

REVISTA
BRASILEIRA
DE CIÊNCIAS
MECÂNICAS

JOURNAL OF THE BRAZILIAN SOCIETY OF MECHANICAL SCIENCES

PUBLICAÇÃO DA ABCM
ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS

REVISTA BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS
JOURNAL OF THE BRAZILIAN SOCIETY OF MECHANICAL SCIENCES

EDITOR: Hans Ingo Weber

Deptº Projeto Mecânico, FEC, UNICAMP, Caixa Postal 6131, 13081 Campinas/SP, Brasil,
Tel. (0192) 39-7284, Telex (019) 1981, Telefax (0192) 39-4717

EDITORES ASSOCIADOS

Álvaro Toubes Prata

Deptº Engenharia Mecânica, UFSC, Caixa Postal 476, 88049 Florianópolis/SC, Brasil,
Tel. (0482) 34-5166, Telex (482) 240 UFSC

Augusto César Noronha R. Galeão

LNCC, Rua Lauro Müller 455, 22290 Rio de Janeiro/RJ, Brasil, Tel. (021) 541-2132 r. 170, Telex 22563 CBPO

Carlos Alberto de Almeida

Deptº Eng. Mecânica, PUC/RJ, Rua Marquês de São Vicente, 255, 22453 Rio de Janeiro/RJ, Brasil,
Tel. (021) 529-9323, Telex (021) 131048

Hazim Ali Al-Qureshi

ITA/CTA, Caixa Postal 6001, 12225 São José dos Campos/SP, Tel. (0123) 41-2211

CORPO EDITORIAL

Abimael Fernando D. Loula (LNCC)

Arno Blass (UFSC)

Carlos Alberto de Campos Selke (UFSC)

Carlos Alberto Schneider (UFSC)

Clovis Raimundo Maliska (UFSC)

Fathi Darwich (PUC/RJ)

Henner Alberto Gomide (UFU)

Jaime Tupiassú de Castro (PUC/RJ)

João Lirani (EESC)

José Luiz de França Freire (PUC/RJ)

Leonardo Goldstein Jr. (UNICAMP)

Luiz Carlos Martins (COPPE/UF RJ)

Luiz Carlos Wrobel (COPPE/UF RJ)

Moisés Zindeluck (COPPE/UF RJ)

Nelson Back (UFSC)

Nestor Alberto Zouain Pereira (COPPE/UF RJ)

Nivaldo Lemos Cupini (UNICAMP)

Paulo Rizzi (ITA)

Paulo Roberto de Souza Mendes (PUC/RJ)

Raul Feijóo (LNCC)

Renato M. Cotta (COPPE/UF RJ)

Samir N.Y. Gerges (UFSC)

Valder Steffen Jr. (UFU)

Publicado pela / Published by

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS, ABCM /
BRAZILIAN SOCIETY OF MECHANICAL SCIENCES

Secretário da ABCM: Sr. Antonio Paulo da Costa Maruques

Av. Rio Branco, 124-18º andar - Rio de Janeiro - Brasil

Tel. (021) 221-6177 R. 178, Telex (021) 37973 CGEN-BR

Presidente: Arthur Palmeira Ripper

Secret. Geral: Agamenon R. E. Oliveira

Diretor de Patrimônio: Luis Fernando Salgado Candiota

Vice-Presidente: Sidney Stuckenbruck

Secretário: Carlos Alberto de Almeida

PROGRAMA DE APOIO À PUBLICAÇÕES CIENTÍFICAS

MCT



FINITE ELEMENT INCREMENTAL CONTACT ANALYSIS WITH VARIOUS FRICTIONAL CONDITIONS

ANÁLISE INCREMENTAL POR ELEMENTOS FINITOS DO PROBLEMA DE CONTATO COM VÁRIAS CONDIÇÕES DE ATRITO

Alabadan Azeddine

Laboratoire de Mechanique Appliquee, Associe au C.N.R.S.
Universite de Besancon, Faculte des Sciences et Techniques
Route de Gray - La Bouloie - 25030 Besancon

ABSTRACT

The use of contact components such as gear teeth in mesh in machinery or the foundation-soil interface is very common in engineering practice. This paper deals with the development of theoretical method which gives a solution for non-linear contact problems with irreversibility resulting from stick-slip phenomenon. The method is based on the finite element method and load incremental theory. The geometric and the static boundary conditions on contact surfaces are treated as additional conditions independent of stiffness equations. As a result, the algorithm is simplified and only the part of the solution pertaining to the contact surface is required at each step. Furthermore, the magnitude of load causing a change in a contact condition of one contact node-pair is taken as a load increment, in analogy with the incremental iterative procedure for elastic-plastic problems. Therefore, the method provides a general and efficient method for analysis and design of such problems. As illustrative examples, the stick-slip behaviour of the hertzian model and other problems are discussed. The calculated results show a reasonable agreement with experimental data and other solutions.

Keywords: Contact ■ Friction ■ Stick-Slip Model ■ Finite Element Method ■ Incremental Procedure

RESUMO

Em engenharia é muito comum a ocorrência de problemas de contato. Em engenharia mecânica, por exemplo, este tipo de problema surge em maquinarias dotadas de rodas dentadas, e em engenharia civil na interação solo-fundação. Este trabalho trata do desenvolvimento de um modelo teórico para a solução de problemas de contato não-lineares relacionados com processos irreversíveis decorrentes do fenômeno de aderência-escorregamento. O modelo é construído utilizando-se o método dos elementos finitos e um procedimento incremental de carregamento. As condições de contorno geométricas e estáticas nas superfícies de contato são tratadas como condições adicionais ao problema de equilíbrio. Como consequência o algoritmo é simplificado, e somente a parte da solução relacionada com a superfície de contato é requerida em cada passo. Além disso, a intensidade de carga responsável pela mudança nas condições de contato entre um par de nós é tomada como incremento de carga, em analogia com esquemas iterativos incrementais usados em problemas elasto-plásticos. Desta forma o modelo proposto conduz a um método geral e eficiente para a análise desses problemas. Como exemplos ilustrativos o comportamento da aderência e deslizamento do modelo de Hertz e outros problemas são discutidos. Os resultados calculados mostram uma concordância razoável com dados experimentais e outras soluções.

Palavras-chave: Contato ■ Atrito ■ Modelo com aderência e deslizamento ■ Método dos Elementos Finitos ■ Esquema Incremental

INTRODUCTION

Structural applications frequently involve mechanical contact situations in which friction cannot be ignored. Accurate stress and strength analyses of such structures require careful investigation of the frictional contact conditions. Failure is often precipitated by stress concentrations at the contacting surfaces and can be aggravated by the degree of roughness of these surfaces.

This paper describes simple and easily adaptable iterative finite-element techniques for solving frictional contact problems without the need for any particular constitutive model or special element in the contact region.

Our approach uses neither variational inequalities nor special mathematical programming techniques, employing only the conventional finite-element method involving incremental loading and constant-strain isoparametric elements. Finite-element concepts are used to evaluate the displacements of a known boundary value problem associated with a structure under frictional contact and differential loading. Boundary conditions at the frictional contact area are satisfied by iteration from the determined displacements. These displacements caused by incremental loading are stored and used to deform the structure to its current geometry. Successive incremental loading is applied until the total load (Sum of the differential loads) is achieved, or until the structure fails according to some strength criterion. As demonstrated in the cited examples, geometric nonlinearity can be handled accurately and reliability enhanced by using appropriate mixed coordinate systems. The method is simple and contains logical steps for establishing the contact area and the regions of slip and nonslip.

PROBLEM DESCRIPTION

All small letters are vectors, all large letters are matrices, greek letters are scalars. Index n, t refers to the contact directions, index i to one element of a vector, referring to node i .

Knowns is:

u_0 displacements of all possible contact nodes at load factor 1 for the applied loading

- S flexibility matrix containing displacements of all nodes caused by unit pressure on any other node in contact and friction direction
 K compliance matrix ($K = S^{-1}$)
 d tolerance for all nodes in contact direction

Unknown is:

- u displacements of a possible contact nodes at any load factor considering the conditions for this load factor
 σ stress at all possible contact nodes at any load factor considering the contact conditions for this load factor
 f tractions at all possible contact nodes

BASIC GOVERNING EQUATIONS

The system of equations governing the contact problem for a certain load factor α can be split into contact and friction direction:

$$\left. \begin{aligned} u_n &= \alpha u_{0n} + S_{nn}f_n + S_{nt}f_t \\ u_t &= \alpha u_{0t} + S_{tn}f_n + S_{tt}f_t \end{aligned} \right\} \text{and} \left\{ \begin{aligned} \sigma_n &= \alpha \sigma_{0n} + K_{nn}\sigma_n + K_{nt}\sigma_t \\ \sigma_t &= \alpha \sigma_{0t} + K_{tn}\sigma_n + K_{tt}\sigma_t \end{aligned} \right.$$

with $\sigma_n = \sigma_{ij}n_jn_i$ and $\sigma_t = \sigma_{ij}n_j - \sigma_{kl}n_kn_ln_i$

For nodes not in contact:

$$\begin{aligned} \text{known: } \sigma_n &= 0, \sigma_t = 0 \\ \text{unknown: } u_n, u_t \end{aligned}$$

For nodes in contact and sticking $|\sigma_t| < \mu|\sigma_n|$:

$$\begin{aligned} \text{known: } u_n &= d \\ u_t &= \text{value at start of sticking} \\ \text{unknown: } \sigma_n, \sigma_t \end{aligned}$$

For nodes in contact and sliding $|\sigma_t| = \mu|\sigma_n|$:

$$\begin{aligned} \text{known: } u_n &= d \\ |\sigma_t| &= \mu|\sigma_n| \\ \text{unknown: } u_t, \sigma_n \end{aligned}$$

The main problem is to determine for each load factor which nodes are in contact and which nodes are sticking or sliding. At a certain load factor it is assumed that all nodes which are in contact are sticking and the contact tractions are determined. If these tractions show that certain nodes will be sliding, then the condition $|\sigma_t| = \mu|\sigma_n|$ is set for these nodes and the solution repeated until all nodes satisfy the friction condition.

In addition it is necessary to determine if any node changes from sticking to sliding during the next load step in which no change in the contact condition occurs.

ALGORITHM STEPS

Rigid/Elastic Contact

$$\begin{aligned} \text{Load factor} \quad & \alpha_0^0 = 0 : \\ & \sigma_n^0 = 0, \sigma_t^0 = 0, u_n^0 = 0, u_t^0 = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{Load factor} \quad & \alpha_1^1 = 1 : \\ & \sigma_n^1 = 0, \sigma_t^1 = 0, u_n^1 = u_{0n}, u_t^1 = u_{0t} \end{aligned} \quad (2)$$

Determine the load increment $\Delta\alpha$ at which the first contact occurs for each node i :

$$\Delta\alpha_i = d_i/u_{in} \quad (3)$$

The smallest positive $\Delta\alpha_i$ is the load increment $\Delta\alpha$ where node i comes into contact.

Now the solution is sought at the new load factors $\alpha^0 + \Delta\alpha$ and $2(\alpha^0 + \Delta\alpha)$ to interpolate (or extrapolate) for a change n the contact or friction condition.

For $\alpha^0 + \Delta\alpha$ the solution can be found from the last step:

$$\begin{aligned}
 u_n^0 &= u_n^0 + \frac{\Delta\alpha}{\alpha^1 - \alpha^0} (u_n^1 - u_n^0) \\
 u_t^0 &= u_t^0 + \frac{\Delta\alpha}{\alpha^1 - \alpha^0} (u_t^1 - u_t^0) \\
 \sigma_n^0 &= \sigma_n^0 + \frac{\Delta\alpha}{\alpha^1 - \alpha^0} (\sigma_n^1 - \sigma_n^0) \\
 \sigma_t^0 &= \sigma_t^0 + \frac{\Delta\alpha}{\alpha^1 - \alpha^0} (\sigma_t^1 - \sigma_t^0)
 \end{aligned}
 \quad \text{with } \alpha^0 = \alpha^0 + \Delta\alpha \quad (4)$$

For $\alpha^1 = 2\alpha^0$ the solution is determined for the some contact conditions as at α^0 except that all contact nodes are assumed to be in sticking contact, because if sliding contact were assumed as in the last step, it is would not be possible to determine if there would be a change to sticking contact.

$$\text{and } \left. \begin{aligned}
 S_{nn} f_n^1 + S_{nt} f_t^1 &= d - \alpha^1 u_{0n} \\
 S_{tn} f_n^1 + S_{tt} f_t^1 &= u_t - \alpha^1 u_{0t} \\
 \sigma_{ij} &= K_{ijkl} \varepsilon_{kl}
 \end{aligned} \right\} \rightarrow \sigma_n^1, \sigma_t^1 \quad (5)$$

The goal is to have two solutions at α^0 and α^1 for the same contact and friction conditions in order to interpolate (or extrapolate) for a change in the contactor friction condition. The contact condition must be the same just before and after α^0 , but the friction condition may change, therefore it is necessary to test which nodes will slide just after α^0 . Nodes, which came into contact at load α^0 ($\sigma_{in}^0 = 0$) will slide during this load increment, if:

$$|\sigma_{it}^1| > \mu |\sigma_{in}^1| \quad (6)$$

Nodes, which have been in contact already at α^0 ($\sigma_{in}^0 \neq 0$) may be sliding at α^1 , but can be sticking just after α^0 . Therefore the solution at $\alpha^0 + \varepsilon$ with $\varepsilon \rightarrow 0$ must be investigated in order to determine if node will be sliding just at the beginning of the load increment.

Node i will slide at $\alpha^0 + \varepsilon$ if

$$|\sigma_{it}^0 + \varepsilon(\sigma_{it}^1 - \sigma_{it}^0)/(\alpha^1 - \alpha^0)| \geq \mu|\sigma_{in}^1 + \varepsilon(\sigma_{in}^1 - \sigma_{in}^0)/(\alpha^1 - \alpha^0)| \quad (7)$$

Now the solution for α^1 can be found for the new conditions:

- For sticking nodes equation system [5] is used.
- For sliding nodes the following system is used:

$$\text{and } \left. \begin{array}{l} S_{nn} \sigma_n^1 + S_{nt} \sigma_t^1 = d - \alpha^1 u_{0n} \\ S_{tn} \sigma_n^1 + S_{tt} - u_t^1 = -\alpha^1 u_{0t} \\ \sigma_{ij} = K_{ijkl} \varepsilon_{kl} \end{array} \right\} \rightarrow \sigma_n^1, u_t^1 \quad (8)$$

$$\sigma_t^1 = \mu|\sigma_n^1| \text{ sign of } \sigma_t \text{ under sticking}$$

Now steps (6) to (8) can be repeated until (6) and (7) are no longer satisfied by any nodes.

To find the correct sign of the friction σ_t for each sliding node, it is assumed that the direction of σ_t^1 is the same as under sticking condition just before. But in some cases the direction might change. Therefore it is necessary to check if the direction of σ_t for sliding is opposite to the direction of movement, otherwise sticking is assumed for the next iteration.

Now the load increment $\Delta\alpha$ can be determined, for which the next change of contact condition (closing or opening contact) will occur or for which a contact node will change from the sticking to the sliding condition. Nodes which are not in contact will come into contact for:

$$u_{in}^0 + \frac{\Delta\alpha_i}{\alpha^1 - \alpha^0} (u_{in}^1 - u_{in}^0) = d_i \quad (9)$$

Nodes which are in contact will loose contact for:

$$\sigma_{in}^0 + \frac{\Delta\alpha_i}{\alpha^1 - \alpha^0} (\sigma_{in}^1 - \sigma_{in}^0) = 0 \quad (10)$$

Nodes will go from sticking to sliding for:

$$\sigma_{it}^1 + \mu\sigma_{in}^0 + \frac{\Delta\alpha_i}{\alpha^1 - \alpha^0} (\sigma_{it}^1 + \mu\sigma_{in}^1 - \sigma_{it}^0 - \mu\sigma_{in}^0) = 0$$

or

$$\sigma_{it}^0 - \mu\sigma_{in}^0 + \frac{\Delta\alpha}{\alpha^1 - \alpha^0} (\sigma_{it}^1 - \mu\sigma_{in}^1 - \sigma_{it}^0 + \mu\sigma_{in}^0) = 0 \quad (11)$$

The smallest $\Delta\alpha_i$ from (9) to (11) is the next load increment. For all load factors between α^0 and $\alpha^0 + \Delta\alpha$ the solution can be interpolated and output, if required.

If the highest load factor is not yet reached then the complete loop from (4) to (11) will be repeated until the required load factor α is reached.

Two Elastic Body in Contact

The equation systems for two elastic bodies coming into contact is, with index 1 and 2 referring to the two bodies:

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= \alpha u_{01} + S_{11}f_1 + S_{12}f_2 \\ u_2 &= \alpha u_{02} + S_{21}f_1 + S_{22}f_2 \end{aligned} \right\} \text{and} \left\{ \begin{aligned} \sigma_1 &= \alpha\sigma_{01} + K_{11}\sigma_1 + K_{12}\sigma_2 \\ \sigma_2 &= \alpha\sigma_{02} + K_{21}\sigma_1 + K_{22}\sigma_2 \end{aligned} \right.$$

Each equation can again be split up into the contact and friction directions. For nodes not in contact:

$$\begin{aligned} \text{known: } & \sigma_{1n} = 0, \sigma_{2n} = 0, \sigma_{1t} = 0, \sigma_{2t} = 0 \\ \text{unknown: } & u_{1n}, u_{2n}, u_{1t}, u_{2t} \end{aligned}$$

For nodes in contact and sticking:

$$\begin{aligned}
 &\text{known: } u_{1n} - u_{2n} = d \\
 &\quad u_{1t} - u_{2t} = \text{value at start of sticking} \\
 &\quad \sigma_{2n} = -\sigma_{1n}, \sigma_{2t} = -\sigma_{1t} \\
 &\text{unknown: } \sigma_{1n}, \sigma_{1t}
 \end{aligned}$$

For nodes in contact and sliding:

$$\begin{aligned}
 &\text{known: } u_{1n} - u_{2n} = d \\
 &\quad |\sigma_{1t}| = \mu |\sigma_{1n}| \\
 &\quad \sigma_{2t} = -\sigma_{1t}, \sigma_{2n} = -\sigma_{1n} \\
 &\text{unknown: } u_{1t}, u_{2t}, \sigma_{1n}
 \end{aligned}$$

The following change in variables allows the two body contact problem to be converted to the same form as the one body in contact with a rigid obstacle:

$$\begin{aligned}
 u_n &= u_{1n} - u_{2n} \\
 u_t &= u_{1t} - u_{2t} \\
 u_{0n} &= u_{10n} - u_{20n} \\
 u_{0t} &= u_{10t} - u_{20t} \\
 \sigma_n &= \sigma_{1n} \\
 \sigma_t &= \sigma_{1t}
 \end{aligned}$$

Now the solution can be made exactly as before from step (1) to (11), except for these loadings α , where output is desired, in which case the displacements and stress of each body must be calculated separately:

$$\left. \begin{aligned}
 u_1 &= \alpha u_{01} + (S_{11} - S_{12}) f_1 \\
 u_2 &= \alpha u_{02} + (S_{21} - S_{22}) f_2
 \end{aligned} \right\} \text{and} \left\{ \begin{aligned}
 \sigma_1 &= \alpha \sigma_{01} + (K_{11} - K_{12}) \varepsilon_1 \\
 \sigma_2 &= \alpha \sigma_{02} + (K_{21} - K_{22}) \varepsilon_2
 \end{aligned} \right.$$

NUMERICAL EXAMPLES

Hertzian Contact

A solid undeformed cylinder on a flat deformable platform is loaded by a point load P , as shown in Fig. 1. The finite element discretization used is presented in Fig. 2, with 8-node plane elements to represent the platform, for one-half of the physical problem, due to symmetry. Figures 3 and 4 depict the mesh deformed configuration and the normal stresses at the contact surface. It is worth noting a good comparison of the numerical results with Hertz's solution without friction. Also, due to actual possibility of slippery condition a mesh refinement is necessary at the contact edge region and a drop on the normal stress results is observed.

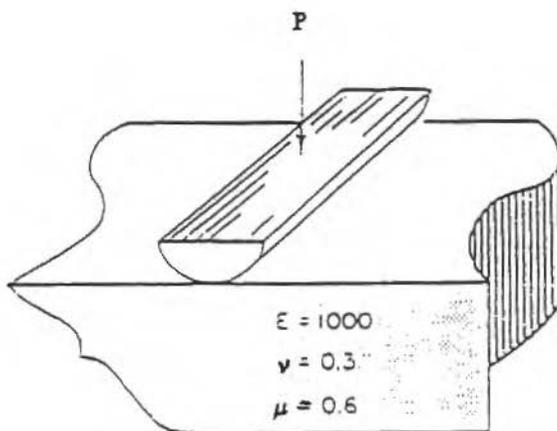


Figure 1. Problem physical description.

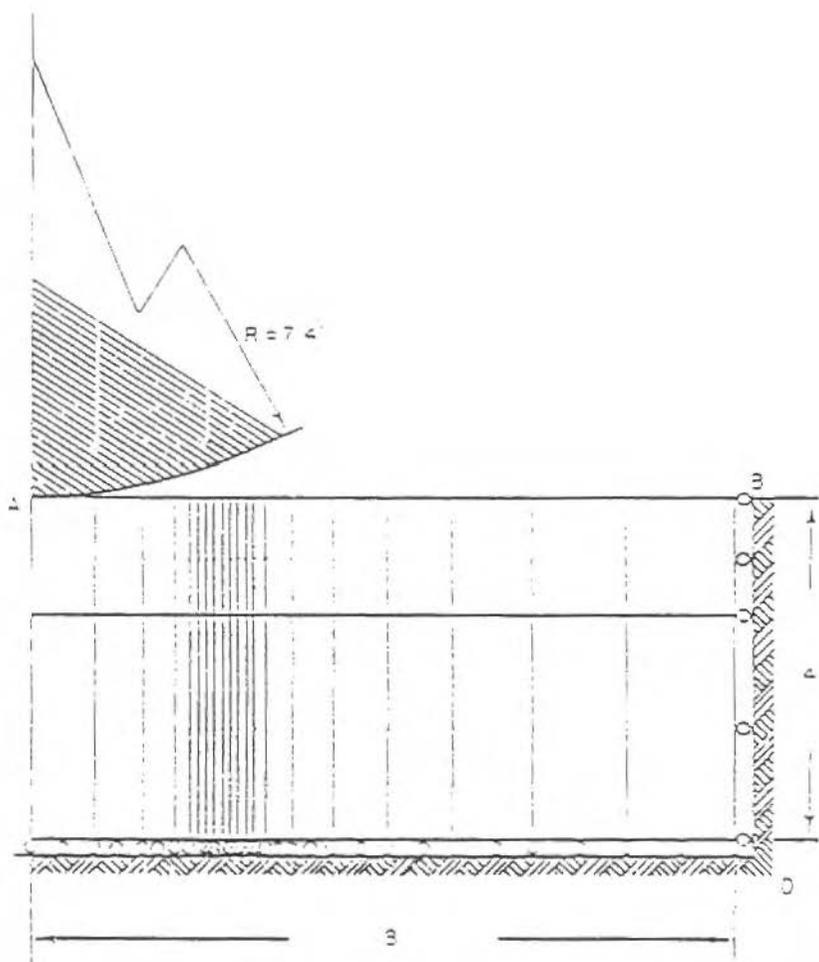


Figure 2. Finite element mesh considered.

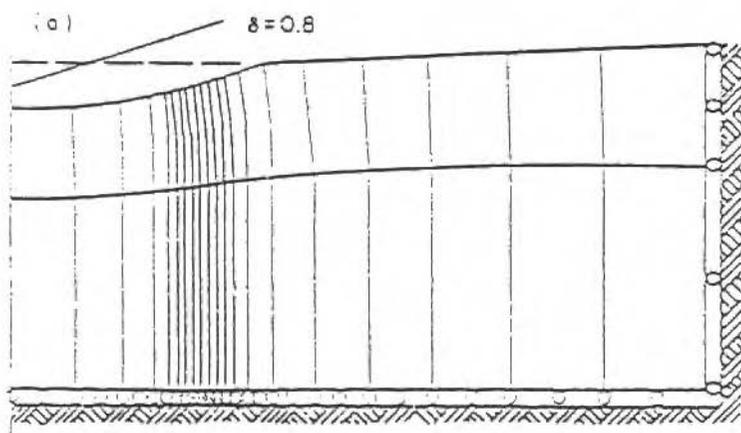


Figure 3. Structure deformed configuration.

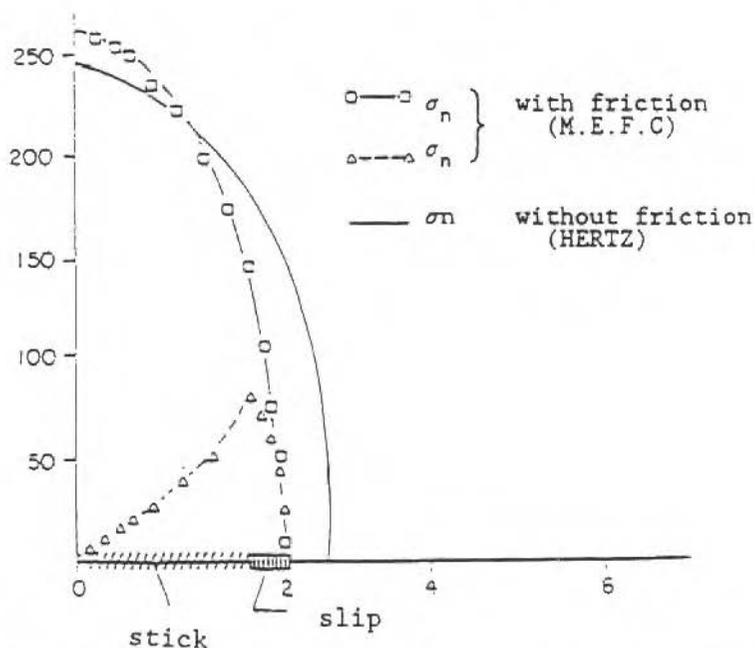


Figure 4. Comparison of contact surface normal stress distribution.

Dovetail Joint

This example considers the arrangement shown in Fig. 5. The finite element model used represents, due to symmetry, the shaded area shown and the discretization employed is presented in Fig. 6. The element kinematics employed is the 2/D constant plane stress state for the triangle mesh discretization. Maximum shearing stresses in the contact area are presented in Fig. 7 for both joint pieces. As observed the computed values for the larger values of stresses are in fairly close agreement with the experimental results, except for regions at the contact edge where slip condition may occur and its prediction is numerical difficult.

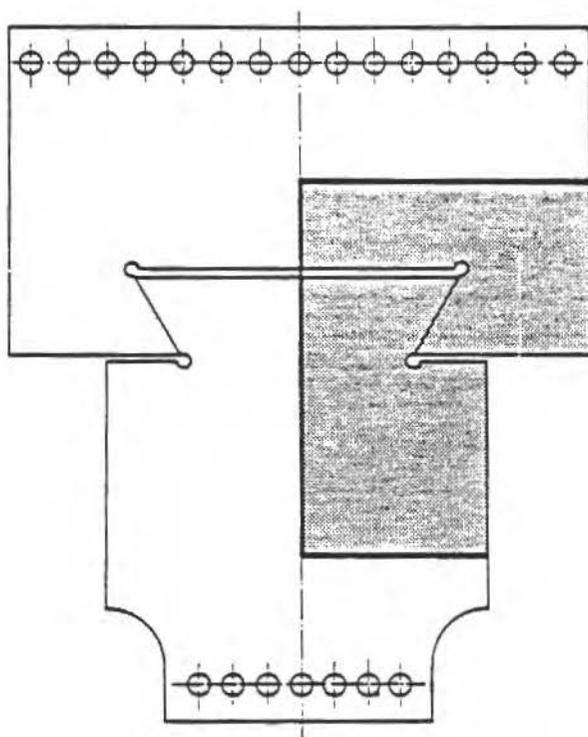


Figure 5. Diagram of a dovetail joint.

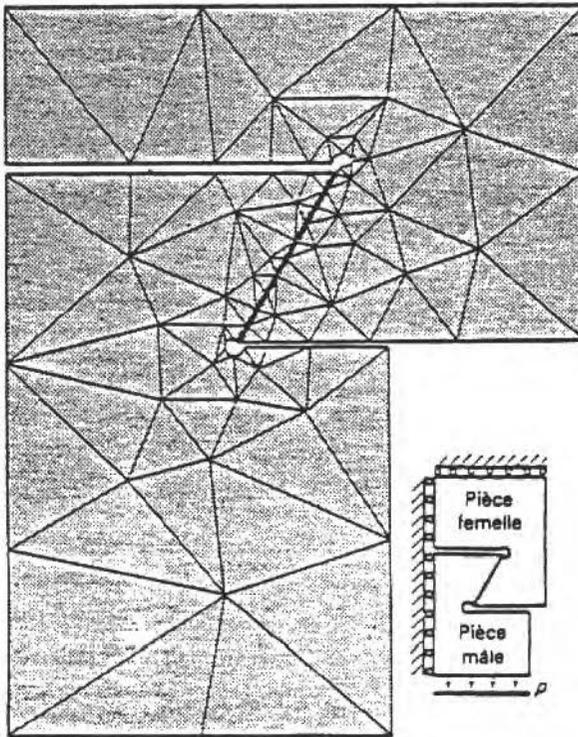


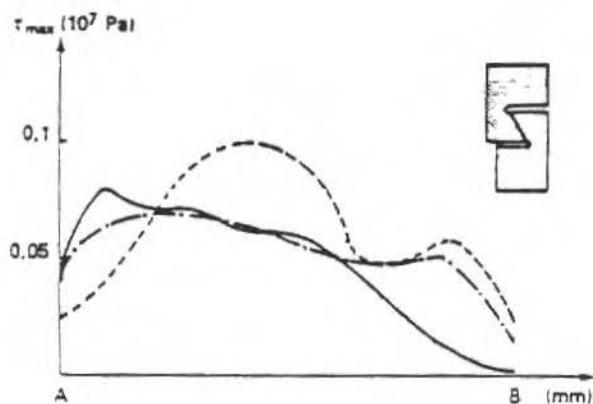
Figure 6. Mesh of the dovetail.

CONCLUSIONS

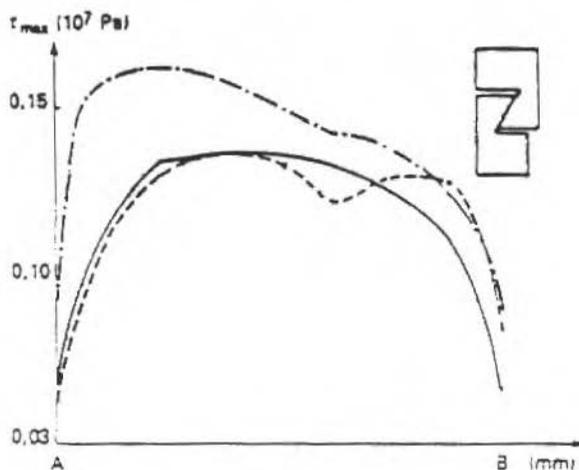
The formulation of a general contact problem and the increment-type algorithm presented in this paper give a general and efficient numerical method for analysis and design of such problems.

The technique of contact provides a means of determining the distribution of pressure and frictional force, or that of slip and clearance. With the aid of a modified wave-frontal solution, it makes the algorithm simple and the calculation efficient.

The technique to determine load increments employed in this paper seems



(a) Left face of the contact area



(b) Right face of the contact area

Figure 7. Evolution of maximum shearing in the contact area. Dotted line: measurements values; continuous line: computed values

to make available a means for performing analysis of non-linear, especially irreversible contact problems.

The method has been applied to many realistic engineering problems. Two of them were chosen to show separately how the method could be applied to cases of linearity, non-linearity due to change of contact region, with irreversibility resulting from friction.

A good agreement has been obtained between the calculation and the measurements and other solutions.

REFERENCES

- [1] COTTLE, R.W., GIANESSI, F. and LIONS, J.L. Variational Inequalities and Complementary Problems, John Wiley, 1979.
- [2] DUVAUT, G. and LIONS, J.L. Les Inéquations en Mécanique et en Physique, Dunod Paris, 1972.
- [3] KALKER, J.J. The Quasistatic Contact Problem with Friction for Three-dimensional Elastic Bodies, J. Mech. Théo. et App., Special issue, supplement n° 1 to vol.7, pp. 129-144, 1988.
- [4] RAOUS M. and LATIL, J.C. Code d'Élément Finis pour des Problèmes de Contact avec Frottement Formulée en Termes d'Inéquations Variationnelles, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, in (24), pp. 259-278.
- [5] ENDAHL, N. On the Finite Element Solution of the Elastoplastic Axisymmetric Hertz Contact, Computers & Structures Vol. 24, No. 4, pp. 517-523, 1986.
- [6] COURTOIS P. and RICHARD A. Finite Element of Industrial Friction Contact Problems, FRAMASOFT (Unité de FRAMATOME), Tour, Cedex 16, 92084 Paris-la-défence, France.

ESTUDO TEÓRICO DE MANCAIS HIDRODINÂMICOS CILÍNDRICOS

THEORETICAL STUDY OF CYLINDRICAL HIDRODYNAMIC BEARINGS

José Antonio Riul

Departamento de Tecnologia Mecânica - CT
Universidade Federal da Paraíba
João Pessoa - Paraíba
Brasil

Valder Steffen Junior

Carlos Roberto Ribeiro

Departamento de Engenharia Mecânica - CETEC
Universidade Federal de Uberlândia
Uberlândia - Minas Gerais

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo de mancais hidrodinâmicos cilíndricos visando o cálculo de seus coeficientes de rigidez e amortecimento, e a obtenção do seu comportamento quanto à estabilidade. Segue também uma análise das equações dinâmicas do movimento, considerando-se diversos tipos de carregamento, para os quais são obtidas as órbitas da árvore.

Palavras-chave: Mancais Hidrodinâmicos ■ Estabilidade

ABSTRACT

This paper presents a study of stiffness and damping coefficient calculations for cylindrical hydrodynamic bearings. Also, it aims to obtain the dynamical behavior concerning the stability of the system. The dynamic equations of motion are analysed under several loading conditions for which the orbits of the shaft are calculated.

Keywords: Hydrodynamic Bearings ■ Stability

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição
C_{ij}	Coefficiente de Amortecimento Adimensional
D, D_a	Diâmetro da Árvore - m
D_m	Diâmetro do Mancal - m
E	Razão de Excentricidade
E_d	Excentricidade Adimensional do Centro de Massa
F_h	Força Hidrodinâmica - N
F_{hx}	Componente da Força Hidrodinâmica (direção x) - N
F_{hy}	Componente da Força Hidrodinâmica (direção y) - N
F_x	Carga constante atuante na Árvore (direção x) - N
F_y	Carga constante atuante na Árvore (direção y) - N
F_0	Carga Dinâmica atuante na Árvore - N
H	Espessura Adimensional do Filme Lubrificante
K_{ij}	Coefficiente de Rigidez Adimensional
L	Comprimento do Mancal - m
N'_a	Velocidade Angular da Árvore - RPS
N'_m	Velocidade Angular do Mancal - RPS
N_a	Velocidade Angular da Árvore - RPM
N_m	Velocidade Angular do Mancal - RPM
O_a	Centro da Árvore
O_m	Centro do Mancal
O_{mxy}	Sistema de Coordenadas Cartesianas Fixa
P	Pressão do Fluido - N/m
\bar{P}	Pressão Adimensional do Fluido
R_a	Raio da Árvore - m
R_m	Raio do Mancal - m
S	Número Adimensional de Sommerfeld
S_d	Número Adimensional de Sommerfeld, quando considerado efeito de Desbalanceamento
T	Tempo Adimensional
W	Carga atuante no Sistema Árvore-Mancal - N
W_a	Peso da Árvore - N
W_x, W_y	Cargas constantes Adimensionais atuantes na Árvore
X	Deslocamento Adimensional = x/c
\dot{X}	Velocidade Adimensional = \dot{x}/c

Y	Deslocamento Adimensional = y/c
\dot{Y}	Velocidade Adimensional \dot{y}/c
\bar{Z}	Deslocamento Adimensional = Z/L
c	Folga Radial - m
c_{ij}	Coefficiente de Amortecimento - Ns/m
e	Excentricidade - Deslocamento Radial do Centro da Árvore - m
e_d	Excentricidade do Centro de Massa da Árvore - m
h	Espessura do Filme Lubrificante - m
k_{ij}	Coefficiente de Rigidez - N/m
m	Massa de Árvore - kg
t	Tempo - s
x	Deslocamento do Centro da Árvore (direção x) - m
\dot{x}	Velocidade da Árvore (direção x) - m/s
y	Deslocamento do Centro da Árvore (direção y) - m
\dot{y}	Velocidade da Árvore (direção y) - m/s
Z	Distância ao longo da coordenada z - m
θ	Posição Angular de um ponto na Superfície do Mancal - rad
ϕ	Ângulo que define a posição de Equilíbrio da Árvore - graus
Φ	Posição Angular da Carga atuante no Sistema - graus
$\Delta x, \Delta y$	Deslocamento do Centro da Árvore - m
$\Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}$	Velocidade do Centro da Árvore - m/s
$\Delta X, \Delta Y$	Deslocamento Adimensional do Centro da Árvore
$\Delta \dot{X}, \Delta \dot{Y}$	Velocidade Adimensional do Centro da Árvore
α	Razão de Velocidades Angulares
u	Viscosidade Dinâmica do Fluido - Ns/m
ω_a	Velocidade Angular da Árvore - rad/s
ω_m	Velocidade Angular do Mancal - rad/s
ω_E	Parâmetro Adimensional de Velocidade
ωt	Posição Angular do Centro de Massa da Árvore - rad
n	Razão de Velocidades entre carga Dinâmica e Árvore

INTRODUÇÃO

Mancais hidrodinâmicos representam uma classe importante de mancais, largamente utilizados nos mais diversos tipos de máquinas e equipamentos. Em problemas de identificação de parâmetros de máquinas rotativas, é fundamental conhecer-se a influência dos mancais na resposta em regime permanente do sistema. O filme de fluido é modelado por um sistema com características elásticas e viscosas, permitindo o cálculo da carga, da rotação, posição de equilíbrio, coeficiente de rigidez e de amortecimento do mancal.

O escoamento do fluido no interior de um mancal hidrodinâmico é governado pela equação de Reynolds. Sommerfeld [1], resolveu a equação de Reynolds, considerando o caso de um mancal infinitamente longo, desprezando o fluxo de fluido na direção axial. Ocvirk [2] em sua análise, considerou um mancal infinitamente curto, sem o fluxo de fluido na direção circunferencial.

Constantinescu [3], Ng e Pan [4], propuseram uma modificação na equação de Reynolds, que permite a determinação das características de um mancal com regime de escoamento turbulento. O regime de transição, entre o laminar e o turbulento, foi estudado por Frene [5,6], sem considerar o problema de desalinhamento que poderá existir entre árvore e mancal. Nicolas [7] estudou este caso e apresentou uma equação que define a espessura do filme de fluido quando considerado o desalinhamento. Harrison [8] deduziu expressões para as forças provocadas pelo filme de fluido e Ocvirk [2] apresentou expressões para a carga aplicada, ângulo de posição de equilíbrio, localização e magnitude do pico de pressão em função da razão de excentricidade.

Ono e Tamura [9] determinaram os coeficientes de rigidez e de amortecimento para mancais infinitamente longos e Kirk e Gunter [10] calcularam os mesmos coeficientes considerando mancais infinitamente curtos. Gunter [11] apresenta mapas de estabilidade, considerando diversas geometrias e condições de funcionamento.

Vários autores têm procurado identificar os coeficientes de rigidez e de amortecimento, a partir de dados experimentais. Arruda [12] cita os problemas que ocorrem em consequência do tipo de excitação adotado para o sistema árvore-mancal.

Neste trabalho, a equação de Reynolds é resolvida considerando um mancal cilíndrico com escoamento em regime laminar, fluxo de fluido nas direções axial e circunferencial, utilizando-se o método numérico das diferenças finitas para determinação do campo de pressão. Integrando-se este campo, obtém-se a força hidrodinâmica e, através desta, são determinadas curvas que definem o número de Sommerfeld e posição de equilíbrio da árvore em função da razão de excentricidade, para diferentes valores da relação entre o comprimento e o diâmetro do mancal (L/D).

Impondo-se pequenos deslocamentos e velocidades ao centro da árvore em torno de sua posição de equilíbrio, são calculados os coeficientes dinâmicos, usando-se o método das diferenças finitas centradas.

Através da linearização das forças hidrodinâmicas resultantes, analisa-se a estabilidade do mancal pelo critério de Routh-Hurwitz. Em seguida analisam-se as equações dinâmicas do movimento, com diversos tipos de carregamento, considerando mancais radiais (horizontais e verticais) e obtém-se diversas órbitas de árvores através da solução das equações dinâmicas pelo método de Runge-Kutta.

O presente trabalho visa a formalização de um método analítico-computacional para a simulação de mancais hidrodinâmicos cilíndricos de configuração geral, para servir de ferramenta no projeto e na análise de máquinas rotativas.

DINÂMICA DO MANCAL HIDRODINÂMICO CILÍNDRICO

Características Geométricas do Mancal

O mancal cilíndrico apresentado na figura 1, tem suas características geométricas definidas pelos seguintes parâmetros:

- O_m : centro do mancal
- O_a : centro da árvore
- e : excentricidade (deslocamento do centro da árvore em relação ao centro do mancal)
- c : folga radial
- h : espessura do filme de fluido

- θ : posição angular de um ponto na superfície do mancal
- ϕ : ângulo que define a posição de equilíbrio da árvore.

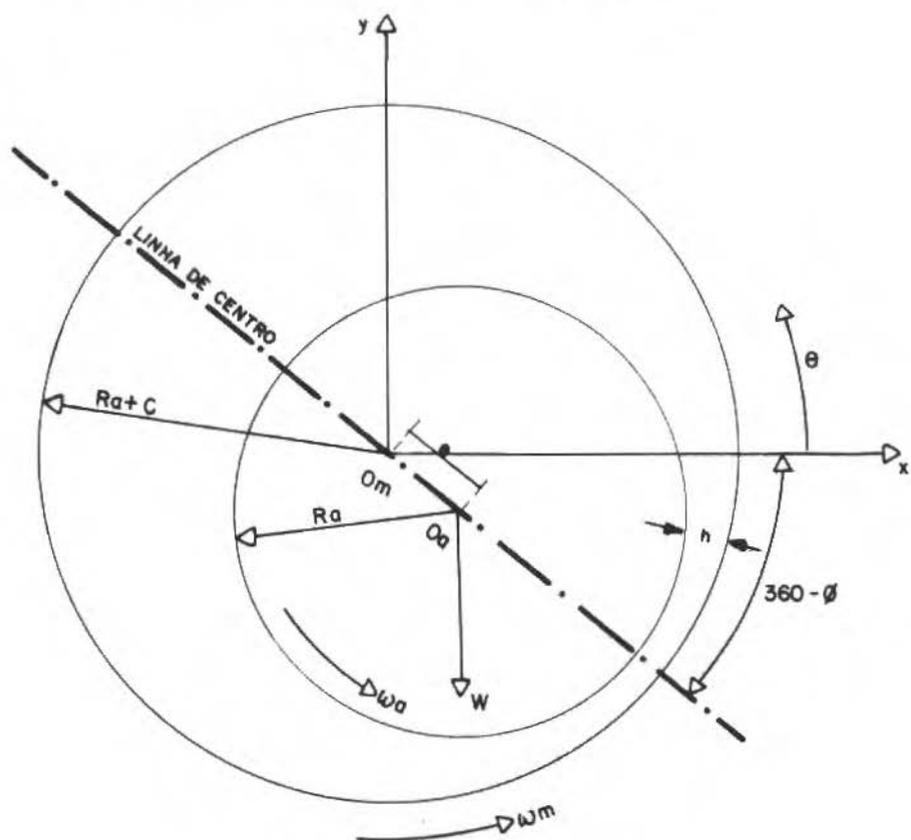


Figura 1. Geometria do Mancal.

Considerando que a relação c/R_m é pequena e que não há desalinhamento entre árvore e mancal, obtém-se a equação da espessura h do filme de fluido, na forma abaixo:

$$h(\theta) = c - x \cdot \cos(\theta) - y \cdot \sin(\theta) \quad (1)$$

onde:

$$x = e \cdot \cos(\phi)$$

$$y = e \cdot \sin(\phi)$$

Equação de Reynolds para um Mancal Cilíndrico

Um mancal hidrodinâmico cilíndrico, ao ser submetido a um carregamento externo, é equilibrado pelo campo de pressão que surge devido à velocidade relativa entre a árvore e o mancal. Classicamente, este campo é calculado a partir da equação de Reynolds (2) que vem das equações de Navier-Stokes [13] e continuidade, ao se utilizar as seguintes hipóteses simplificadoras:

- 1- O fluxo de fluido é laminar.
- 2- As forças de corpo e de inércia são desprezíveis quando comparadas com as de pressão e viscosas.
- 3- As variações do campo de velocidade através do filme são muito maiores do que as variações nas outras direções.
- 4- A viscosidade do fluido é constante.
- 5- A pressão através do filme é constante.
- 6- A densidade do fluido é constante.
- 7- A espessura h do fluido é muito menor que o diâmetro (D) e comprimento (L) do mancal.

$$\frac{1}{6} \left[\frac{1}{R_a^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) \right] = (\omega_m + \omega_a) \cdot \frac{\partial h}{\partial \theta} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

A equação (2) pode ser apresentada na sua forma adimensional, como segue:

$$K \frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial \theta^2} + S(\theta) \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial \bar{Z}^2} = G(\theta) \quad (3)$$

onde:

$$\bar{P} = \frac{P(\theta, Z)}{\mu(N'_m + N'_a)} \cdot \left(\frac{c}{L}\right)^2, \quad K = 4 \left(\frac{L}{D_a}\right)^2$$

$$S(\theta) = \frac{3K}{H} \left(\frac{\partial H}{\partial \theta}\right), \quad H = \frac{h}{c}, \quad \bar{Z} = \frac{Z}{L}$$

$$G(\theta) = \frac{12\pi}{H^3} \left[(X - 2\alpha\dot{Y}) \text{sen } \theta - (Y + 2\alpha\dot{X}) \text{cos } \theta \right]$$

$$X = \frac{x}{c}, \quad Y = \frac{y}{c}, \quad \dot{X} = \frac{\dot{x}}{c\omega_a}, \quad \dot{Y} = \frac{\dot{y}}{c\omega_a}$$

$$\alpha = \frac{\omega_a}{\omega_m + \omega_a}$$

A equação associada às condições de contorno dadas (4) e (5), apresentadas a seguir, permite a determinação do campo de pressão do mancal hidrodinâmico cilíndrico.

$$\bar{P}(\theta, 0) = \bar{P}(\theta, 1) \quad (4)$$

$$\bar{P}(\theta, \bar{Z}) < 0 \Rightarrow \bar{P}(\theta, \bar{Z}) = 0 \quad (5)$$

A condição expressa pela equação (5) impõe que na zona inativa do mancal a pressão não contribui para sustentação hidrodinâmica, uma vez que o escoamento é formado por uma mistura de ar e fluido lubrificante e a pressão é da ordem da de vapor saturado do fluido, que é próxima da atmosférica.

O Modelo Numérico

A solução da equação diferencial (3) em P é resolvida pelo método das diferenças finitas. Para isto divide-se o intervalo de validade da equação (3), isto é,

$$0 \leq \theta \leq 2\pi$$

$$0 \leq \bar{Z} \leq 1$$

em uma malha retangular de $M \times N$ pontos. Valores convenientes para M e N situam-se em torno de 30. Nestas condições tem-se:

$$\Delta\theta = 2\pi/(M - 1)$$

$$\Delta\bar{Z} = 1/(N - 1)$$

Para um ponto genérico desta malha (I, J) tem-se o esquema da figura 1a.

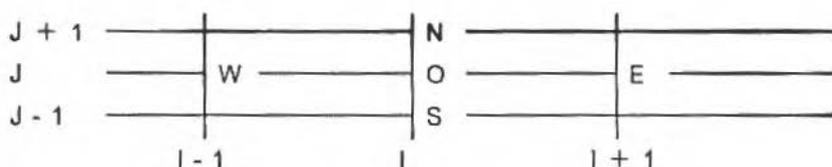


Figura 1a. Malha de diferenças finitas.

e usando a equação (3), tem-se:

$$\bar{P}_0 C_0 + \bar{P}_N C_N + \bar{P}_S C_S + \bar{P}_W C_W = G \quad (6)$$

onde:

$$C_0 = -2k/\Delta\theta^2 - 2/\Delta\bar{Z}^2$$

$$C_E = k/\Delta\theta^2 + S(\theta)/2\Delta\theta$$

$$C_W = k/\Delta\theta^2 - S(\theta)/2\Delta\theta$$

$$C_N = 1/\Delta\bar{Z}^2$$

$$C_S = 1/\Delta\bar{Z}^2$$

Aplicando-se a equação (6) aos pontos interiores do domínio, isto é, $1 < I < M$ e $1 < J < N$, associada à condição de contorno 4:

$$\bar{P}(I, J) \Big|_{1 \leq J \leq N} = \bar{P}(I, J) \Big|_{1 \leq J \leq N}$$

$$\bar{P}(I, J) \Big|_{1 \leq I \leq M} = \bar{P}(I, J) \Big|_{1 \leq I \leq M} = 0$$

obtem-se um sistema de equações lineares cuja solução numérica é o campo de pressão procurado. O método adotado para se obter esta solução é o de aproximações sucessivas. Parte-se de um campo de pressão arbitrário, usualmente nulo, e, através de iterações sucessivas, atualiza-se o campo via equação (6), isto é,

$$\bar{P}_0^{(k)} = \bar{P}_0^{(k-1)} - w \left[\bar{P}_0 C_0 + \bar{P}_N C_N + \bar{P}_S C_S + \bar{P}_E C_E + \bar{P}_W C_W - G \right]^{(k-1)} / C_0 \quad (7)$$

onde k indica a iteração e w é um fator de relaxação situado entre 0 e 2 [14].

Para mancais cilíndricos, experiências numéricas tem mostrado que $w = 1.8$ é um valor adequado.

A condição de contorno (5) é facilmente implementável bastando impor $\bar{P} = 0$ sempre que, em qualquer iteração, $\bar{P} < 0$.

A figura 2 apresenta um campo de pressão típico obtido pelo processo descrito.

Número de Sommerfeld e Posição

A força hidrodinâmica que sustenta a árvore em sua posição de equilíbrio é obtida integrando-se o campo de pressão, ou seja,

$$F_{hx} = \frac{\mu(\omega_m + \omega_a) R_a L^3}{2\pi c^2} \cdot F_1(X, Y, \dot{X}, \dot{Y})$$

e

(8)

$$F_{hy} = \frac{\mu(\omega_m + \omega_a) R_a L^3}{2\pi c^2} \cdot F_2(X, Y, \dot{X}, \dot{Y})$$

onde:

$$F_1(X, Y, \dot{X}, \dot{Y}) = - \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{P}(\theta, \bar{Z}) \cos \theta \, d\theta d\bar{Z}$$

e

$$F_2(X, Y, \dot{X}, \dot{Y}) = - \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{P}(\theta, \bar{Z}) \sin \theta \, d\theta d\bar{Z}$$

No equilíbrio a força externa W iguala-se à força de sustentação hidrodinâmica do mancal, isto é,

$$\vec{W} + \vec{F}_h = 0$$
(9)

O número adimensional de Sommerfeld [15], que é função das características geométricas do mancal (comprimento L , raio da árvore R_a e folga radial c), das condições de funcionamento (carga W e velocidade angular da árvore ω_a) e propriedades do lubrificante (viscosidade dinâmica μ) é definido como

$$S = \frac{\mu R_a^3 L \omega_a}{\pi c^2 W}$$
(10)

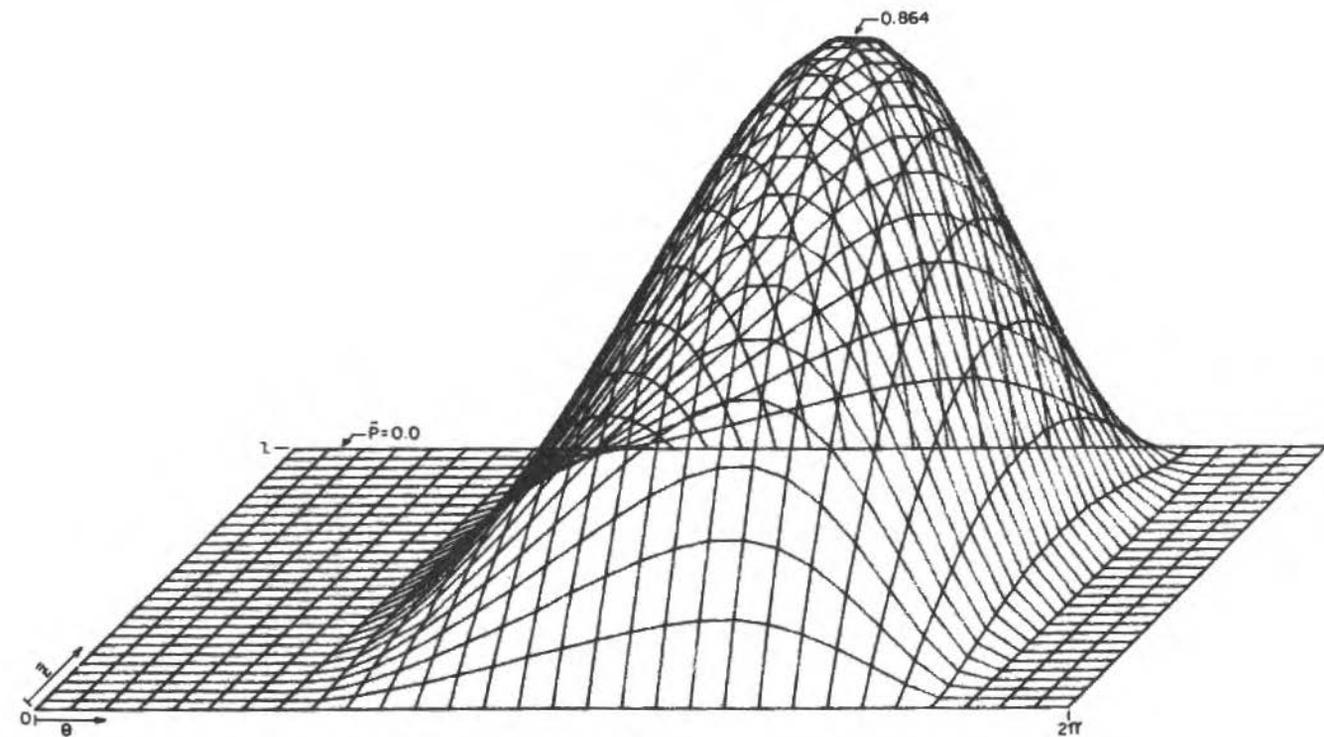


Figura 2. Superfície de Pressão $X = 0.1, Y = 0.2, \dot{X} = \dot{Y} = 0$.

No caso de desbalanceamento da árvore reescreve-se o número de Sommerfeld como

$$S_d = \frac{\mu R_a^3 L}{\pi c^2 m \ell \mu \omega_a} \quad (11)$$

Conhecendo-se S , os dados geométricos do mancal, propriedades do lubrificante e carga externa W , as condições de funcionamento X e Y estão definidas impondo-se o equilíbrio dado pela equação (9). Esta equação é facilmente resolvida através de um procedimento clássico do tipo Newton-Raphson [16].

Coefficientes Dinâmicos do Mancal

Na posição de equilíbrio, impondo-se deslocamento e velocidade elementares no centro da árvore, obtém-se os coeficientes de rigidez e de amortecimento adimensionais linearizados através do método das diferenças finitas centradas [17]. Como exemplo, para a determinação de K_{XX} e C_{XX} , tem-se

$$K_{XX} = -S_s \left(\frac{F_1(\Delta X) - F_1(-\Delta X)}{\Delta X} \right) \quad (12)$$

$$C_{XX} = -S_s \left(\frac{F_1(\Delta \dot{X}) - F_1(-\Delta \dot{X})}{\Delta \dot{X}} \right)$$

onde

$$S_s = S \left(\frac{L}{D_a} \right)^2$$

Estabilidade do Mancal

A análise de estabilidade independe do tipo de excitação, interessando-se à parte homogênea da equação do movimento. Admitindo a árvore como sendo rígida, a equação do movimento em sua forma adimensional para pequenos movimentos em torno da posição de equilíbrio é dada por

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \alpha_1 & 0 \\ 0 & \alpha_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} + \\ + \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (13) \end{aligned}$$

onde

$$\ddot{X} = \frac{\ddot{x}}{c\omega_a^2}, \quad \ddot{Y} = \frac{\ddot{y}}{c\omega_a^2}, \quad \alpha_1 = \frac{mc\omega_a^2}{W}$$

$$C_{IJ} = \left(\frac{c\omega_a}{W}\right) c_{ij}, \quad K_{IJ} = \left(\frac{c}{W}\right) k_{ij}, \quad i, j = x, y; \quad I, J = X, Y$$

Substituindo-se a solução proposta $x = A \cdot e^{\lambda t}$, $Y = B \cdot e^{\lambda t}$ na equação (13), obtém-se o seguinte polinômio característico

$$\alpha_1^2 \lambda^4 + \alpha_1 A_3 \lambda^3 + (\alpha_1 A_4 + A_2) \lambda^2 + A_1 \lambda + A_0 = 0 \quad (14)$$

e A_0, A_1, A_2, A_3 e A_4 são constantes obtidas a partir dos parâmetros da equação (13).

A aplicação do critério de Routh-Hurwitz [18] impõe a seguinte condição de estabilidade

$$\omega_E \leq \sqrt{\frac{A_1 \cdot A_2 \cdot A_3}{A_1^2 - A_1 \cdot A_3 \cdot A_4 + A_0 \cdot A_3^2}} \quad (15)$$

onde

$$\omega_E = \sqrt{\alpha_1} = \omega_a \sqrt{\frac{mc}{W}}$$

Apresentação de Resultados

Para a determinação dos resultados que serão apresentados, foi elaborado um programa computacional em Fortran, para o cálculo do campo de pressão, número de Sommerfeld, coeficientes dinâmicos e estabilidade do mancal. Procura-se a seguir mostrar o comportamento do mancal para várias condições operacionais. A figura 3 mostra a variação da capacidade de carga do mancal em função da razão de excentricidade da árvore para diversos valores de L/D_a . Pode-se observar que a capacidade de carga do mancal aumenta (S diminui) com o aumento da razão de excentricidade e com o aumento de L/D_a . A figura 4 mostra a variação da posição de equilíbrio da árvore, quando submetida a um carregamento vertical W , para diversos valores de L/D_a e em função da razão de excentricidade. Observa-se que a medida que L/D_a aumenta, ϕ também aumenta e, para um determinado valor de L/D_a , o ângulo ϕ diminui com o acréscimo de E . Estes resultados foram comparados com valores de referência [19] e as curvas se superpõem. As figuras de números

5 a 12, mostram os coeficientes dinâmicos e como estes são determinados em função do número de Sommerfeld mostrado na figura 3 e pelo método das diferenças finitas centradas, método este também utilizado na referência [19]. As curvas do referido autor também superpõem-se a estes resultados. A curva de estabilidade da figura 13, define as regiões estável e instável da árvore através do parâmetro adimensional ω_E que é função da velocidade angular da árvore, tipo de carga atuante no mancal e folga radial. Através dessa curva pode-se analisar a estabilidade para diferentes tipos de carregamento. Gunter [10] apresenta curvas de estabilidade tanto para mancais curtos, onde se despreza o fluxo de fluido na direção circunferencial, como para mancais longos onde o fluxo é desprezado na direção axial. O resultado mostrado na figura 13 é para a relação $L/D_a = 1.0$, ou seja uma situação intermediária entre mancal curto e longo e está entre as curvas da referência acima citada.

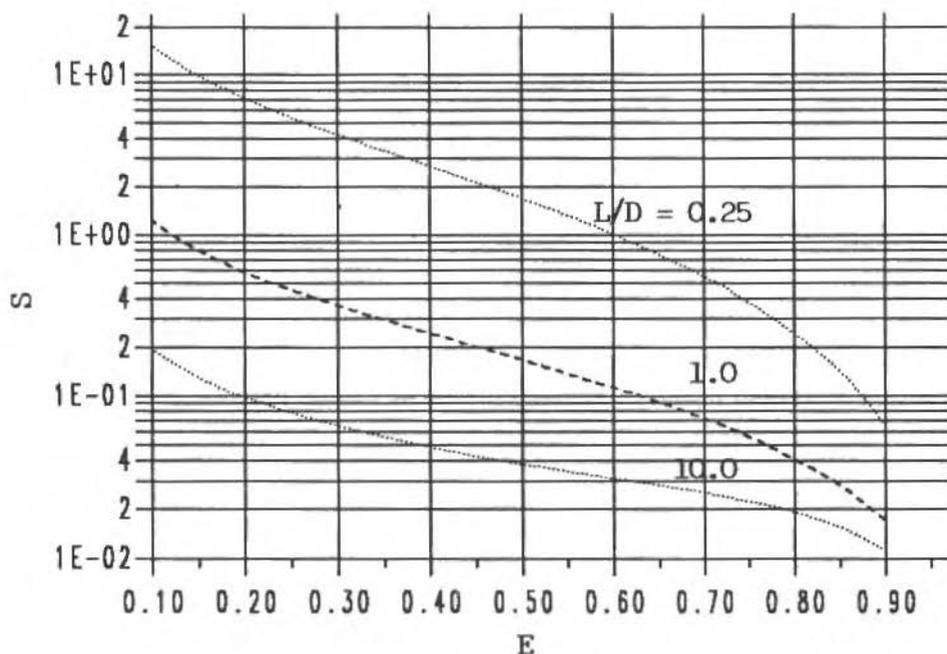


Figura 3. Variação do Número Adimensional de Sommerfeld (S) em função da razão de excentricidade (E).

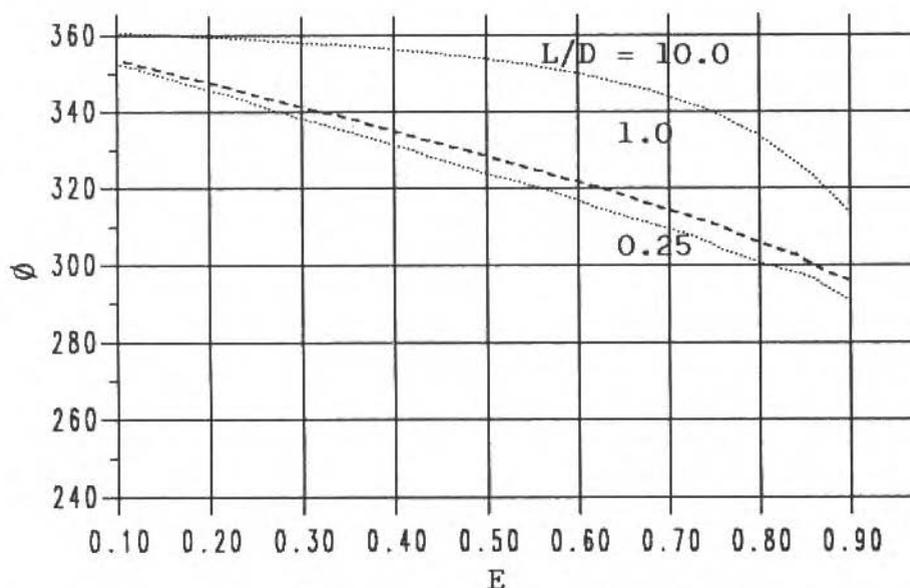


Figura 4. Variação da Posição de Equilíbrio (ϕ) em função da razão de excentricidade (E).

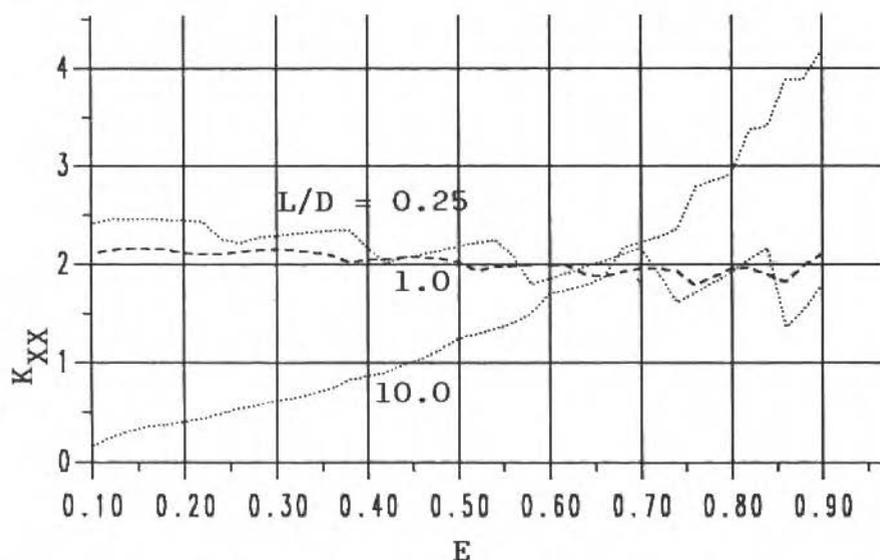


Figura 5. Variação do Coeficiente Adimensional de Rigidez (K_{XX}) em função da razão de excentricidade (E).

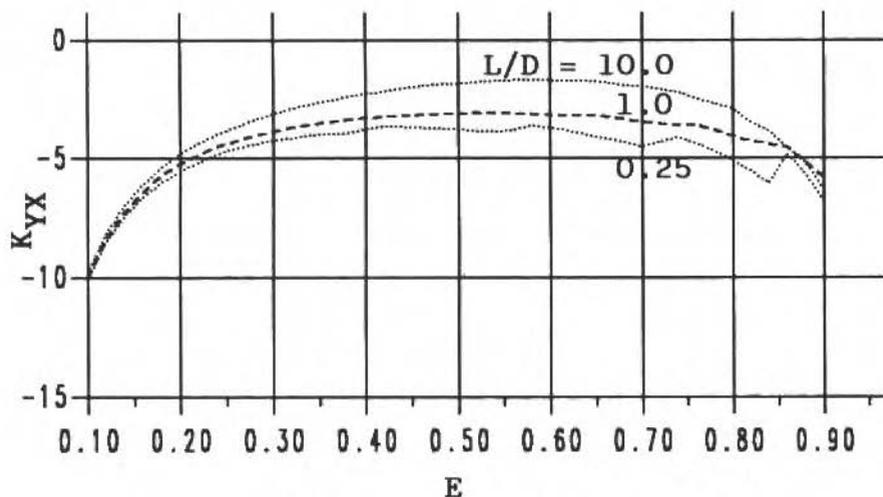


Figura 6. Variação do Coeficiente Adimensional de Rigidez (K_{YX}) em função da razão de excentricidade (E).

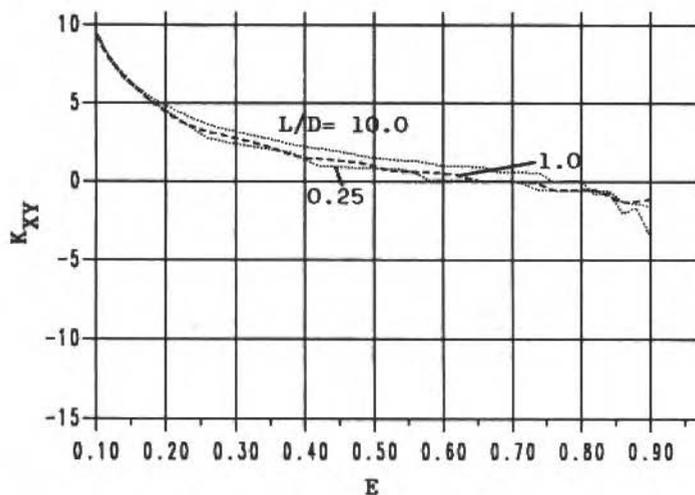


Figura 7. Variação do Coeficiente Adimensional de Rigidez (K_{XY}) em função da razão de excentricidade (E).

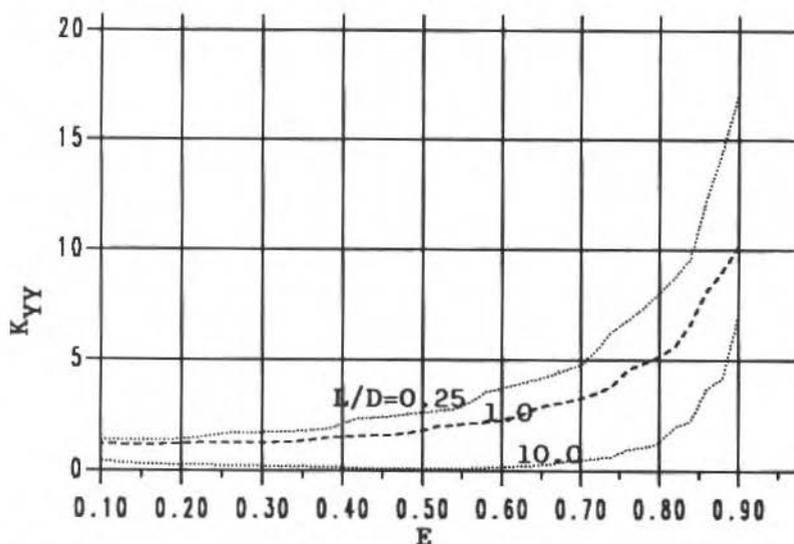


Figura 8. Variação do Coeficiente Adimensional de Rigidez (K_{XY}) em função da razão de excentricidade (E).

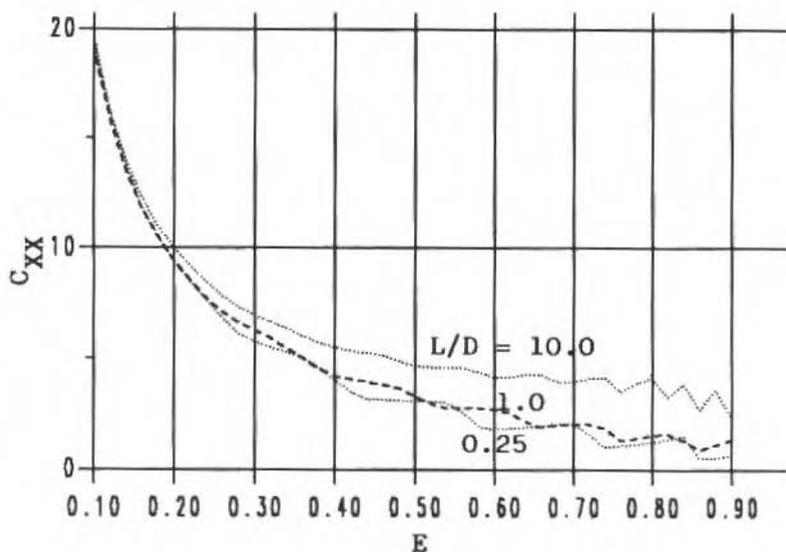


Figura 9. Variação do Coeficiente Adimensional de Amortecimento (C_{XX}) em função da razão de excentricidade (E).

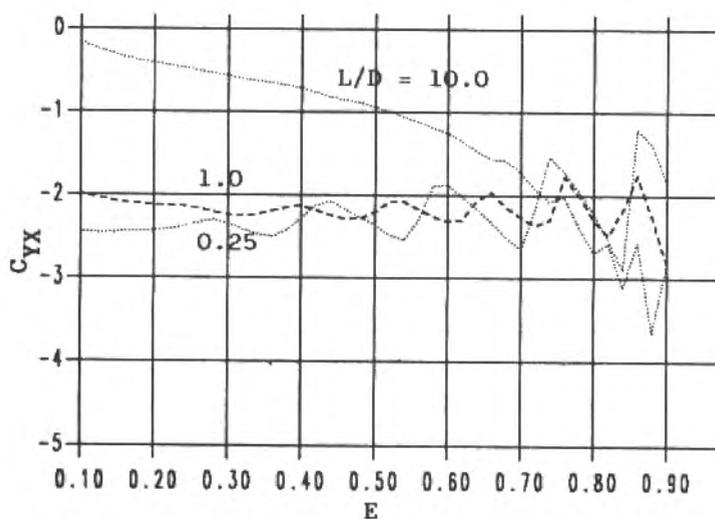


Figura 10. Variação do Coeficiente Adimensional de Amortecimento (C_{YX}) em função da razão de excentricidade (E).

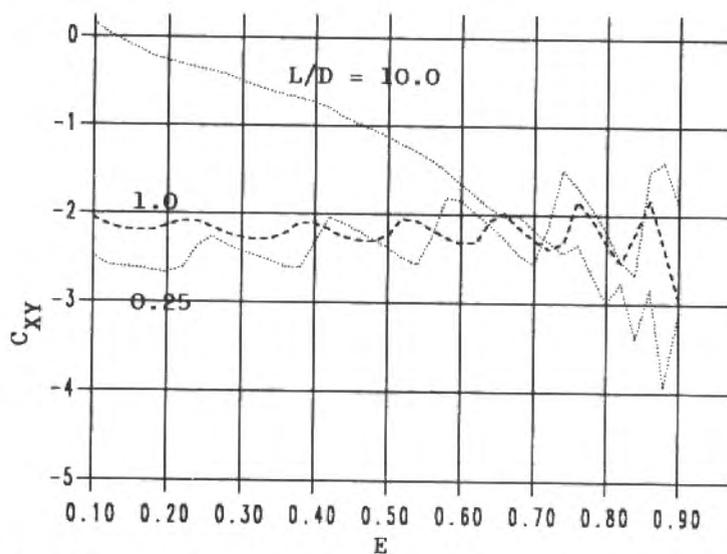


Figura 11. Variação do Coeficiente Adimensional de Amortecimento (C_{XY}) em função da razão de excentricidade (E).

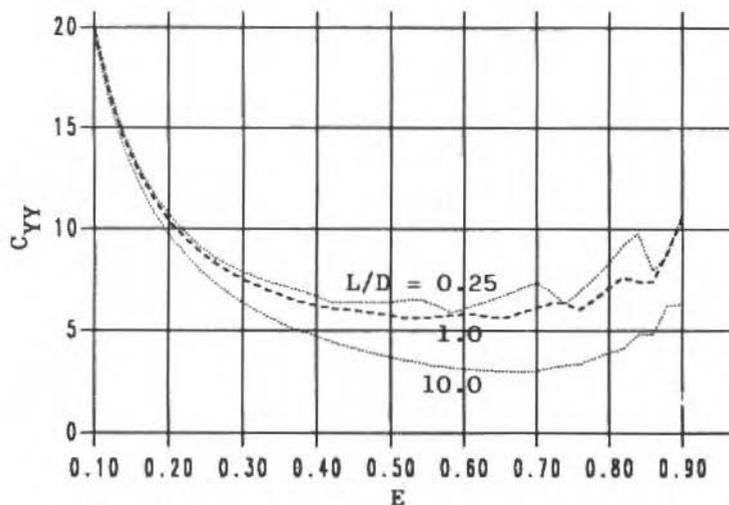


Figura 12. Variação do Coeficiente Adimensional de Amortecimento (C_{YY}) em função da razão de excentricidade (E).

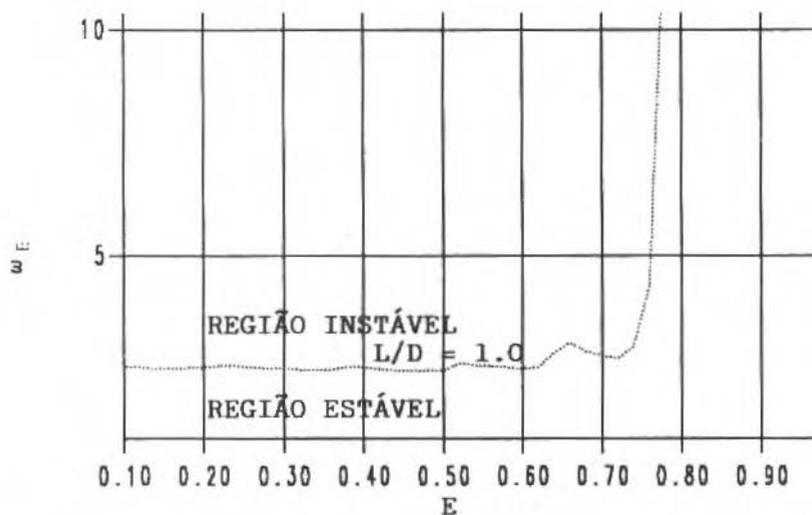


Figura 13. Curva da estabilidade em função da razão de excentricidade (E).

DETERMINAÇÃO DE ÓRBITAS: MANCAIS HORIZONTAIS E VERTICAIS

Considerando a árvore desbalanceada, tem-se as equações dinâmicas do movimento na forma

$$\begin{aligned} m(\ddot{x} - \ell_\mu \omega_a^2 \cos \omega_a t) &= \left(\sum F \right)_x \\ m(\ddot{y} - \ell_\mu \omega_a^2 \sin \omega_a t) &= \left(\sum F \right)_y \end{aligned} \quad (16)$$

Substituindo as forças atuantes na árvore, e adimensionalizando a equação 16, tem-se

$$\begin{aligned} \ddot{X} &= E_\mu \cos T + \lambda_1 \cos(\eta T) + \lambda_2 F_1(X, Y, \dot{X}, \dot{Y}) + W_x \\ \ddot{Y} &= E_\mu \sin T + \lambda_1 \sin(\eta T) + \lambda_2 F_2(X, Y, \dot{X}, \dot{Y}) + W_y - \frac{g}{c\omega_a^2} \end{aligned} \quad (17)$$

onde

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \frac{F_0'}{mc\omega_a^2} ; \lambda_2 = \frac{\mu R_a L^3 (\omega_a + \omega_m)}{2\pi mc^3 \omega_a^2} \quad E_\mu = \frac{\ell_\mu}{c} \\ W_X &= \frac{F_x}{mc\omega_a^2} , W_Y = \frac{F_y}{mc\omega_a^2} , \eta = \frac{\omega F_0}{\omega_a} , T = \omega_a t \end{aligned}$$

Utilizando-se os métodos preditor-corretor combinados com Runge-Kutta [20], chega-se às órbitas desejadas. Para a obtenção das órbitas mostradas nas figuras 14, 15 e 16, considerou-se os seguintes parâmetros fixos:

- Viscosidade do fluido: $\mu = 0.079 \text{ N s/m}^2$
- Comprimento do mancal: $L = 20.0 \text{ mm}$
- Diâmetro da árvore: $D_a = 20.0 \text{ mm}$
- Folga radial: $c = 100 \text{ }\mu\text{m}$
- Rotação do mancal: $N_m = 0$

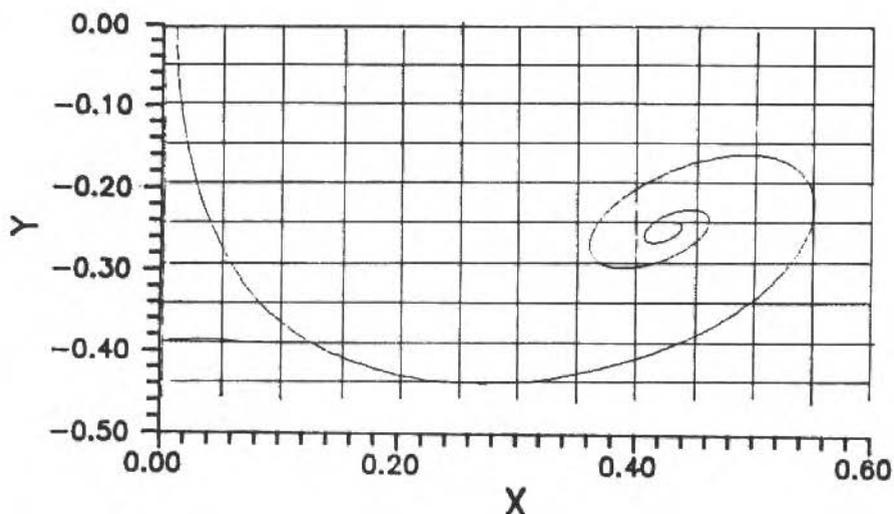


Figura 14. Órbita de Árvore Horizontal Balanceada ($N_a = 4.500 \text{ rpm}$, $W_a = 140 \text{ N}$, $L/D = 1.0$).

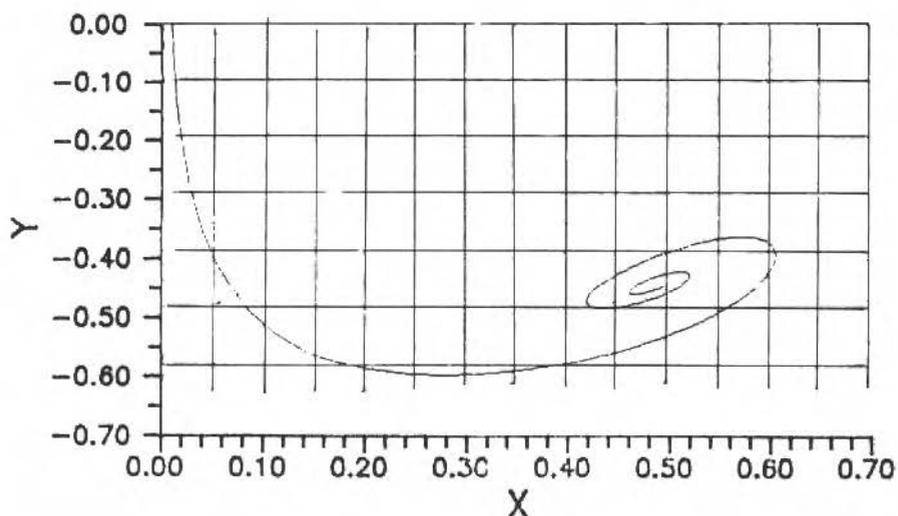


Figura 15. Órbita de Árvore Horizontal Balanceada, com carga externa constante ($N_a = 6.685 \text{ rpm}$, $W_a = 140 \text{ N}$, $L/D = 1.0$, $F_y = -280 \text{ N}$).

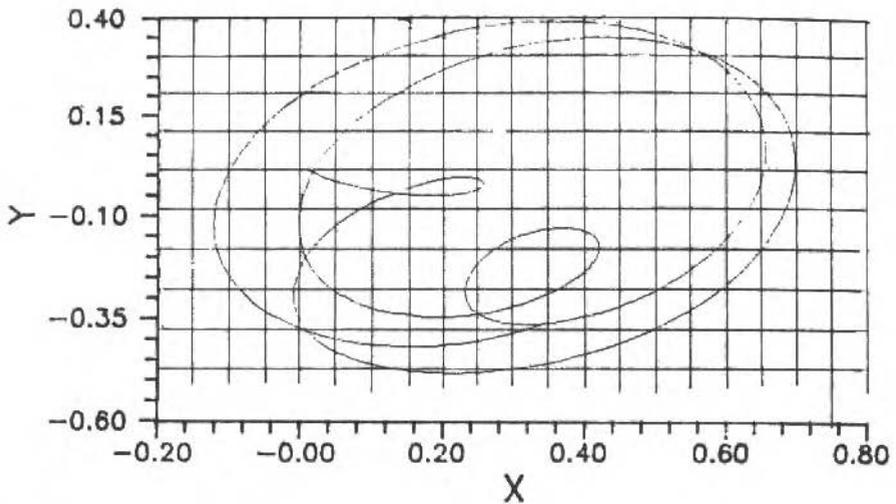


Figura 16. Órbita de Árvore Horizontal Desbalanceada ($N_a = 6.685 \text{ rpm}$, $W_a = 140 \text{ N}$, $L/D = 1.0$, $E_d = 0.2$).

CONCLUSÃO

Os métodos utilizados para se obter o campo de pressão, número de Sommerfeld, posição de equilíbrio, coeficientes dinâmicos e curva de estabilidade do sistema, a partir da solução da equação de Reynolds, mostraram-se satisfatórios, quando se comparou tais resultados com os determinados através de outras técnicas ou com aqueles obtidos analiticamente para casos particulares (mancal longo ou curto).

A rotina computacional desenvolvida revelou-se uma ferramenta de análise eficiente, tanto a nível de projeto de mancais, como para a análise do comportamento dinâmico de máquinas rotativas em geral, suportadas por tais tipos de suspensão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SOMMERFELD, A. Zur Hydromechanischen Theorie der Schmiermittle Breibung. Zeitschrift für Mathematik und Physik, Vol. 50, 1904.

- [2] OCVRK, F.W. Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearings. NACA TN 2808, 1952.
- [3] CONTANTINESCU, V.N. Basic Relationships in Turbulent Lubrication and their Extension to Include Thermal Effects. Trans. ASME, Vol. 95, Série E, No. 2, 1973.
- [4] CHUNG WAH NG, PAN C.H.T. A linearized Turbulent Lubrication Theorie. Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Vol. 87, Série D, No. 3, 1965.
- [5] FRENE, J. Contribution à l'Étude des Régimes de Transition dans les Paliers Lisses. Thèse de Docteur Ingénieurs, Lyon, 1970.
- [6] FRENE, J. Régimes d'Écoulement non Laminaire en Films Minces Visqueux. Application aux Paliers Lisses. Thèse de Docteur és Sciences Physiques, Lyon, 1974.
- [7] NYCOLAS, D. Les Paliers Hydrodynamiques Soumis à un Torseur de Forces Quelconques. Thèse de Docteur Ingénieur, Lyon, 1970.
- [8] HARRISON, W.J. The Hydrodynamic Theory of Lubrication with Special Reference to Air as Lubrican. Trans. Cambridge Phil. Soc., Vol. 22, 1913.
- [9] ONO, K., TAMURA, A. On the Vibration of Horizontal Shaft Supported in Oil Lubricated Journal Bearings. Bulletin of JSME, Vol. 11, No. 47, 1968.
- [10] KIRK, R.G., GUNTER, E.J. Transient Journal Bearing Analysis. Washington, NASA CR-1549, 1970.
- [11] GUNTER, E.J. Dynamic Stability of Rotor-Bearing Systems. Washington, NASA, SP-113, 1966.
- [12] FRANÇA ARRUDA, J.R. Étude du Comportement Dynamique des Systèmes Mécaniques par l'Analyse des Signaux Vibratoires - Application à la Surveillance Vibratoire des Machines Tournantes. Thèse de Docteur Ingénieur, Université Pierre et Marie CURIE, Paris, 1979, 150 p.
- [13] HAMROCK, B.J., DOWSON, D. Ball Bearing Lubrication. The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts, New York, John Wiley and Sons, 1981, 386 p.

- [14] ALBRECHT, P. Análise Numérica: um Curso Moderno. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 1973, 240 p.
- [15] KUO, S.S. Numerical Methods and Computers. London, Addison Wesley, Publishing Company, 1965, 341 p.
- [16] HALLING, J. Principles of Tribology. London, The Macmillan Press, 1975.
- [17] SALVADORI, M.G., BARON, M.L. Métodos Numéricos en Ingeniería, México Compañia Editorial Continental S.A., 1966, 260 p.
- [18] SALLES, F. LESUEUR, C. Les Vibrations Mécaniques Théories et Application de Base. Paris, Masson et Cie, 1972, Tome I.
- [19] BIREMBAUT, M.Y. Raideur et Amortissement des Paliers Hydrodynamiques. Paris, Mémoires Techniques du Cetim, (32), 1977, 66 p.
- [20] McCracken, D.D., DORN, W.S. Numerical Methods and Fortran Programming with Applications in Engineering and Science. New York, John Willey and Sons, Inc., 1964, 457 p.

THE SURFACE ROUGHNESS IN TURNING PROCESS: CRITERION OF TOOL LIFE AND ITS RELATIONSHIP WITH TOOL WEAR

A RUGOSIDADE SUPERFICIAL EM PROCESSOS DE TORNEAMENTO: CRITERIO DE FIM DE VIDA E SUA RELAÇÃO COM O DESGASTE DA FERRAMENTA

A.E. Diniz and N.L. Cupini

DEF/FEM/UNICAMP

Caixa Postal 6122

13081 Campinas SP, Brasil

ABSTRACT

The purpose of this work is to study the scatter of surface roughness values of turned workpieces in order to evaluate the possibility to predict turning tool life based on a limit value of surface roughness. Besides that, the influence of the flank wear in the surface roughness is also studied. Several turning tests were performed with AISI 1045 steel using several cutting speeds and feeds. In each test the values of R_a and R_{max} of the workpieces were measured until these values reached a limit value considered the end of the tool life. Moreover, when the tools were removed from the machine, the flank wear was measured. One of the most important conclusions of this research is that the tool life prediction using limit values of R_a and R_{max} is a reliable procedure and can be used under industrial conditions.

Keywords: Surface Roughness ■ Turning ■ Tool Life ■ Tool Wear

RESUMO

O objetivo deste trabalho é estudar a dispersão dos valores da rugosidade superficial de peças torneadas a fim de avaliar a possibilidade de se prever a vida da ferramenta baseado em um valor limite de rugosidade. A influência do desgaste de flanco da ferramenta na rugosidade superficial também é analisada. Diversos ensaios foram realizados usando o aço AISI 1045 com diferentes avanços e velocidades de corte. Em cada ensaio os valores de R_a e R_{max} das peças eram medidos até que estes valores alcançassem um valor limite considerando o fim da vida da ferramenta. Além disso, quando as ferramentas eram removidas da máquina, tinham seus desgastes de flanco medidos. Uma das conclusões mais importantes deste trabalho é que a estimativa da vida da ferramenta usando valores limites de R_a e R_{max} é um procedimento confiável e pode ser usado em condições industriais.

Palavras-chave: Rugosidade Superficial ■ Torneamento ■ Vida da Ferramenta ■ Desgaste da Ferramenta

INTRODUCTION

The determination of the exact moment to change the cutting tool in a industrial shop floor is a task that, generally, has been carried out by the machinist who accomplishes this task using subjective criteria as the appearance of the tool and workpiece. In some cases wither the on-line monitoring of the tool wear or the dimension and surface roughness of the workpiece is used, but these processes still have limited uses.

Therefore, this work intends to study the scatter of the surface roughness values in order to evaluate how reliable the prediction of tool life in finish turning operations is.

The results of this work can be used in the non monitored processes to increase the reliability of the determination of the moment to change the tool and can also be a base to the study of the on-line monitoring of the tool life in the finish turning operations.

SURFACE FINISH AND TOOL WEAR

Figure 1 [1] shows the wear zones on a typical turning tool. A given tool will not always show all those wear zones and often one kind of wear will predominate.

The tool wear causes an increase of the workpiece surface roughness. The relationship of flank wear and groove war with surface roughness will be discussed now, since these tow regions of wear are the main responsible for the increase of surface roughness.

- a) Groove Wear – it changes the corner curvature and the sharpness of the tool and also increases the side flow that influences the surface finish. Many authors studied the mechanism of groove formation and suggested that the strain specific energy involved is higher due to the plane stress of the chip edges, which makes the groove formation possible [2].

The groove formation was studied by Pekelharing (1960) and Lambert (1961). They concluded that it occurs in a decreased rate in speeds lower than 200 m/min. In higher speeds and temperatures this rate remains constant. This suggests that the chip temperature must be above the recrystallization

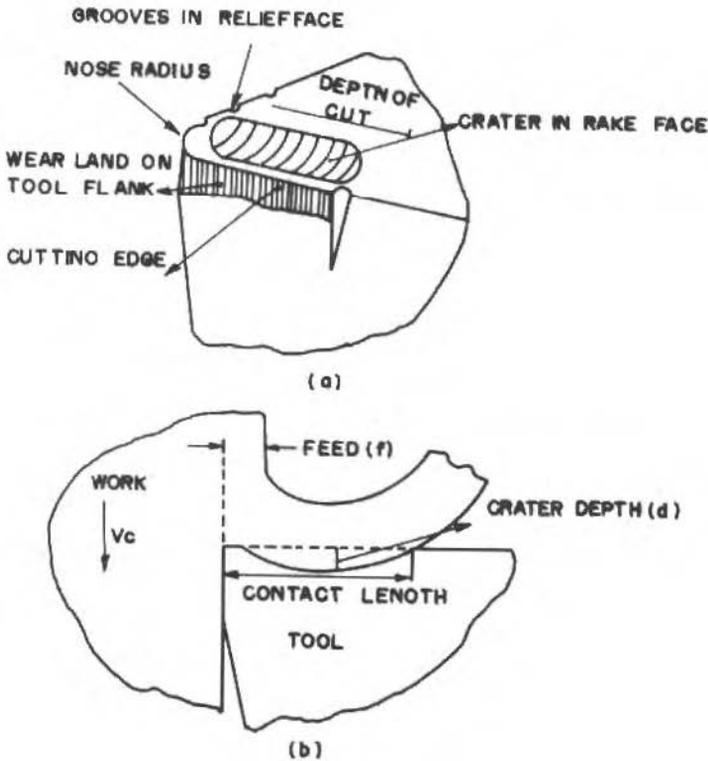


Figura 1. Geometry of Tool Wear [1].

temperature to promote a fast groove formation. So they didn't find any relationship between the groove formation and the built-up edge.

b) Flank Wear - many authors intended to study the relationship between surface roughness and flank wear (V_b). Sundaram e Lambert [3] after many experiments with the AISI 4140 steel obtained the graphic shown in figure 2. This graphic shows that there is an increased tendency of the surface roughness at the beginning, a decreased tendency in the middle region and again an increased tendency as the flank wear increases.

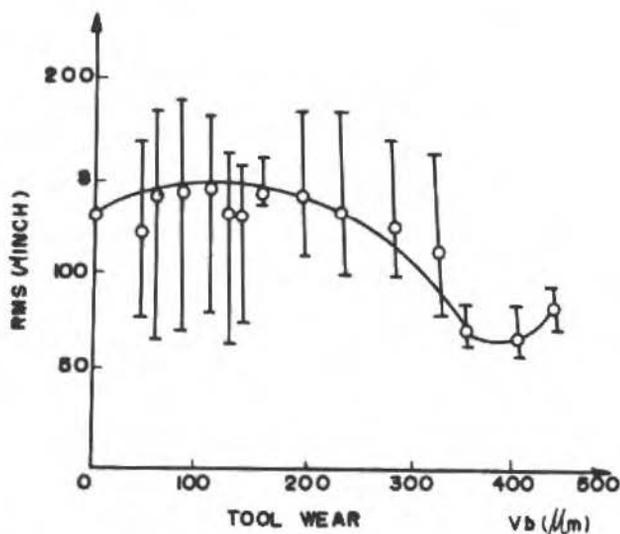


Figure 2. RMS as a function of Tool Flank Wear [3].

The relationship among R_{\max} , R_a and V_b with cutting length (l_c) was studied by Petropoulos [4], and the results for AISI 1060 steel are shown Figure 3. This figure shows that R_a and R_{\max} increase V_b reaches 0.2 mm. Above this value R_{\max} oscillates around a constant value and R_a oscillates as it increases. Flank wear increases continuously until the moment of tool changing. This fact proves that the flank wear formation is not enough to explain the surface roughness increase with the cutting time.

SURFACE ROUGHNESS AS A CRITERION OF END OF TOOL LIFE

The end of tool life occurs when the tool doesn't perform the functions that it should perform, while the tool total failure happens when a total destruction of the cutting edge takes place caused either by the high values of wear or by a catastrophic failure of the tool (breakage, crack and son on) [5].

In finish turning, because the wear can't reach high values, the possibility of tool breakage, high tool temperature or increased cutting forces are not reasons

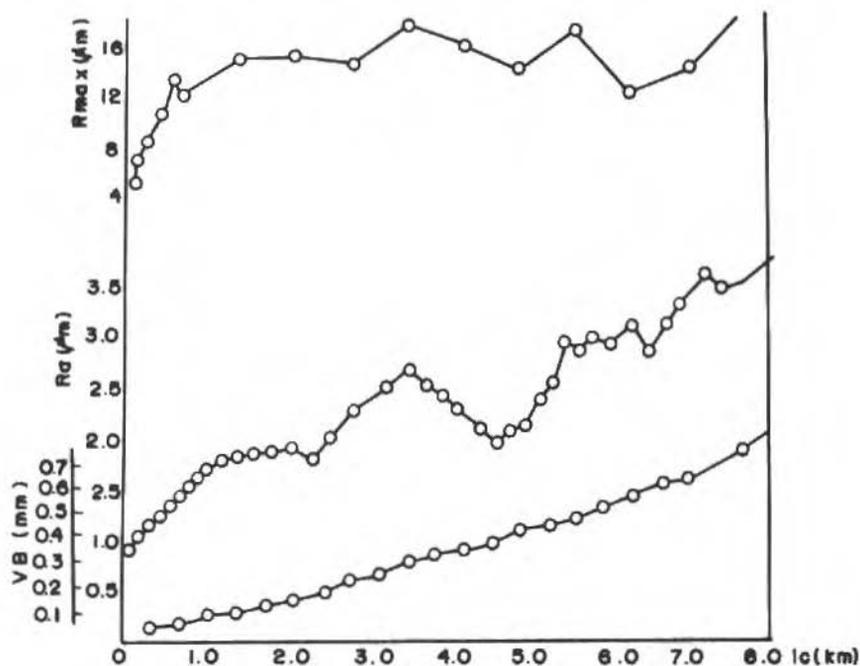


Figura 3. R_a , R_{max} as a function of Length of Cutting [4].

for changing the tool.

So, generally, the criteria used to change the tool in finish turning are:

- when the surface roughness reaches a value higher than the required value;
- when, due to the flank wear, it is not possible to keep the required tolerances in the workpiece [6], [7].

When item b) is considered, it must be remembered that the tool position can be corrected whenever the worn tool produces workpieces whose dimensions do not remain within the range of tolerances. Then, the surface finish can be a suitable criterion to the changing of the tool in finish turning. The use of this criterion is problematic because it is difficult to know the real value of surface roughness at the floor, when the workpiece is being produced.

This can be made as follows:

- a) through the roughness measurement;
- b) through the comparison between the workpiece roughness and a standard workpiece that has the maximum roughness required in the workpiece design;
- c) through the previous determination of the number of workpieces produced until the maximum roughness is reached.

Item b) was tested by Yamamoto [8] using 50 mechanical engineers without experience in this kind of work. The comparison was made through the tact of the engineers that felt with their finger tips the difference in roughness between the workpiece and the standard. Yamamoto concluded that this method would be good when the people who are supposed to make the comparison acquire experience in this kind of work.

For item c), an observation of the surface roughness scatter must be done as the tool wears, i.e., it is necessary to know if the number of machined workpieces in each tool life shows an acceptable scatter.

The goal of this work is to study procedures b) and c).

Surface Roughness Scatter Obtained in Turning

As we have seen the surface roughness of machined workpieces increases as the tool is being used due to the increase of the flank and groove wear.

Even if the tool wear is kept constant, the surface roughness values obtained under certain cutting conditions vary within a reasonable scatter, due to factors as: a) chance; b) stiffness and stability of the machine-tool-fixture-workpiece system; c) built-up edge and side flow of the chip; d) variation of the properties of the tool and of the workpiece [4].

Many authors [4], [9] studied the distribution of surface roughness in several levels of flank wear and have concluded that its variation is close to the normal distribution.

Selvam and Blakrishnan [10] studied the influence of cutting speed, feed and rake angle on the scatter of the surface finish and have concluded:

- In low cutting speeds, the scatter of the surface roughness is higher than in high cutting speeds, because of the presence of built-up edge and side flow;
- In feeds within the interval 0.2 - 0.4 mm/rev the roughness profile is more aleatory than in other ranges of feed due to the presence of both, BUE and side flow. In higher feeds, the marks of the feed in the workpiece are predominant in the roughness profile, causing a higher periodicity;
- The roughness profile is more aleatory when the cut is made with negative rake angle rather than positive rake angle.

MATERIALS, EQUIPMENTS AND EXPERIMENTAL METHODS

The tested material was the AISI 1045. All samples were obtained from the same manufactured batch. A CNC lathe with 30 HP and very good stiffness was used.

The Table 1 summarizes the conditions of the experiments. All experiments were made with feed $f = 0.25$ mm/rev and depth of cut $a_p = 0.7$ mm. The insert and tool holder used were respectively: TPGR 160312 P10 (without coating) and CTGPR 2020 K16. Feed and depth of cutting were chosen in order to have a good chip formation. The combination nose radius-feed is suitable for finish turning.

Figure 4 shows the sample used. The diameters before machining were in the range of 45 to 45.5 mm and the diameter where the workpieces were fixed varied from 40.5 to 42 mm.

Each workpiece was machined five times consecutively using $a_p = 0.7$ mm. As a result, when the workpiece left the lathe it was 7 mm smaller in this diameter. In each experiment with $v_c = 280$ m/min, 12 workpieces were machined, with 220 m/min, 14 work pieces and with 340 m/min, 7 workpieces were machined.

The machinist compared the surface roughness of the machined workpiece to the surface roughness of a standard which had $R_a = 3.8\mu\text{m}$ and $R_{\text{max}} = 21.2\mu\text{m}$ and decided when the workpiece reached those surface roughness values.

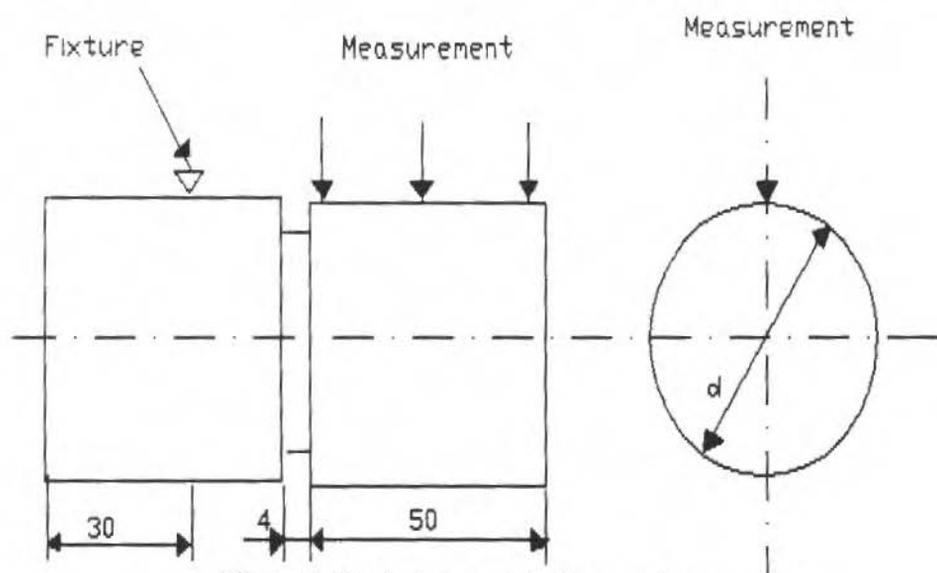


Figura 4. Workpiece used in the experiments.

Table 1. Summary of the Conditions of the Experiments

Number of the Experiment	Schedule	v_c (m/min)	Number of Workpieces
1	5	280	12
2	8	280	12
3	12	280	12
4	4	280	12
5	3	280	12
6	9	220	14
7	10	220	14
8	7	220	14
9	13	220	14
10	6	220	14
11	15	340	7
12	1	340	7
13	11	340	7
14	14	340	7
15	2	340	7

The surface roughness of each workpiece was measured in six different points and the tool wear was measured at the end of each experiment. A statistic method [11] was used to test if the number of measured points of roughness was enough. In some workpieces this method showed that six points were not enough and, then, other 9 points were measured.

The scheduling of the experiments was randomized in order to avoid some momentary or systematic errors at the same cutting speed. So, for example, the experiment number one was not the first one to be done, but the fifth one, as shown in table 1.

Each trial was made with a new edge of the insert.

RESULTS AND DISCUSSIONS

Scatter of the Values of Surface Inside Each Workpiece

In most tested workpieces it was necessary to measure the surface roughness only in 6 points in order to have the average of surface roughness calculated with 90% of confidence [10].

Due to the higher scatter in the measured values, in the experiments 4, 5 ($v_c = 280$ m/min) 12, 13 and part of experiment 15 ($v_c = 340$ m/min) it was necessary to measure the roughness in 15 different points so that the average could be represented with the same reliability.

In this work four factors that cause the scatter of the surface roughness with the same values of tool wear were listed.

In item ? of the present case the items a) and d) listed in that item don't apply because of the highest scatters concentrated in the experiments with only two cutting speeds (the 2 highest values). As the schedule of the experiments was randomized, the tools and the workpiece material were obtained from the same manufactured batch and the distribution of the workpiece material and edges of the inserts were also randomized for each experiment, it is not probable that the listed factors in items a) and d) concentrated only in 2 cutting speeds. Item c) doesn't apply either because neither built-up edge nor side flow took place due to the high cutting speeds used. Then, it can be concluded that

the large scatter of surface roughness values inside the workpieces in the above mentioned experiments was caused by the use of high cutting speeds, once such large scatter didn't take place only at the lowest cutting speed. Therefore, the cutting speed influenced the vibratory process of the machine-tool-fixture-part system (item c) and/or it influenced some phenomenon related to the process of chip formation, causing the observed scatter.

Scatter of the Values of Surface Roughness among the Experiments with Same Cutting Speed

Tables 2, 3 and 4 show the mean values of R_a and R_{max} for each workpiece of the experiments made with $v_c = 220, 280$ and 340 m/min respectively. Each data of these tables is an average of roughness values of the 5 workpieces with same number machined in the 5 experiments carried out with the same cutting speed. The interval column of the tables was calculated using the equation: $Interv = 1.65\sigma$, since it was supposed that these data follow the normal distribution, where 90% of the values are inside the interval $X \pm 1.65\sigma$.

By analyzing these tables it can be seen that the scatter of values of R_a is, generally, higher than the scatter of values of R_{max} , except for the results obtained with $v_c = 280$ m/min, where the average of the values of σ/R_a is very close to the values of σ/R_{max} . This is explained by the fact that in order to get the value of R_{max} it is necessary only one peak and one valley inside the sample length, while to obtain R_a all the formed profile inside the sample length is considered. Then, as any vibratory phenomenon or any phenomenon related to the tool wear must influence all formed profiles, a higher scatter of R_a takes place. Then, it can also be thought that when $v_c = 280$ m/min was used, it was obtained the best situation to the process, at least regarded to the vibratory process.

The highest levels of scatter happened with the highest cutting speed ($v_c = 340$ m/min), which leads to the conclusion that, at a very high cutting speed the phenomenon of scatter should intensify. Therefore, it was proved that high cutting speeds also makes the process more aleatory. In item ? of this work it was said that in cutting speeds just above the cutting speed where the BUE disappears, the scatter of the values of roughness is smaller than when lower cutting speeds are used. The results obtained here leads to the conclusion that,

if the cutting speed is higher than the values in which the BUE disappears, the process is randomized again, due to either, the dynamic phenomena of the machine-tool-fixture-part system or the mechanism of chip formation.

In order to make a simulation of the suitability of the use of the surface roughness as a criterion of tool life in finish turning, the following results were taken as example (tables 2, 3 and 4):

- a) situation of lowest scatter - $v_c = 220$ m/min - values of R_{\max} - maximum limit of $R_{\max} = 17\mu\text{m}$. In 95% of the experiments the surface roughness didn't reach the limit value until the 11th workpiece machined (only in the 11th workpiece $R_{\max} + 1.65\sigma$ overcomes $17\mu\text{m}$); with 14 workpieces machined, 50% of the experiments didn't reach the limit of roughness. Then, in order to change the tool in reliable conditions (95% of confidence), the tool life must be 11 workpieces, but many tools will be changed long before they reach the limit roughness of the machined workpiece.
- b) situation of highest scatter - $v_c = 340$ m/min - values of R_a - maximum limit of $R_a = 2.8\mu\text{m}$ - tool life = 1 a 2 workpieces but with 6 workpieces machined, 50% of the experiments didn't reach $R_a = 2.8\mu\text{m}$.

These calculations were done accepting that the distribution of the surface roughness in workpieces of the same number is normal.

Based on the above results it can be concluded that the use of a value of R_{\max} both, as a criterion of tool life and as a limit value used in previous experiments to establish the number of workpieces to be machined in each tool life is more reliable than the use of values of R_a . However, it can be verified that even if R_{\max} is used, in order to have a good reliability in forecasting the moment of changing the tool, many tools will be wasted or changed before (and sometimes long before) the moment when the workpiece reaches the limit value of R_{\max} .

Table 2. Average of the values of R_a and R_{\max} workpieces of same number - Experiments from 6 to 10 - $v_c = 220$ m/min.

Work piece	R_a	$R_{\max}(\mu m)$ s	Interv	σ/R_a	R_{\max}	$R_{\max}(\mu m)$ σ	Interv	σ/R_{ma}
1	1.88	0.458	0.756	24.4%	12.1	1.300	2.145	10.7%
2	2.02	0.419	0.691	20.7	13.2	1.513	2.496	11.5
3	2.08	0.398	0.657	19.1	13.5	1.007	1.662	7.5
4	2.13	0.436	0.719	20.5	13.8	1.132	1.868	8.2
5	2.11	0.222	0.366	10.5	13.5	0.638	1.053	4.7
6	2.11	0.206	0.340	9.8	13.7	0.480	0.798	3.5
7	2.43	0.341	0.563	14.0	15.2	1.067	1.761	7.0
8	2.45	0.325	0.536	13.2	14.8	0.782	1.290	5.3
9	2.39	0.407	0.672	17.0	15.1	0.327	0.540	2.2
10	2.37	0.326	0.579	15.3	15.4	0.838	1.383	5.3
11	2.39	0.286	0.472	12.0	15.5	1.080	1.782	7.0
12	2.37	0.357	0.582	14.9	15.6	1.126	1.860	7.2
13	2.33	0.330	0.544	14.2	16.1	1.221	2.015	7.6
14	2.42	0.238	0.393	9.8	17.0	1.809	2.985	10.7
			Mean	15.4%			Mean	7.0%

Table 3. Average of the values of R_a and R_{\max} for workpieces of same number - Experiments from 1 to 5 - $v_c = 280$ m/min.

Work piece	R_a	$R_{\max}(\mu m)$ s	Interv	σ/R_a	R_{\max}	$R_{\max}(\mu m)$ σ	Interv	σ/R_{ma}
1	2.33	0.239	0.394	10.3%	14.0	10.13	1.671	7.2%
2	2.35	0.378	0.634	16.1	13.7	1.464	2.416	20.7
3	2.26	0.294	0.485	13.0	13.4	1.272	2.099	9.5
4	2.35	0.212	0.350	9.0	13.8	0.914	1.508	6.6
5	2.45	0.205	0.338	8.4	15.0	1.173	1.935	7.8
6	2.37	0.189	0.312	8.0	14.5	0.763	1.259	5.3
7	2.50	0.126	0.208	5.1	15.5	1.227	2.025	7.9
8	2.58	0.146	0.241	5.7	16.4	0.826	1.363	5.0
9	2.72	0.235	0.388	8.6	16.9	1.701	2.807	10.0
10	2.52	0.172	0.284	6.8	16.9	1.760	2.904	10.4
11	2.53	0.127	0.210	5.0	16.6	2.110	3.481	12.7
12	2.61	0.133	0.219	5.1	16.3	1.250	20.62	7.7
			Mean	8.4%			Mean	8.4%

Table 4. Average of the values of R_a and R_{\max} for workpieces of same number - Experiments from 11 to 15 - $v_c = 340$ m/min.

Work piece	R_a	$R_{\max}(\mu m)$ s	Interv	σ/R_a	R_{\max}	$R_{\max}(\mu m)$ σ	Interv	σ/R_{ma}
1	2.24	0.225	0.371	10.0%	13.5	2.230	3.679	16.5%
2	2.40	0.489	0.807	20.4	14.5	2.288	3.775	15.8
3	2.48	0.715	1.180	28.8	14.5	2.856	4.712	19.7
4	2.78	0.786	1.297	28.3	16.0	2.641	4.358	16.5
5	2.74	0.484	0.799	17.7	16.5	1.955	3.226	11.8
6	2.75	0.570	0.940	20.7	17.0	1.979	3.265	11.6
7	2.97	0.569	0.939	19.1	18.8	2.665	4.397	14.2
			Mean	20.7%			Mean	15.2%

Table 5. Forecast of tool life - Judgement made by the machinist - Standard: $R_a = 3.80 \mu m$ $R_{\max} = 2.12 \mu m$

Experiment	Workpiece	R_a	R_{\max}
1	7	2.41	16.5
2	5	2.64	16.5
3	4	2.41	13.1
4	9	2.48	14.9
5	10	2.26	15.1
6	10	2.82	16.0
7	7	2.04	13.9
8	7	2.76	16.2
9	7	2.10	14.3
10	10	1.97	14.5
11	3	2.01	12.7
13	2	2.95	17.4
14	5	2.36	15.0
15	5	2.40	14.6

Other alternatives of using the surface roughness as a criterion of tool life are: a) surface roughness monitoring in-process or out of the machine; b) comparison, made by the machinist, between the roughness of the machined workpiece and a standard, as it can be seen in the item III of this work.

Alternative a) is still very expensive and it is probably cheaper to waste tools like in the method tested in this work than use this procedure.

Alternative b) was also tested in this work. Table 5 shows the results obtained in several experiments. Despite the facts that the machinist didn't have experience in this kind of work and that a higher number of machinist should be tested in order to have more reliable results, an analysis of table 5 shows that the use of previous experiments to forecast the tool life is more reliable than the comparison of the roughness made by the machinist.

An alternative procedure to the proposed above could be to join the roughness measurement with the forecasting of tool life based on the surface roughness. There could be a surface roughness measuring instrument on the shop floor destined to a group of machines. When the minimum number of machined workpieces, calculated by using the proposed method is reached, the machinist would begin to measure the surface roughness of the following workpieces (not necessarily all workpieces) until the limit roughness is finally reached.

Influence of the Tool Wear in the Values of Surface Roughness

Analyzing table 6 the difficulty to establish a link between the values of V_b and the values of R_a or R_{max} can be seen. Experiments 2 and 3 that resulted in similar R_a at the end, had very different V_b values, the same happening with the trials 8-10 and 11-13. Experiments 7 and 9 reached similar V_b and very different R_a like experiments 11 and 12. Experiment 10, that showed the smallest V_b when $v_c = 220$ m/min was used, was the experiment that showed the highest R_a and R_{max} among these experiments. This leads to the conclusion that the increase of the roughness with time or cutting length is not only due to the flank wear, but also to another kind of wear.

It seems more reasonable that the groove wear is more important in the increase of roughness values because it measures the variation of tool corner shape, that generates the roughness profile. After each experiment the tool was analyzed in an optical microscope and in most of them, the groove formation was detected.

The values of V_b also showed a large scatter. This can be seen in the table 6 through the values of σ/V_b , all above 10%. The highest value of this parameter happened in the same experiments that showed the highest scatter of R_a and R_{max} . This leads to the conclusion that, if the flank wear presents this scatter, other kinds of wear (groove wear, for example) will also present it and, therefore, the tool is responsible for a great part of the roughness scatter.

Table 6. Values of Flank Wear (V_b) and roughness (R_a and R_{max}) for each experiment.

Experiment	V_h (mm)	R_a (μm)	R_{max} (μm)	
1	0.209	2.57	16.9	$V_h = 0.216\text{mm}$ $\sigma = 0.0259$ $\sigma/V_h = 12\%$ $v_c = 280 \text{ m/min}$
2	0.193	2.70	15.7	
3	0.260	2.68	17.5	
4	0.214	2.40	14.4	
5	0.203	2.72	16.9	
6	0.184	2.46	15.6	$V_h = 0.182 \text{ mm}$ $\sigma = 0.0186$ $\sigma/V_h = 10.2\%$ $v_c = 220 \text{ m/min}$
7	0.196	2.42	14.8	
8	0.184	2.59	18.0	
9	0.197	2.02	17.1	
10	0.151	2.61	19.3	
11	0.293	3.09	21.8	$V_h = 0.317 \text{ mm}$ $\sigma = 0.0465$ $\sigma/V_h = 14.7\%$ $v_c = 350 \text{ m/min}$ $v_c = 350 \text{ m/min}$
12	0.299	3.80	21.2	
13	0.387	3.09	18.3	
14	0.338	2.94	17.7	
15	0.268	2.53	16.7	

CONCLUSIONS

Through this work, the following can be concluded:

- The scatter of the values of R_{max} is smaller than the values of R_a . Then the use of a determined R_{max} value instead of a R_a value as a criterion of tool life and as a bases to forecast the moment of changing the tool, is a more reliable method.
- The forecasting of tool life based on limit values of R_{max} and/or R_a is a more reliable method than let the machinist decide the moment to change the tool using a standard workpiece.
- In high cutting speeds the scatter of the values of surface roughness is higher than in the cutting speeds regularly used.
- There is no correlation between the values of flank wear (V_b) and the values of surface roughness of the machined workpiece.
- The method of forecasting the tool life based on the limit value of surface roughness proposed in this work can be used with the use of surface roughness measuring instruments in the shop floor.

REFERENCES

- [1] COOK, N.H. Tool Wear and Tool Life, *Journal of Engineering for Industry of the ASME*, p.931-38, November, 1973.
- [2] LUK, W.K. & SCRUTTON, R.F. The Origin of the Groove Wear in the Turning Operation. *Int. Journal of Production Research*. London, 6(3): 197-206, 1968.
- [3] SUNDARAM, R.M. & LAMBERT, B.K. Surface Roughness Variability of AISI 4140 Steel in Fine Turning Using Carbide Tools, *Int. Journal Prod. Research*. London, 17(3): 249-58, 1979.
- [4] PETROPOULOS, P.G. Statistical Basis for Surface Roughness Assessment in Oblique Finish Turning of Steel Components. *Int. Journal Prod. Research*. London, 12(3): 345-60, 1974.
- [5] VENKATESH, V.C. & SATCHITANANDAM, M. A Discussion on Tool Life Criteria and Total Failure Causes, *Annals of the CIRP*. Great Britain, 29: 19-22, 1980.
- [6] FERRARESI, D. *Fundamentos da Usinagem dos Metais*. São Paulo, Editora Edgard Blucher, 1977, 751 p.
- [7] TRENT, E.M. *Metal Cutting*. Birmingham, Butterworth, 1984, 354 p.
- [8] YAMAMOTO, K. Recent Development of Surface Roughness Measurement in Japan. *Bulletin of the N.R.I.M.* 14:1-10, April 1967.
- [9] RAKHIT A.K. et alii, The Influence of Metal Cutting Forces on Surface Texture in Turning. *Int. Journal Machine Tool Design Research*. Great Britain, p. 281-92, 1976.
- [10] SELVAM, M.S. & BALAKRISHNAN, K. The Study of Machined Surface Roughness by Random Analysis. *Wear*. Lausanne, 41: 287-93, 1977.
- [11] HOGG, R.V. & CRAIG. A.T. *Introduction to Mathematical Statistics*. Macmilhan Publishing Co. 40^o Edition. Japan.

INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DA FERRAMENTA E DAS CONDIÇÕES DE USINAGEM NO TORNEAMENTO DE ALUMÍNIO COM DIAMANTE MONOCRISTALINO

INFLUENCE OF THE TOOL GEOMETRY AND THE CUTTING PARAMETERS ON TURNING OF ALUMINIUM WITH SINGLE CRYSTAL DIAMOND TOOL

José Ricardo Lenzi Mariolani
UNICAMP - Centro de Tecnologia
Cidade Universitária "Zeferino Vaz", C.P. 6131
13081, Campinas, SP
Brasil

Uwe Heisel
Günter Roth
Institut für Werkzeugmaschinen
Universität Stuttgart
Holzgartenstraße 17, 7000 Stuttgart 1
FRG

RESUMO

São apresentados os resultados de um estudo experimental sobre a influência da geometria da ferramenta e condições de usinagem no acabamento superficial de alumínio faceado com diamante monocristalino. Os melhores acabamentos foram obtidos com ferramenta de facetas definidas com comprimento da aresta de corte de 1,5 mm, posicionada a $0,5^{\circ}$ em relação à superfície da peça. O avanço mostrou-se o parâmetro de maior influência, com os menores valores de rugosidade obtidos para 3,6 e 7,2 $\mu\text{m}/\text{volta}$. A profundidade apresentou pouca influência (dentro da gama ensaiada) e a velocidade de corte não apresentou influência. Observou-se que a refrigeração correta da zona de corte é fator decisivo para a obtenção de bom acabamento.

Palavras-chave: Torneamento com Diamante ■ Torneamento de Ultra-Precisão ■ Ferramenta de Diamante Monocristalino

ABSTRACT

The results of an experimental investigation on the influence of the tool geometry and the cutting parameters on the surface quality of Aluminium faced with single crystal diamond tools are presented. The best surface qualities were obtained with a faceted cutter with cutting edge of 1,5 mm at a tool setting angle of $0,5^{\circ}$. The cutting parameter of most influence was the feed, being the smallest values of roughness obtained for 3,6 and 7,2 $\mu\text{m}/\text{rev}$. The depth of cut exhibited few influence (in the tested range of depths) on the surface quality and the cutting speed showed no influence. It was realized that the right cooling of the cutting zone is decisive for a good surface quality.

Keywords: Diamond Turning ■ Ultra Precision Turning ■ Single Crystal Diamond Tools

INTRODUÇÃO

Por usinagem de ultra-precisão com diamante entende-se o processo de usinagem no qual é empregada ferramenta monocortante de diamante monocristalino obtendo-se peças com desvio de forma inferior a $0,2 \mu\text{m}/100 \text{ mm}$ e rugosidade superficial inferior a $0,02 \mu\text{m}$ [7]. Para que isso seja possível, deve ser empregada máquina ferramenta de ultra-precisão dotada de mancais e guias hidrostáticos, hidrodinâmicos ou aerostáticos.

Inúmeros fatores exercem influência na precisão e no acabamento das peças usinadas com diamante. Esses fatores podem ser divididos em quatro grupos [5,7], ou seja, fatores relacionados ao ambiente (variações de temperatura e vibrações externas), à máquina ferramenta (rigidez estática, dinâmica e térmica, precisão de posicionamento, repetibilidade, tipo de comando, precisão do eixo árvore, sistema de medição, frequências naturais, sistema de fixação da peça), ao processo (condições de usinagem, tipo do diamante, desgaste e geometria da ferramenta, refrigeração) e ao material da peça (pureza, estrutura cristalina, propriedades térmicas, peso, rigidez).

Dentre os fatores citados acima, o presente trabalho se ocupa com a influência das condições de usinagem (avanço, profundidade e velocidade de corte) e com alguns aspectos da geometria da ferramenta no acabamento superficial. Trata-se da primeira fase de uma pesquisa sobre a usinagem de ultra-precisão com diamante monocristalino, cujos resultados deveriam fornecer subsídios para a programação da segunda fase, prevista para estudar a influência do comportamento dinâmico da máquina sobre o acabamento.

Em relação à geometria da ferramenta, são recomendados para a usinagem de metais não ferrosos ângulos de folga entre 2° e 5° e ângulos de saída entre 0° e -5° . Ângulos de saída negativos seriam recomendáveis na usinagem de materiais constituídos por uma matriz mole na qual existam inclusões duras (por exemplo, inclusões de silício em alumínio) [7]. O acabamento superficial seria melhor quanto maior o raio de ponta da ferramenta (para usinagem de superfícies não planas). Para alumínio, são recomendados raios de ponta entre 2 e 10 mm na usinagem de superfícies côncavas e de 0,5 a 4 mm na usinagem de superfícies convexas [7]. Na usinagem de superfícies planas,

somente ferramentas de diamante com facetas definidas permitiriam a obtenção de superfícies espelhadas [3].

A influência do ângulo formado entre a superfície da peça usinada e a aresta de corte de uma ferramenta com facetas definidas (Figura 1) no acabamento superficial também já foi objeto de investigação, tendo sido obtido o melhor acabamento quando o referido ângulo era de $-0,01^{\circ}$ [11].

As condições de usinagem recomendadas ou empregadas por diferentes pesquisadores na usinagem com ferramentas de diamante monocristalino diferem consideravelmente umas das outras. Em relação à velocidade de corte, que segundo Becker [1] exerce pouca influência no acabamento superficial, podem ser encontrados na literatura valores tão diversos como: 1500 a 45000 m/min [1], 300 a 860 m/min [13], 9 a 720 m/min [12], 6 m/min [2], 450 a 990 m/min [8], 2000 m/min [5] e 100 e 1000 m/min [4]. Na usinagem de alumínio, porém, existem faixas de velocidade dentro das quais pode ocorrer a formação de aresta postiça de corte, o que pode ser evitado por meio de uma refrigeração eficiente da zona de corte [7].

Os avanços recomendados não diferem muito uns dos outros. São encontrados na literatura como valores ótimos $9 \mu\text{m/volta}$ [12], $10 \mu\text{m/volta}$ [10] e de 3 a $15 \mu\text{m/volta}$ [7]. Quando são empregados grandes avanços, a rugosidade medida na superfície usinada normalmente aproxima-se da rugosidade teórica para aquela condição, o que não ocorre quando se empregam avanços pequenos. Este fato seria devido à influência de vibrações durante o processo, que provocariam a deterioração do acabamento superficial no caso de avanços pequenos, mas cuja amplitude não seria suficientemente grande para deteriorar o acabamento no caso de avanços maiores [13], e à influência dos grãos do material [7].

Aceita-se que quanto menor a profundidade de corte, melhor o acabamento. Não existe unanimidade, porém, em relação aos valores considerados ótimos. Para a usinagem de metais não ferrosos recomendam-se profundidades de 1 a $3 \mu\text{m}$ [7] e de $15 \mu\text{m}$ [12], já tendo sido citados valores da ordem de $0,0025 \mu\text{m}$ [10]. Para profundidades desta ordem, propriedades do material como tamanho de grão assumem grande importância [2].

Outro fator relacionado à ferramenta que influi no acabamento superficial é o desgaste. Segundo Sugano & Takeuchi [12], existiriam na usinagem de alumínio

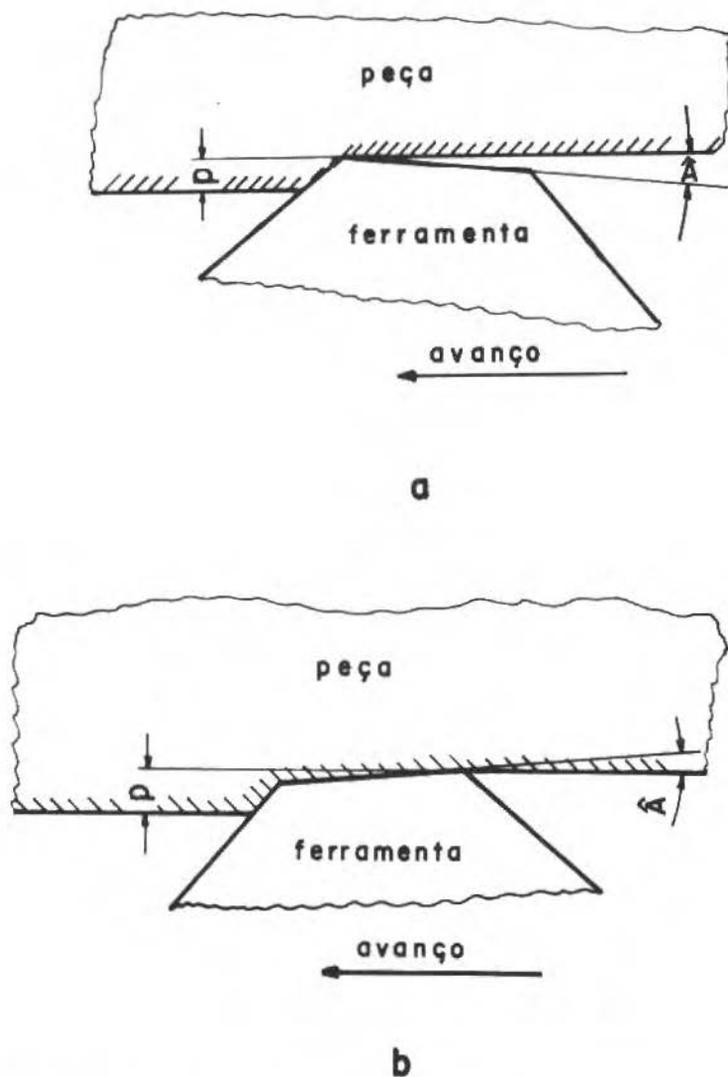


Figura 1. Ângulo \hat{A} formado entre a aresta de corte da ferramenta e a superfície da peça. a) \hat{A} positivo. b) \hat{A} negativo. (Modificado de Nishiguchi et al. [11]).

com ferramenta de diamante monocristalino quatro fases definidas de desgaste, ou seja:

- de 0 a 100 Km usinados encontra-se a primeira fase de corte instável, causado pelo início do desgaste da ferramenta;
- de 100 a 300 Km usinados encontra-se a primeira fase de corte estável (estabilização do desgaste);
- de 300 a 400 Km usinados encontra-se uma segunda fase de corte instável; e
- de 400 a 900 Km usinados encontra-se uma segunda fase de corte estável.

MATERIAL E MÉTODOS

Os ensaios foram executados em um torno de precisão Boley DW4-HD-P-A dotado de mancais hidrodinâmicos que dispunha de três rotações fixas (1340/1800/2500 rpm).

Os corpos de prova eram discos da liga DIN AlMg3 com as seguintes dimensões: diâmetro externo = 130 mm, diâmetro interno = 40 mm e espessura = 2,5 mm. Os discos eram fixados na placa por meio de vácuo (cerca de -90 mbar).

Foram utilizadas três ferramentas de diamante monocristalino, sendo duas com facetas definidas (comprimentos da aresta de corte $L = 1,2$ mm e $1,5$ mm) e uma arredondada (raio de ponta = $0,8$ mm) e com ângulos de folga de 5° e ângulo de saída de 0° . As ferramentas foram fixadas rigidamente na máquina, com o menor comprimento em balanço possível.

Empregou-se como refrigerante uma emulsão na proporção 50:1 [3] do concentrado "Oel-Held Rotorol Plus EP aminfrei", a qual era pulverizada antes de ser direcionada à zona de corte.

A execução dos ensaios obedeceu ao seguinte procedimento:

Usinagem de desbaste de ambos os lados dos discos com profundidade de $0,1$ mm. Usinagem de acabamento do primeiro lado do disco com as condições escolhidas. O desbaste e o acabamento eram executados sempre com a mesma ferramenta. Antes da operação de acabamento inspecionava-se a aresta de corte da ferramenta. Caso fosse notada a presença de aresta postiça, esta era

removida com o auxílio de um bastão de madeira mole. A remoção do cavaco durante a usinagem era efetuada por meio de um potente aspirador. Após a usinagem, removia-se a emulsão remanescente sobre a superfície da peça com o emprego de água corrente.

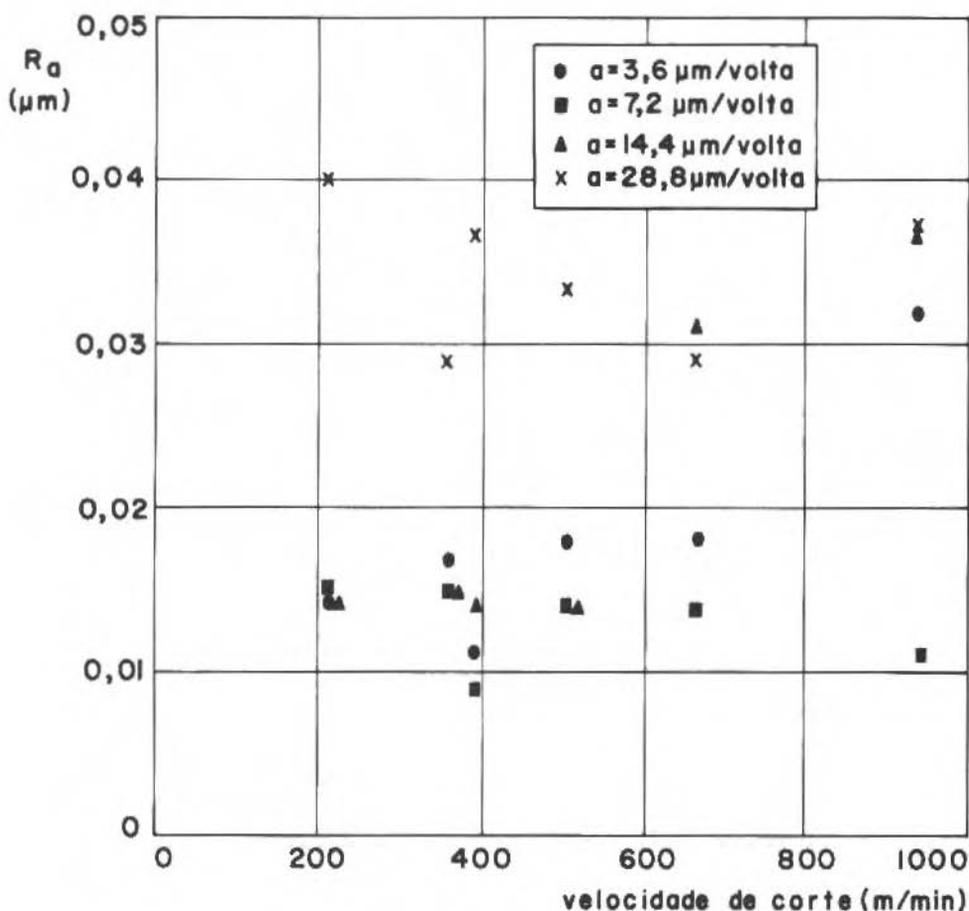


Figura 2. Valores médios de R_a versus velocidade de corte obtidos com ferramenta de facetas definidas ($L = 1,5 \text{ mm}$) e profundidade de corte de $15 \mu\text{m}$.

Tabela I. Valores médios de R_a e R_{max} e respectivos desvios padrão obtidos na primeira etapa dos ensaios.

L (mm)	*	a ($\mu\text{m}/$ volta)	$R_a \pm s$ (μm)	$R_{max} \pm s$ (μm)
1,2	$-0,5^0$	3,6	$0,055 \pm 0,017$	$0,585 \pm 0,192$
		7,2	$0,091 \pm 0,060$	$0,872 \pm 0,411$
	0^0	3,6	$0,024 \pm 0,014$	$0,294 \pm 0,278$
		7,2	$0,013 \pm 0,001$	$0,173 \pm 0,101$
	$+0,5^0$	3,6	$0,036 \pm 0,024$	$0,352 \pm 0,327$
		7,2	$0,029 \pm 0,003$	$0,710 \pm 0,171$
1,5	$-0,5^0$	3,6	$0,185 \pm 0,042$	$1,370 \pm 0,289$
		7,2	$0,193 \pm 0,027$	$1,450 \pm 0,228$
	0^0	3,6	$0,049 \pm 0,018$	$0,479 \pm 0,213$
		7,2	$0,056 \pm 0,031$	$0,723 \pm 0,345$
	$+0,5^0$	3,6	$0,013 \pm 0,002$	$0,164 \pm 0,071$
		7,2	$0,013 \pm 0,003$	$0,147 \pm 0,050$
Ferramenta arredondada $r = 0,8$ mm		3,6	$0,034 \pm 0,014$	$0,493 \pm 0,475$
		7,2	$0,028 \pm 0,005$	$0,430 \pm 0,285$

* Ângulo entre a aresta de corte e a superfície da peça

 L = comprimento da aresta de corte.

Tabela II. Valores médios de R_a e R_{max} e respectivos desvios padrão obtidos na segunda etapa dos ensaios.

n (rpm)	a ($\mu\text{m}/$ volta)	p (μm)	$R_a \pm s$ (μm)	$R_{max} \pm s$ (μm)
1340	3,6	15	0,016 \pm 0,003	0,147 \pm 0,037
		25	0,016 \pm 0,003	0,138 \pm 0,025
	7,2	15	0,015 \pm 0,003	0,149 \pm 0,039
		25	0,017 \pm 0,005	0,150 \pm 0,056
	14,4	15	0,014 \pm 0,002	0,376 \pm 0,194
		25	0,018 \pm 0,003	0,343 \pm 0,447
	28,8	15	0,034 \pm 0,007	0,991 \pm 0,334
		25	0,019 \pm 0,002	0,804 \pm 0,266
2500	3,6	15	0,021 \pm 0,009	0,145 \pm 0,050
		25	0,013 \pm 0,002	0,164 \pm 0,071
	7,2	15	0,011 \pm 0,002	0,111 \pm 0,032
		25	0,013 \pm 0,003	0,147 \pm 0,050
	14,4	15	0,027 \pm 0,012	0,359 \pm 0,205
		25	0,020 \pm 0,006	0,234 \pm 0,138
	28,8	15	0,034 \pm 0,007	0,970 \pm 0,287
		25	0,023 \pm 0,002	0,993 \pm 0,407

Os ensaios foram divididos em duas etapas. A primeira objetivava a comparação entre a ferramenta arredondada e as ferramentas com facetas definidas montadas em diferentes posições (ângulos de $-0,5^{\circ}$, 0° ou $+0,5^{\circ}$ entre a aresta de corte e a superfície das peças, Figura 1) e foi executada com rotação de 2500 rpm, profundidade de corte de $25 \mu\text{m}$ e avanços de 3,6 e $7,2 \mu/\text{volta}$. A segunda etapa, cujo objetivo era a investigação da influência do avanço, da profundidade e da velocidade de corte no acabamento superficial, foi executada com a ferramenta e a geometria que apresentou o melhor resultado na primeira etapa.

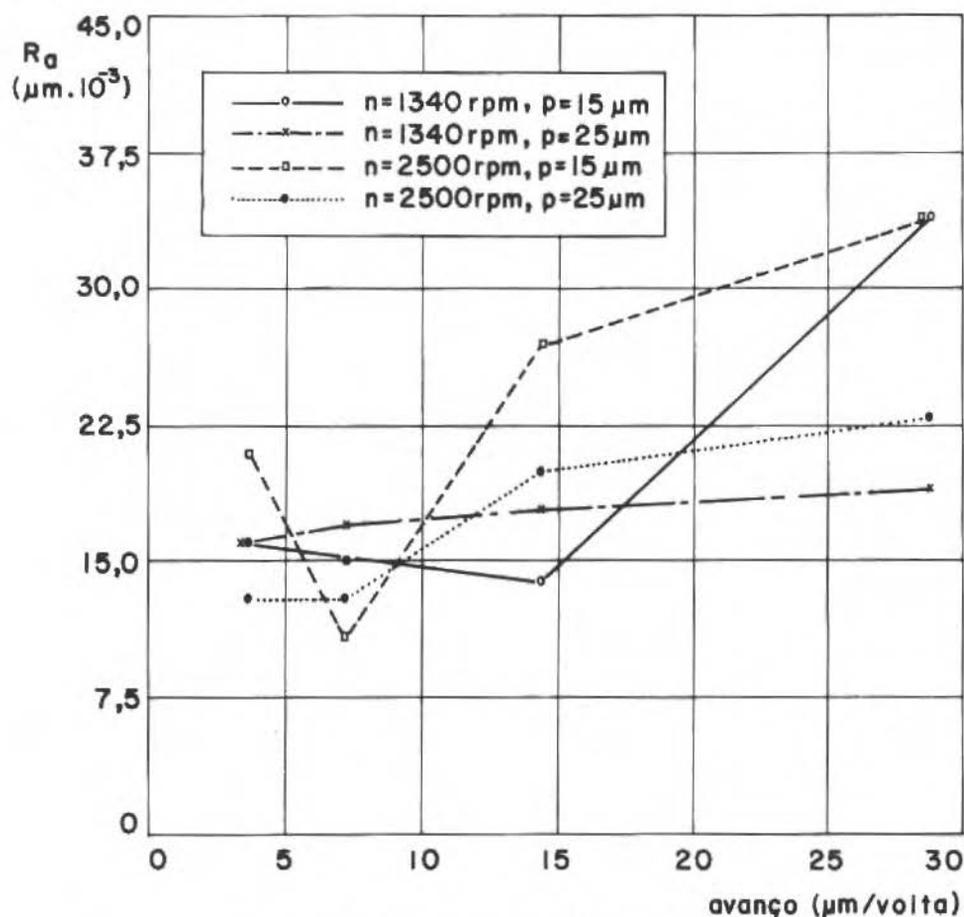


Figura 3. Valores médios de R_a versus avanço.

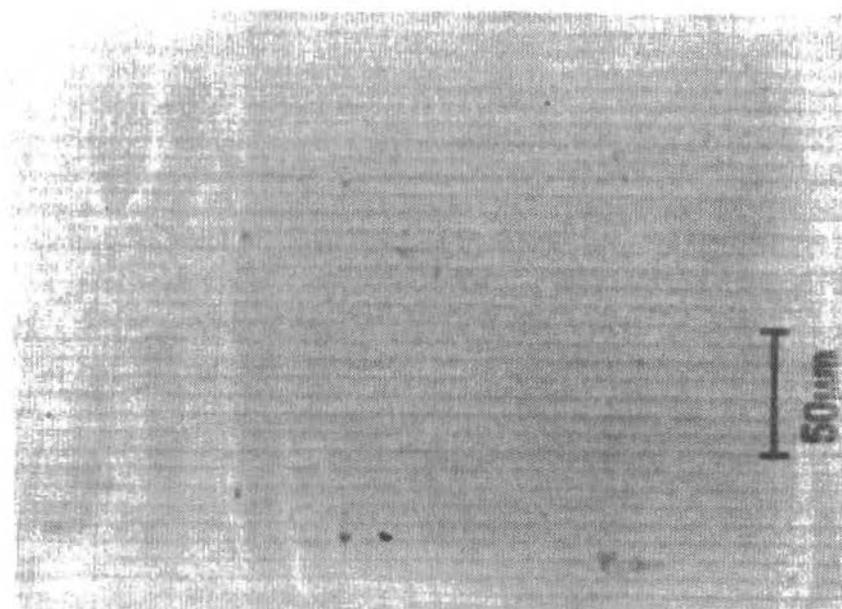


Figura 6. Superfície produzida por ferramenta com facetas definidas ($L = 1,5 \text{ mm}$) posicionada com um ângulo de $+0,5^\circ$ em relação à peça. Condições de usinagem: $n = 2500 \text{ rpm}$, $a = 7,2 \mu\text{m/volta}$, $p = 15 \mu\text{m}$. Acabamento superficial: $R_a = 0,011 \mu\text{m}$, $R_{\text{max}} = 0,111 \mu\text{m}$ (valores médios).

DISCUSSÃO

Antes da discussão dos resultados faz-se necessário discutir brevemente o processo de medição de rugosidade empregado. Embora o rugosímetro utilizado apresentasse resolução na faixa de nanômetros, o fato da medição ser com contato poderia influir nos resultados. Para o tipo de superfície obtido neste trabalho são recomendados métodos de medição ópticos [6] ou interferométricos [9]. De fato, observou-se que o processo de medição produzia um risco na superfície, não tendo sido possível determinar se esse risco era produzido durante a medição ou no retorno do microapalpador. Este fato coloca em questão até que ponto os valores medidos são confiáveis. Porém, a aparência

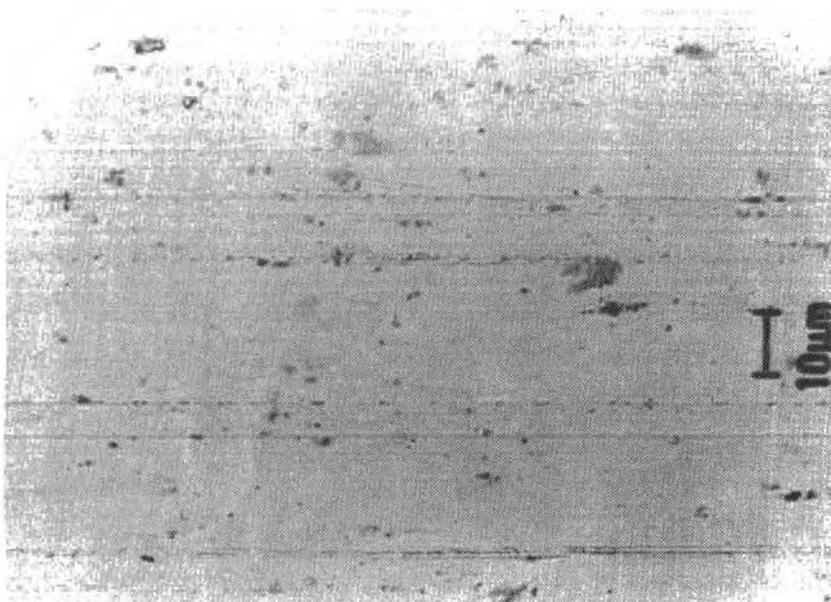


Figura 7. Superfície produzida por ferramenta arredondada ($r = 0,8$ mm). Condições de usinagem: $n = 2500$ rpm, $a = 7,2$ $\mu\text{m/volta}$, $p = 25$ μm . Acabamento superficial: $R_a = 0,028$ μm , $R_{\text{max}} = 0,430$ μm (valores médios).

das superfícies mostrou-se coerente com a magnitude das rugosidades medidas (vide p.ex. Figuras 6 e 7 e os respectivos valores de R_a e R_{max}), o que nos levou a concluir que qualitativamente os dados são confiáveis, enquanto que quantitativamente devem ser considerados com cautela.

Embora o material empregado na confecção dos corpos de prova pudesse conter até 0,5% de silício, o qual pode formar inclusões duras e não usináveis na matriz mole de alumínio [7], considerou-se o mesmo adequado para este ensaio, uma vez que o objetivo primordial era a obtenção de subsídios para a programação do prosseguimento dos trabalhos.

Na primeira etapa do trabalho o acabamento produzido por ferramentas

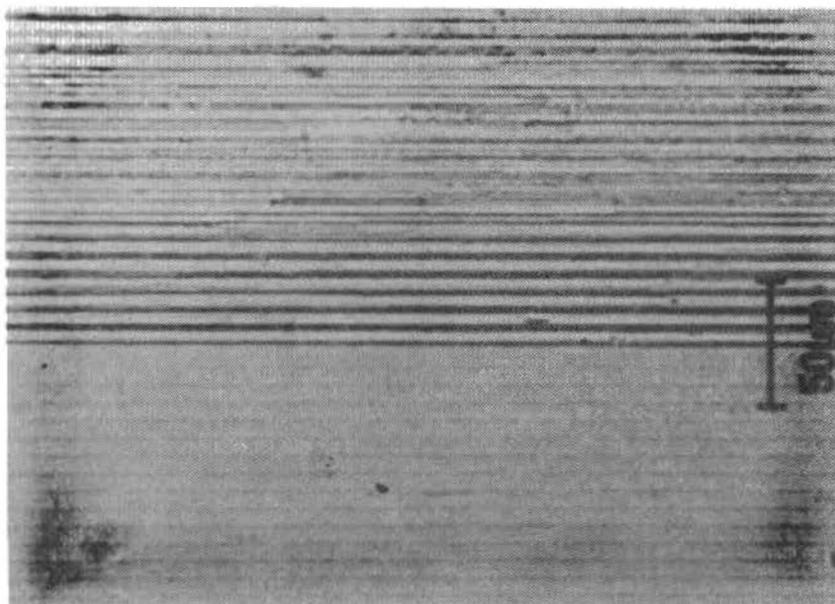


Figura 8. Efeito da interrupção fluxo de fluido refrigerante.

com facetas definidas (desde que convenientemente posicionadas) mostrou-se superior ao produzido pela ferramenta arredondada utilizada (Tabela I). O melhor acabamento foi obtido com a ferramenta de $L = 1,5$ mm posicionada com um ângulo de $+0,5^{\circ}$ entre a superfície da peça e a aresta de corte ($R_a = 0,013 \mu\text{m}$ e $R_{\text{max}} = 0,147 \mu\text{m}$ para $a = 7,2 \mu\text{m/volta}$). Para a ferramenta de $L = 1,2$ mm, obteve-se o melhor acabamento com a aresta paralela à superfície da peça ($R_a = 0,013 \mu\text{m}$ e $R_{\text{max}} = 0,173 \mu\text{m}$ para $a = 7,2 \mu\text{m/volta}$). Entretanto, a aparência da superfície era ruim, com aspecto de queimada (Figura 5), sem que os dados obtidos permitam afirmações sobre a causa deste fenômeno, o qual não foi observado com a ferramenta de $L = 1,5$ mm montada na mesma posição. Neste caso, porém, o acabamento obtido foi pior (Tabela I). Ferramentas montadas com ângulo negativo entre a aresta de corte e a superfície da peça produziram acabamento claramente pior (Tabela I).

Comparando-se qualitativamente os resultados obtidos com a ferramenta de $L = 1,2$ mm com os obtidos por Nishiguchi et al. [11], que utilizaram ferramenta com aresta de corte desse mesmo comprimento, vê-se que há concordância. No presente ensaio, obteve-se para ângulos entre a aresta de corte e a superfície da peça de $-0,5^{\circ}$, 0° e $+0,5^{\circ}$ respectivamente os seguintes valores médios de R_{\max} : $0,87 \mu\text{m}$, $0,17 \mu\text{m}$ e $0,71 \mu\text{m}$ ($n = 2500$ rpm, $a = 7,2 \mu\text{m/volta}$ e $p = 25 \mu\text{m}$). Aqueles pesquisadores obtiveram para os mesmos ângulos respectivamente os seguintes valores aproximados de R_{\max} : $0,4 \mu\text{m}$, $0,1 \mu\text{m}$ e $0,4 \mu\text{m}$ ($n = 1440$ rpm, $a = 50 \mu\text{m/volta}$ e $p = 10 \mu\text{m}$), e obtiveram o melhor acabamento quando o ângulo em questão era de $-0,01^{\circ}$ ($R_{\max} \cong 0,02 \mu\text{m}$), valor não empregado neste trabalho pela impossibilidade de se ajustá-lo confiavelmente na máquina utilizada. Os autores citados não utilizaram ferramenta de $L = 1,5$ mm.

Como na primeira etapa o melhor acabamento foi obtido com a ferramenta de $L = 1,5$ mm montada com um ângulo de $+0,5^{\circ}$ em relação à superfície da peça, decidiu-se executar a segunda etapa com esta ferramenta. Esta etapa tinha por objetivo investigar a influência do avanço, da profundidade e da velocidade de corte no acabamento superficial, e seus resultados estão sumarizados na Tabela II e nas Figuras 2 a 4.

A Figura 6 mostra o aspecto da superfície que apresentou o melhor acabamento ($R_a = 0,011 \mu\text{m}$ e $R_{\max} = 0,111 \mu\text{m}$). Nesta figura pode-se notar claramente as marcas do avanço ($7,2 \mu\text{m/volta}$), e vê-se também a presença de alguns pontos mais escuros na superfície usinada que poderiam ser de inclusões no material. A Figura 7 apresenta uma superfície com acabamento pior que a anterior ($R_a = 0,28 \mu\text{m}$ e $R_{\max} = 0,430 \mu\text{m}$). Nesta figura, os pontos mais escuros que eventualmente seriam inclusões parecem favorecer o aparecimento de sulcos que prejudicam o acabamento superficial. As duas superfícies foram produzidas com mesmos avanço e rotação, mas com ferramentas diferentes. O mesmo fenômeno visto na Figura 7 também foi observado em superfícies produzidas por ferramentas com facetas definidas posicionadas em ângulo diferente do utilizado na usinagem da peça da Figura 6. Estas observações parecem sugerir que outros fatores geométricos além do ângulo de saída determinam se as inclusões serão cortadas ou arrancadas, produzindo sulcos na superfície. Estudos mais aprofundados seriam necessários para o entendimento deste fenômeno.

Não se observou qualquer correlação, dentro da faixa de velocidades empregada, entre a velocidade de corte e o acabamento superficial, como pode ser visto na Figura 2. Essa inexistência de correlação indica que não se incorre em erro ao se calcular os valores médios de R_a e R_{max} incluindo medidas tomadas em diferentes diâmetros dos discos, e conseqüentemente produzidos com diferentes velocidades de corte.

Em relação ao avanço, nota-se das Figuras 3 e 4 que os valores menores (3,6 e 7,2 $\mu\text{m/volta}$) produziram melhores acabamentos que os valores maiores (14,4 e 2,8 $\mu\text{m/volta}$), fato mais evidente na Figura 4. Os resultados obtidos sugerem que o avanço ótimo em termos de acabamento estaria entre 3,6 e 7,2 $\mu\text{m/volta}$, com ligeira vantagem deste último. Apesar de os valores de R_{max} terem apresentado maior dispersão que os de R_a (Tabela II), as curvas formadas pelos valores médios do primeiro apresentaram forma mais coerente que as formadas pelos valores médios desses últimos (Figuras 4 e 3 respectivamente), sugerindo ser o parâmetro R_{max} mais adequado para a avaliação dos resultados. Observando-se por exemplo o ponto referente ao valor médio de R_a para $n = 2500$ rpm, $a = 3,6$ $\mu\text{m/volta}$ e $p = 15$ μm na Figura 3, nota-se que ele apresenta um valor anormalmente alto em relação aos pontos vizinhos. Observando-se agora na Figura 4 o ponto referente ao valor médio de R_{max} para as mesmas condições de usinagem, não se nota a discrepância observada na figura anterior. Estas discrepâncias poderiam ter se originado de artefatos do processo de medição que, como citado anteriormente, não era o mais adequado ao tipo de superfície a ser medida. A influência desses artefatos teria sido mais pronunciada no parâmetro R_a pela baixa magnitude dos valores envolvidos (0,01 a 0,02 μm , contra valores superiores a 0,1 μm de R_{max}).

Em relação à profundidade de corte não se observou diferença significativa entre os valores empregados neste trabalho, o que não significa que esse parâmetro não exerça influência sobre o acabamento, pois a faixa de profundidades testada foi estreita, em virtude de limitações de programação da máquina ferramenta utilizada.

Observou-se ainda que a refrigeração da zona de corte exerce influência fundamental no acabamento obtido, como pode ser visto na Figura 8. Na parte de baixo da figura vê-se a superfície obtida com refrigeração correta, e na parte de cima a superfície formada sem refrigeração. A falta de refrigeração provoca a

formação imediata de uma aresta postiça que danifica totalmente a superfície. Na usinagem de ultra-precisão com ferramenta de diamante são empregados normalmente como refrigerantes etanol [7] e querosene [8,11]. Eventualmente também são empregados pentano, isopentano, 2,3 dimetilbutano, isopropano e parafina [7]. Como frequentemente as peças usinadas com ferramentas de diamante necessitam possuir boas propriedades ópticas, são escolhidos refrigerantes que evaporem sem deixar manchas, de modo a se evitar o emprego oneroso de solventes ou a danificação da superfície por limpeza mecânica. Como fluidos desse tipo são facilmente inflamáveis e potencialmente explosivos, o seu emprego exige que a máquina esteja instalada em um local provido de um sistema adequado de ventilação/exaustão, o que não era o caso da máquina utilizada neste trabalho. Como as propriedades ópticas da superfície não eram importantes no presente trabalho, utilizou-se como fluido refrigerante uma emulsão de óleo solúvel na proporção de 1:50 pulverizada antes de atingir a zona de corte e que, do ponto de vista de refrigeração da ferramenta desempenhou-se a contento, provocando porém dificuldades na limpeza da peça.

A presente pesquisa encontra-se em prosseguimento com a investigação da influência do comportamento dinâmico da máquina sobre o acabamento superficial, cujos resultados serão objeto de futura publicação.

AGRADECIMENTO

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) que através do Programa de Formação de Recursos Humanos em Áreas Estratégicas (RHAE) forneceu apoio financeiro para que um dos autores (J.R.L.M.) desenvolvesse este trabalho no Instituto de Máquinas Ferramenta da Universidade de Stuttgart - República Federal da Alemanha.

REFERÊNCIAS

- [1] BECKER, W. Glanzdrehen und - fräsen mit Naturdiamant - Werkzeugschneiden, *Werkstattechnik* 75(5), pp. 317-319, 1985.
- [2] FURUKAWA, Y. & MORONUKI, N. Effect of material properties on ultra precise cutting processes, *Annals of the CIRP* 37(1), pp. 113-116, 1988.

- [3] BOLEY, G. Plattendrehmaschine Boley DW4-HD-P-A - Bedienungsanleitung, Fa. Boley, Esslingen (Catálogo técnico).
- [4] HARTEL, R. Ultrapräzisionsmaschinen für Bearbeitung von Metalloptiken, *Feinwerktechnik & Messtechnik* 96(9), pp. 361-363, 1988.
- [5] KNOL, P.H. & SZEPESEI, D. Präzisions-Drehmaschine Höchster Genauigkeitsklasse, *Feinwerktechnik & Messtechnik* 95(1), pp. 17-21, 1987.
- [6] KNOL, P.H. & SZEPESEI, D. Manufacturing and measuring of aspherics integrated in one ultra precision machine, *Proceedings of SPIE* 1015, pp. 7-16, 1988.
- [7] KÖNIG, W.; WECK, M.; SPENRATH, N.; LUDERICH, J. Diamond Machining Technology (tutorial), 6th International Precision Engineering Seminary, Braunschweig, 96p., 1991.
- [8] MASUDA, M.; MAEDA, Y.; NISHIGUCHI, T.; SAWA, M. A Study on Diamond Turning of Al-Mg Alloy, *Annals of the CIRP* 38(1), pp. 111-114, 1989.
- [9] MODEMANN, K. Schwingungsbedingte Werkstückoberflächenmodulationen bei der Ultrapräzisionsdrehbearbeitung, Dr.-Ing. Dissertation, Technische Hochschule Aachen, Aachen, 145 p., 1989.
- [10] MORIWAKI, T. Machinability of copper in Ultra-Precision Micro Diamond Cutting, *Annals of the CIRP* 38(1), pp. 115-118, 1989.
- [11] NISHIGUCHI, T.; MAEDA, Y.; MASUDA, M.; SAWA, M. Mechanism of Micro Chip Formation in Diamond Turning of Al-Mg Alloy, *Annals of the CIRP* 37(1), pp. 117-120, 1988.
- [12] SUGANO, T. & TAKEUCHI, K. Diamond Turning of an Aluminium Alloy for Mirror, *Annals of the CIRP* 36(1), pp. 17-20, 1987.
- [13] TAKASU, S.; MASUDA, M.; NISHIGUCHI, T. Influence of a Steady Vibration with Small Amplitude Upon Surface Roughness in Diamond Machining, *Annals of the CIRP* 34(1), pp. 463-467, 1985.

USINAGEM DE Ti6Al4V COM UM SISTEMA DE APLICAÇÃO DO FLUIDO DE CORTE A ALTA PRESSÃO

MACHINING OF Ti6Al4V WITH A HIGH PRESSURE COOLANT SYSTEM

Álison Rocha Machado
Universidade Federal de Uberlândia
Departamento de Engenharia Mecânica
38400 Uberlândia, MG Brasil

James Wallbank
University of Warwick
Engineering Department
Conventry, CV4 7AL England

RESUMO

Estudou-se o torneamento de Ti6Al4V com o fluido de corte sendo aplicado na forma de jato, a alta pressão (14,5 MPa). Com este sistema, além das funções normais de refrigerante/lubrificante, o fluido de corte atua também como um eficiente quebra-cavaco. Para efeito comparativo, estudou-se também o torneamento com aplicação do fluido de corte sobre-cabeça com pressão estática muito pequena. Entre as variáveis estudadas encontram-se: forças de corte, temperatura de corte, formação do cavaco, integridade superficial e mecanismos de desgaste. O sistema de aplicação do fluido a alta pressão reduziu o comprimento de contato cavaco-feramenta e a temperatura de corte, porém, não causou mudanças significativas nas forças de corte. O desgaste predominante foi o de flanco máximo, causado principalmente por difusão e o sistema de aplicação do fluido de corte a alta pressão reduziu este desgaste e aumentou a vida da ferramenta.

Palavras-chave: Torneamento ■ Quebra-Cavaco ■ Fluido de Corte à Alta Pressão ■ Desgaste de Flanco Máximo ■ Desgaste Difusivo

ABSTRACT

Turning of Ti6Al4V with a high pressure cooling system (jet pressure of 14.5 MPa) has been investigated. With this system the cutting fluid, besides its cooling and lubricant actions, it also works as a chip-breaker. Conventional overhead flood cooling was also used to establish a base for comparison. Cutting forces, cutting temperature, chip formation, surface integrity and wear mechanisms were studied. The high pressure cooling system reduced chip-tool contact length and the cutting temperature but it did not cause changes in the cutting forces. Maximum flank wear was the dominant tool failure mode, caused mainly by a diffusion mechanism and the high pressure cooling system retarded this process and improved tool lives significantly, at all cutting conditions tested.

Keywords: Turning ■ Chip-Breaker ■ High Pressure Cooling System ■ Maximum Flank Wear ■ Diffusion Wear

INTRODUÇÃO

Na usinagem, o número de variáveis em jogo é muito grande, o que torna o processo bastante complexo. O fluido de corte é uma destas variáveis e se for decidido pela sua utilização, pelo menos duas questões importante aparecem:

- Quais são as propriedades requeridas a este fluido?
- Como este fluido será aplicado?

O presente trabalho está relacionado com a segunda questão e faz parte dos resultados apresentados em [1]. Foi estudado o torneamento cilíndrico da liga de titânio, Ti6Al4V, com o fluido de corte aplicado em forma de jato na superfície de saída da ferramenta, a uma pressão de 14.5 MPa (148 Kgf/cm²). Para efeito comparativo, estudou-se também o mesmo processo com o fluido de corte sendo aplicado sobre-cabeça a pressão estática pequena ou quase nula (método convencional).

Este sistema de aplicação do fluido de corte a alta pressão introduz uma nova função ao fluido de corte. Além das funções normais de refrigerante/lubrificante, ele funciona também como um eficiente quebra-cavaco. O jato de fluido de corte, direcionado contra a saída do cavaco, provoca a fragmentação do mesmo em minúsculos pedaços.

O emprego do fluido de corte a altas pressões não é novidade. Muitos pesquisadores utilizaram isto no passado. Alguns aplicaram o jato entre a peça e a superfície de folga da ferramenta [2,3], outros, entre o cavaco e a superfície de saída (caso do presente trabalho) [4,5] e houve até casos em que o fluido de corte foi forçado a chegar na interface cavaco-ferramenta, através de um orifício no corpo da ferramenta [6]. Entretanto, nenhum destes experimentos utilizou o sistema para funcionar como quebra-cavaco. A intenção era sempre tentar conseguir um aumento das funções refrigerante-lubrificante, obtidos pela maior penetração do fluido de corte na zona de corte, com o sistema a alta pressão.

Quanto ao material da peça utilizado, sabe-se que o titânio e suas ligas possuem excelente resistência à corrosão e resistência mecânica. Esta resistência mecânica é mantida à elevadas temperaturas, o que se traduz em dificuldades na usinagem do metal. Um trabalho publicado recentemente [7], mostra as principais características e os principais problemas relacionados com a usinagem deste

material. São mostrados também, que apesar do surgimento de uma nova geração de materiais de ferramentas de corte [8], os metais duros, classe K, ainda são os que dão melhores resultados na usinagem do titânio.

O principal objetivo deste trabalho é investigar os efeitos causados pela aplicação do fluido à alta pressão, no processo de corte.

ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Para se conseguir os objetivos propostos neste trabalho, vários experimentos foram realizados, a saber: a) testes de vida da ferramenta sob várias condições de corte e utilizando várias geometrias das ferramentas; b) medições das forças de corte; c) determinação da distribuição de temperatura na superfície da ferramenta de corte; d) análise do cavaco; e) análise da superfície usinada nos microscópios eletrônico e ótico; f) medição do comprimento de contato cavaco-ferramenta; g) análise do desgaste e estudo dos mecanismos de desgaste.

A liga de titânio utilizada como material da peça foi a Ti6Al4V (IMI 318). Este material é bastante utilizado na indústria aeronáutica e também na indústria naval, química, petroquímica, de equipamentos biomédicos entre outros. Ele pertence ao grupo alfa-beta e foi utilizado em forma de barras, no estado homogeneizado e recozido. O alto custo de usinagem deste material incentivou a sua escolha para a presente aplicação.

Características do material da peça, da ferramenta de corte e porta-ferramenta são apresentados na Tabela I.

A unidade de alta pressão é separada da máquina ferramenta. A figura 1 mostra esta unidade, esquematicamente.

O fluido de corte é coletado do reservatório da máquina, filtrado e levado ao reservatório da unidade de alta pressão. Este fluido é novamente filtrado e bombeado, a alta pressão, através de uma mangueira, passando por dentro do corpo do porta-ferramenta especial e jogado na forma de jato na superfície de saída da ferramenta. A figura 2 mostra este porta-ferramenta especial com o orifício por onde o jato é lançado.

Tabela I. Características da peça, da ferramenta de corte e do porta ferramenta utilizados nos ensaios.

MATERIAL DA PEÇA			
Designação	Composição Química		Dureza Média
Ti6Al4CV	6% Al+4,5%V+0,3%Fe+Ti (restante)		325 HV (30 Kgf)
FERRAMENTA DE CORTE			
Designação	Classe ISO	Composição Química	Dureza
K68	K05 - K20	92,3%WC+5,7%Co+2,0%TaC	92,7 HRa
Geometrias:	Lisa		Com Quebra-Cavaco
	CNMA 120408		CNMP 120408
	CNMA 120412		CNMP 120412
PORTA FERRAMENTA			
Designação ISO	Geometria		
HCLNR-200D	$K_r = 95^0$; $\psi_r = -5^0$; $\varepsilon_r = 80^0$; $\lambda_s = 0^0$; $\gamma_n = -7^0$; $\beta_n = 90^0$; $\alpha_n = 7^0$		

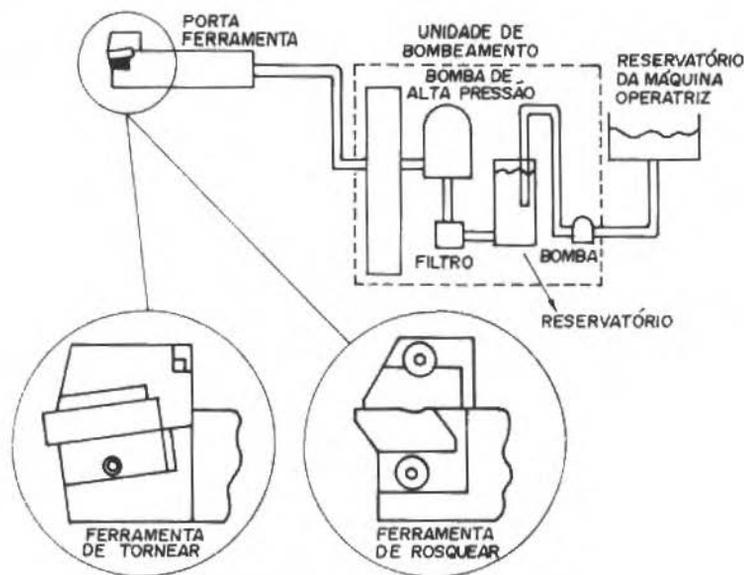


Figura 1. Componentes básicos da unidade de alta pressão.

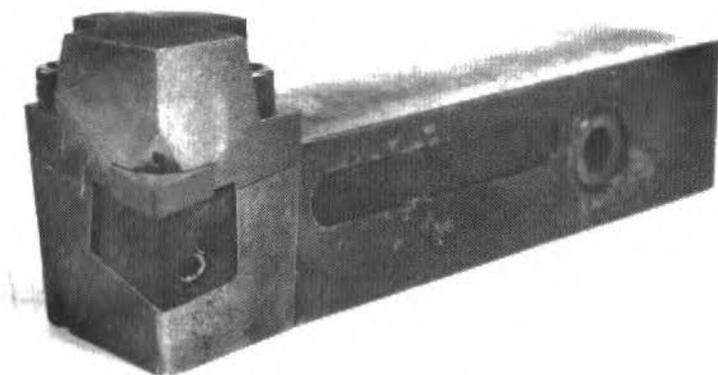


Figura 2. O porta-ferramenta especial utilizado nos testes a alta pressão.

Nos testes com o fluido de corte sendo aplicado a alta pressão, HP, a pressão do jato foi de 14,5 MPa (148 Kgf/cm²), o que dá uma vazão de 15,1 l/min a uma velocidade de 142 m/s na ponta do orifício de 1,5 mm de diâmetro. A figura 3 mostra a geometria do jato na ponta da ferramenta. No sistema sobre-cabeça, CW, a pressão estática era muito pequena, ou quase nula, com a vazão de 5,2 l/min.

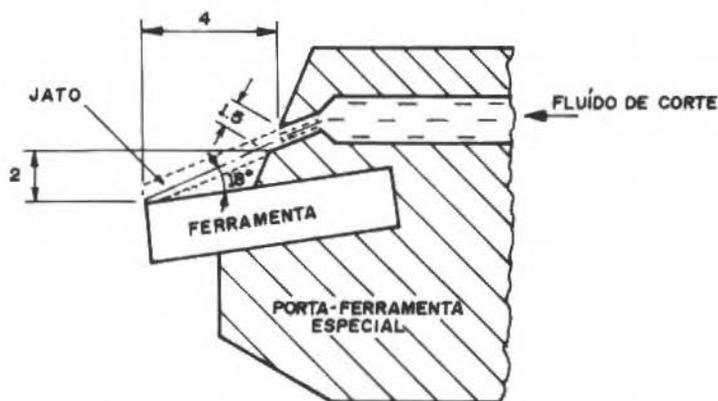


Figura 3. A geometria do jato de fluido na ponta da ferramenta.

Os testes de usinagem foram realizados em um torno CNC, marca TORSHÄLLA S250, com 38 KW de potência e variação contínua de velocidade de corte e avanço. Em todos os testes, foi utilizado um óleo solúvel de aplicações gerais, com a designação *hysol G*, com uma concentração de 4%.

Nos ensaios de vida da ferramenta, os critérios de fim de vida utilizados foram (Norma ISO 3685 de 1977):

- Desgaste médio de flanco, $VB = 0,4$ mm.
- Desgaste máximo de flanco, $VB_{max} = 0,7$ mm.
- Profundidade de cratera, $KT = 0.14$ mm.
- Desgaste de entalhe (Notch wear), $VN = 1.0$ mm.
- Falha prematura ou quebra da ferramenta, F.

A força de corte foi medida com um dinamômetro piezoelétrico no corte com fluido aplicado sobre-cabeça, CW, e calculada, após medir a potência consumida com um wattímetro do tipo clip-on, no corte com fluido a alta pressão, HP. Nestes, ensaios, variou-se a velocidade de corte, o avanço e a profundidade de corte. Para tanto, utilizou-se a ferramenta CNMA 120408.

Na determinação da distribuição da temperatura na ferramenta de corte, usou-se a técnica metalográfica, desenvolvida por Wright e Trent [9]. Para tanto o aço rápido BM42 foi utilizado.

O comprimento de contato cavaco-ferramenta foi determinado por medição das marcas de fricção deixadas pelo cavaco na ferramenta, utilizando um microscópio ótico.

As análises, tanto da superfície usinada como do desgaste das ferramentas de corte, foram realizadas nos microscópios óptico e eletrônico de varredura.

Informações mais detalhadas da metodologia, técnicas e equipamentos utilizados nos ensaios experimentais, são encontradas em [1].

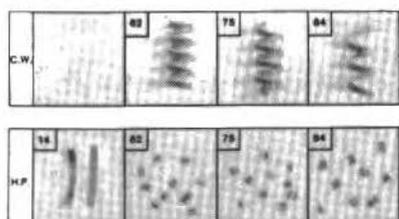
As condições de corte utilizadas nos testes de usinagem são apresentados na próxima seção, juntamente com os resultados.

RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO

Controle do Cavaco

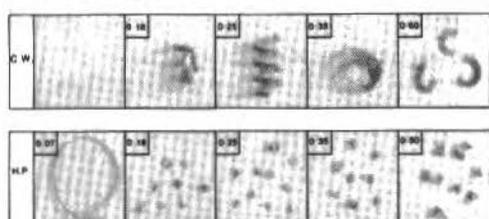
A figura 4 mostra os cavacos coletados de vários testes realizados sob diferentes condições de corte, utilizando os dois sistemas de aplicação do fluido.

MATERIAL DA PEÇA: Ti6Al4V
 FERRAMENTA — K10 CNMA 120408
 AVANÇO — 0.25 mm/rev
 PROFUNDIDADE DE CORTE — 2.5 mm



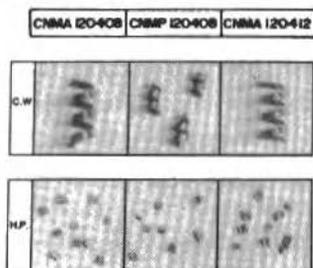
□ VELOCIDADE DE CORTE m/min

MATERIAL DA PEÇA: Ti6Al4V
 FERRAMENTA — K10 CNMA 120408
 VELOCIDADE DE CORTE — 62 m/min
 PROFUNDIDADE DE CORTE — 2.5 mm

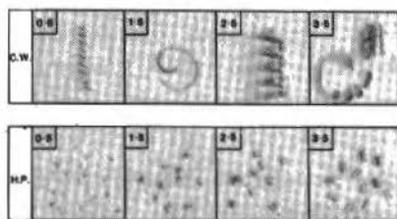


□ AVANÇO (mm/rev)

MATERIAL DA PEÇA: Ti6Al4V
 FERRAMENTA — K10
 VELOCIDADE DE CORTE — 62 m/min
 AVANÇO — 0.25 mm/rev
 PROFUNDIDADE DE CORTE — 2.5 mm



MATERIAL DA PEÇA: Ti6Al4V
 FERRAMENTA — K10 CNMA 120408
 VELOCIDADE DE CORTE — 62 m/min
 AVANÇO — 0.25 mm/rev



□ PROFUNDIDADE DE CORTE (mm)

Figura 4. Cavacos obtidos após usinagem da liga de titânio sob várias condições de corte e geometrias de ferramenta, utilizando os dois sistemas de aplicação do fluido. CW = método convencional; H.P. = alta pressão.

Nota-se que o sistema de aplicação do fluido à alta pressão é um eficiente quebra-cavaco. O coeficiente volumétrico ou índice de empacotamento (relação entre o volume ocupado pelo cavaco e o volume correspondente ao seu peso), do cavaco helicoidal obtido com o sistema convencional, CW, foi de 47 contra apenas 4,7 obtido para os cavacos fragmentados resultantes do sistema de alta pressão, HP, em praticamente todos os testes.

O cavaco é fragmentado mecanicamente, pela pressão do jato, que faz com que o cavaco sendo formado, curve excessivamente até o ponto que a força de flexão imposta supere a resistência mínima do cavaco. Isto ocorre numa banda de cisalhamento adiabático [7], possivelmente no ponto onde o cavaco perde o contato com a superfície de saída da ferramenta. Este processo cíclico é esquematizado na figura 5.

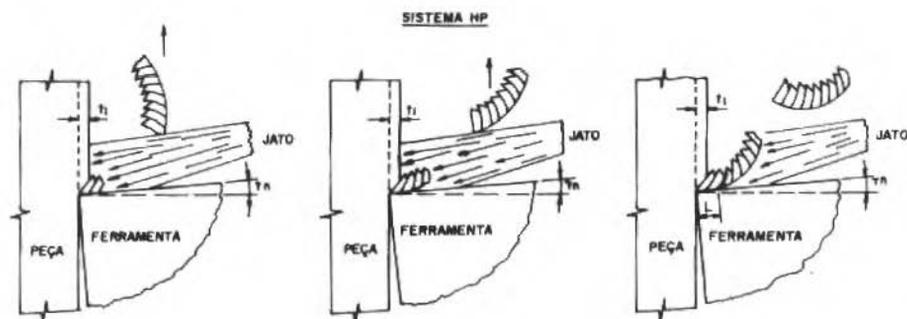


Figura 5. Diagrama esquemático da fragmentação do cavaco pelo jato do fluido de corte do sistema HP.

Tanto para pequenos avanços, como para a baixa velocidade de 14 m/min, o sistema de alta pressão, não conseguiu quebrar o cavaco (figura 4). Quando se utilizou avanços menores que um determinado valor crítico, o cavaco formado apresentou uma espessura menor que uma espessura crítica, proporcionando uma flexibilidade suficiente para mudar de direção sob ação do jato e não se

fragmentar. No caso da pequena velocidade de corte de 14 m/min, o cavaco contínuo formado, pode ter sido influenciado por uma possível presença da APC (aresta postiça de corte). Entretanto, uma constatação precisa disto exigiria estudos específicos mais detalhados.

Análise dos cavacos nos microscópios ótico e eletrônico mostrou que o tipo do cavaco não é modificado. O sistema HP muda apenas a forma do cavaco. Nos dois sistemas o cavaco da liga de titânio é segmentado. Nota-se apenas uma maior curvatura nos cavacos produzidos pelo sistema HP, imposto pela alta pressão do jato de fluido.

Comprimento de Contato Cavaco-Ferramenta

O sistema de aplicação do fluido de corte à alta pressão, HP, reduziu o comprimento de contato cavaco-ferramenta, L , em todas as condições de corte testadas (figura 6).

Houve casos em que esta redução chegou a 40%. O diagrama mostra também, a influência do avanço e da velocidade de corte sobre esta variável. O aumento do avanço aumenta L , e a velocidade de corte, nas condições testadas, praticamente não afetou L .

A área total de contato entre o cavaco e a ferramenta é composta por uma zona de adesão (seizure zone), onde a área real de contato é igual a área aparente, e de uma zona de escorregamento (sliding zone), onde a área real de contato é menor que a área aparente [10]. Em um outro trabalho, Trent [11] sugere que o fluido de corte não pode acessar a zona de adesão. Childs e Rowe [12] também apoiam esta teoria e concluem que as atenções tem que ser voltadas para a zona de escorregamento. Análises microscópicas da superfície de saída das ferramentas, permitiram verificar reduções nas duas regiões definidas acima, porém, notou-se que a redução da região de adesão é bem menor que a redução da região de escorregamento. O sistema de aplicação do fluido de corte a alta pressão causa a redução do comprimento de contato cavaco-ferramenta de duas maneiras: 1- o jato de fluido com pressão de 14,5 MPa causa uma curvatura acentuada do cavaco, da maneira mostrada na figura 5, e isto causa a redução nas duas regiões de contato. Esta é a *ação mecânica*. 2- o jato de fluido de corte que é aplicado continuamente, sob pressão, contra a saída do cavaco, contribui para uma maior penetração do lubrificante na zona de escorregamento,

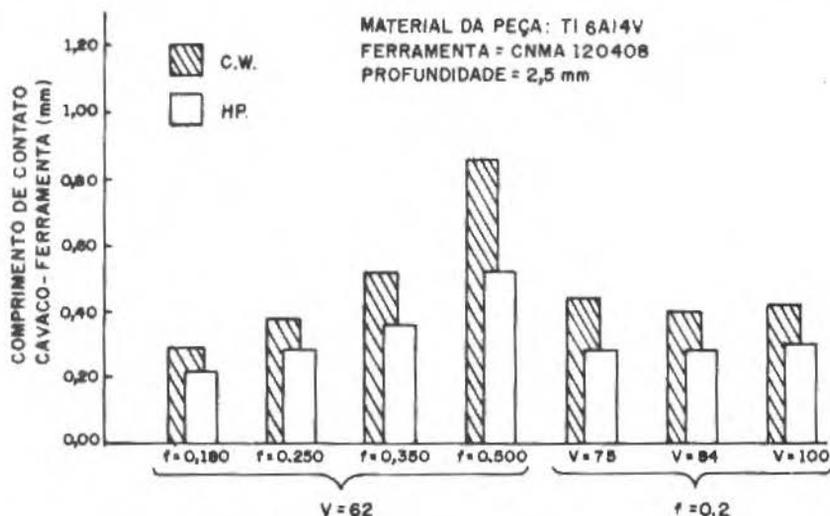


Figura 6. Comprimento de contato cavaco-ferramenta, L , obtidos nos dois sistemas de aplicação do fluido de corte. V = velocidade de corte, em m/min, f = avanço, em mm/volta.

que já foi mecanicamente alterada, e isto causa uma redução ainda maior no comprimento de contato. Esta é a *ação lubrificante*.

Força de corte

Medições das forças de corte mostraram que o método de aplicação do fluido de corte, praticamente não afetou os resultados. A figura 7 mostra os resultados para velocidade e profundidade de corte constantes e vários avanços. Resultados similares foram encontrados para profundidade de corte e avanço constantes e várias velocidades, e também para velocidades de corte e avanço constantes e várias profundidades de corte.

Os resultados das forças de corte foram até certo ponto surpreendentes. A força de usinagem e, por consequência, as forças de corte e de avanço, dependem do comprimento de contato cavaco-ferramenta e da resistência ao cisalhamento no plano de cisalhamento secundário (resistência na interface cavaco-ferramenta). Quanto maior estas grandezas, maior a força de usinagem [10]. Pelos resultados

do comprimento de contato cavaco-ferramenta, L , mostrados na figura 6, esperava-se que a força de corte diminuisse com o sistema de aplicação do fluido a alta pressão, HP, porque verificou-se uma redução significativa nos valores de L para este sistema. Isto porém, não ocorreu. As forças de corte são praticamente idênticas nos dois sistemas.

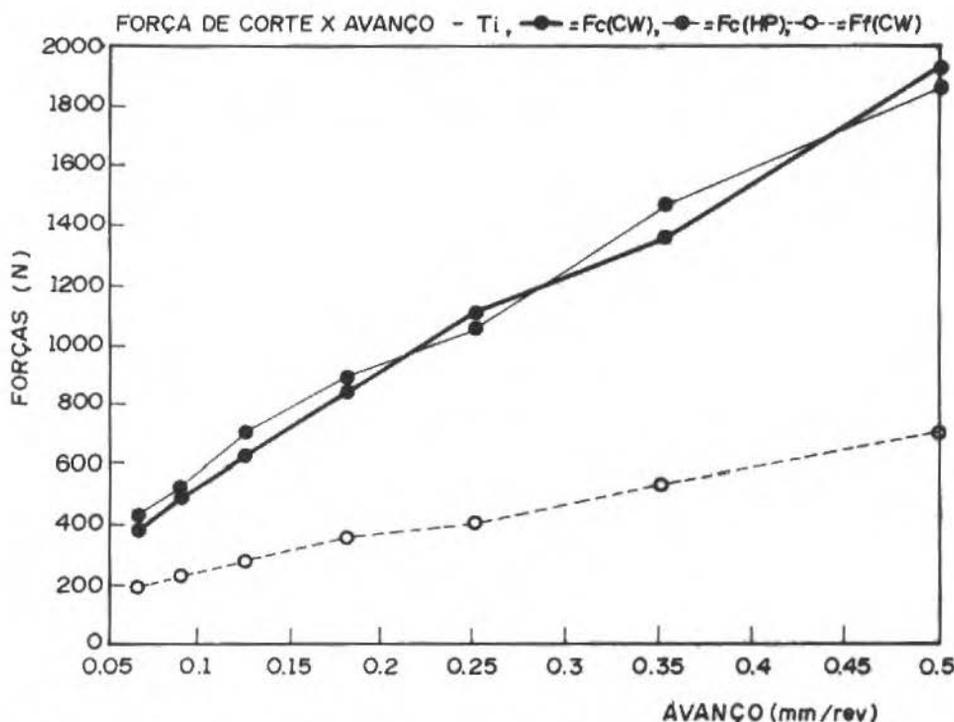


Figura 7. Forças de corte X avanço para $V = 62$ m/min e $p = 2,5$ mm. F_c = Força de corte e F_f = Força de avanço.

Existem basicamente duas razões para este comportamento. Primeiro, a zona de adesão (sticking zone), que forma parte do comprimento L , reduziu muito pouco, e é esta região que é a responsável maior pela força de usinagem. Segundo, existe indicação de que a resistência ao cisalhamento, no plano de cisalhamento secundário, tenha aumentado com o sistema HP. Este processo reduziu a temperatura da ferramenta (figura 8) e, por conseguinte, a temperatura da zona de cisalhamento secundário, pois elas possuem valores

bem próximos [13]. Uma queda significativa (pelo menos 175°C foi constatado) na temperatura faz aumentar a resistência ao cisalhamento naquela região. Existem, portanto, duas tendências opostas do comportamento da força de corte, quando se usa o sistema de aplicação do fluido de corte HP (i). A força tende a diminuir ligeiramente, devido a ligeira redução da região de adesão (sticking zone) e (ii). A força tende a aumentar devido à maior resistência ao cisalhamento na zona de cisalhamento secundário, causado pela queda de temperatura. O efeito final é uma combinação desses dois fatores e, no presente caso, nas condições de corte empregadas, esses fatores se igualaram e as forças de corte não se alteraram com o sistema de aplicação do fluido.

Uma consequência imediata da redução do comprimento de contato, L , e nenhuma alteração na força de corte é um aumento nas tensões que atuam na superfície da ferramenta. Este aumento, porém, foi suportado pela ferramenta, onde nenhuma deformação plástica ou qualquer outro defeito prematuro consequente, foi verificado nos ensaios de usinagem realizados.

Temperatura de Corte

As temperaturas máximas detectadas na superfície das ferramentas, após usinagem à várias velocidades de corte, com os dois sistemas de aplicação do fluido, são mostradas na figura 8.

As duas curvas mostram que o sistema de aplicação do fluido de corte à alta pressão, HP, reduz significativamente a temperatura de corte, quando comparado ao sistema convencional, CW. Em outras palavras, o sistema HP permite o emprego de velocidade de corte maiores que o sistema CW. Diferença de pelo menos 175°C foi detectada à velocidade de 30 m/min. Com o sistema HP a temperatura máxima estava abaixo de 700°C , enquanto que com o sistema CW, ela está acima de 875°C .

O calor gerado durante o processo de corte, se transfere para a peça, para o cavaco e para a ferramenta. A parcela que se transfere para a ferramenta, na maioria dos casos, é a que mais preocupa os técnicos de usinagem. Em se aplicando um fluido de corte, a sua ação refrigerante não diminui a geração do calor, mas aumenta a dissipação do mesmo. Para reduzir a temperatura da ferramenta de corte, a dissipação de calor é feita quase que integralmente via a própria ferramenta, pois via cavaco ou via peça é praticamente impossível,

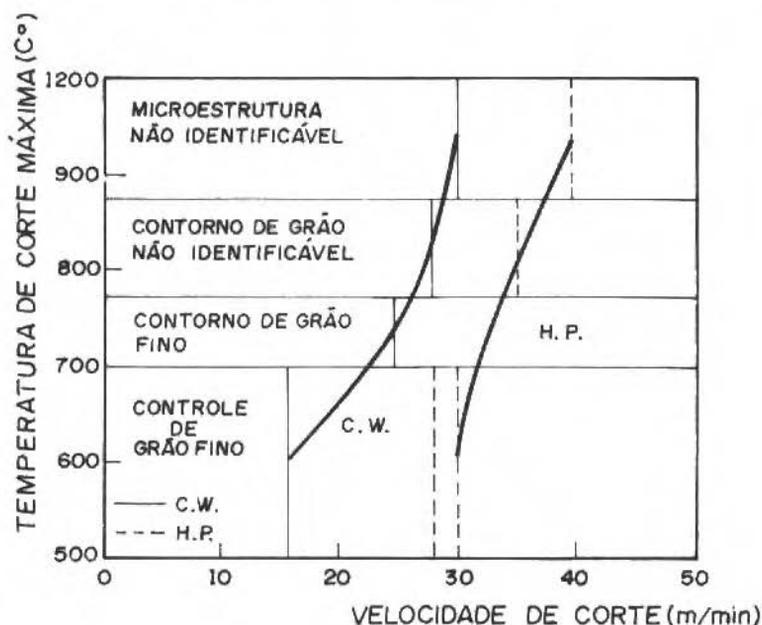


Figura 8. Variação da temperatura máxima na ferramenta de corte com a velocidade de corte para os dois sistemas de aplicação do fluido. $f = 0,125$ mm/volta; $p = 2,5$ mm.

porque o tempo de contato entre eles é muito pequeno [1]. Como lubrificante, ele pode reduzir a quantidade de calor gerado, reduzindo o comprimento de contato [14]. É importante salientar que o fluido de corte atua como lubrificante apenas na região de escorregamento (sliding zone) porque é impossível ele penetrar na zona de adesão (sticking zone), seja ele líquido, sólido ou gasoso [10,11]. Na zona de escorregamento, o fluido tem acesso, e sua capacidade de reduzir o calor gerado, depende de sua habilidade de formar um filme com resistência mecânica menor que a resistência do material naquela região. A figura 8 mostrou que o sistema HP reduz a temperatura da ferramenta. Este sistema de aplicação do fluido aumenta muito a dissipação do calor, pela ação refrigerante muito mais eficiente do jato de alta pressão. Apesar do sistema HP ter reduzido o comprimento de contato L , a força de corte praticamente não variou, o que implica que a quantidade de calor gerado nos dois sistemas são iguais e que a ação lubrificante se mostra ineficiente em reduzir

a temperatura neste caso. Conclui-se, portanto, que a ação refrigerante é muito mais importante do que a ação lubrificante.

Vida e Desgaste das Ferramentas de Corte

A figura 9 mostra os resultados obtidos nos testes de vida em várias condições de corte e utilizando ferramentas com várias geometrias. As vidas das ferramentas foram controladas principalmente pelo desgaste máximo de flanco, VB_{max} , e ocasionalmente, por VB ou KT.

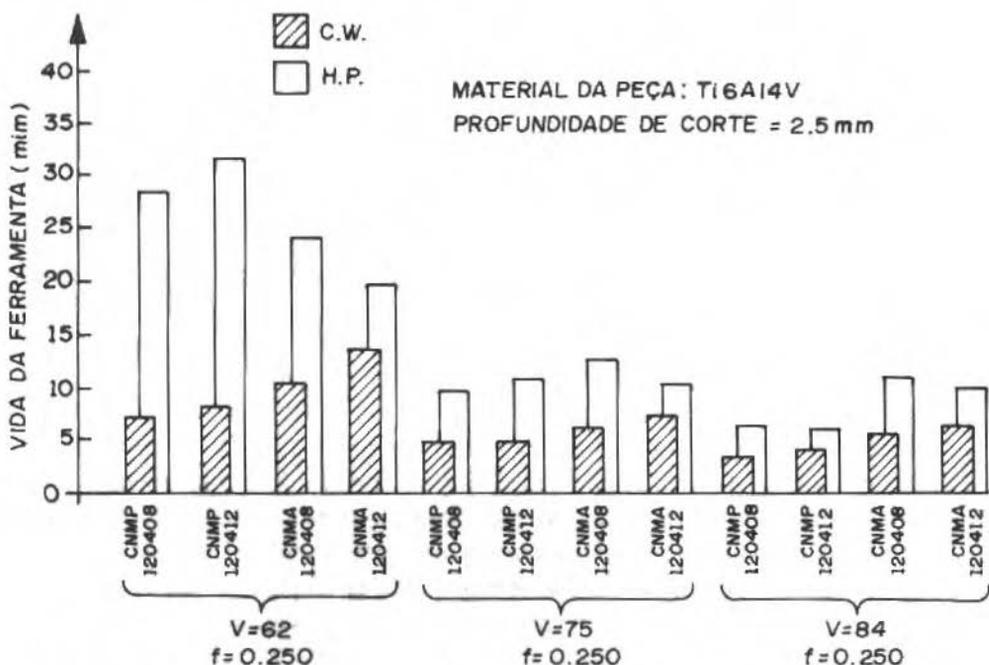


Figura 9. Vida das ferramentas de corte para várias condições de corte e geometrias de ferramenta. V em m/min e f em mm/volta. CW = fluido de corte no método convencional, HP = fluido de corte à alta pressão.

A vida, em todos os casos, foi maior quando se aplica o fluido de corte à alta pressão, HP, do que quando se usa o método convencional, CW. Aumento de

até 300% foi registrado. De um modo geral, as geometrias CNMA mostraram melhor desempenho do que as CNMP, exceto à menor velocidade de corte de 62 m/min, usando-se o sistema HP. Geralmente, para as ferramentas CNMP, os melhores resultados foram obtidos com o raio da ponta da ferramenta maior de 1,2 mm. Porém, para as ferramentas CNMA esta tendência se inverteu e os melhores resultados foram geralmente verificados nas ferramentas com raio menor, de 0.8 mm.

O principal critério de fim de vida obtido nos ensaios foi o desgaste de flanco máximo, VB_{max} . A figura 10 mostra as curvas de desgaste, utilizando os dois sistemas de aplicação do fluido, nas mesmas condições de corte. Elas mostra também a evolução do desgaste durante a vida das ferramentas.

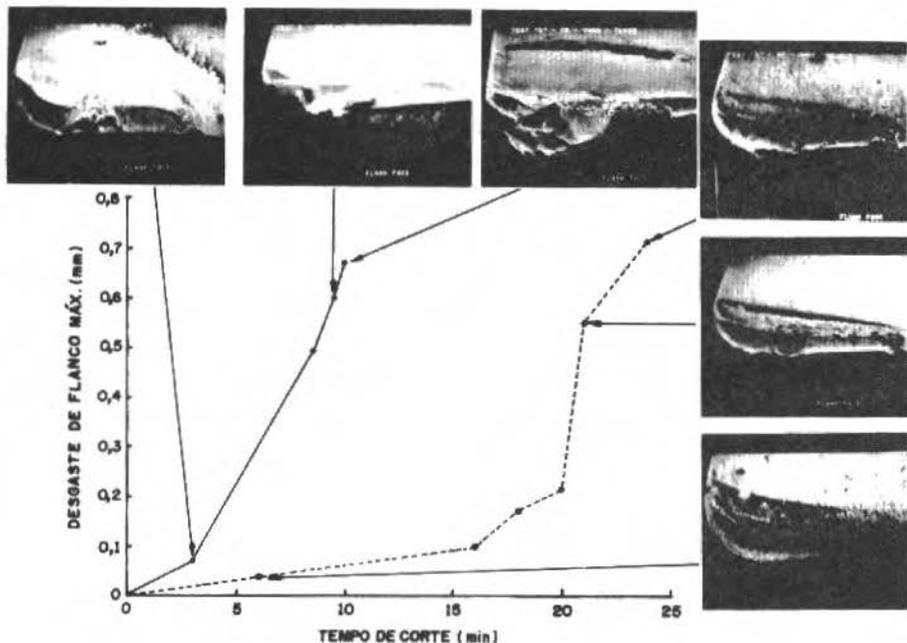


Figura 10. Curva de desgaste das ferramentas de corte. $V = 62$ m/min, $f = 0,25$ mm/volta, $p = 2,5$ mm, ferramenta: CNMA 120408, * = CW, o = HP.

Nota-se que o processo de desenvolvimento de desgaste, que culmina com a inutilização da ferramenta, é idêntico nos dois métodos de aplicação do fluido. Este processo de desgaste se desenvolve da seguinte forma: uma pequena cratera se desenvolve na superfície de saída, bem próxima a aresta de corte. Ela tende a crescer e a juntar com o desgaste de flanco. Com o aumento do desgaste, o material da peça tende-se a aderir naquela região. Isto pode causar pequenos lascamentos ou promover um desgaste mais acentuado, em algum ponto da aresta de corte. O desgaste tende a crescer no flanco, numa área imediatamente adjacente a este ponto. Em se continuando o ensaio, esta região cresce e atinge o critério limite. Este processo é idêntico nos dois sistemas de aplicação do fluido. O sistema HP, porém, retarda as várias etapas deste processo.

Utilizou-se, também, a microscopia eletrônica mais detalhada, a altos aumentos, nas superfícies desgastadas das ferramentas. Para retirar o titânio aderido nesta região, as ferramentas foram previamente lavadas em ácido fluorídrico, HF. Os resultados mostraram que as superfícies desgastadas (tanto de folga como de saída) são lisas o que é característico de desgaste difusivo [10]. Este mecanismo de desgaste predominou nos dois sistemas de aplicação do fluido. Resultados semelhantes também foram encontrados por outros pesquisadores [15,16], após usinar esta mesma liga com metal duro. A difusão é um processo fortemente dependente da temperatura, a queda de temperatura, causada pelo sistema de aplicação do fluido a alta pressão, HP, é responsável pelo retardamento do processo de desgaste imposto por este sistema, aumentando assim a vida das ferramentas, mostrado na figura 9. O melhor desempenho da geometria CNMA é justificado pela maior cunha cortante apresentada por esta geometria. As ferramentas CNMP possuem um filete na superfície de saída (quebra-cavaco) o que diminui efetivamente a cunha da ferramenta. Isto explica também o melhor comportamento das ferramentas com maior raio de curvatura, para esta geometria.

Integridade Superficial

A integridade superficial das peças usinadas, durante os ensaios de vida, foi estudada. Medições da rugosidade superficial (fator Ra) após usinagem com os dois sistemas de aplicação do fluido de corte, mostraram que, geralmente, o método de aplicação do fluido de corte teve pouca influência no acabamento

superficial. Apenas o raio de curvatura da ponta da ferramenta, o avanço e o nível de desgaste da ferramenta, como já era esperado, tiveram influência significativa no acabamento.

Análises microscópicas (ótica e eletrônica), tanto da superfície gerada pela aresta principal de corte como da superfície gerada pela aresta lateral de corte, mostraram que o sistema de aplicação do fluido de corte à alta pressão, HP, não provocou nenhuma alteração física na superfície usinada. Este sistema, porém, produziu uma superfície mais fosca, ou menos brilhante, que a produzida pelo método convencional.

Análise da seção transversal da superfície usinada, para os dois sistemas de aplicação do fluido, também mostraram similaridades, com nenhuma alteração microestrutural.

CONCLUSÃO

- O sistema HP mostrou ser um eficiente quebra-cavaco. Ele promove a fragmentação do cavaco mecanicamente.
- O sistema HP reduziu o comprimento de contato cavaco-ferramenta pela ação mecânica e pela ação lubrificante.
- O sistema HP utilizado não causou mudanças significativas na força de corte.
- O sistema HP reduziu a temperatura da ferramenta significativamente.
- O sistema HP aumentou a vida da ferramenta significativamente. O desgaste de flanco máximo, iniciado em algum lascamento ou ponto de desgaste concentrado na aresta principal de corte, cresce até o critério limite, pelo mecanismo predominante de difusão.
- O sistema HP não causou alterações significativas na integridade superficial das superfícies usinadas.

AGRADECIMENTOS

Os autores deste trabalho agradecem a Sra. Márcia M. Perin Brito pelo excelente trabalho de preparação do manuscrito.

REFERÊNCIAS

- [1] MACHADO, A.R. Machining of Ti6Al4V and Inconel 901 with a High Pressure Coolant System. PhD Thesis, University of Warwick, England, 1990.
- [2] PIGOTT, R.J. and COLWELL, A.T. Hi-Jet System for Increasing Tool Life, SAE Trans., Vol. 6, No. 3, July 1952, pp. 547-566.
- [3] NAGPAL, B.K. and SHARMA, C.S. Cutting Fluid Performance Part 1 - Optimization of Pressure for Hi-Jet Method of Cutting Fluid Application, Trans ASME, J. Eng. Industry, Aug 1973, pp. 881-889.
- [4] KISHI, K.; FURUSAWA, T. and ICHIDA, Y. Some Aspects for the Cooling and Lubrification Effects by a Jet Infusion Method, Proc. of the JSLE-ASLE, Int. Lub. Conf., Tokyo, Japan, 9-11, June 1975, pp. 579-587.
- [5] MAZURKIEWICZ, M.; KUBALA Z. and CHOW, J. Metal Machining with High-Pressure Water Jet Cooling Assistance - A New Possibility, Trans. ASME, J. Eng. Industry, Vol. 111, Feb. 1989, pp. 7-12.
- [6] SHARMA, C.S.; RICE, W.B. and SALMON, R. Some Effects of Injecting Cutting Fluids Directly into the Chip - Tool Interface, Trans. ASME J. Eng. Industry, May 1971, pp. 441-444.
- [7] MACHADO, A.R. and WALLBANK, J. Machining of Titanium and its Alloys-a Review, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 204, Part B. J. Eng. Manufacture, 1990, pp. 53-60.
- [8] MACHADO, A.R. A Evolução dos Materiais para Ferramentas de Corte, Máquinas e Metais, Jan. Fev. 1988, pp. 92, 94, 96 e 98.
- [9] WRIGHT, P.K. and TRENT, E.M. Metallographic Method of Determining Temperature Gradients in Cutting Tools, Journal of the Iron and Steel Institute, May 1973, pp. 364-368.
- [10] TRENT, E.M. Metal Cutting, 2nd Edition, Butterworths, 1984, ISBN 0-408-10856-8.
- [11] TRENT, E.M. Conditions of Seizure at the Tool/Work Interface, ISI, Special Report 94, Iron and Steel Institute, London, 1967, pp. 11-18.
- [12] CHILDS, T.H.C. and ROWE, G.W. Physics in Metal Cutting, Rep. Prog. Physics, Vol. 36, 1973, pp. 223-288.

- [13] SMART, E.F. and TRENT, E.M. Coolants and Cutting Tool Temperatures, Proc. of 15th Int. MTDR Conf., Birmingham, England, Sept. 1974, pp. 187-195.
- [14] De CHIFFREE, L. Lubrification in Cutting - Critical Review and Experiments with Restricted Contact Tools, ASLE, Vol. 24, No. 3, 1980, pp. 340-344.
- [15] DEARNLEY, P.A. and GREARSON, A.N. Evolution of Principal Wear Mechanisms of Cemented Carbides and Ceramics Used for Machining Titanium Alloy IMI 318, Mat. Sc. Techn., Vol. 2, Jan. 1986, pp. 47-58.
- [16] HARTUNG, P.D. and KRAMER, B.M. Tool Wear in Titanium Machining, Annals of CIRP, Vol. 31, No. 1, 1982, pp. 75-79.

LETTERS TO THE EDITORS

Comments on the paper *Matrix Formulation of the Dynamic Analysis of SDOF Systems in the Frequency Domain*, by F. Venâncio Filho and A.M. Claret, RBCM, Vol. XII, No. 1, pp. 1-9 (1990).

The authors present an interesting matrix formulation of the classical DFT/IDFT method of computation of the response of linear, time-invariant systems. The method can be used in association with a Hybrid Frequency-Time Domain iterative pseudo-force technique to predict the response of nonlinear systems. DFT and IDFT are abbreviations of Discrete Fourier Transform and Inverse Discrete Fourier Transform, respectively.

In the paper, it is said that the major handicap of using Fast Fourier Transform (FFT) algorithms is that they require the time series to have a number of time samples, N , equal to a power of 2. This is not strictly true because there exist FFT algorithms other than the classical radix-2 algorithm. Mixed-radix algorithms can be used to compute the DFT efficiently when N is not a power of 2.

It is also said in the paper that N must be odd because, otherwise, there would be "an imaginary term in the response". There seems to be a mistake of the authors here. The symmetry property of the N -point DFT of a real time series $\{P_0, P_1, P_2, \dots, P_{N-1}\}$ can be written:

$$P_k = P_{N-k}^* \quad k = 1, \dots, N/2, \quad (1)$$

where $*$ denotes the complex conjugate and $\{P_0, P_1, P_2, \dots, P_{N-1}\}$ are the DFT coefficients. The complex conjugate pairs (P_k, P_{N-k}) add up to a real value. The authors argue that if N is even there is a term, $P_{N/2}$, the so-called Nyquist term, which will not have a matching pair, and, hence, will produce an imaginary term in the IDFT. This is not correct because Eq.(1) can be used to show that if N is even:

$$P_{N/2} = P_{N/2}^* \quad (2)$$

which implies that the Nyquist term is always real.

Care must be taken when calculating the DFT of the response by multiplying the DFT of the input force by the Frequency Response Function $H(\omega)$. The real term $P_{N/2}$ multiplied by a complex value $H(\omega = N/2\Delta\omega)$ yields a complex value of the Nyquist term of the DFT of the response, $V_{N/2}$. Therefore, the imaginary part of $V_{N/2}$ must be discarded in order to obtain a real response vector \mathbf{v} , which is the IDFT of \mathbf{V} . With this precaution taken, there is no need for N to be odd. Hence, the method proposed by the authors, as well as the FFT method, can be used with N even.

José Roberto de França Arruda
Departamento de Mecânica Computacional
Universidade Estadual de Campinas - Cx. P. 6122
13081 - Campinas - SP - Brasil
Tel.: (0192) 397906

Authors' Closure

The comments of the letter are well received and need the following comments.

There exists FFT algorithms other than the radix-2 algorithm, nevertheless the most common are the radix-2 ones. The fact that there is "an imaginary term in the response" when N is even is proven in the paper and is clearly recognized in the last paragraph of the letter where an alternative is suggested in order to get rid of this imaginary term. It is not asserted in the paper that the IDFT of a real time series has an imaginary term when N is even. What is proven is that the response vector of a SDOF system has an imaginary term when N is even. Once more this is recognized in the letter.

The letter suggests to discard the imaginary term in the DFT of the response. The imaginary term could be discarded in the response itself. It appears

to the authors that the best alternative is to use N odd with Eq. 15 of the paper in order to calculate the response of the SDOF system. This could be advantageous from the computational point of view.

F. Venancio Filho
Programa de Engenharia Civil
COPPE/UFRJ
Caixa Postal 68506
21945 - Rio de Janeiro, RJ - Brasil

A.M. Claret
Departamento de Engenharia Civil
Escola de Minas/UFOP
35400 - Ouro Preto, MG - Brasil

Revista Brasileira de Ciências Mecânicas.

Vol. 1. N^o 1 (1979)-

Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Ciências
Mecânicas.

Trimestral

Inclui referências bibliográficas.

1. Mecânica

ISSN-0100-7386

ÍNDICE / CONTENTS

A. Azeddine	Finite Element Incremental Contact Analysis with Various Frictional Conditions	1
J.A. Riul V. Steffen Jr. and C.R. Ribeiro	Estudo Teórico de Mancais Hidrodinâmicos Cilíndricos	17
A.E. Diniz and N.L. Cupini	The Surface Roughness in Turning Process: Criterion of Tool Life and Its Relationship With Tool Wear	41
J.R.L. Mariolani U. Heisel e G. Roth	Influência da Geometria da Ferramenta e das Condições de Usinagem no Torneamento de Alumínio Com Diamante Monocristalino	57
A.R. Machado e J. Wallbank	Usinagem de Ti6Al4V Com um Sistema de Aplicação do Fluido de Corte a Alta Pressão	75
J.R. de F. Arruda	Letters to the Editors	95