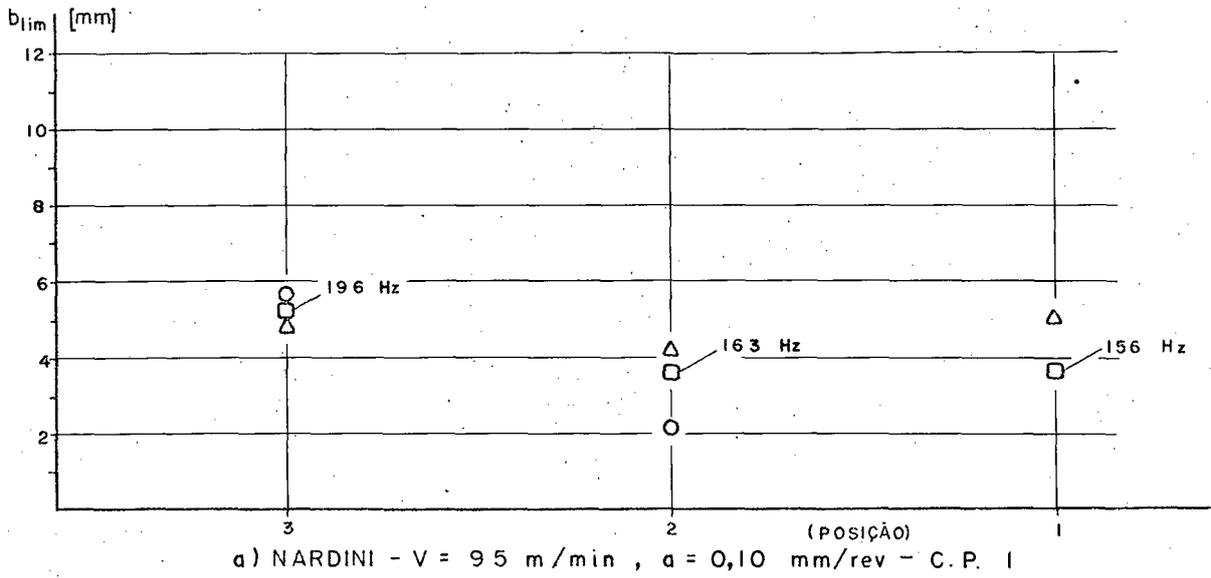
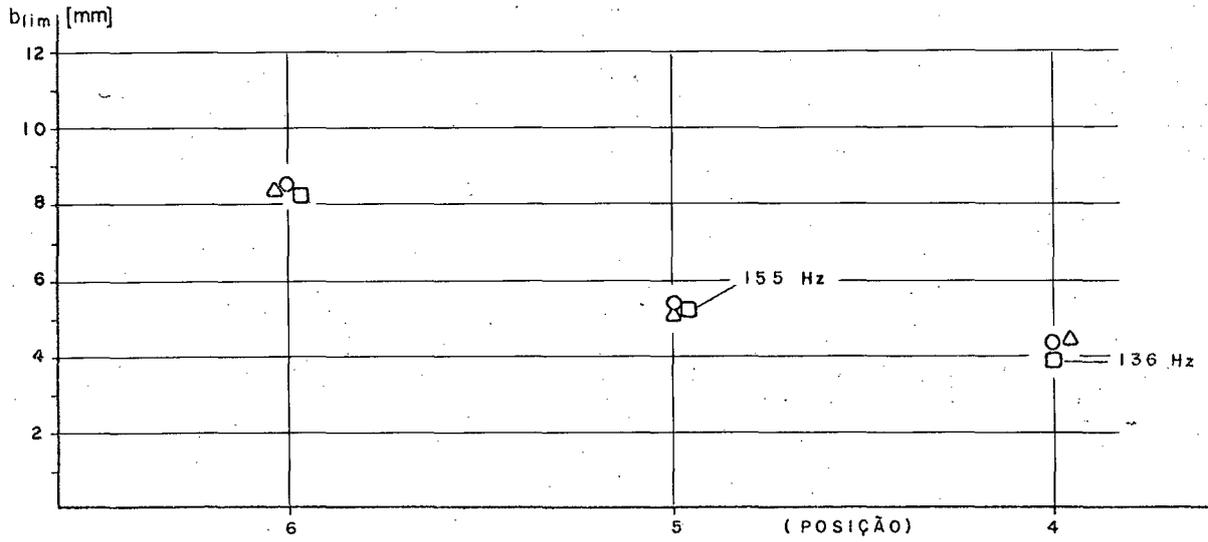
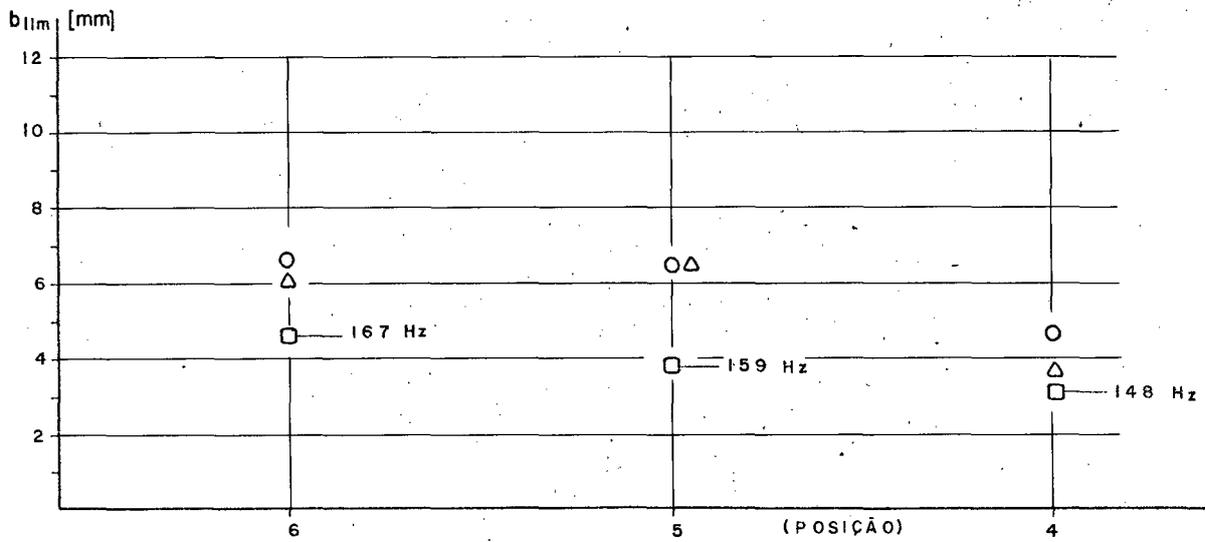


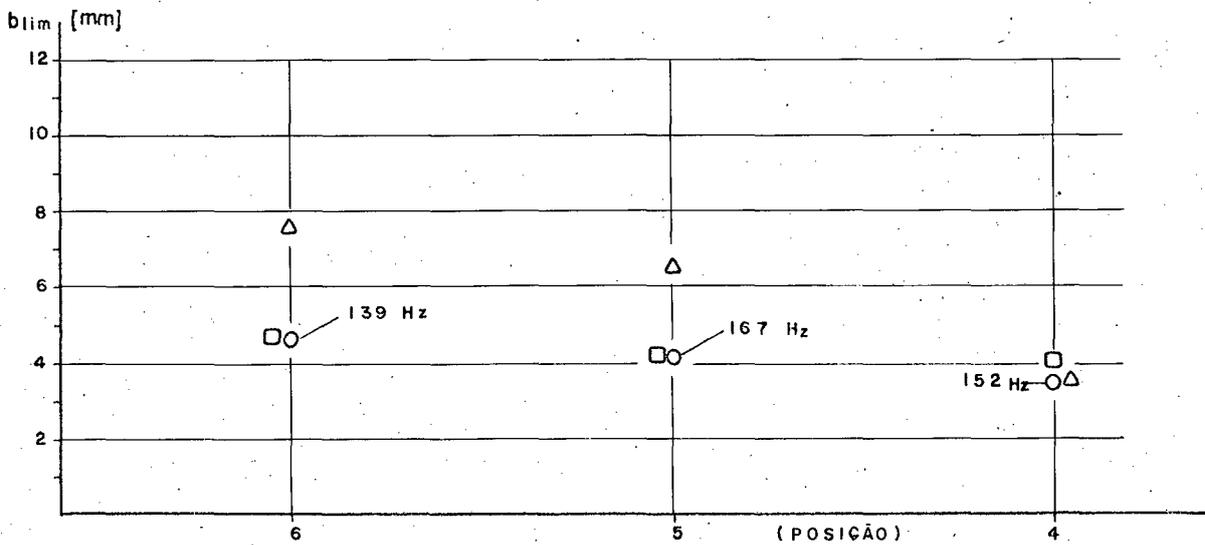
Fig. 6.5



a) NARDINI - $V = 50$ m/min , $a = 0,12$ mm/rev - C. P. I



b) NARDINI - $V = 70$ m/min , $a = 0,12$ mm/rev - C. P. I



c) NARDINI - $V = 105$ m/min , $a = 0,12$ mm/rev - C. P. I

Fig. 6.6

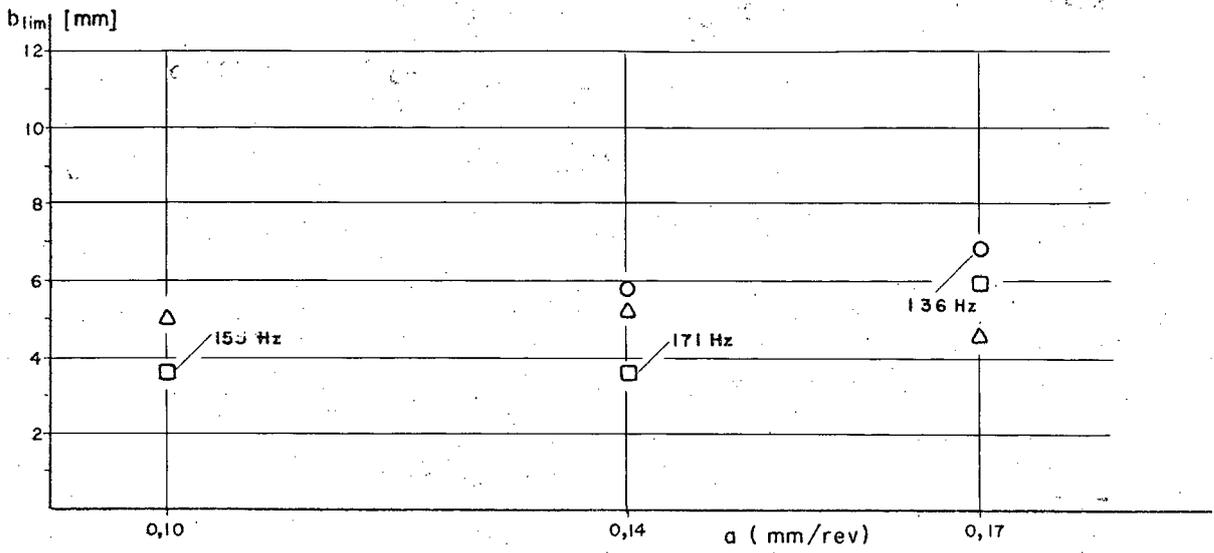
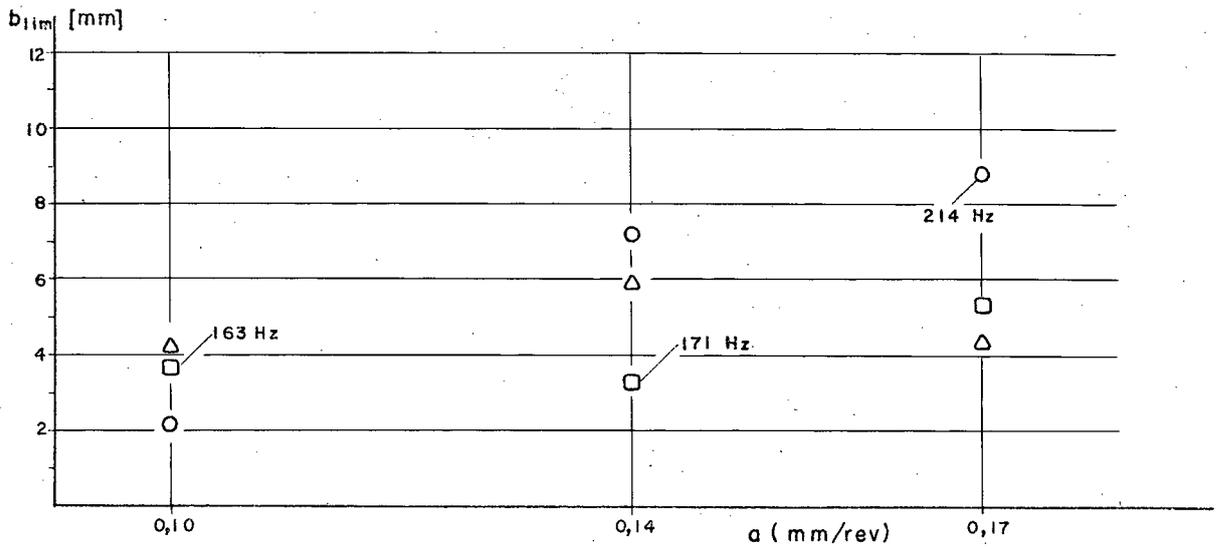
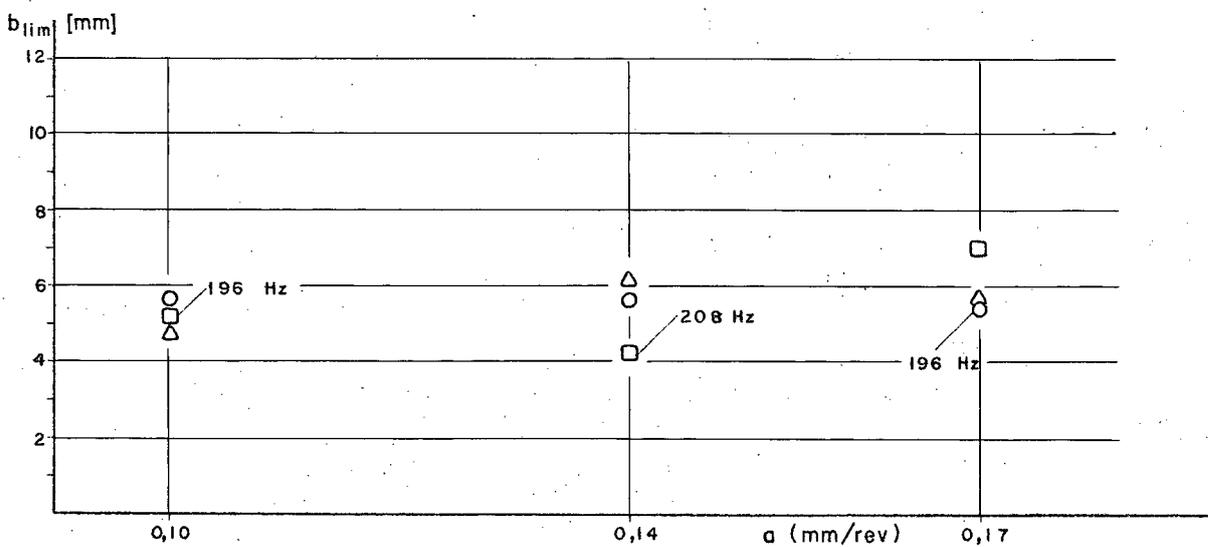
a) NARDINI - $V = 95$ m/min - Pos. 1 - C. P. Ib) NARDINI - $V = 95$ m/min - Pos. 2 - C. P. Ic) NARDINI - $V = 95$ m/min - Pos. 3 - C. P. I

Fig. 6.7

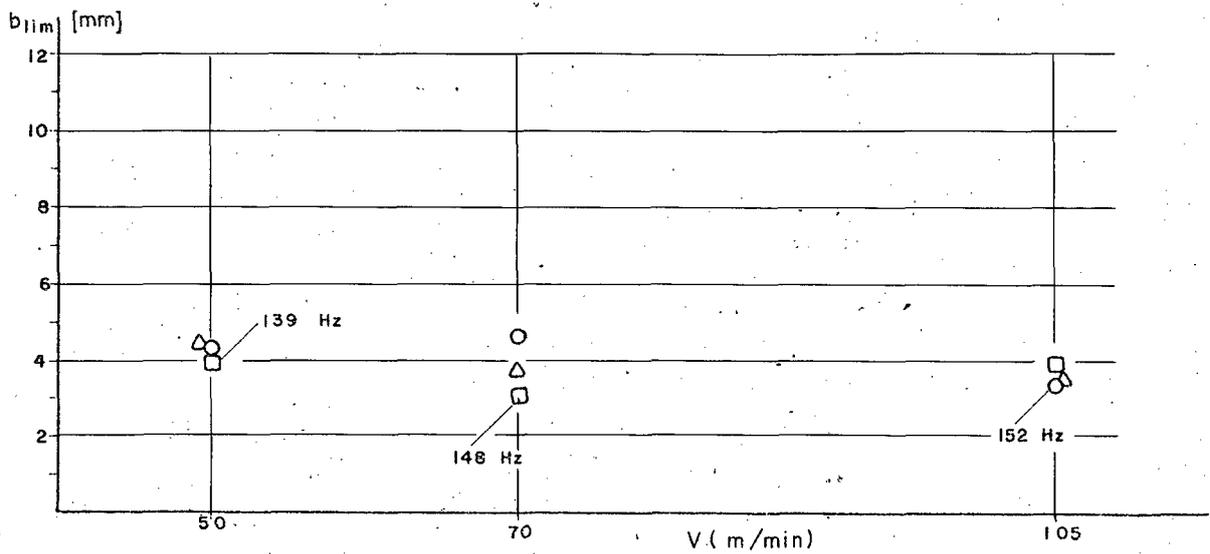
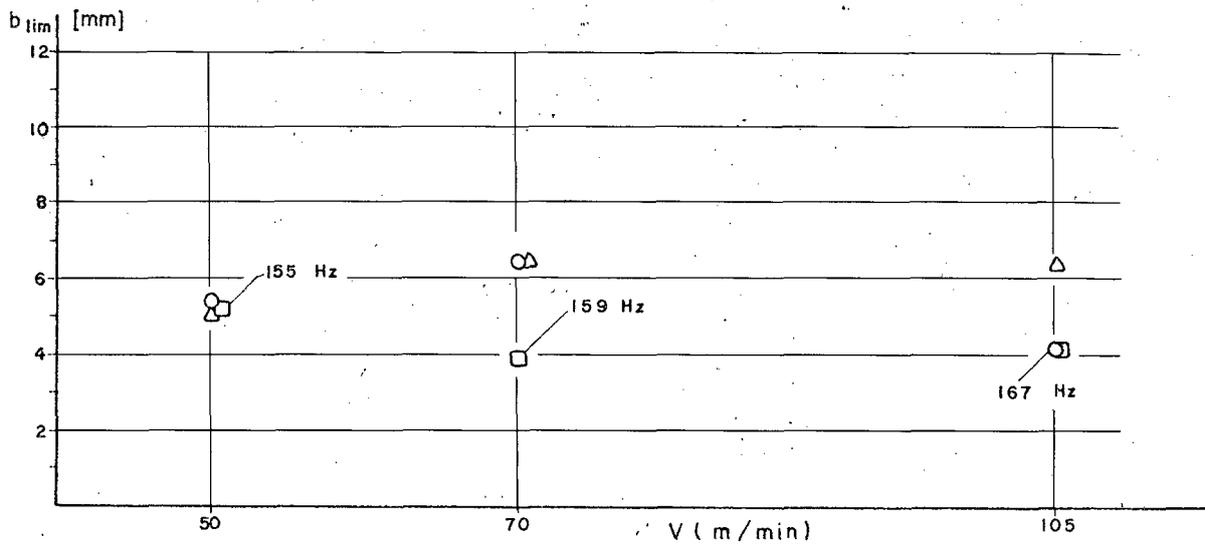
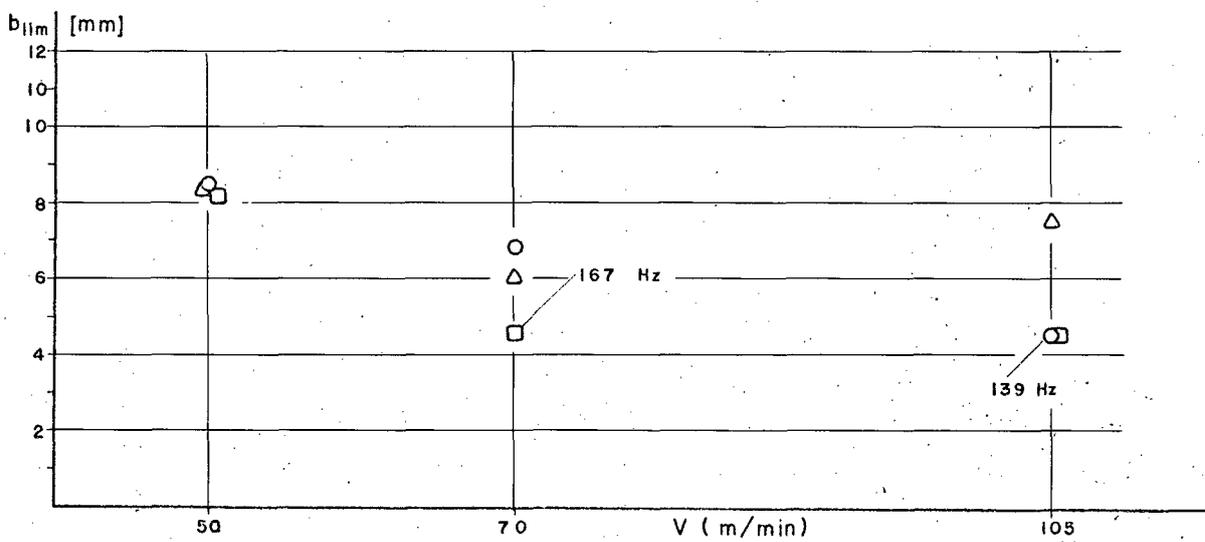
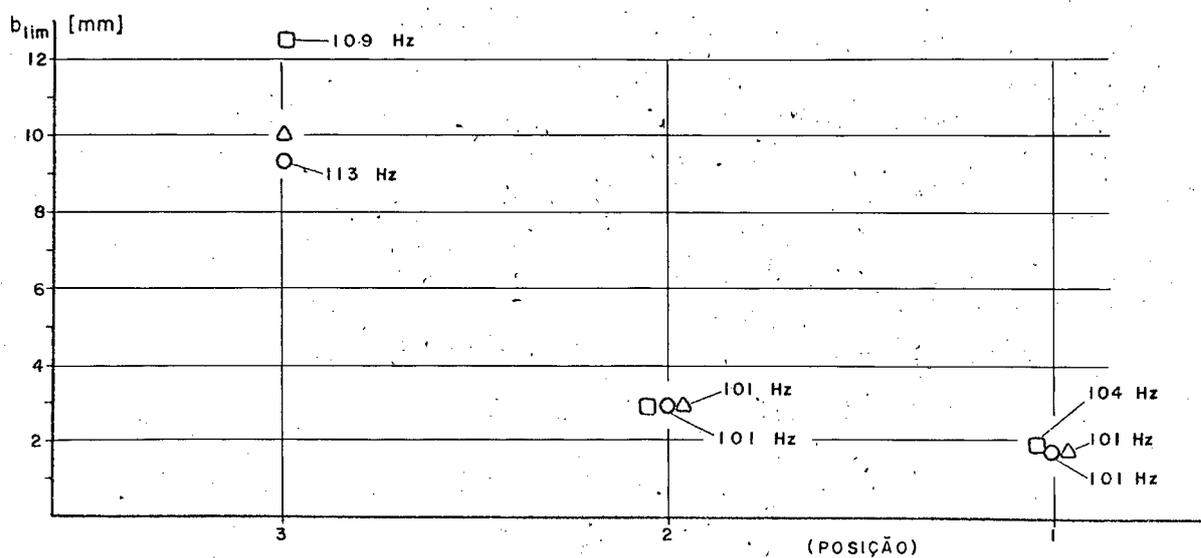
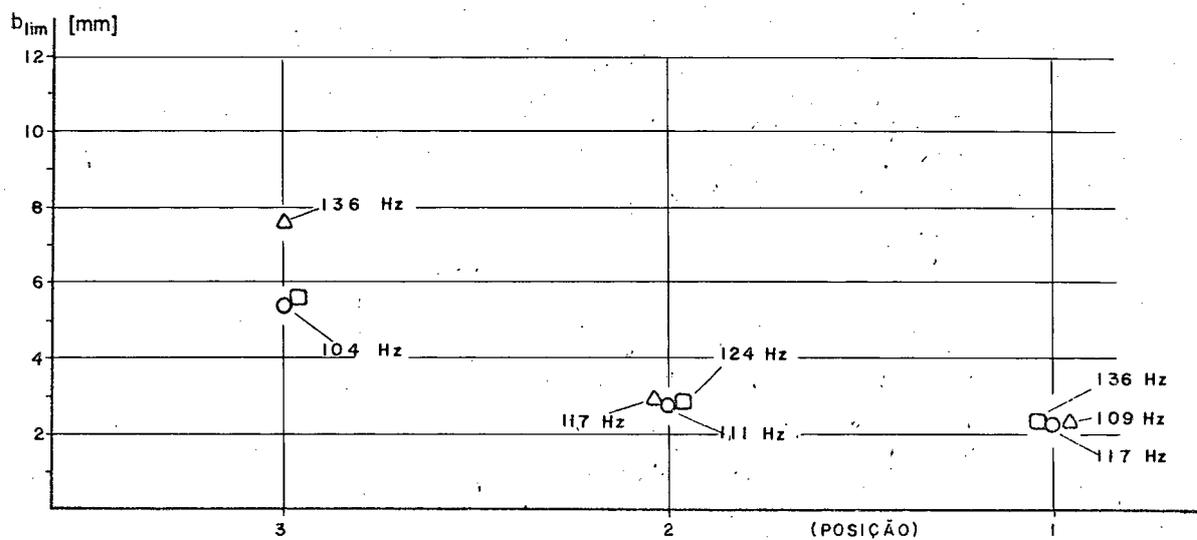
a) NARDINI - $a = 0,12$ mm/rev - Pos. 4 - C.P. Ib) NARDINI - $a = 0,12$ mm/rev - Pos. 5 - C.P. Ic) NARDINI - $a = 0,12$ mm/rev - Pos. 6 - C.P. I

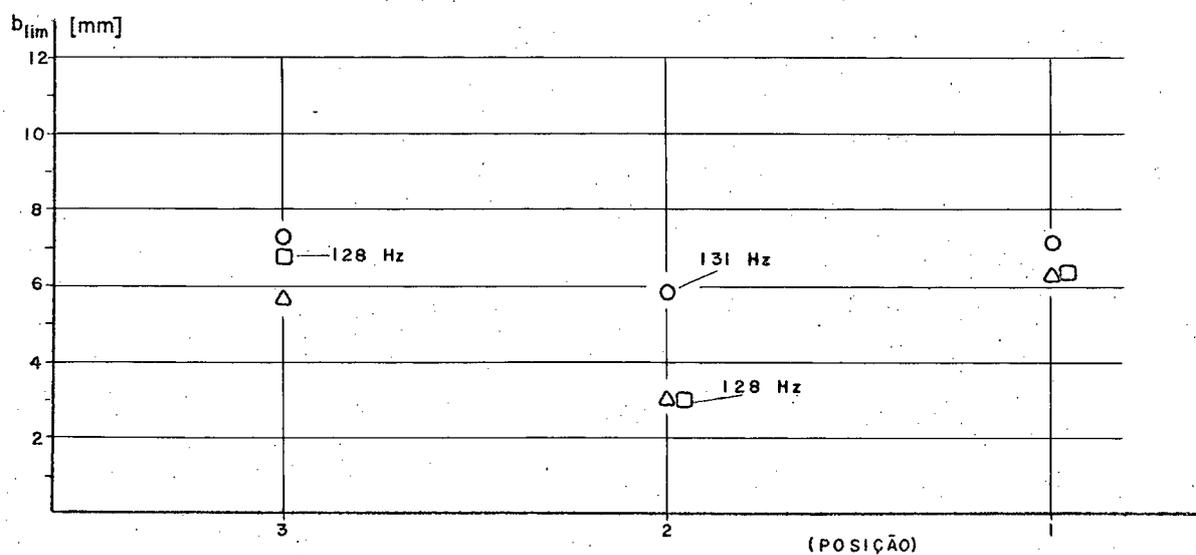
Fig. 6.8



a) INVICTA - $V = 95$ m/min, $a = 0,06$ mm/rev - C. P. I



b) INVICTA - $V = 95$ m/min, $a = 0,10$ mm/rev - C. P. I



c) INVICTA - $V = 95$ m/min, $a = 0,15$ mm/rev - C. P. I

Fig. 6.9

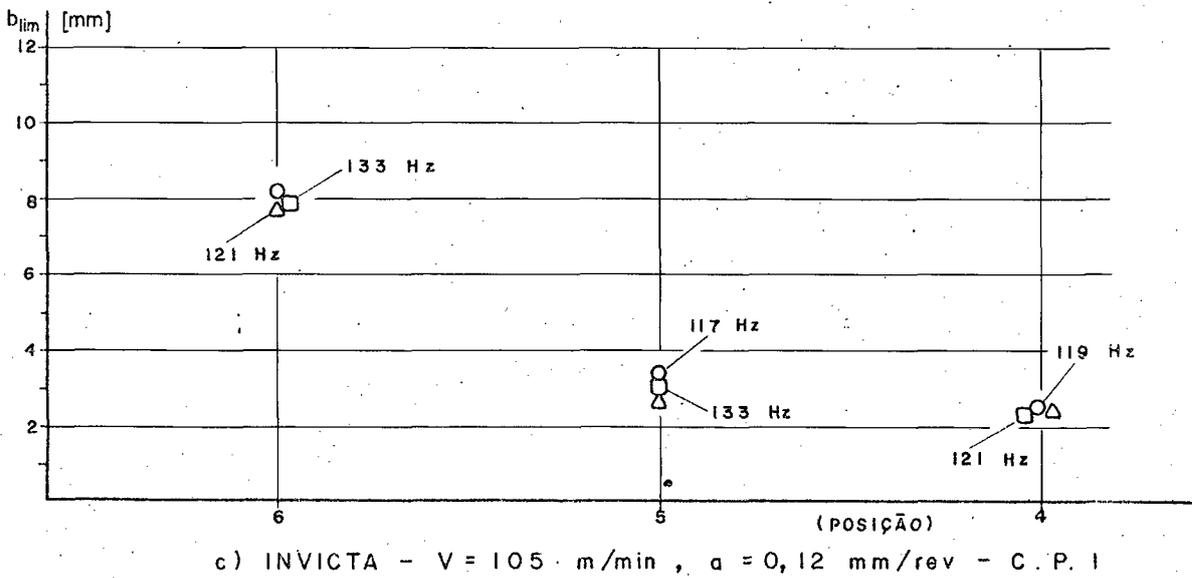
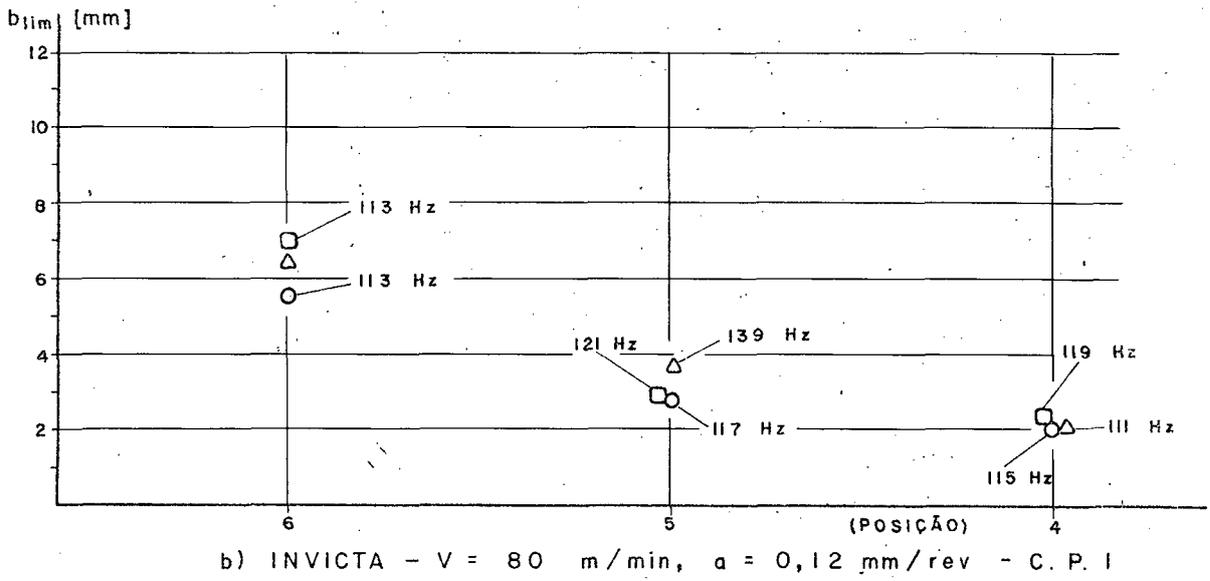
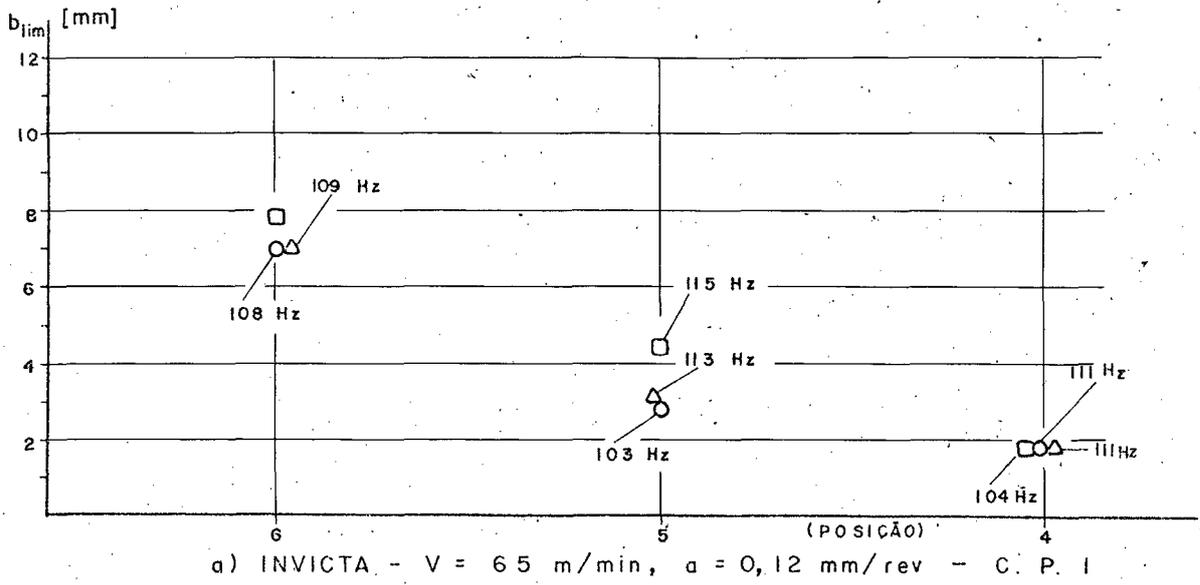
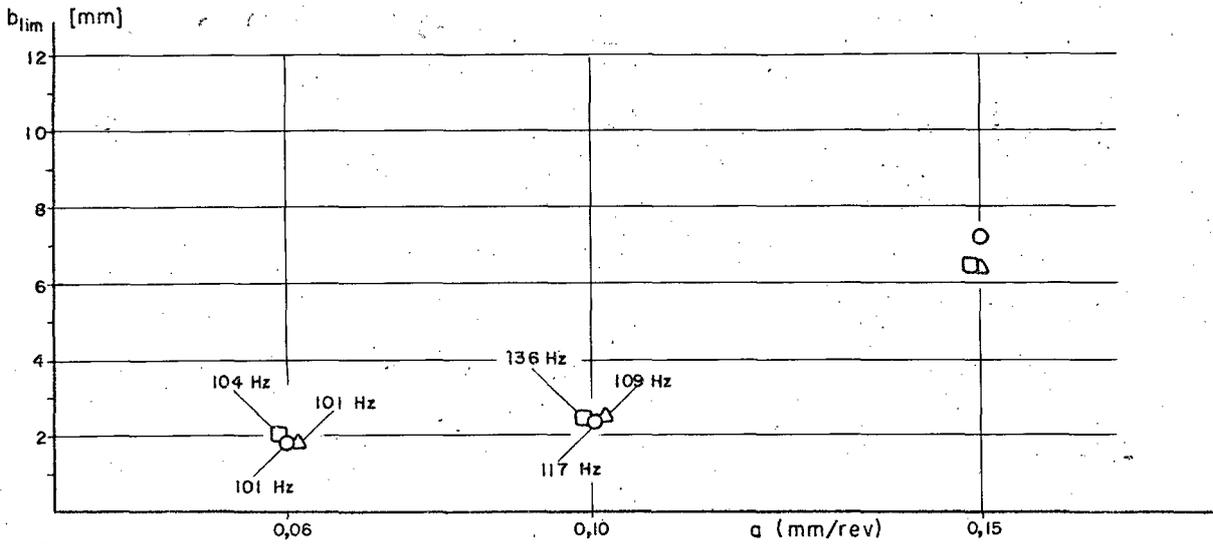
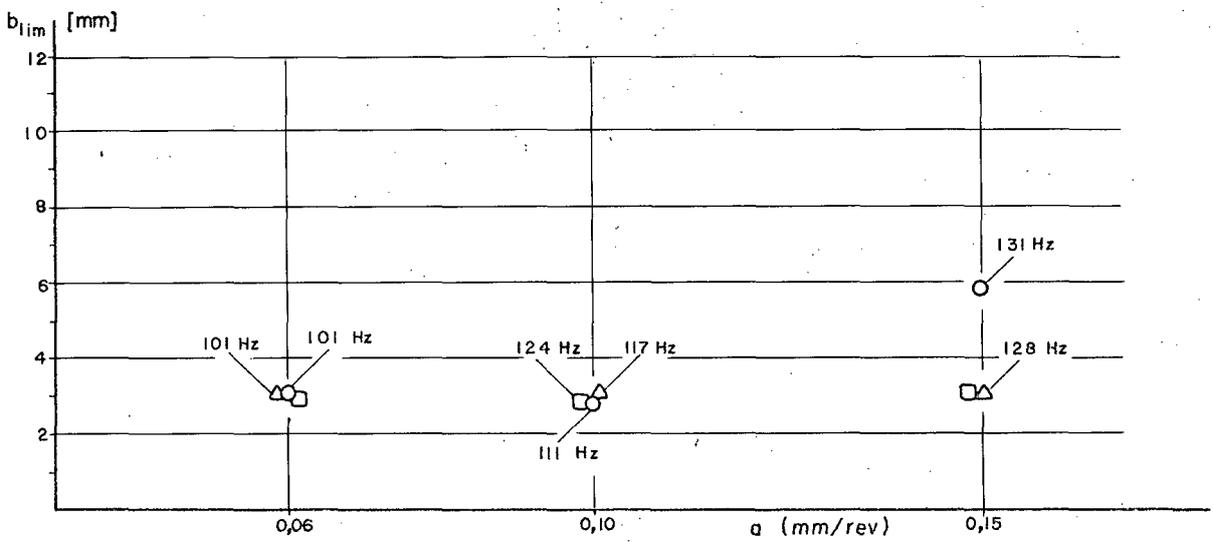


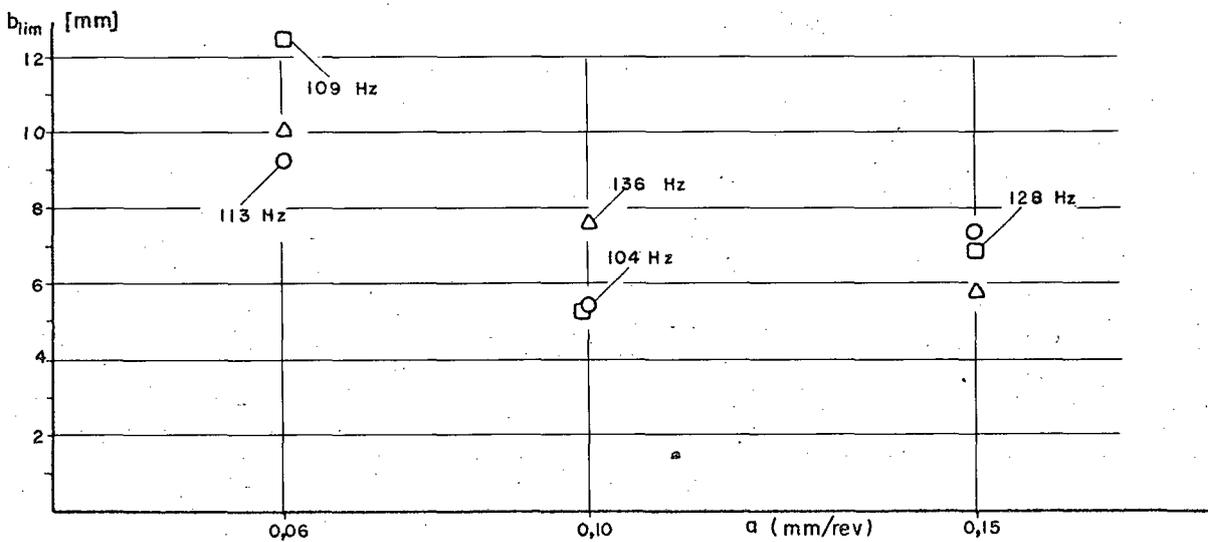
Fig. 6.10



a) INVICTA - V = 95 m/min - Pos. 1 - C. P. I

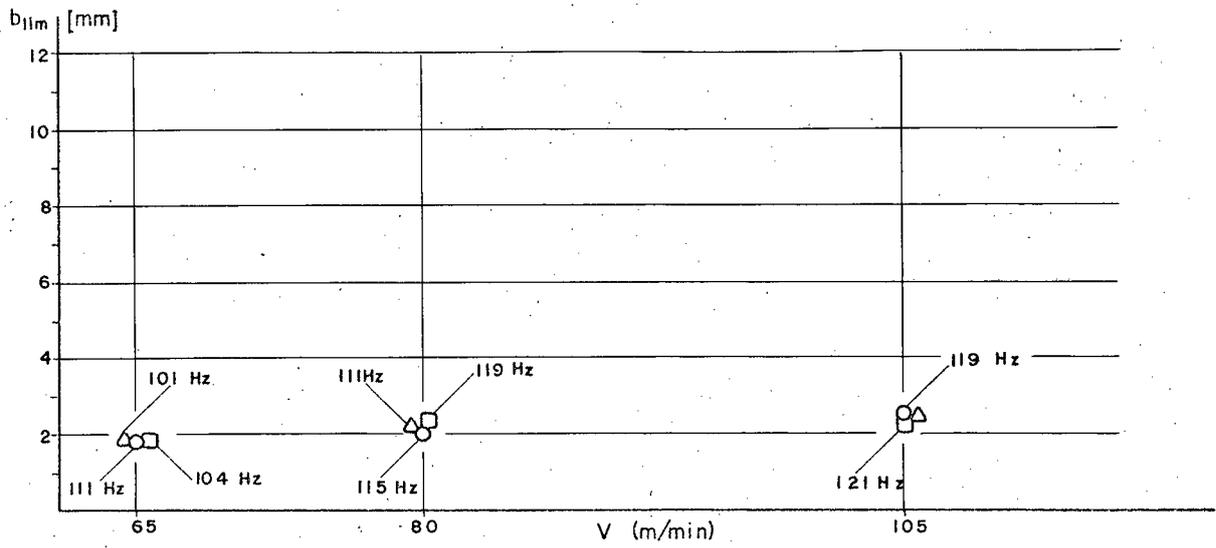


b) INVICTA - V = 95 m/min - Pos. 2 - C. P. I

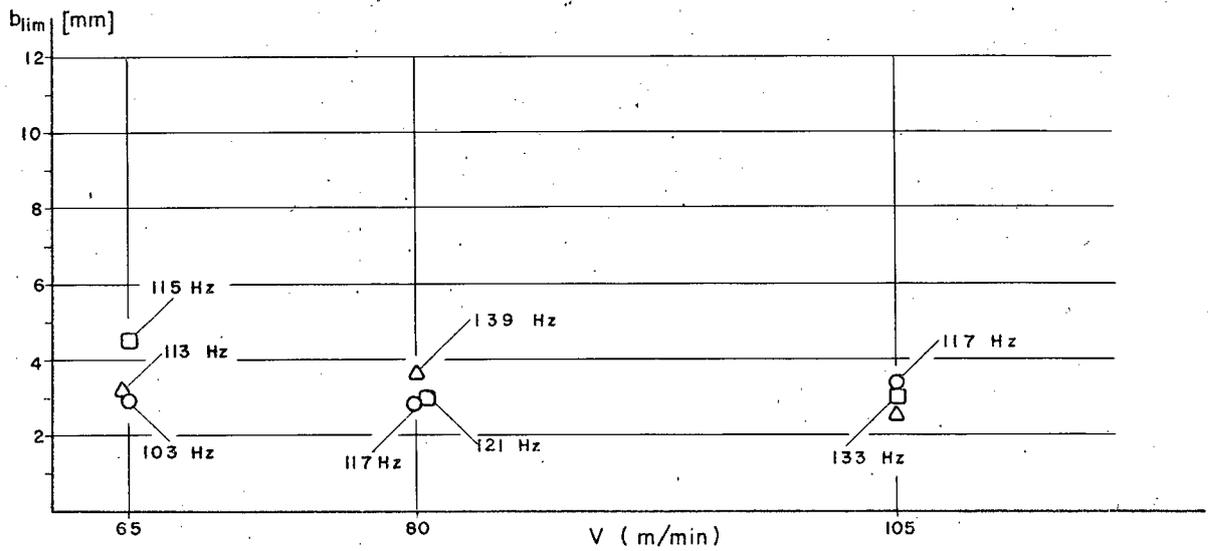


c) INVICTA - V = 95 m/min - Pos. 3 - C. P. I

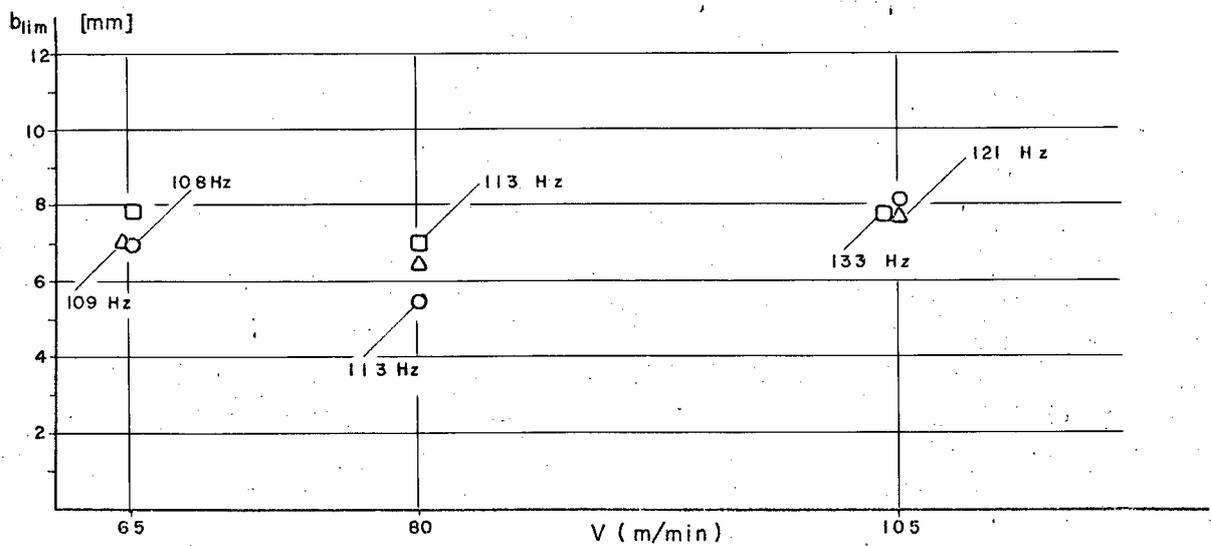
Fig. 6.11



a) INVICTA - a = 0,12 mm/rev - Pos. 4 - C. P. I

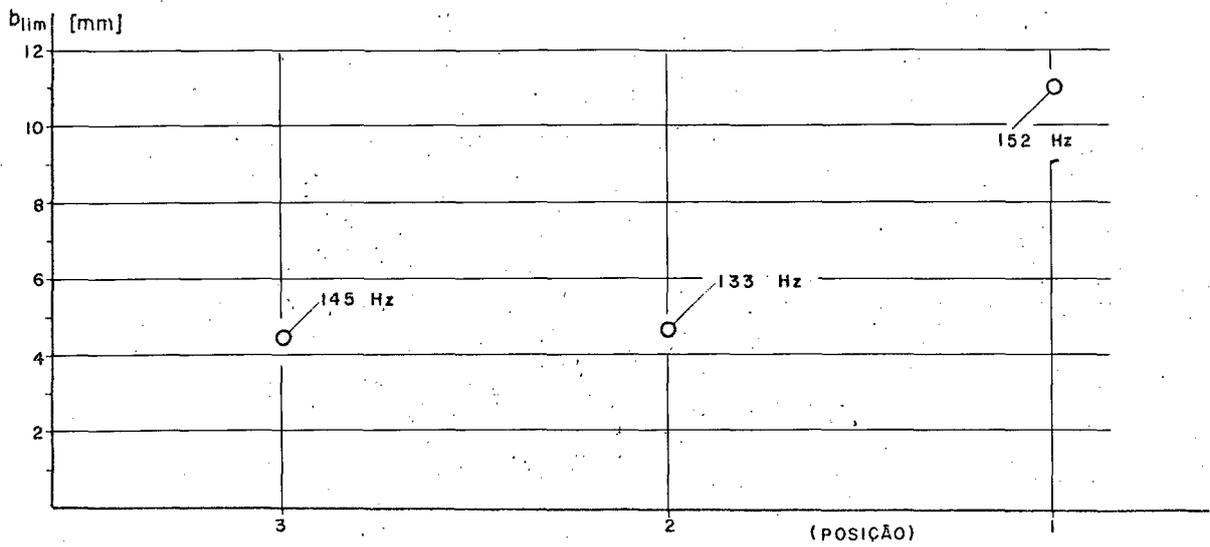


b) INVICTA - a = 0,12 mm/rev - Pos. 5 - C. P. I

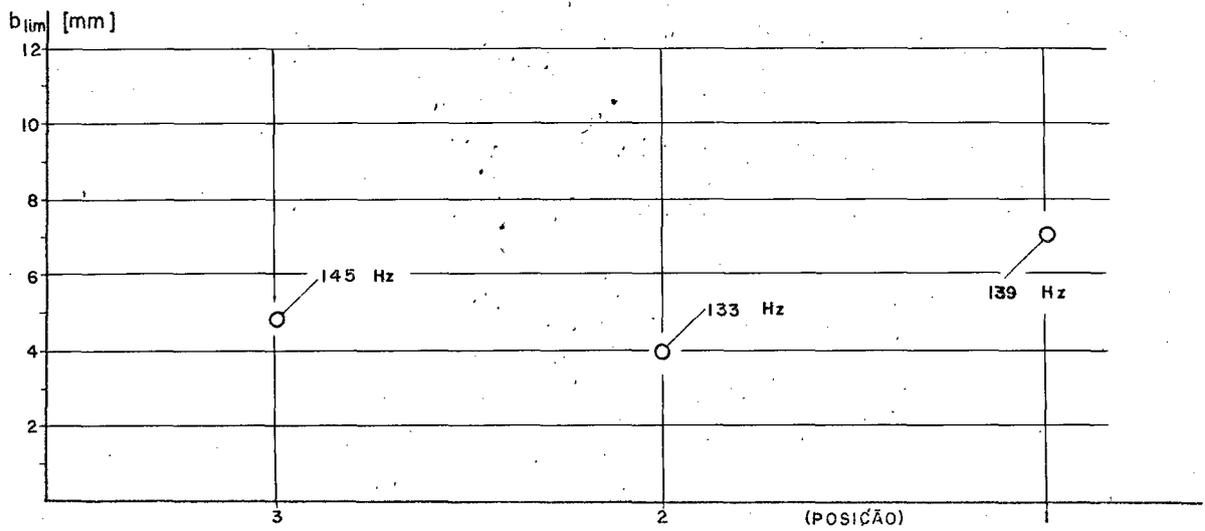


c) INVICTA - a = 0,12 mm/rev - Pos. 6 - C. P. I

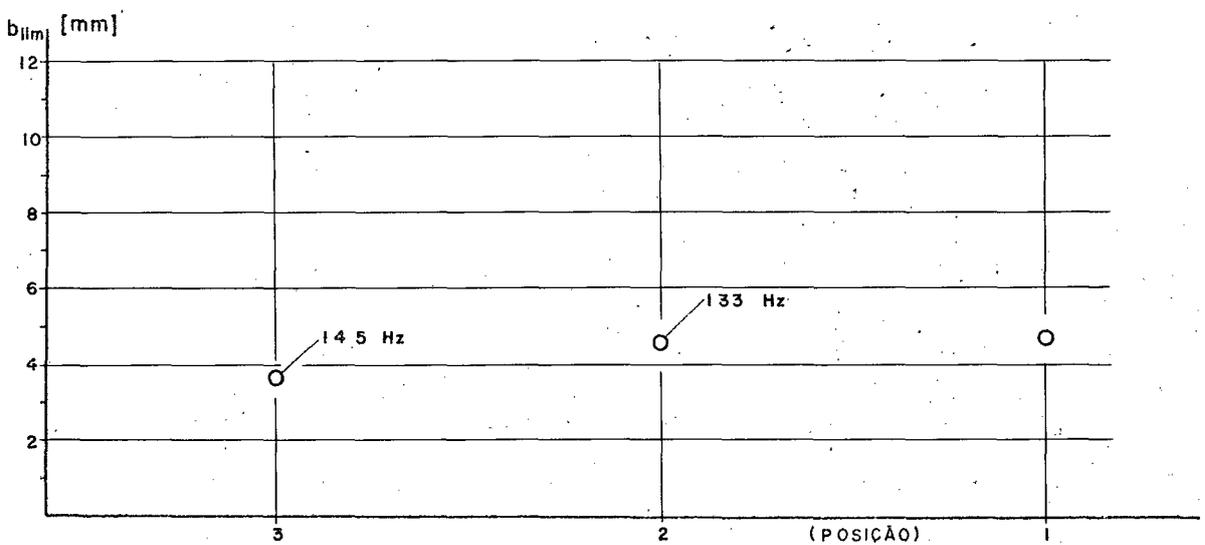
Fig. 6.12



a) MITTO - $V = 60$ m/min, $a = 0,06$ mm/rev - C. P. 2



b) MITTO - $V = 60$ m/min, $a = 0,10$ mm/rev - C. P. 2



c) MITTO - $V = 60$ m/min, $a = 0,15$ mm/rev - C. P. 2

Fig. 6.13

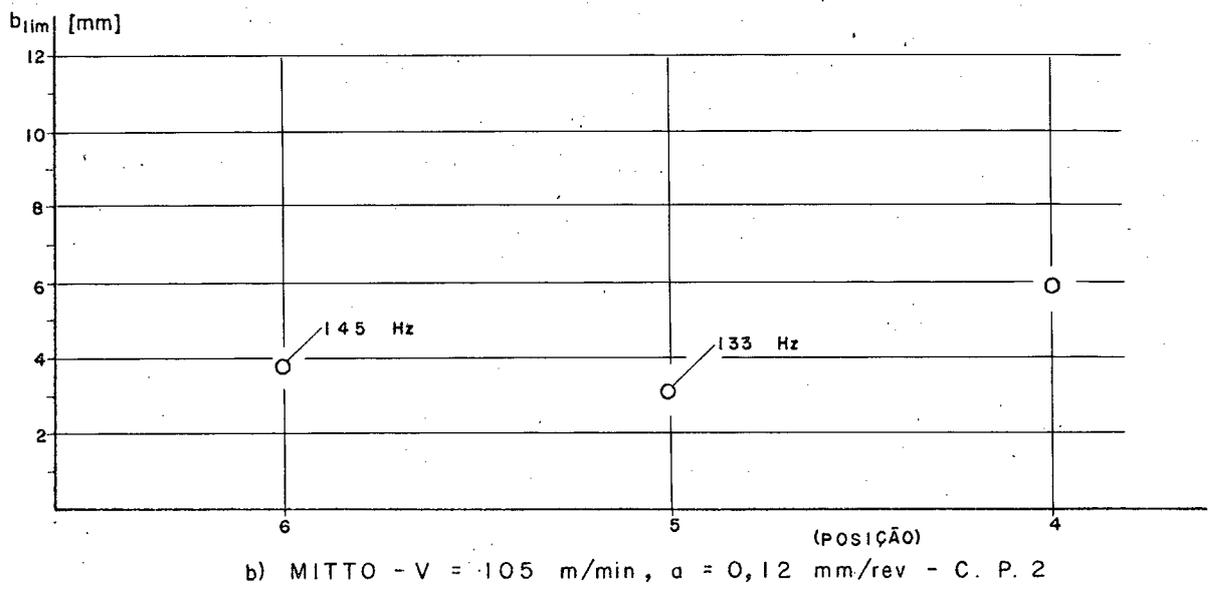
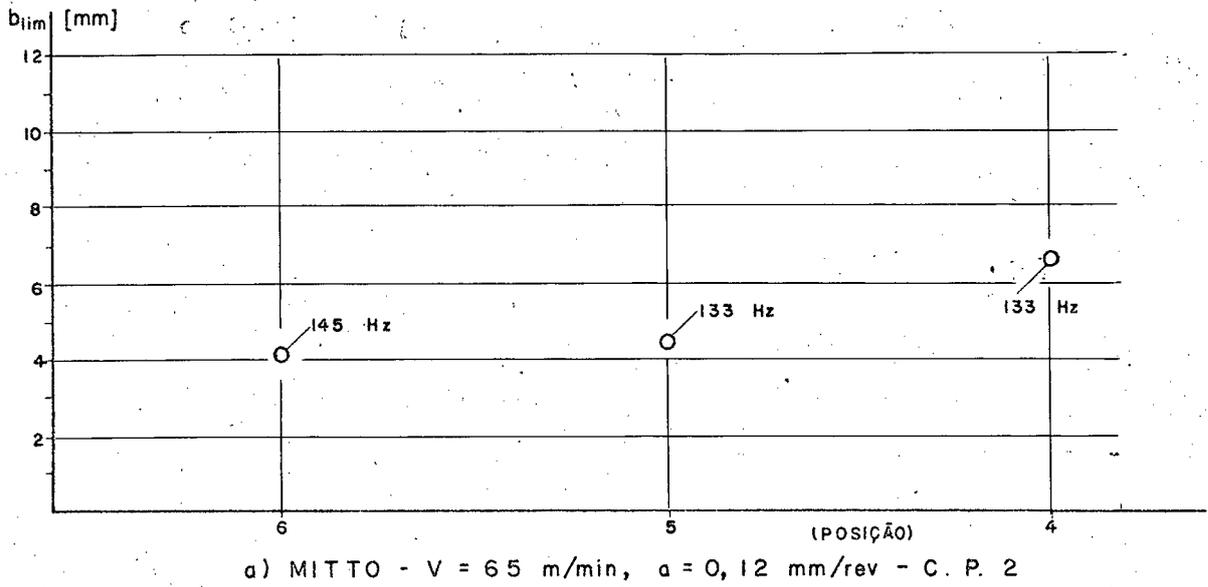
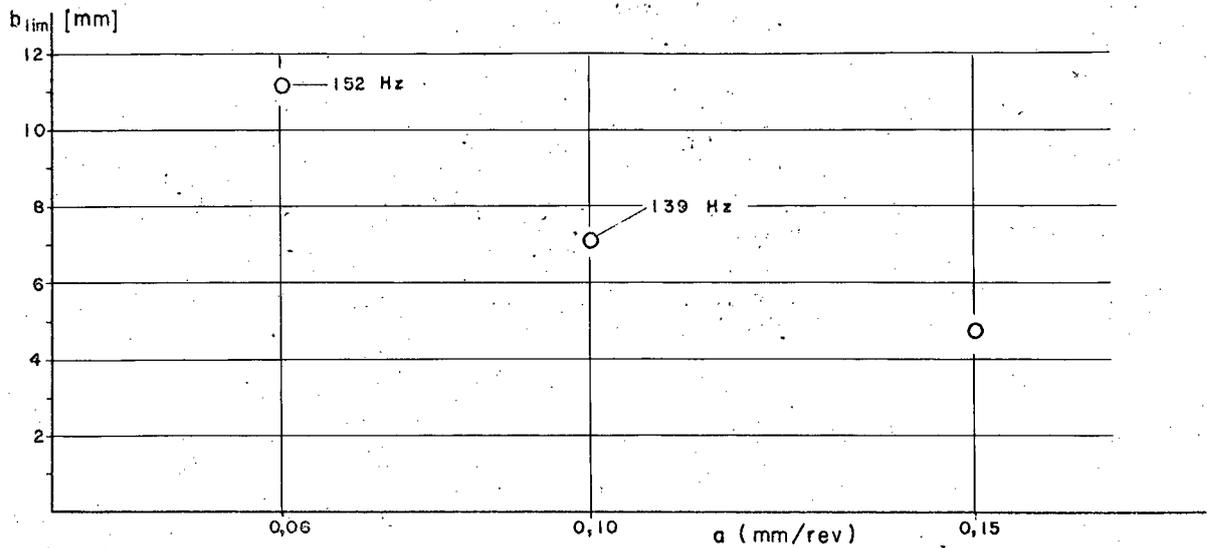
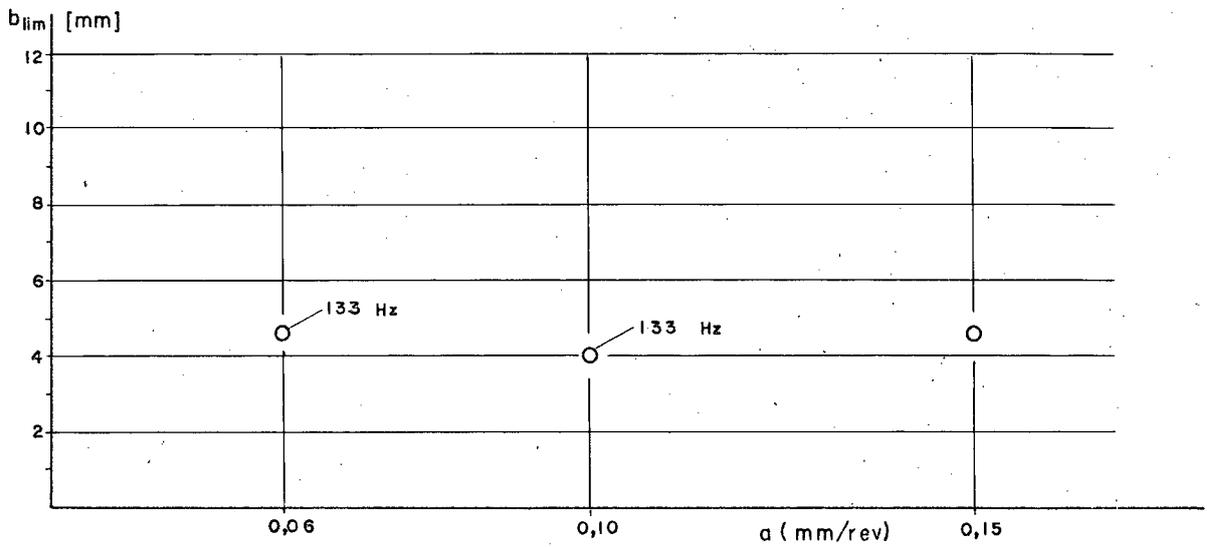


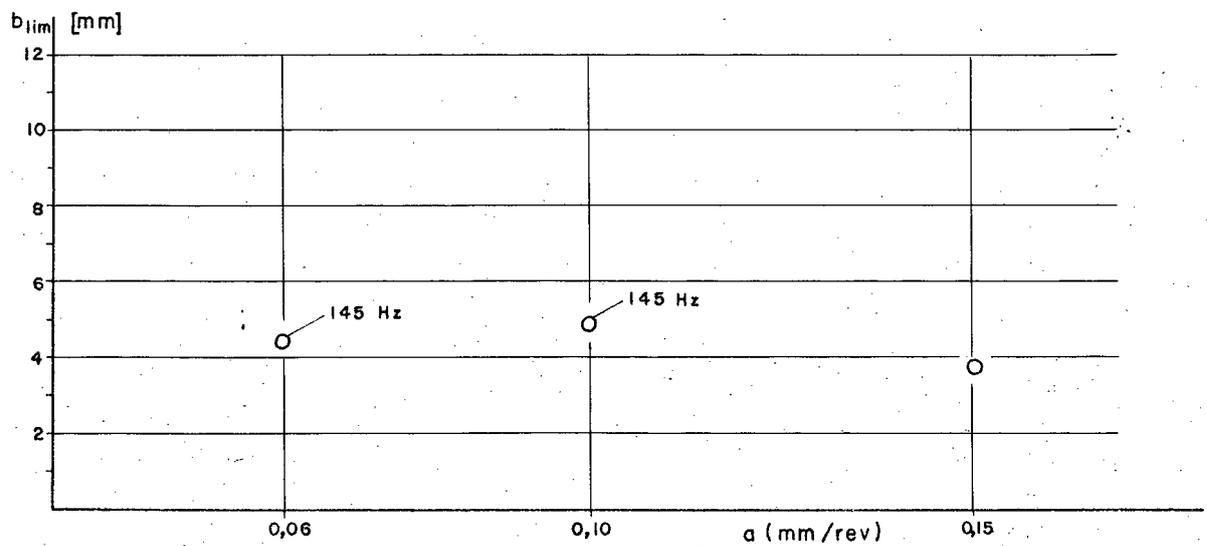
Fig. 6.14



a) MITTO - V = 60 m/min - Pos. 1 - C. P. 2



b) MITTO - V = 60 m/min - Pos. 2 - C. P. 2



c) MITTO - V = 60 m/min - Pos. 3 - C. P. 2

Fig. 6.15

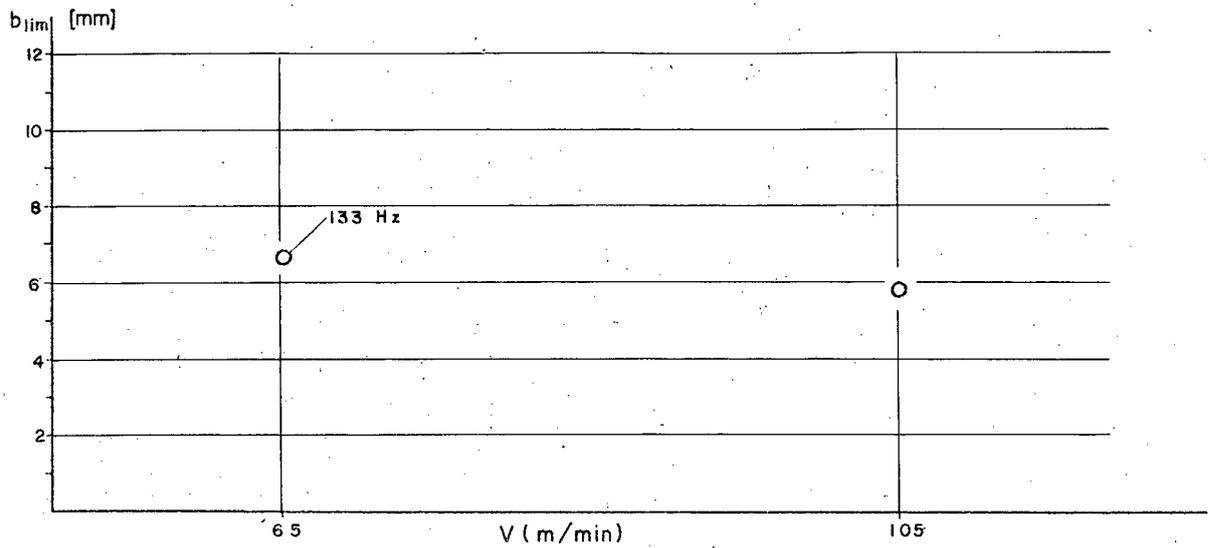
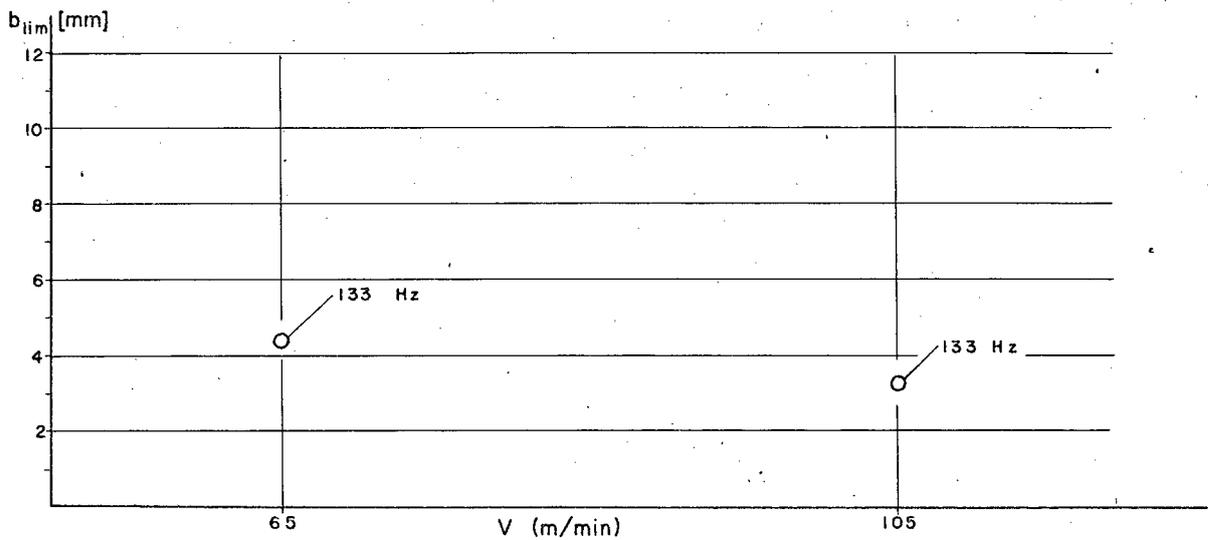
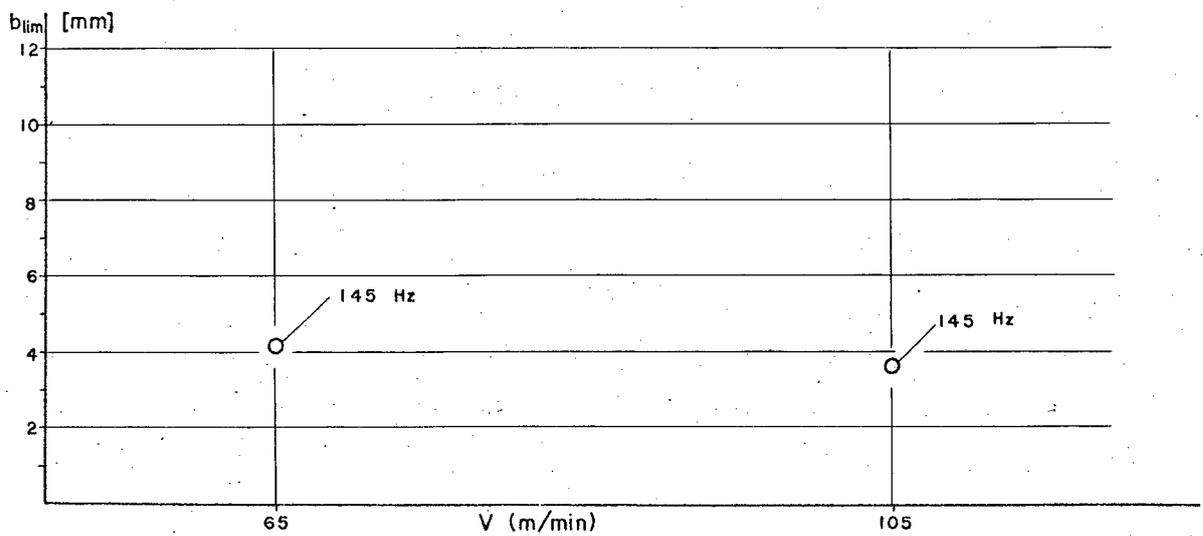
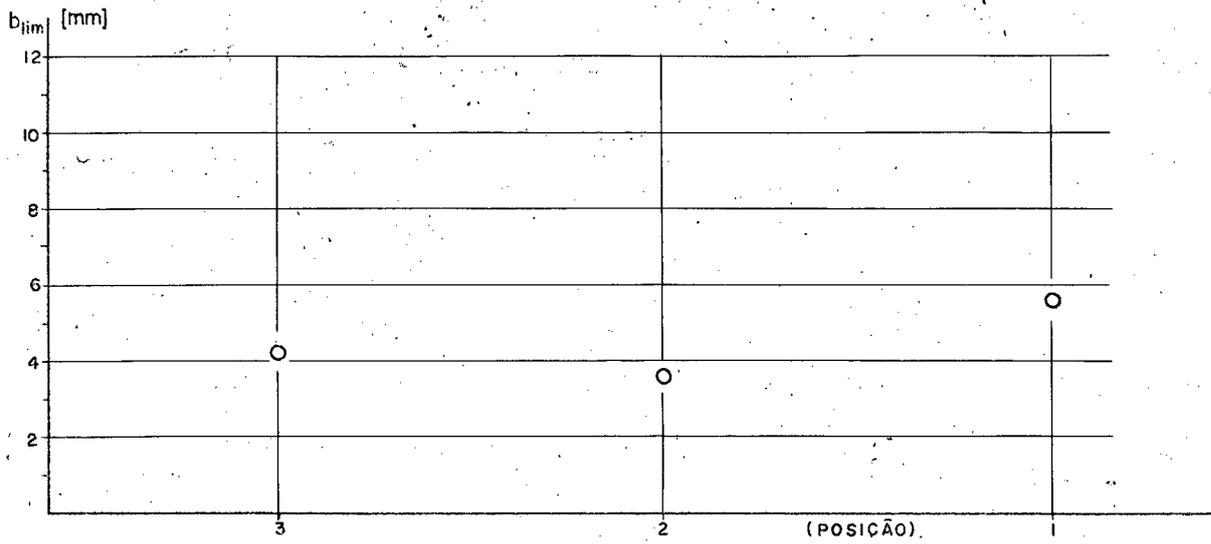
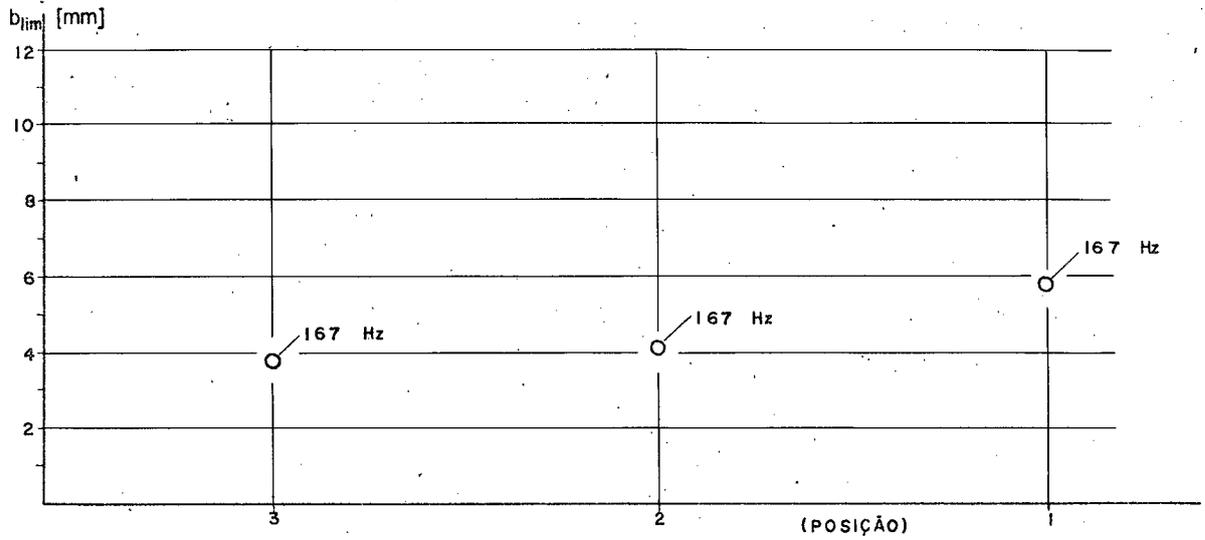
a) MITTO - $a = 0,12$ - Pos. 4 - C.P. 2b) MITTO - $a = 0,12$ - Pos. 5 - C.P. 2c) MITTO - $a = 0,12$ - Pos. 6 - C.P. 2

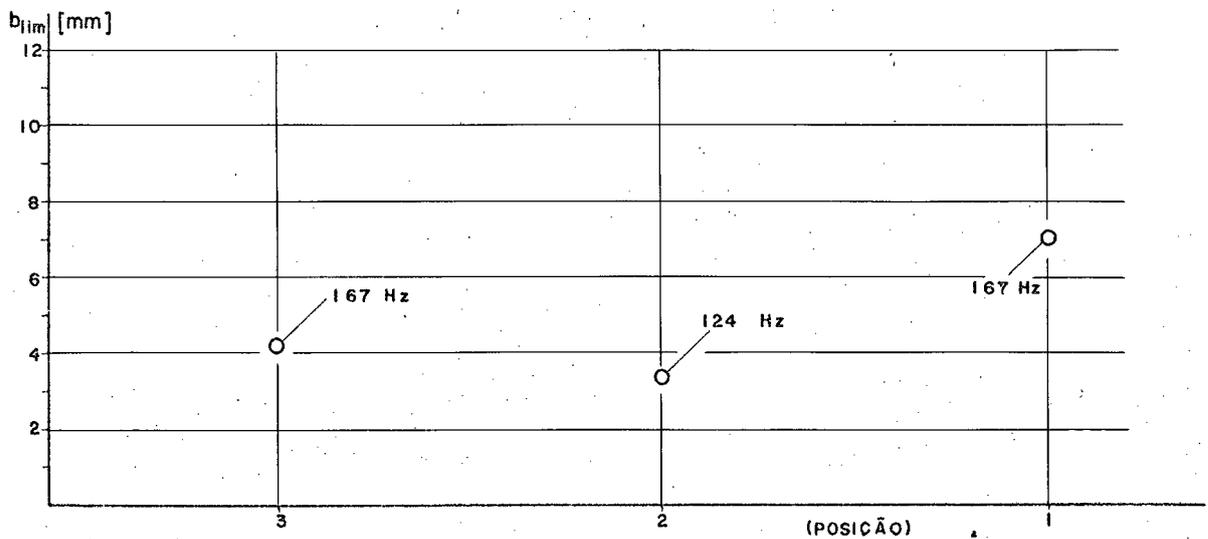
Fig. 6.16



a) NARDINI - $V = 85$ m/min, $a = 0,10$ mm/rev - C. P. 2



b) NARDINI - $V = 85$ m/min, $a = 0,14$ mm/rev - C. P. 2



c) NARDINI - $V = 85$ m/min, $a = 0,17$ mm/rev - C. P. 2

Fig. 6.17

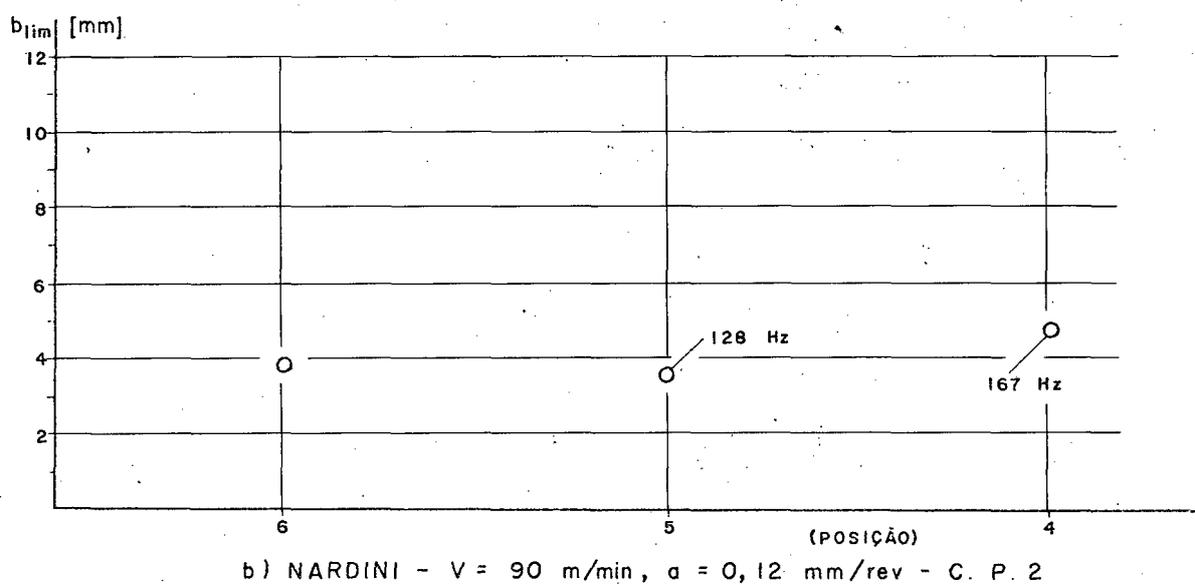
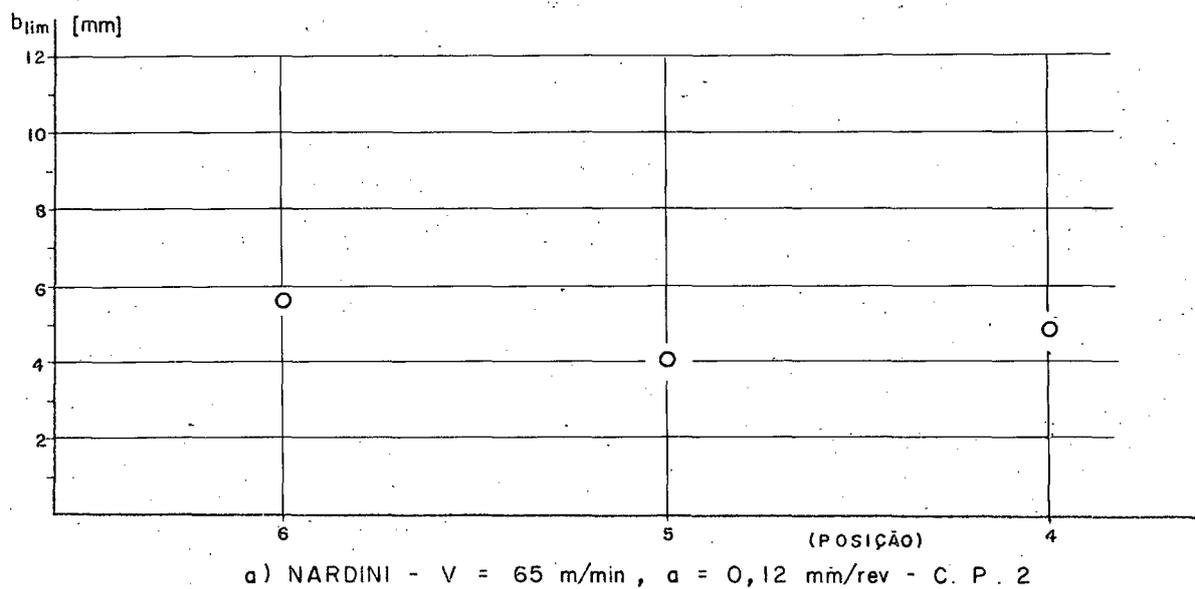
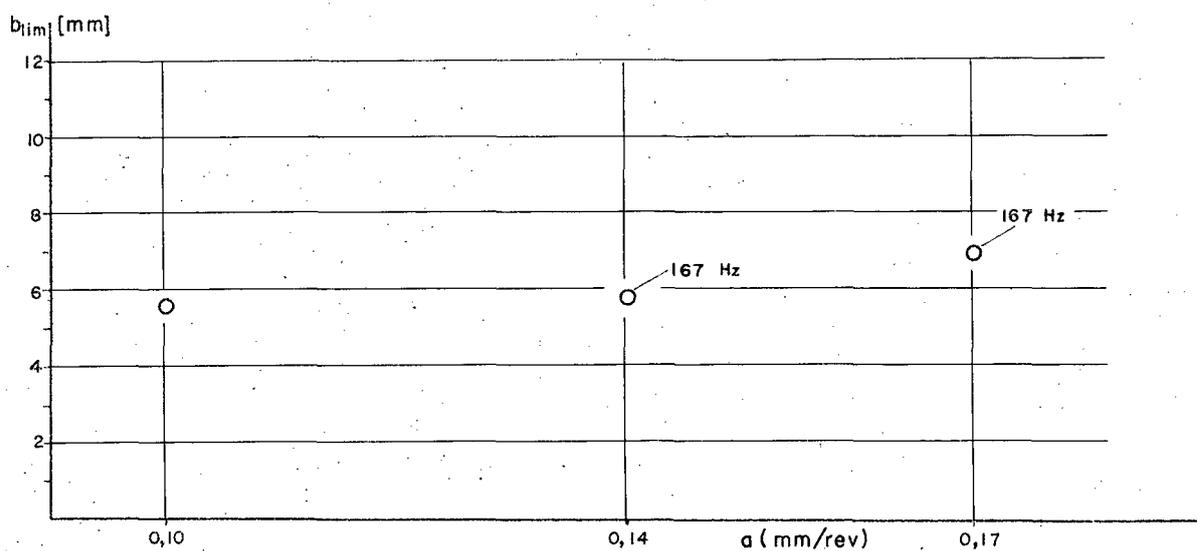
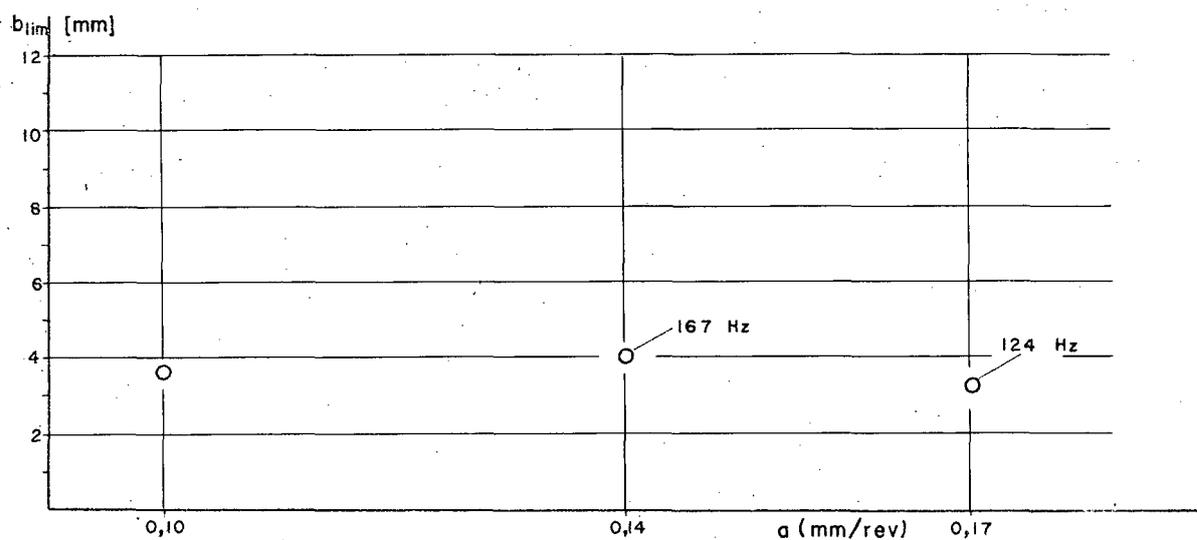


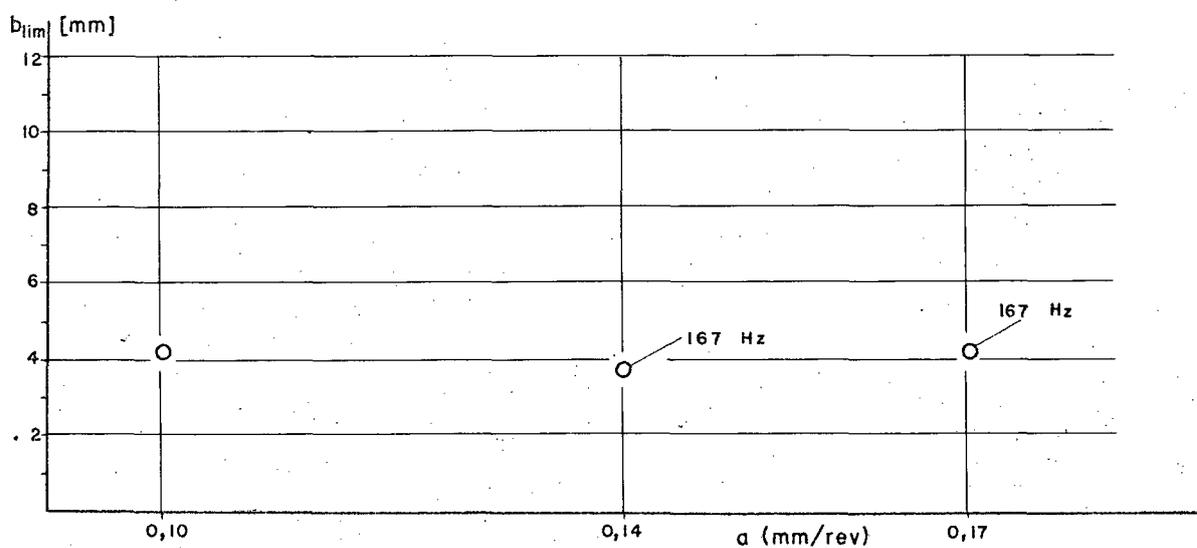
Fig. 6.18



a) NARDINI - V = 85 m/min - Pos. 1 - C.P. 2



b) NARDINI - V = 85 m/min - Pos. 2 - C.P. 2



c) NARDINI - V = 85 m/min - Pos. 3 - C.P. 2

Fig. 6.19

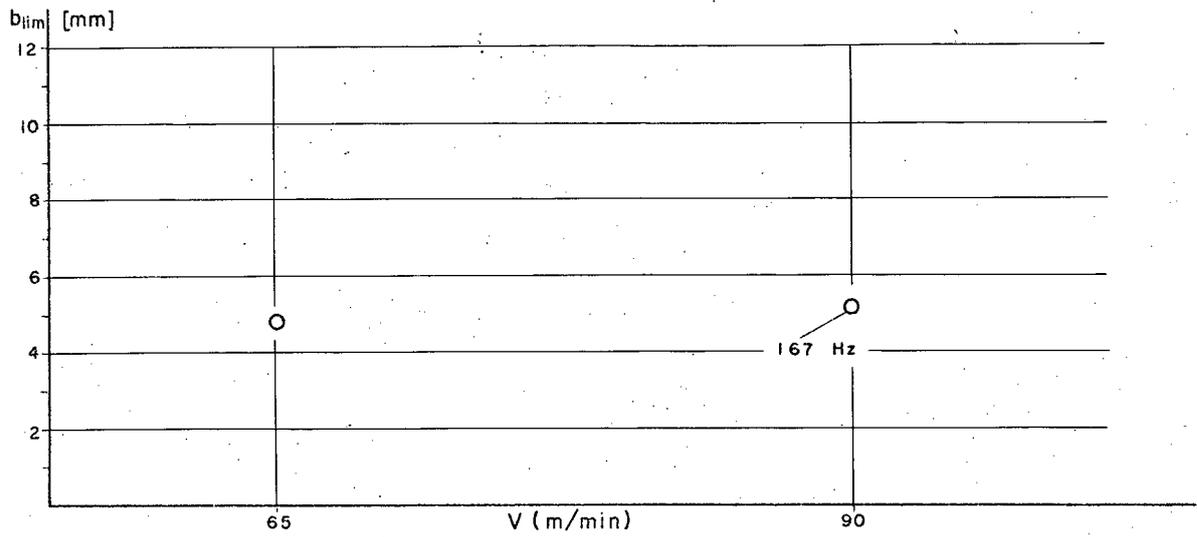
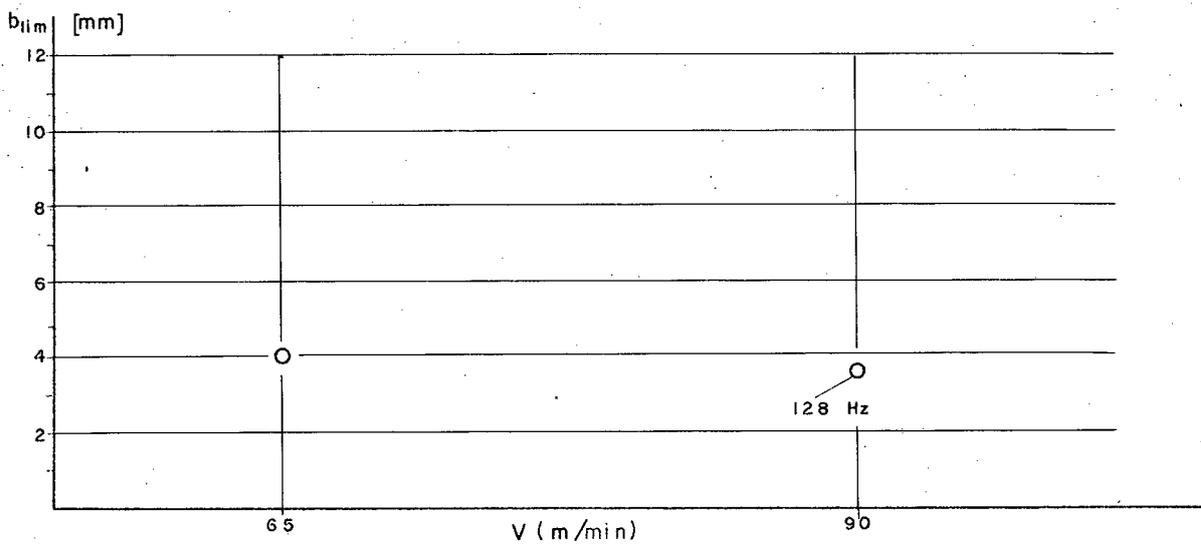
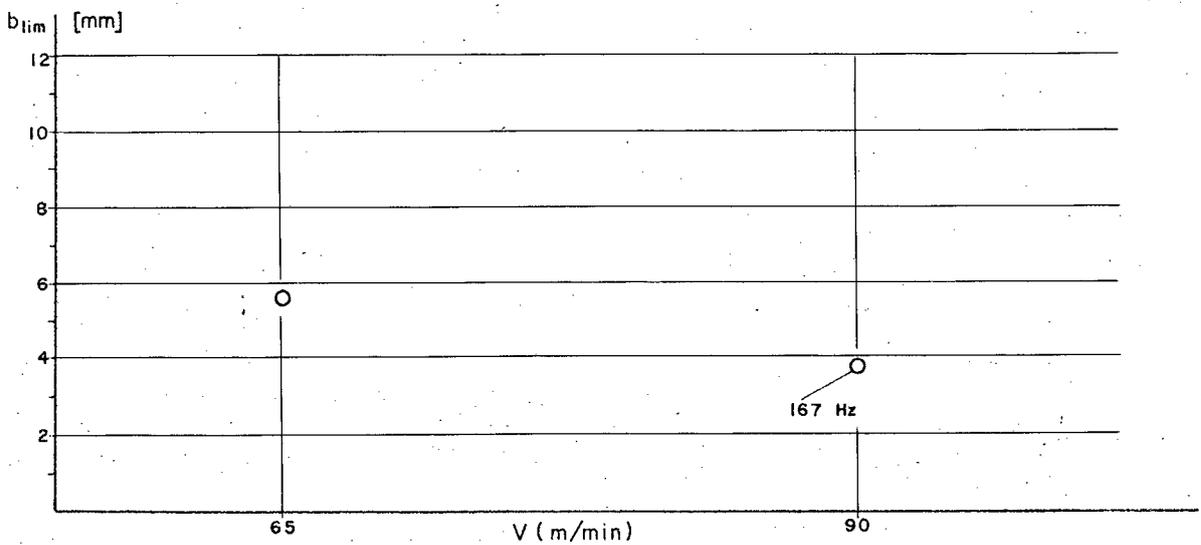
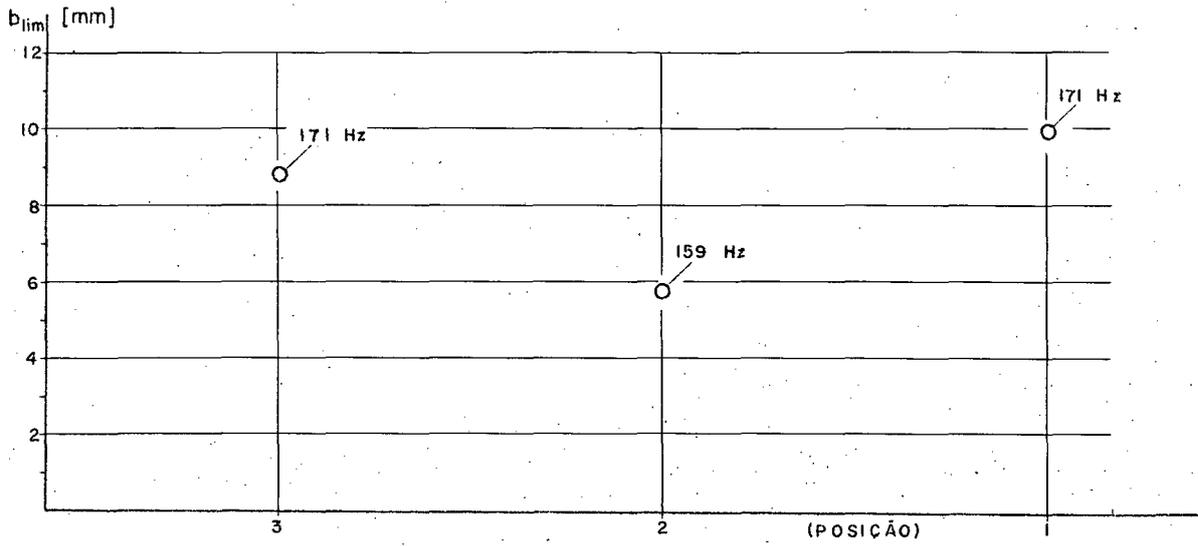
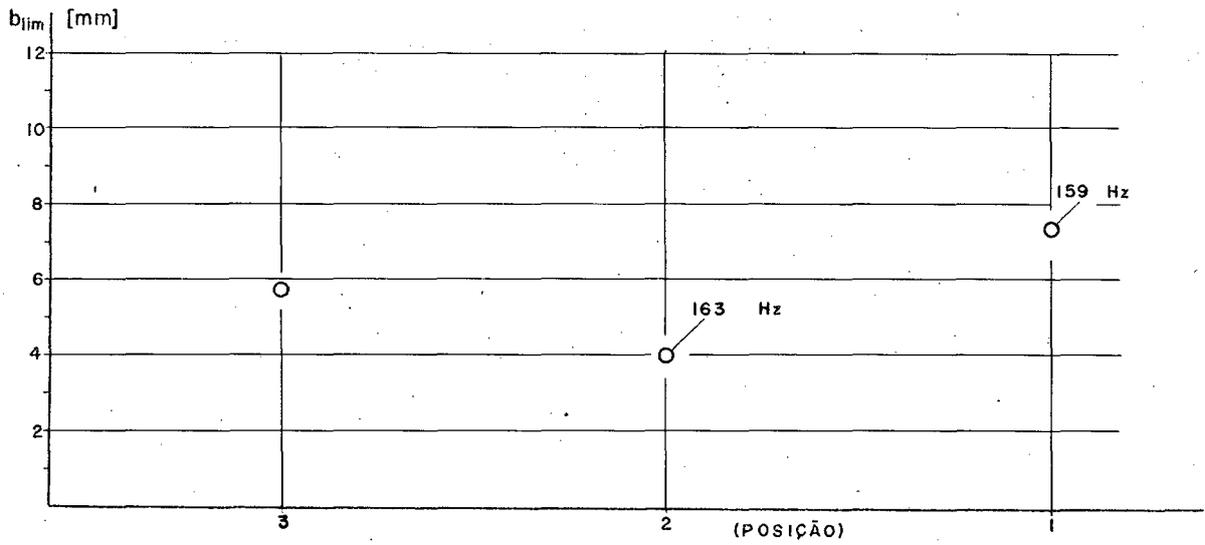
a) NARDINI - $a = 0,12$ - Pos. 4 - C. P. 2b) NARDINI - $a = 0,12$ - Pos. 5 - C. P. 2c) NARDINI - $a = 0,12$ - Pos. 6 - C. P. 2

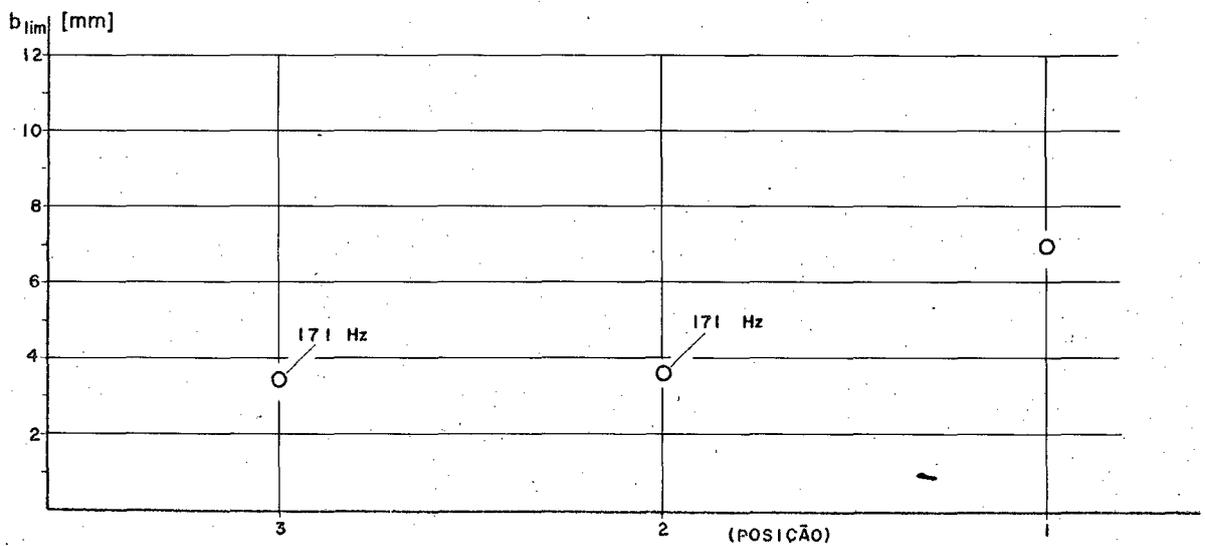
Fig. 6.20



a) INVICTA - $V = 70$ m/min, $a = 0,06$ mm/rev - C. P. 2

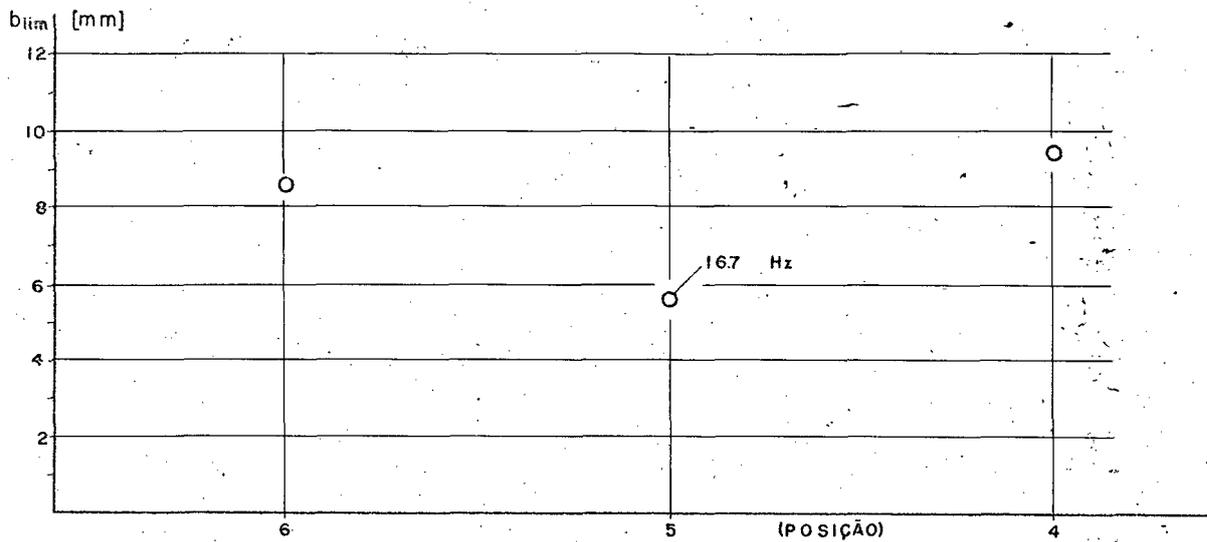


b) INVICTA - $V = 70$ m/min, $a = 0,10$ mm/rev - C. P. 2

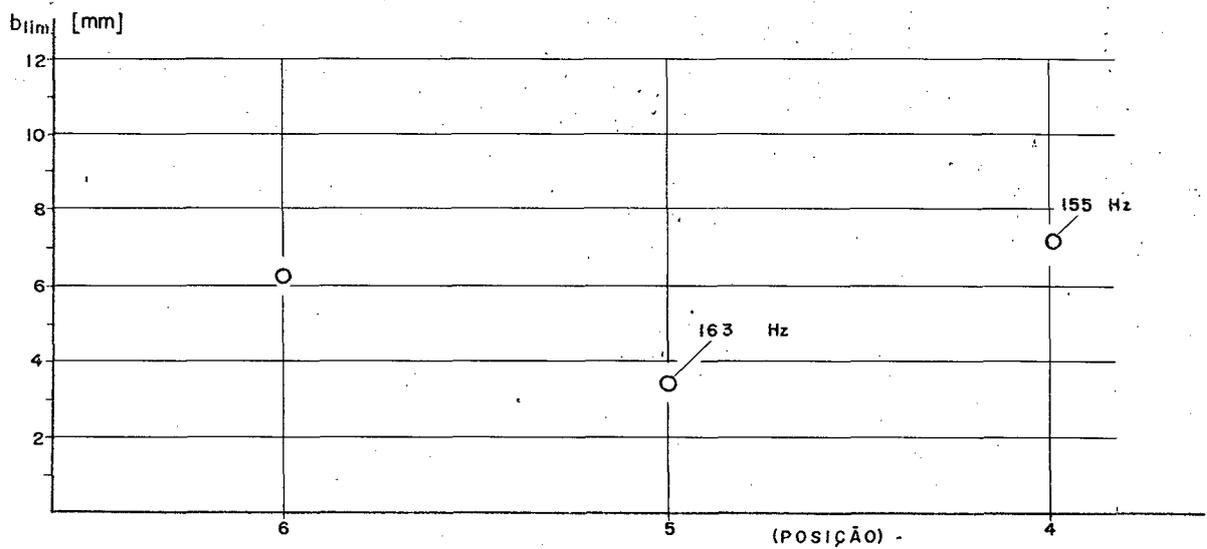


c) INVICTA - $V = 70$ m/min, $a = 0,15$ mm/rev - C. P. 2

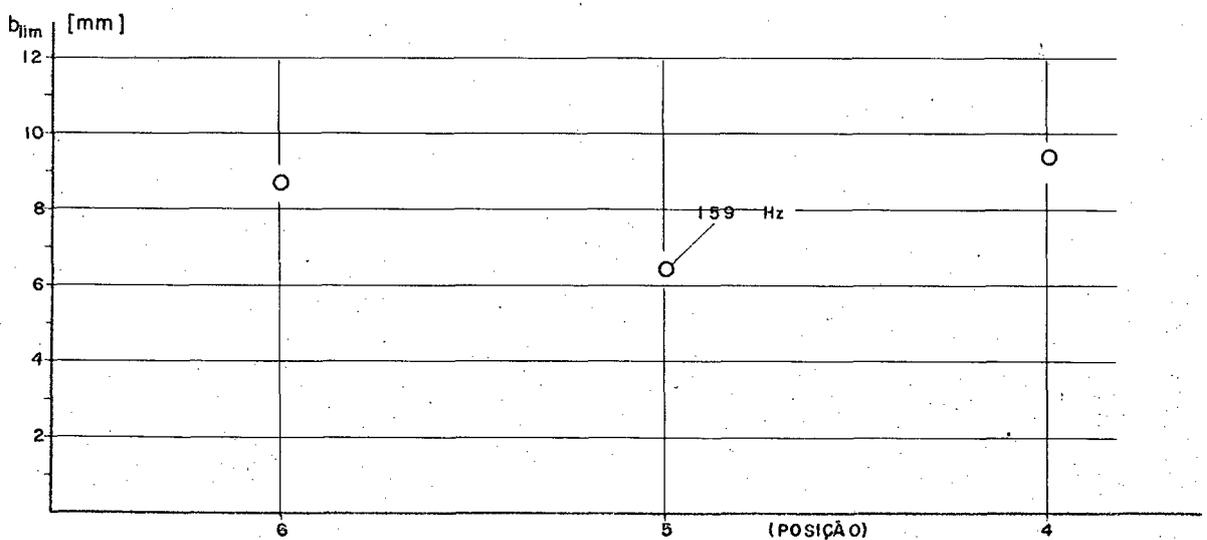
Fig. 6.21



a) INVICTA - $V = 65$ m/min, $a = 0,12$ mm/rev - C.P. 2



b) INVICTA - $V = 80$ m/min, $a = 0,12$ mm/rev - C.P. 2



c) INVICTA - $V = 100$ m/min, $a = 0,12$ mm/rev - C.P. 2

Fig. 6.22

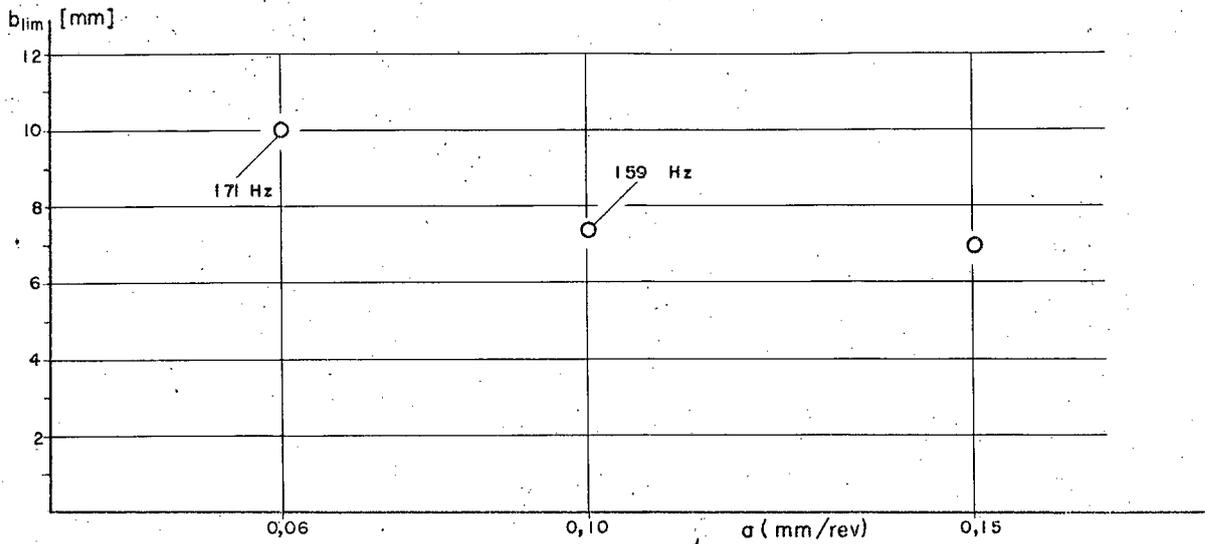
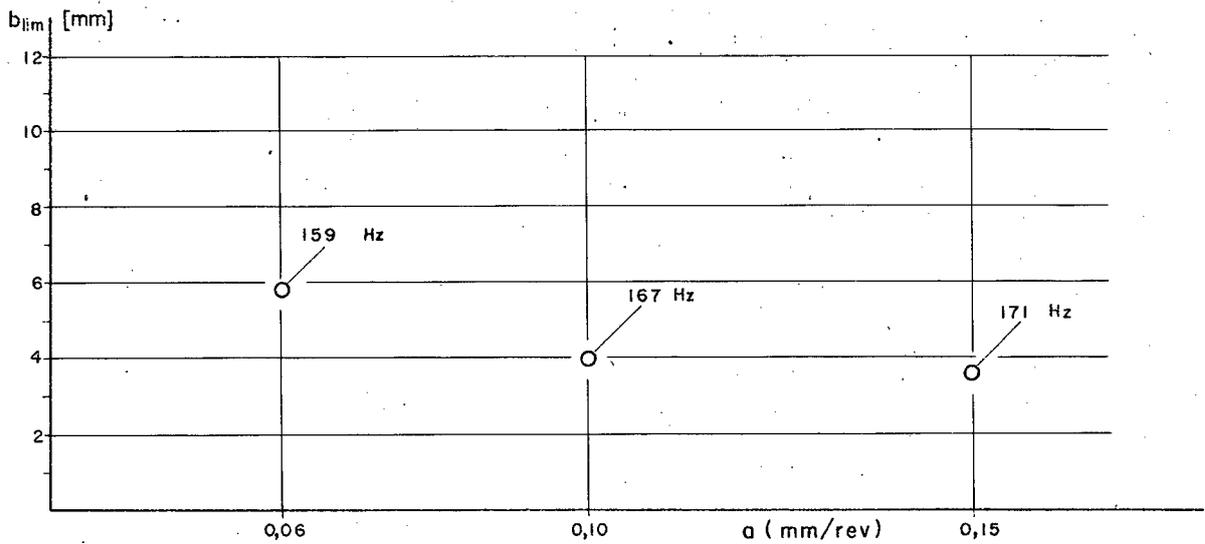
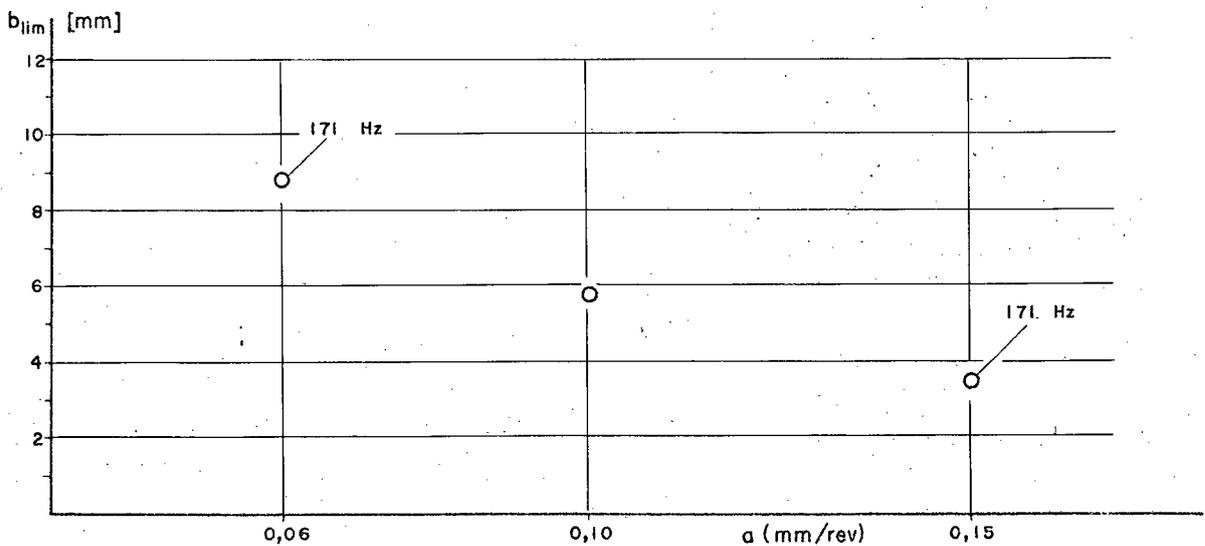
a) INVICTA - $V = 70$ m/min - Pos. 1 - C. P. 2b) INVICTA - $V = 70$ m/min - Pos. 2 - C. P. 2c) INVICTA - $V = 70$ m/min - Pos. 3 - C. P. 2

Fig. 6.23

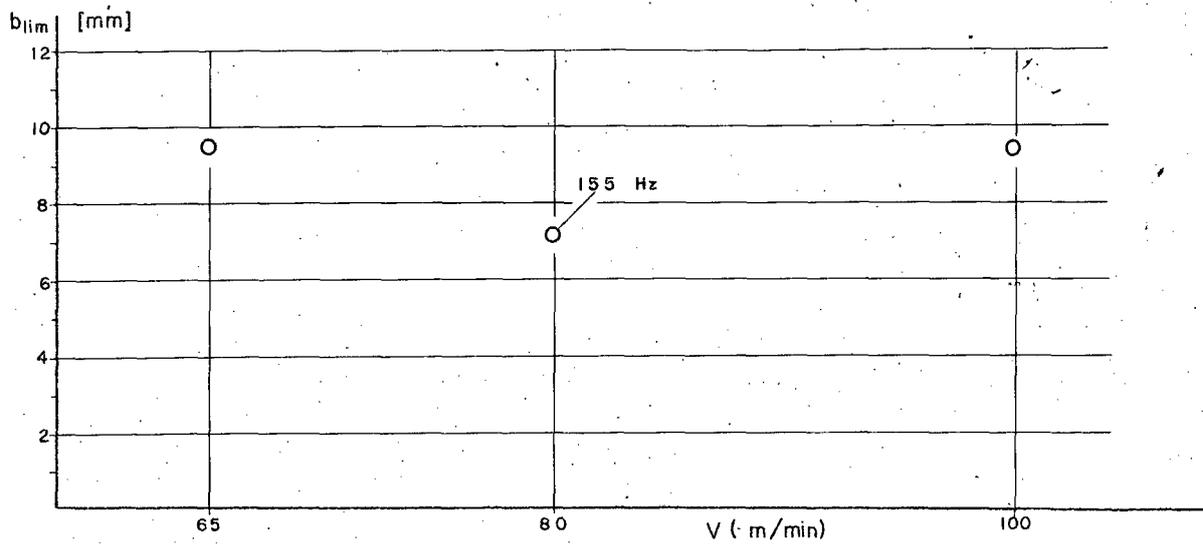
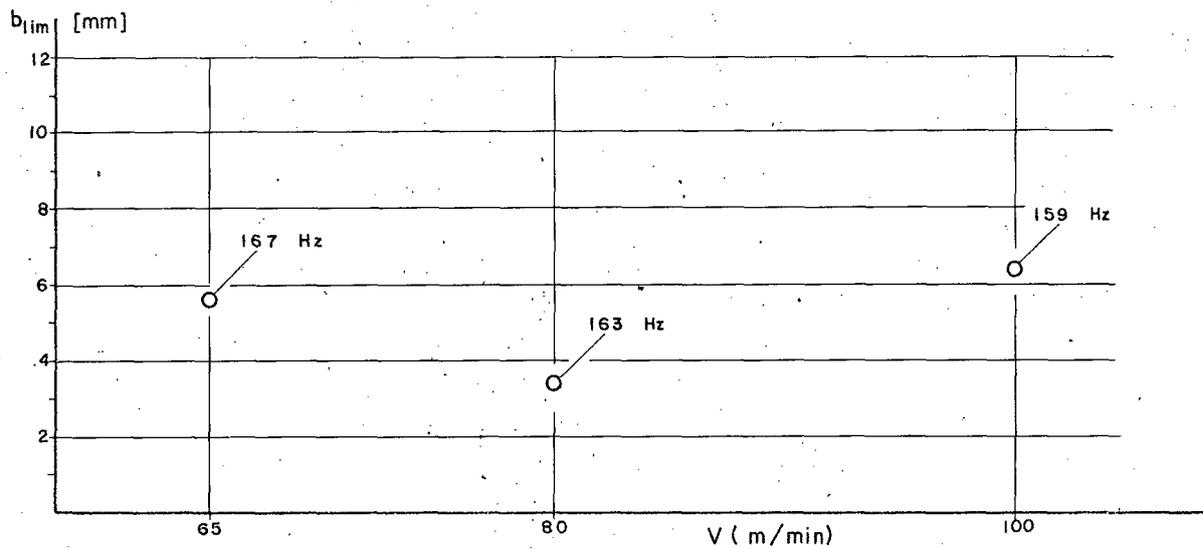
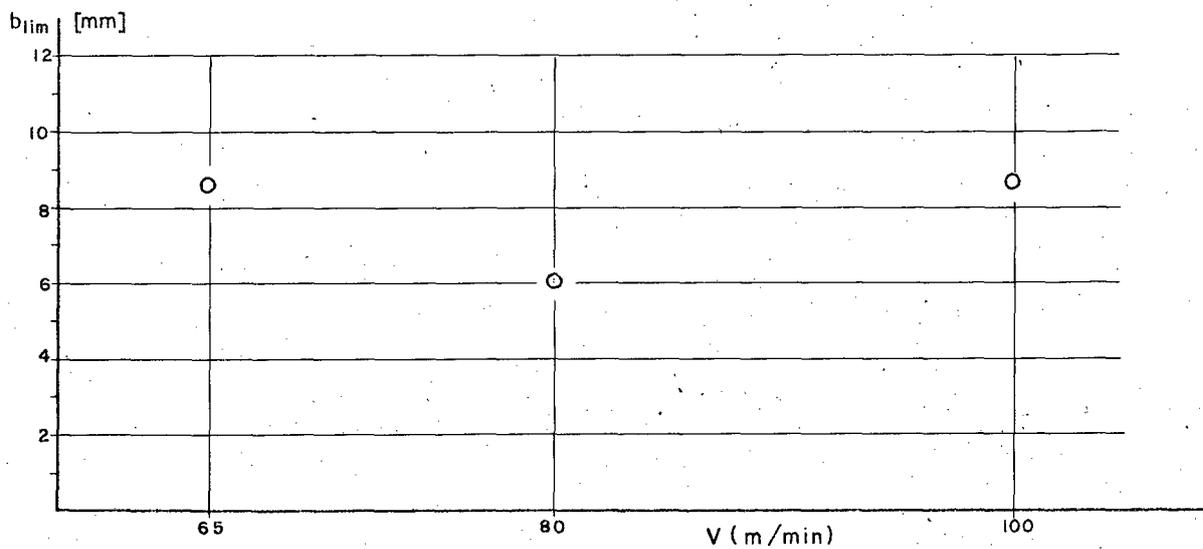
a) INVICTA - $a = 0,12$ mm/rev - Pos. 4 - C. P. 2b) INVICTA - $a = 0,12$ mm/rev - Pos. 5 - C. P. 2c) INVICTA - $a = 0,12$ mm/rev - Pos. 6 - C. P. 2

Fig. 6.24

CAPÍTULO 7

ANÁLISE E INTERPRETAÇÃO DOS RESULTADOS

De acordo com os resultados do capítulo 6, estão apresentadas neste capítulo algumas comparações entre as diversas variáveis testadas.

7.1 - Influência da Posição no Corpo de Prova 1.

Utilizando os valores médios das figuras 6.1.b, 6.5.a e 6.9.b, em que os parâmetros de movimento da máquina são iguais, obtém-se a figura 7.1 que mostra a influência da posição sobre a largura limite de corte nos três tornos.

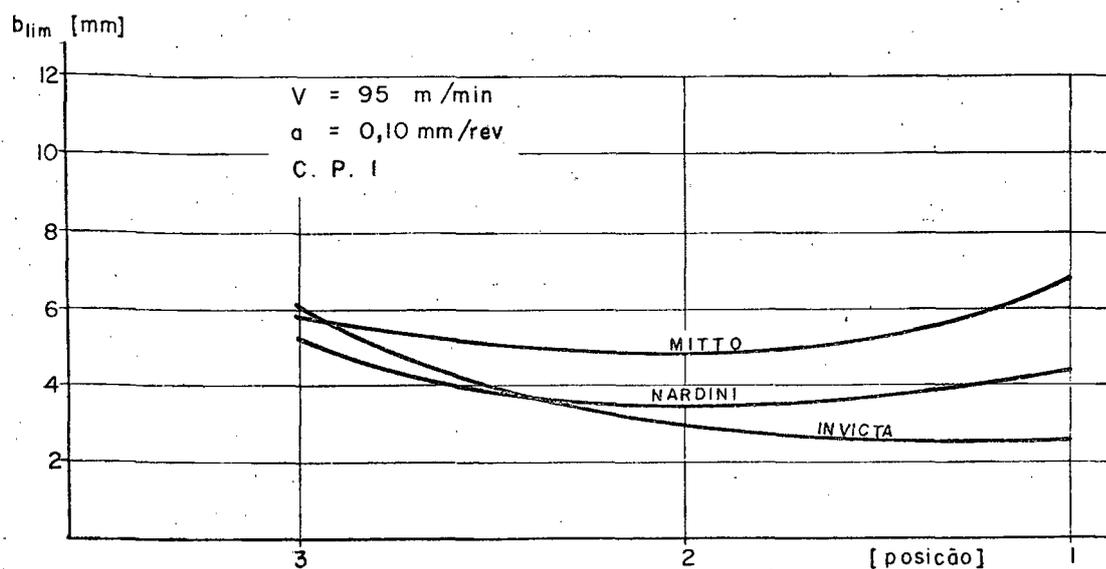


Fig. 7.1 - Gráfico de b_{lim} para as posições ao longo do corpo de prova.

Na figura 7.2 tem-se a comparação dos valores médios indicados nas figuras 6.2.c, 6.6.c e 6.10.c, que também são resultados de b_{lim} em função das posições ao longo do corpo de prova de testes realizados com iguais parâmetros de movimento.

As figuras 7.1 e 7.2 permitem uma comparação dos

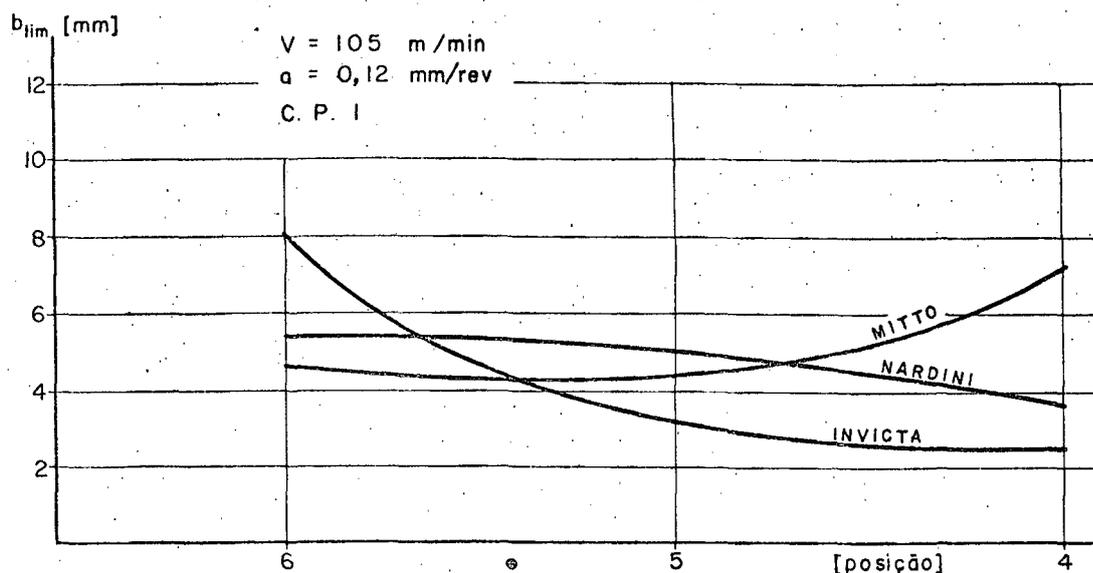


Fig. 7.2 - Gráfico de b_{lim} para as posições ao longo do corpo de prova.

três tornos pelas larguras limite de corte em diferentes posições ao longo da distância entre o cabeçote e contra-ponta. Porém, antes de analisar estes resultados deve-se dizer que em sua maioria apresentaram-se com considerável dispersão para mesmas condições de teste. Entretanto, de acordo com experiências de Tlustý e Burdekin¹³ em testes de corte, com máquinas em boas condições registraram dispersões não inferiores a 15%.

Os tornos testados além de não apresentarem bom estado de conservação são de padrão inferior aos tornos médios estrangeiros. Com isto deseja-se justificar a dispersão havida, parte pela dispersão intrínseca do método e parte pelo estado geral das máquinas. Mesmo assim, os tornos apresentam tendências definidas que permitem comparações relativas dentro de cada um e entre os três.

As conclusões que as figuras 7.1 e 7.2 permitem são as seguintes:

i) O torno Invicta apresenta nestas condições a maior largura limite de corte para torneamento junto a placa e a menor para as posições central e junto ao contra-ponta. É de se notar a brusca queda de estabilidade a medida que se afasta da árvore. Conclui-se com isto que este torno apresenta melhores condições para torneamento de peças curtas.

ii) O torno Mitto não apresentou uma tendência acentuada à maior rigidez da placa, verificada nos outros dois tornos como mostra a figura 7.3, resultados obtidos por Hartstein⁹, em testes de rigidez estática para os mesmos tornos.

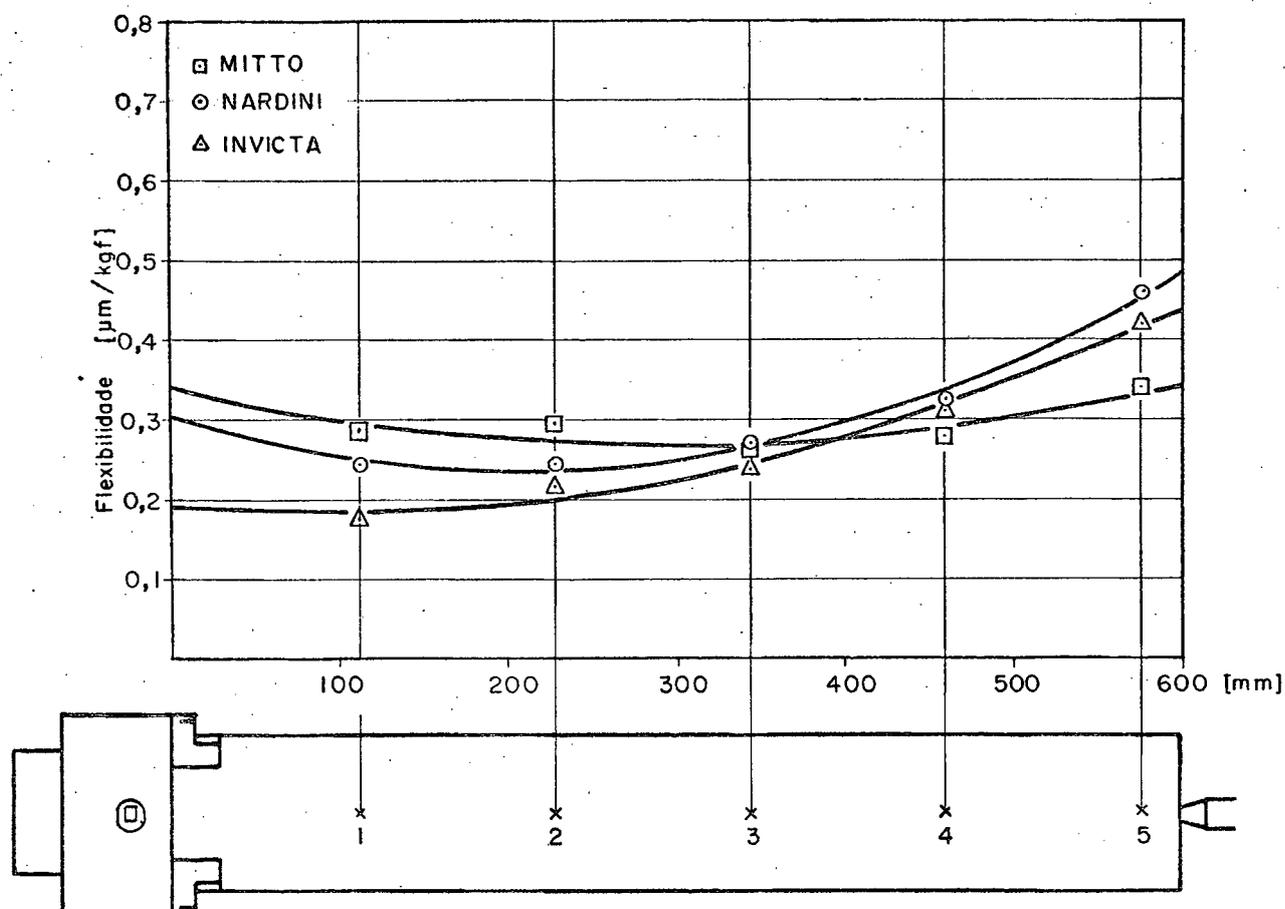


Fig. 7.3 - Comparação das flexibilidades devido aos cabeçotes dos tornos MITTO, NARDINI e INVICTA. Cf. ref. 9.

iii) O torno Nardini apresenta características mais uniformes ao longo do corpo de prova.

iv) Para as condições de usinagem especificadas nas figuras 7.1 e 7.2 pode-se classificar os tornos quanto a capacidade de remoção de material da seguinte forma:

- primeiro o torno Mitto, segundo o torno Nardini e terceiro o torno Invicta.

v) Verifica-se que há uma concordância muito boa dos resultados das figuras 7.1 e 7.2 dos testes de corte e a figura 7.3 de flexibilidade estática devido aos cabeçotes, entretanto não se verificando com a figura 7.4 de flexibilidades totais (flexibilidade devido aos cabeçotes + flexibilidade devido aos carros). Estas correlações podem perfeitamente serem feitas uma vez que o eixo base utilizado neste trabalho é o mesmo utilizado por Hartstein⁹.

vi) Os tornos Invicta e Nardini mostraram melhor concordância com os resultados de Hartstein não se verificando para o Mitto.

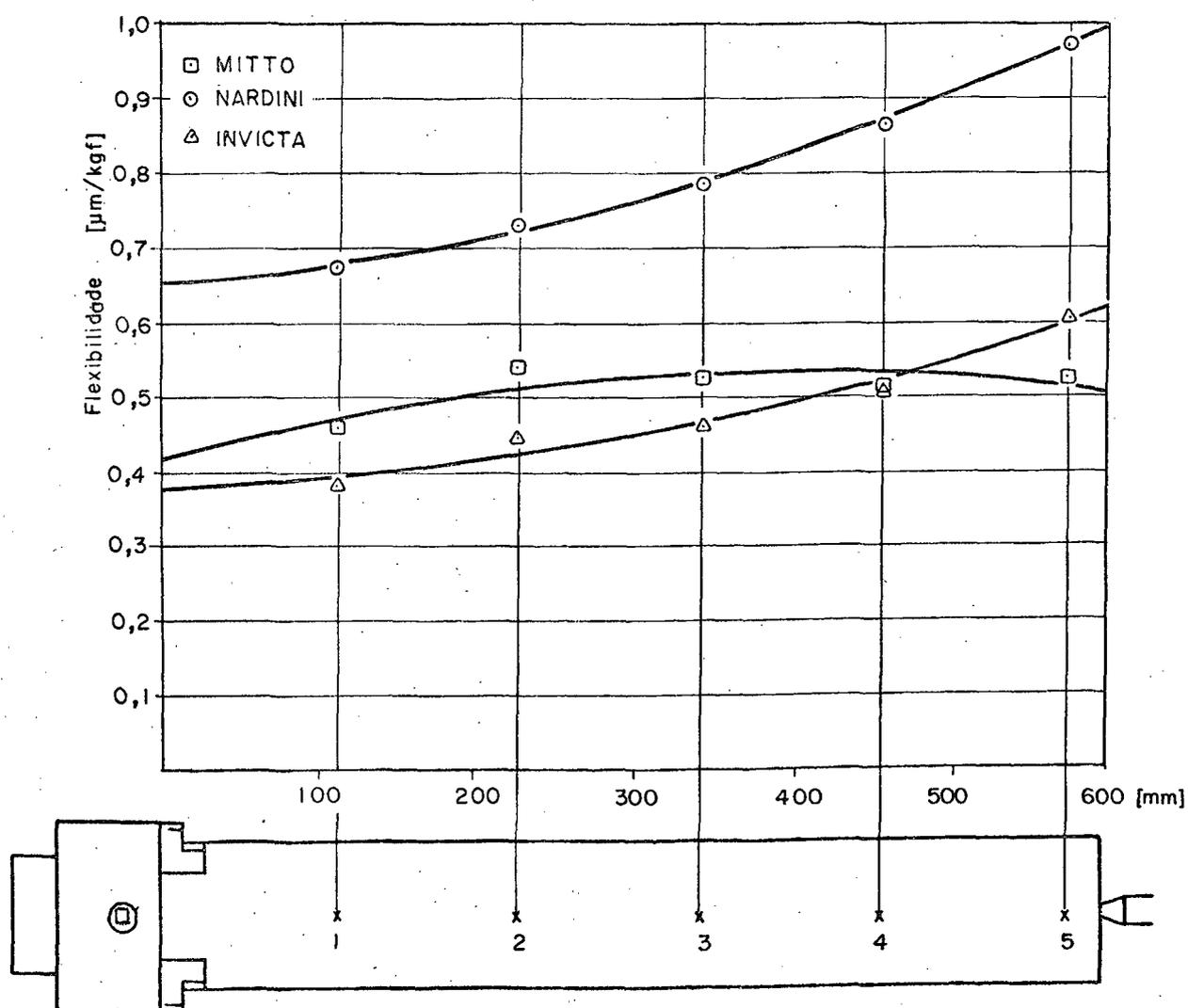


Fig. 7.4 - Comparação das flexibilidades totais dos tornos MITTO, NARDINI e INVICTA. Cf. ref. 9.

7.2 - Influência da Velocidade de Avanço no Corpo de Prova 1

A figura 7.5 é um gráfico de b_{lim} versus velocidade de corte para diversas velocidades de avanço¹² do qual podem ser construídas as curvas da figura 7.6 de b_{lim} versus velocidade de avanço para diferentes velocidades de corte.

O gráfico da figura 7.5 foi obtido com o uso de um porta-ferramentas especial, de características conhecidas projetado pela C.I.R.P.¹².

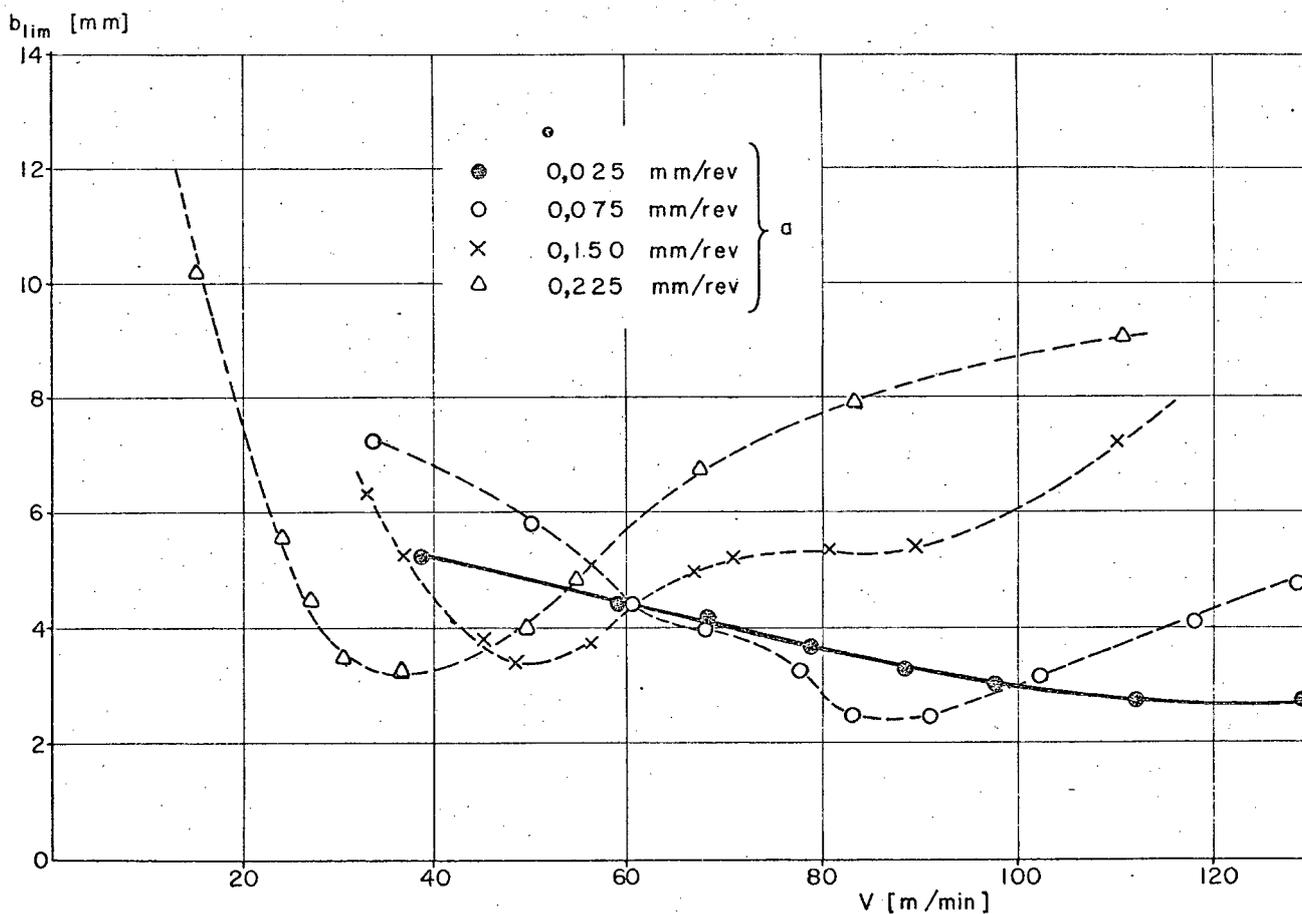


Fig. 7.5 - Gráfico de b_{lim} versus velocidade de corte. Cf. ref. 6 e 12.

Analisando as curvas da figura 7.6 verifica-se que todas possuem a mesma forma básica (forma em "S") com um valor máximo e um mínimo de b_{lim} e que estes valores variam com a velocidade de corte. Outra observação da figura 7.6 é que as curvas podem ser divididas em regiões, quais sejam: região A - região de mínimo b_{lim} em função do avanço; região B - região intermediária

ária entre os valores de máximo e mínimo b_{lim} ; região C - região de máximo b_{lim} .

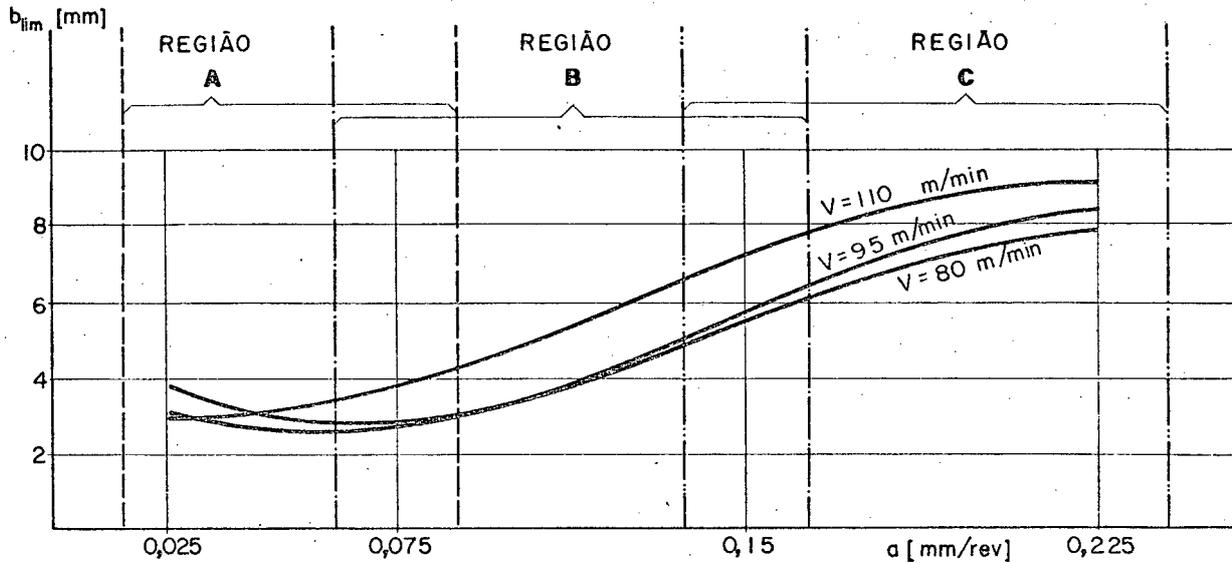


Fig. 7.6 - Forma em S das curvas de b_{lim} em função da velocidade de avanço.

A figura 7.7 apresenta o gráfico de b_{lim} versus avanço do torno Mitto com o corpo de prova 1, nas três posições de teste. Verifica-se através deste gráfico que avanços da ordem de 0,10 mm/rev são os que propiciam maiores larguras limite de corte, situando-se na região C em comparação com a figura 7.6.

A figura 7.8 mostra a variação de b_{lim} com a velocidade

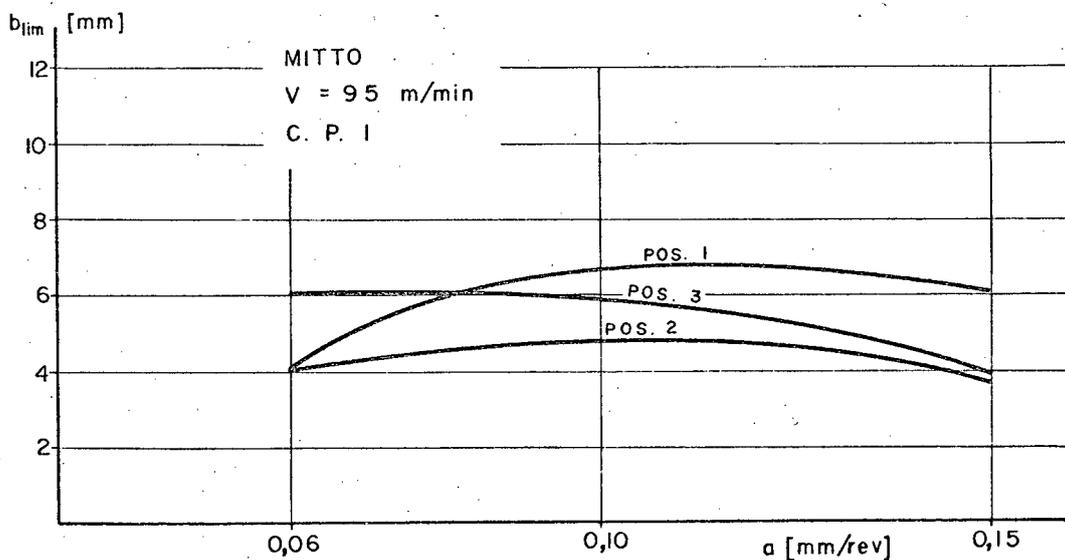


Fig. 7.7 - Gráfico de b_{lim} versus velocidade de avanço.

de de avanço obtido no torno Nardini com o C.P. 1.

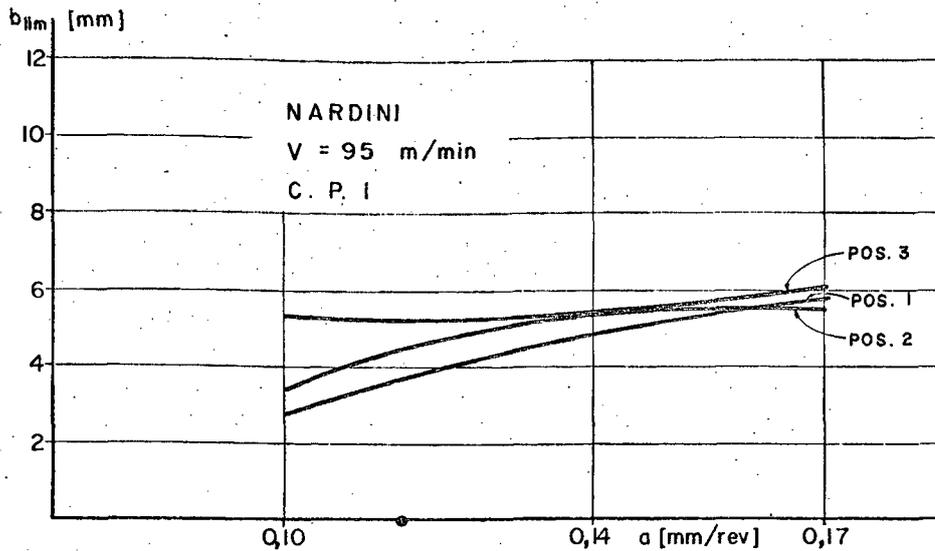


Fig. 7.8 - Gráfico de b_{lim} versus velocidade de avanço.

O torno Nardini apresenta-se para a faixa de avanços testados na região B (fig.7.6) e provavelmente o avanço de máximo b_{lim} seja próximo e superior a 0,17 mm/rev.

O torno Invicta com o corpo de prova I registrou os valores de b_{lim} em função do avanço conforme a figura 7.9, da qual conclui-se que o avanço de menor estabilidade é da ordem de 0,10 mm/rev, e o de maior um valor consideravelmente superi

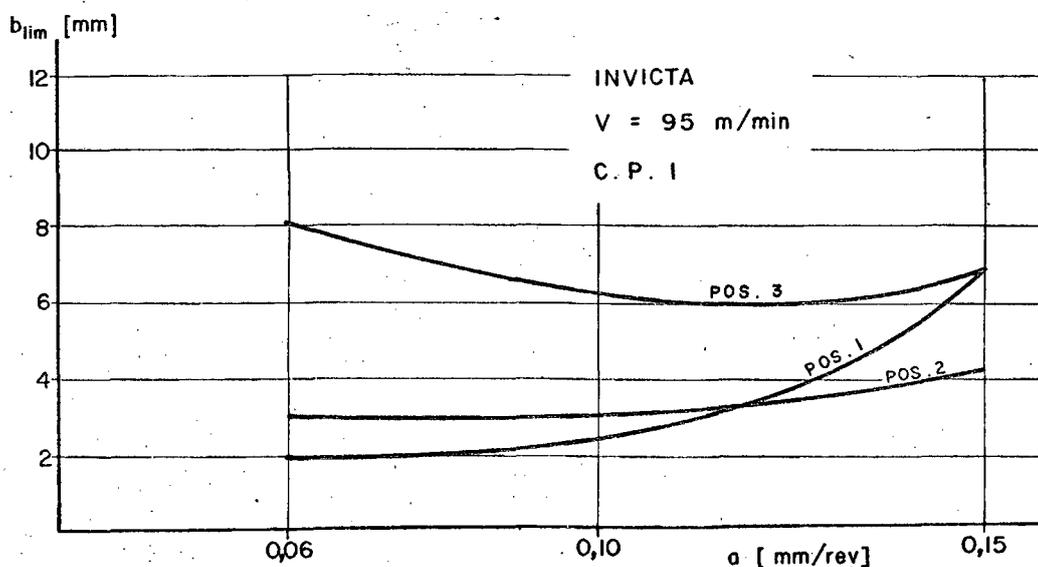


Fig. 7.9 - Gráfico de b_{lim} versus velocidade de avanço.

or a 0,15 mm/rev. Comparando-se com a figura 7.6, para estas condições, situa-se na região A.

Analisando em conjunto as figuras 7.7, 7.8 e 7.9 e considerando o que foi dito a respeito da forma em "S" das curvas de b_{lim} versus velocidade de avanço, concluiu-se o seguinte:

i) O torno Nardini foi o que apresentou menores diferenças de b_{lim} em função do avanço e da posição, conclusão esta já estabelecida pela análise de outros parâmetros.

ii) O maior avanço adotado nos testes do torno Invicta foi ainda pequeno em relação ao avanço em que o torno registraria o maior valor de b_{lim} em função do avanço (por estar na região A da figura 7.6).

Esta conclusão é válida analisando-se simplesmente a forma das curvas da figura 7.6 e 7.9, entretanto não deve ser esquecido o fenômeno de limitação de potência que é também um indicativo de capacidade da máquina, trata-se da parada do torno por insuficiência de potência do motor de acionamento. A limitação de potência pode ocorrer para larguras de corte ou avanços grandes.

iii) Desconsiderando a possibilidade de ocorrência de limitação de potência, e usando o critério de máximo avanço utilizável, que tem a capacidade de remoção de material em sua razão direta, os tornos classificam-se decrescentemente nesta ordem:

- primeiro o torno Invicta, segundo o torno Nardini e terceiro o torno Mitto.

7.3 - Influência da Velocidade de Corte no Corpo de Prova 1

A figura 4.1 mostra a variação de b_{lim} com a velocidade de corte e esta forma de gráfico é típica para todas as máquinas ferramentas, em que para o campo das baixas velocidades de corte, pequenas variações de v provocam grandes variações de b_{lim} , o mesmo não ocorrendo para as altas velocidades de corte. Com estas considerações, verifica-se que o gráfico da figura 7.10 de b_{lim} versus velocidade de corte, para o tor-

no Mitto testado com o corpo de prova 1, enquadra-se a esta tendência e que o campo de mínimo b_{lim} em função da velocidade de corte é de 70 a 85 m/min.

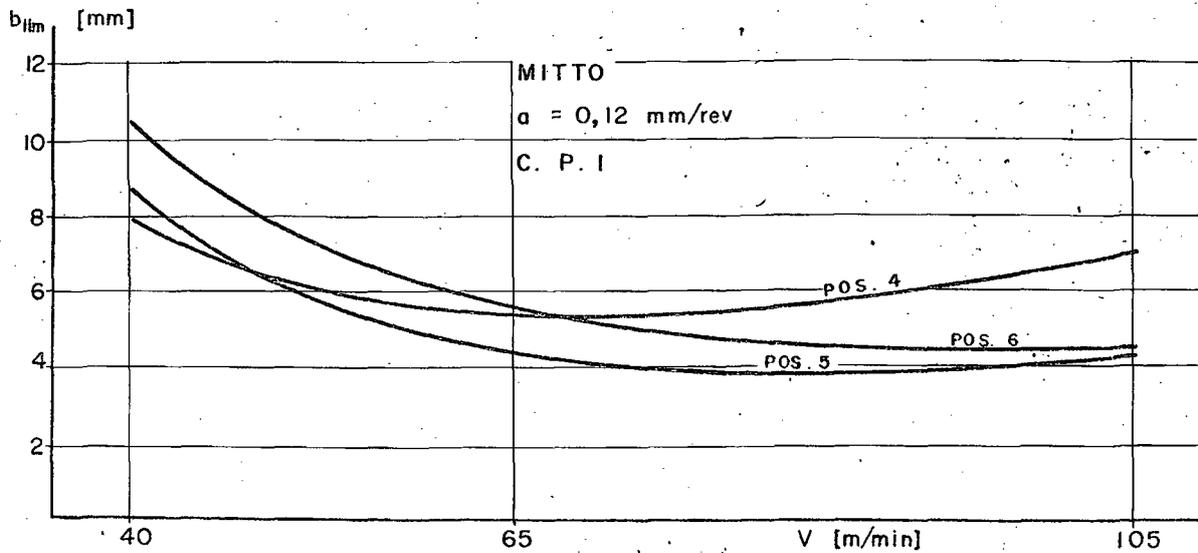


Fig. 7.10 - Gráfico de b_{lim} versus velocidade de corte.

A figura 7.11 analisa a estabilidade do torno Nardini através do gráfico de b_{lim} em função da velocidade de corte.

O torno Nardini segue a tendência da figura 4.1 sendo a faixa de menor b_{lim} de 80 a 90 m/min. A variação de b_{lim} com

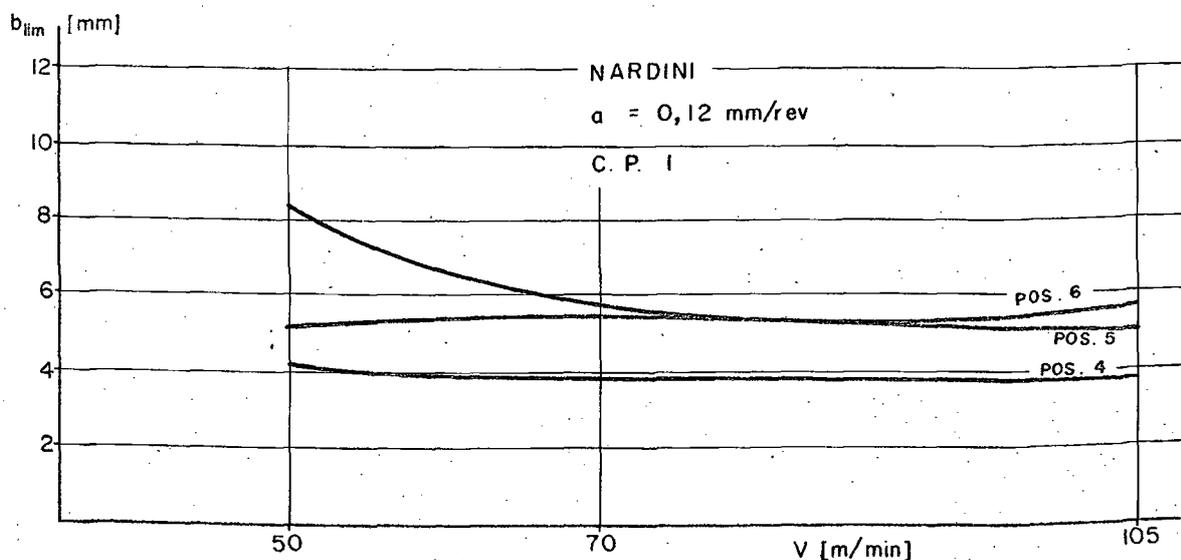


Fig. 7.11 - Gráfico de b_{lim} versus velocidade de corte.

a velocidade de corte para o torno Invicta é mostrado na figura 7.12.

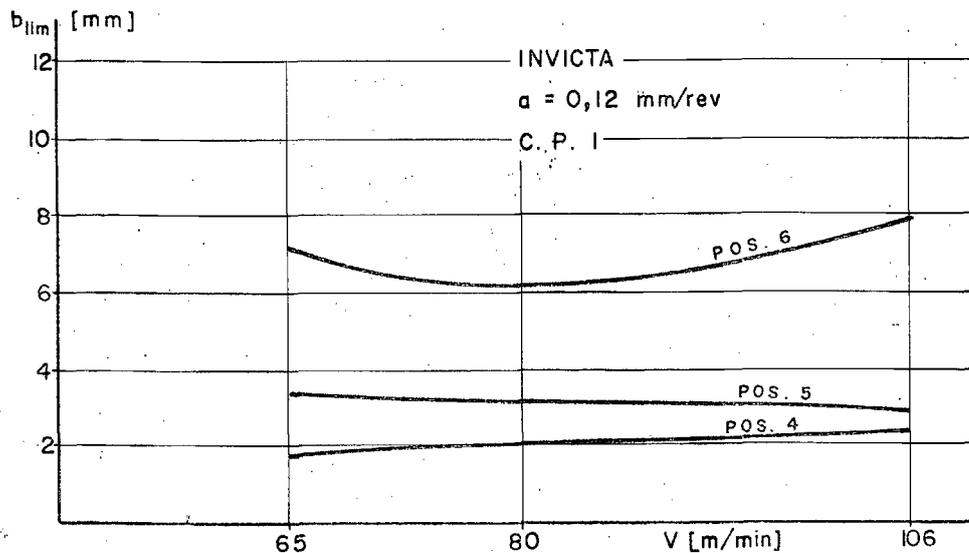


Fig. 7.12 - Gráfico de b_{lim} versus velocidade de corte.

Analisando as curvas das figuras 7.10 , 7.11 e 7.12, chega-se às seguintes conclusões:

i) Novamente o torno Invicta foi o que mostrou melhores condições para torneamento de peças curtas, apresentando sensível redução de b_{lim} em posições quanto mais afastadas da árvore. Estes resultados o fazem um torno pouco versátil e crítico pois as usinagens mais críticas são de peças longas (eixos), e a isto o Invicta mostrou-se pouco estável.

ii) Os tornos Mitto e Nardini mostraram performance quase iguais, e superiores ao Invicta. Desta forma pode-se classificar os tornos na seguinte ordem decrescente:

- primeiro torno Mitto, segundo o torno Nardini e terceiro o torno Invicta.

7.4 - Influência da Posição no Corpo de Prova 2.

Combinando as figuras 6.14.a, 6.18.a e 6.22.a em que as condições são iguais obtêm-se a figura 7.13 que apresenta a influência da posição nos três tornos quando testados com o cor

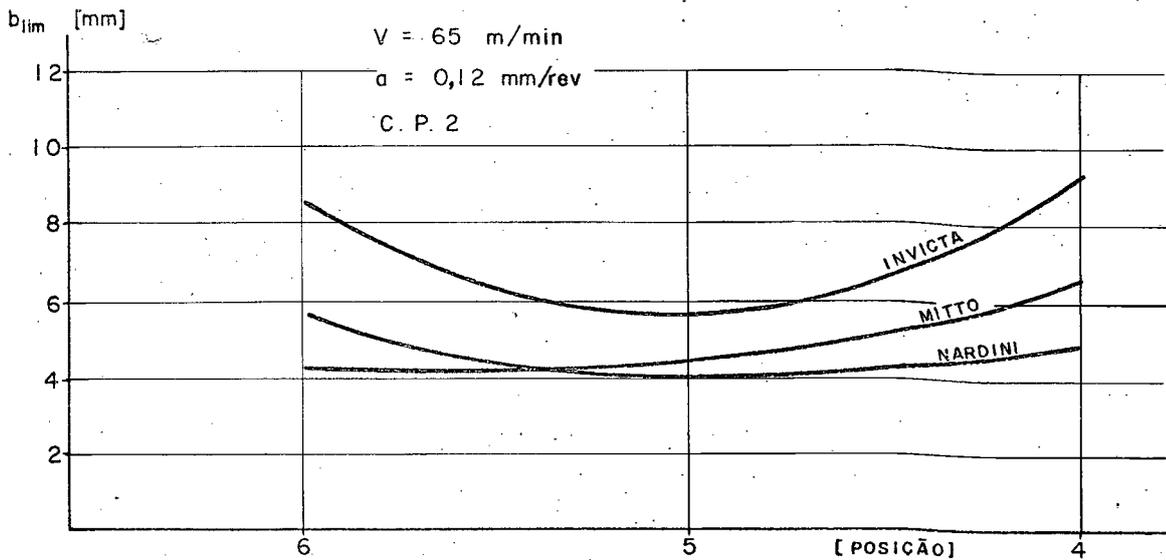


Fig. 7.13 - Gráfico de b_{lim} para as posições ao longo do corpo de prova.

po de prova 2. Antes de analisar esta figura deve-se lembrar que foi executado apenas um teste para cada combinação de velocidade de corte e avanço quando utilizado o corpo de prova 2.

A figura 7.13 permite as seguintes conclusões:

i) O torno Mitto apresentou maior estabilidade junto ao contra-ponta que para as outras posições.

ii) O torno Nardini foi o que apresentou menor faixa de diferenças de b_{lim} ao longo do comprimento do corpo de prova.

iii) O torno Invicta mostrou-se o mais estável dos três e o de maior faixa de diferenças de b_{lim} ao longo do comprimento do corpo de prova.

iv) As curvas mostram que o menor b_{lim} registrou-se para as posições próximas ao centro do corpo de prova, o mesmo não ocorrendo com os resultados obtidos com o corpo de prova 1. (Ex. figuras 7.1 e 7.2). Esta constatação era esperada em vista da influência das flexibilidades dos corpos de prova.

7.5 - Influência da Velocidade de Avanço no Corpo de Prova 2.

As figuras 7.14, 7.15 e 7.16 apresentam gráficos da

largura limite de corte em função do avanço para os tornos Mitto Nardini e Invicta, respectivamente, quando testados com o corpo de prova 2.

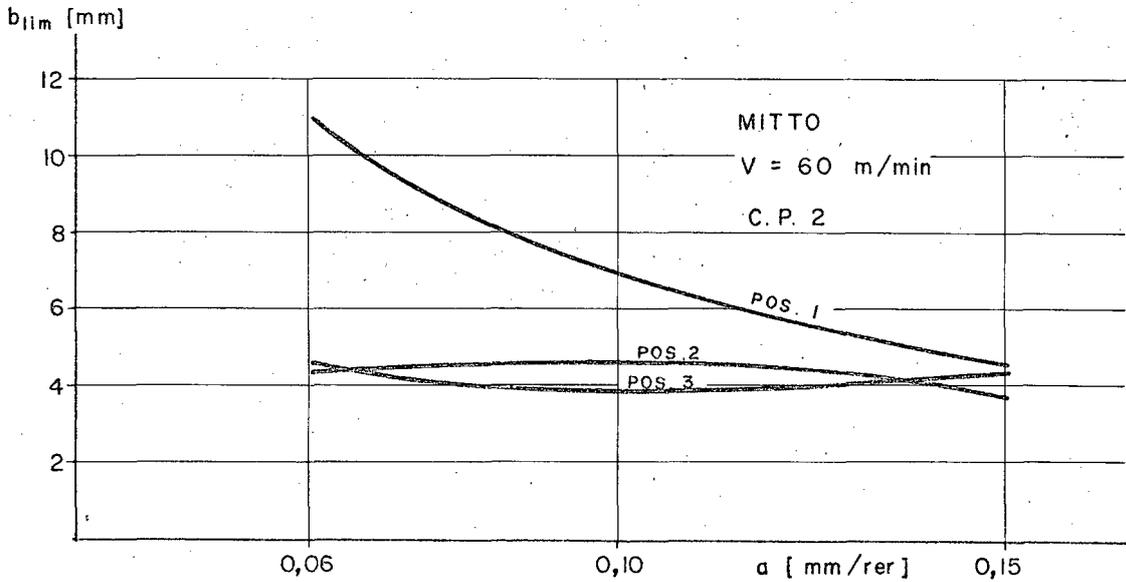


Fig. 7.14 - Gráfico de b_{lim} versus velocidade de avanço.

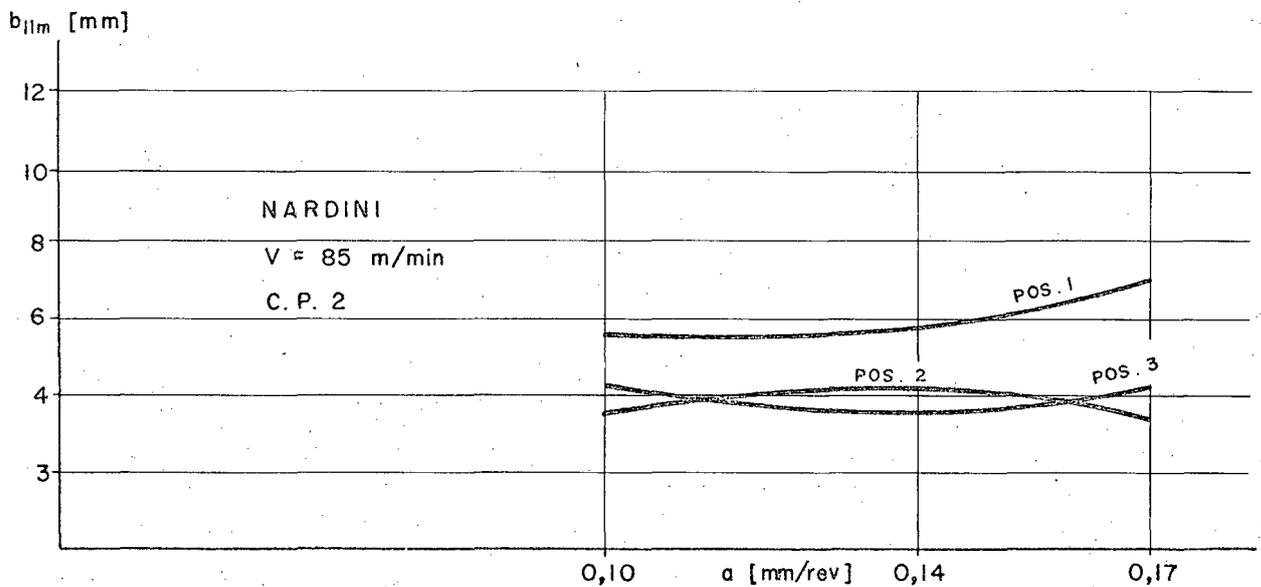


Fig. 7.15 - Gráfico de b_{lim} versus velocidade de avanço.

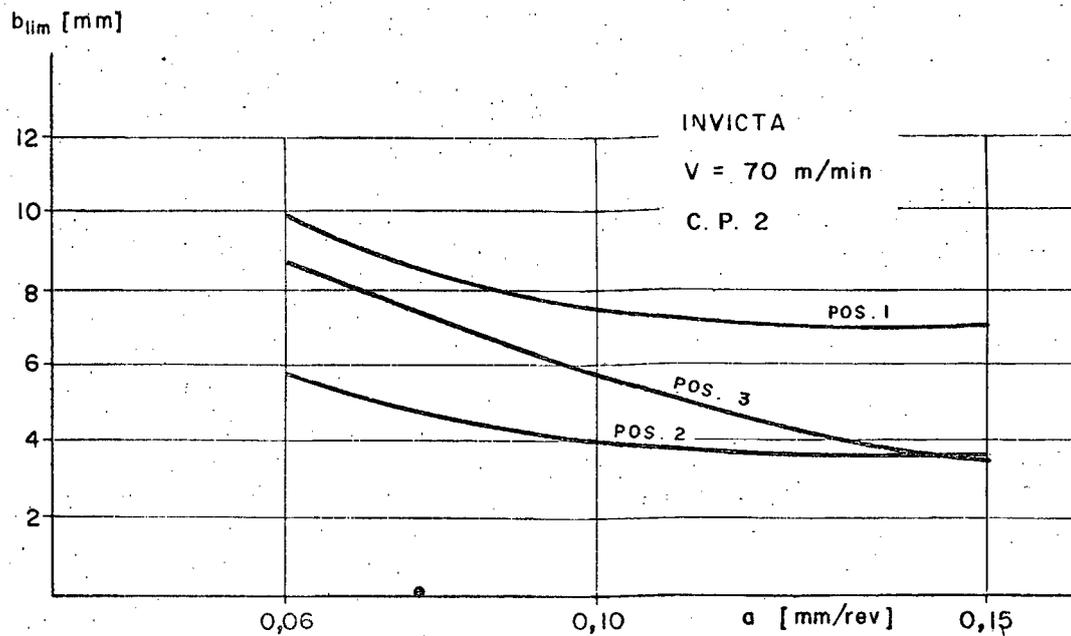


Fig. 7.16 - Gráfico de b_{lim} versus velocidade de avanço.

Pela análise destas figuras pode-se verificar que o torno Nardini é o que apresenta menor faixa de variação de b_{lim} em função do avanço.

7.6 - Influência da Velocidade de Corte no Corpo de Prova 2.

Não foi possível analisar a estabilidade dos tornos em função da velocidade de corte, porque somente o torno Invicta foi testado com três velocidades de corte diferentes enquanto que o Mitto não possuía rotações que permitissem mais que duas velocidades de corte adequadas para os testes. O torno Nardini possuía, além das duas velocidades testadas, uma outra adequada (500 rpm) entretanto a estabilidade do torno apresenta uma instabilidade muito grande por vibrações forçadas.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES

8.1 - Conclusões a Respeito dos Objetivos Propostos no Capítulo 5.

No capítulo 5 foram propostos quatro objetivos básicos para os testes de corte, para os quais concluiu-se o seguinte:

i) Influência dos parâmetros de movimento no corte.

a) Velocidade de avanço.

O torno Mitto apresentou maior estabilidade para avanços da ordem de 0,10 mm/rev, o Nardini para avanços da ordem de 0,17 mm/rev. Para o torno Invicta embora não se tenha feito testes para avanços da ordem de 0,22 mm/rev concluiu-se que para esta faixa ele deve apresentar sua maior estabilidade de corte, desconsiderando-se a possibilidade de ocorrência de limitação de potência.

b) Velocidade de corte.

De uma maneira geral a velocidade de corte mostrou a seguinte influência: para velocidades baixas, da ordem de 40 m/min os tornos apresentaram um grande valor de b_{lim} , diminuindo com o aumento da velocidade de corte, até um valor mínimo que estava dentro da faixa de 70 a 80 m/min. A partir desta velocidade a largura limite de corte novamente aumenta com o aumento da velocidade de corte entretanto a incrementos menores.

ii) Comparação entre os tornos.

Não foi possível classificar os tornos de uma maneira geral e única, visto que cada torno apresentou características próprias e diversas dos outros. As conclusões que puderam ser tiradas estão como segue:

a) O torno Invicta apresentou as melhores condições para torneamento perto da placa, sendo o pior para usinagens próxi -

mas ao contra-ponta.

b) O torno Nardini apresentou menores diferenças de largura limite de corte ao longo da distância entre placa e contra-ponta, característica esta importante para torneamento de peças longas.

c) O torno Mitto apresentou uma característica pouco comum, qual seja, de ser mais estável para torneamentos perto ao contra-ponta do que para próximo à placa. Embora verificada esta anomalia, o torno Mitto mostrou-se o mais estável para torneamentos junto ao contra-ponta e para a posição próxima à placa inferior ao Invicta e superior ao Nardini.

iii) Influência do corpo de prova na estabilidade.

Foi sensível a influência dos corpos de prova, principalmente quanto a suas rigidezes. O corpo de prova 2, apresentou larguras limites de corte para sua posição central inferiores às outras duas posições testadas, o mesmo não ocorrendo com o corpo de prova 1.

iv) Proposição do corpo de prova.

Embora a série de testes executados tenha sido razoavelmente suficientes para os outros objetivos do trabalho, esta não o foi para testar-se a perfeita adequação ou não dos corpos de prova utilizados, sendo por isso duvidosa qualquer afirmação definitiva a respeito dos mesmos. Contudo pode-se dizer que o corpo de prova 2 mostrou-se inadequado para testes de "chatter", por sua razoavelmente grande flexibilidade, mascarando os resultados intrínsecos da máquina.

8.2 - Dificuldades encontradas.

Algumas dificuldades encontradas na execução e interpretação dos testes estão apresentadas a seguir:

i) Determinação da frequência de vibração.

As figuras do capítulo 6 apresentam em alguns testes a frequência do "chatter", verifica-se para testes à iguais condições uma dispersão na frequência. Esta dispersão foi ocasiona

da, provavelmente, pela dificuldade na leitura das fotografias, mesmo sendo ampliadas 50 vezes. Aconteceu que ficou registrado, nas fotografias, várias curvas defasadas tornando os nós indistinguíveis. Um erro de 2 a 3 mm do retículo do osciloscópio corresponde a erros de 10 a 15 Hz na frequência, o que não é aceitável.

O motivo de determinação da frequência seria de poder se explicar melhor os aparentes paradoxos obtidos pelos testes. Através das frequências do "chatter" saber-se-ia quais os modos predominantes em cada posição ao longo do corpo de prova e logicamente as posições próximas a nós de modos seriam mais estáveis e vice-versa. Entretanto esta análise não foi possível pelos motivos já expostos.

ii) Dispersão dos resultados

Os testes de corte estão propícios a consideráveis dispersões (nunca inferiores a 15%¹³), somando-se ainda aos erros provenientes do estado geral das máquinas que não era bom. Contornar-se-ia ou diminuir-se-ia este problema com séries maiores de testes, aumentando consequentemente o custo.

8.3 - Sugestões para futuros trabalhos

Os futuros trabalhos que venham a desenvolver-se nesta área de vibrações auto-excitadas em máquinas ferramentas deverão atender para as dificuldades encontradas neste trabalho para que o proveito seja maior. Observou-se que embora tenha sido feita uma grande quantidade de testes, poucos valores de um mesmo parâmetro foram verificados, em outras palavras, os testes deveriam ser mais restritos.

Outra orientação a ser seguida, é a pesquisa de geometria da ferramenta mais estável ao "chatter".

Embora teste de corte e teste de excitação sejam duas formas distintas de pesquisa do "chatter", o teste de corte é melhor interpretado com auxílio do teste de excitação pois através deste, aparentes paradoxos são explicados e melhor entendidos.

A N E X O 1

ELEMENTOS DA TEORIA DO "CHATTER REGENERATIVO"

Partindo do coeficiente de acoplamento complexo dado sob a forma:

$$R = r e^{j\rho} \quad (\text{A.1.1})$$

onde ρ representa o defasamento entre a variação da espessura do cavaco e a variação da força de corte. A componente variável da força de corte será dada por

$$P = -b R (y - y_0) \quad (1.1)$$

A vibração y conseqüente de P será:

$$y = P \phi(\omega) \quad (1.2)$$

$$= P [G(\omega) + j H(\omega)] \quad (2.6)$$

$$= P \sum_{i=1}^n (u_i G_i + j u_i H_i) \quad (\text{A.1.2})$$

A condição limite de estabilidade é expressa quando a amplitude de vibração em um passe for igual a amplitude de vibração do corte subsequente, então:

$$\left| \frac{y}{y_0} \right| = 1 \quad (1.3)$$

Combinando as equações (1.1), (2.6) e (1.3)

$$\left| \frac{y}{y_0} \right| = \left| \frac{(1/br) e^{-j\rho} + G + j H}{G + j H} \right| = 1 \quad (\text{A.1.3})$$

Desenvolvendo (A.1.3)

$$\left| \frac{1}{br} e^{-j\rho} + G + j H \right| = \left| G + j H \right|$$

$$\left| \frac{1}{br} (\cos \rho - j \operatorname{sen} \rho) + G + j H \right| = |G + j H|$$

O quadrado dos valores absolutos dos vetores é dado por:

$$\left(\frac{1}{br} \cos \rho + G \right)^2 + \left(H - \frac{1}{br} \operatorname{sen} \rho \right)^2 = G^2 + H^2$$

$$\frac{1}{br} 2 G \cos \rho + \frac{1}{(br)^2} (\cos^2 \rho + \operatorname{sen}^2 \rho) - \frac{1}{br} 2 H \operatorname{sen} \rho = 0$$

Desconsiderando a solução trivial, $1/r = 0$

$$2 G \cos \rho + \frac{1}{br} - 2 H \operatorname{sen} \rho = 0$$

ou

$$-\frac{1}{2br} = G \cos \rho - H \operatorname{sen} \rho \quad (\text{A.1.4})$$

A equação (A.1.4) pode ser expressa sob a forma

$$-\frac{1}{2br} = \sum_{i=1}^n G_i \cos \rho - \sum_{i=1}^n H_i \operatorname{sen} \rho \quad (\text{A.1.5})$$

A equação (A.1.5) mostra que não existindo defasamento entre a variação da espessura de cavaco e a variação da força de corte, isto é $\rho = 0$, o caso limite de estabilidade será:

$$rb_{\text{lim}} = -\frac{1}{2 G_{\text{lim}}} \quad (\text{A.1.6})$$

Existindo o defasamento, o limite será expresso por:

$$rb_{\text{lim}} = -\frac{1}{2 \phi_{\text{lim}}} \quad (\text{A.1.7})$$

A.1.1 - Determinação gráfica de (b_{lim})

A equação (1.2) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{y}{P} = \phi$$

Combinando esta equação com a equação (1.1), tem-se:

$$P = -b r e^{j\rho} (y - y_0)$$

$$P e^{-j\rho} = -b r (y - y_0)$$

$$P e^{-j\rho} = b r y_0 - b r y$$

$$P e^{-j\rho} + b r y = b r y_0$$

$$\frac{y}{P} + \frac{1}{br} e^{-j\rho} = \frac{y_0}{P} \quad (\text{A.1.8})$$

A equação (A.1.8) pode ser interpretada com o uso da receptância transversal no plano complexo, como mostra a figura A.1.1.

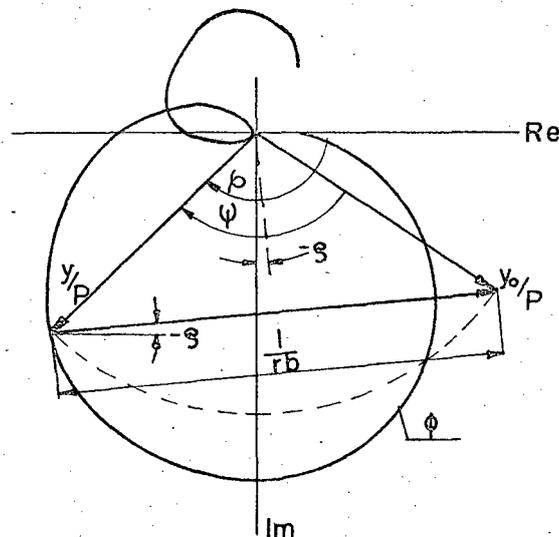


Fig. A.1.1 - Gráfico da receptância transversal no plano complexo.

Limite de estabilidade com o defasamento S entre a espessura do cavaco e a variação da força P .

Todos os pontos de ϕ correspondem a uma frequência ω . Traçando-se o vetor y/P com o defasamento ϕ entre y e P

Como as considerações que estão sendo feitas são para o caso limite de estabilidade, o vetor y_0/P terá o mesmo módulo que y/P defasados de Ψ , isto é, o defasamento entre subseqüentes ondulações. Outra alternativa de traçado seria, do ponto final do vetor y/P com uma inclinação $(-\rho)$ em relação ao eixo real, uma vez que (ρ) é conhecido como uma função de (ω) , traçar o vetor $1/rb$ até encontrar o arco de circunferência de centro na origem e raio igual ao módulo de y/P .

Para o caso em que $\rho = 0$ ou seja R um valor real, o diagrama tomará a forma da figura A.1.2 e o vetor $1/rb$ será perpendicular ao eixo imaginário.

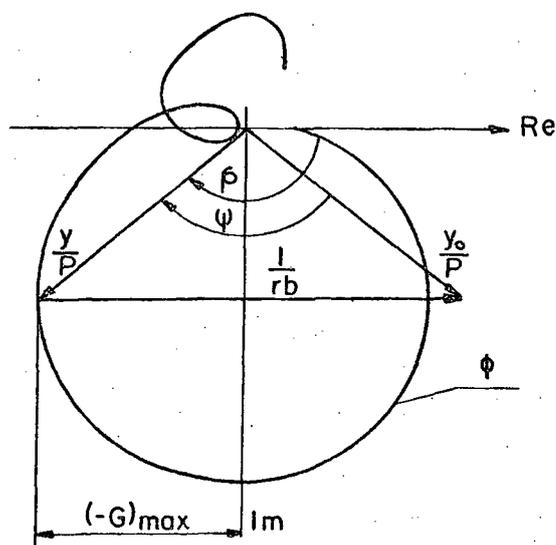


Fig. A.1.2 - Gráfico da receptância transversal no plano complexo. Limite de estabilidade no caso $s=0$.

BIBLIOGRAFIA

- 1 Koenigsberger F. and Tlustý J., "Machine Tool Structures", Pergamon Press, 1st. edition, 1970.
- 2 Sweeney G., "Vibration of Machine Tools", The Machinery Publishing Co. Ltd., 1970.
- 3 Tlustý J., "A Method of Analysis of Machine Tool Stability", Vuoso, Pragne, Czechoslovakia.
- 4 Mutch G. F., "Performance Testing of Metal Cutting Machine Tools", Master of Science Thesis, Victoria University of Manchester, 1970.
- 5 Stone B. J., "The Development of a Dynamic Performance Test for Lathes", paper 607, 12th. International M.T.D.R. Conference, 1971.
- 6 Burdekin, M., Cowley A. and Tlustý J., "Establishing Standard Cutting Conditions for Performance Testing of Universal Metal Cutting Machine Tools", paper 606, 12th. International M.T.D.R. Conference, 1971.
- 7 Slavicek J., "The Effect of Irregular Tooth Pitch on Stability of Milling", Vuoso, Pragne, Czechoslovakia.
- 8 Stone B.J., "The Effect on the Chatter Behaviour of Cutters with Different Helix Angles on Adjacent Teeth", 11th. International M.T.D.R. Conference. 1970.
- 9 Hartstein, H., "Contribuição à Análise da Rigidez Estática da Estrutura de Tornos Universais", Tese de Mestrado, Vol. I, Centro Tecnológico, UFSC, Florianópolis, Santa Catarina, 1973.
- 10 Ferraresi D., "Usinagem dos Metais", Volume 1, Editora Edgard Blücher Ltda., 1970.
- 11 Kals H. J. J., "Dynamic Stability in Cutting".
- 12 "Specifications and Test of Metal Cutting Machine Tools" The University of Manchester Machine Tool Engineering Division, Printed in England by Revel and George Limited, 1970.

- 13 Burdekin M., "Curso de Comportamento Mecânico de Máquinas Ferramentas", Notas de aula, Centro Tecnológico, UFSC, Florianópolis, Santa Catarina, 1975.
- 14 Welbourn D. B. and Smith J. D., "Machine Tool Dynamics - An Introduction", Cambridge University Press, 1970.
- 15 Tobias S. A., "Machine - Tool Vibration", Blackie & Son Ltd. 1965.
- 16 Das M. K., Knight W. A. and Sadek M. M., "A Critical Assessment of Cutting Force Models in the Analysis of Machine Tool Instability", 11th International M.T.D.R. Conference, 1970.
- 17 Das M. K. and Tobias S. A., "The Relation Between the Static and the Dynamics Cutting of Metals", Pergamon Press, 1967.
- 18 Tobias S.A., "Dynamic Acceptance Tests for Machine Tools", Pergamon Press, 1962.
- 19 Andrew C. and Tobias S. A., "A Critical Comparison of Two Current Theories of Machine Tool Chatter", Pergamon Press, 1961.
- 20 Sweeney G. and Tobias S. A., "An Algebraic Method for the Determination of the Dynamic Stability of Machine Tool" University of Birmingham.
- 21 Tlustý J. and Poláček M., "The Stability of the Machine Tool Against Self-Excited", VUOSO, Prague, Czechoslovakia.