

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 6051, 13081 Campinas/SP, Brasil,
Tel. (0192) 39-1495, 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) 33-5166, Telex (482) 240 UFSC

Augusto César Noronha R. Galeão

LNCC, Rua Lauro Müller 455, 22290 Rio de Janeiro/RJ, Brasil, Tel. (021) 541-2131, Telex 22563 CBPQ

Carlos Alberto de Almeida

Depto. Eng. Mec., 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. (021) 22-9088 R.158

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 Zindeluk (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

Secretária da ABCM: Sra. Rosângela Lamarca de Almeida

Av. Rio Branco, 124 - 18º Andar - Tel.: (021) 221.6177 R. 278 - Rio de Janeiro - Brasil

Presidente: Sidney Stuckenbruck

Vice-Presidente: Luiz Bevilacqua

Secret. Geral: José Luiz de França Freire

Secretário: Tito Luiz da Silveira

Diretor de Patrimônio: José Augusto Ramos do Amaral

PROGRAMA DE APOIO À PUBLICAÇÕES CIENTÍFICAS

MCT



DIES FOR PRECISION FORGING HOLLOW SPUR GEARS

MATRIZES PARA FORJAMENTO OU PRECISÃO DE ENGRENAGENS OCAS DE DENTES RETOS

C. TUNCER
T. A. DEAN

Department of Mechanical Engineering
University of Birmingham
South West Campus
P.O. Box 363
B15 2TT Birmingham

ABSTRACT

Die design alternatives for precision forging hollow spur gears have been investigated and classified according to characteristics of gear forms most suitably made in them. Forging loads, die and teeth filling characteristics were examined when different billet geometries were forged in a novel die with a movable container and non-penetrating punch. The use of a non-penetrating punch and a floating container overcomes many of the problems associated with conventional precision forging dies.

Keywords: *Forging · Precision Forging · Hollow Spur Gears · Floating Container · Non-Penetrating Punch*

RESUMO

Alternativas de projeto de matrizes para forjamento de precisão de engrenagens ôcas de dentes retos tem sido investigado e classificados de acordo com as características das formas de engrenagens e apropriadas para uso. Carga de forjamento, matriz e características de formação do dente foram examinadas, usando diferentes geometrias de tarugo quando forjados em uma matriz com um recipiente móvel e uma punção não penetrante. O uso da punção não penetrante e o recipiente móvel resolve muito dos problemas associados aos processos de forjamento de precisão não convencional.

Palavras-chave: *Forjaria · Forjaria de Precisão · Engrenagem Ôcas de Dentes Retos · Recipiente Móvel e Punção Não-Penetrante*

INTRODUCTION

Forging spur gears has several commercial attractions. First, much time consuming machining of involute tooth forms can be eliminated. Second, yields from raw material are increased due to reduced metal removal. Third, dynamic properties of forged gear teeth have been shown to be better than those of teeth made by conventional routes [1,2]. Thus forged gears can be smaller and lighter for a given duty. Fourth, hot forged gears do not distort after heat treatment as much as machined ones. Fifth, the production rate is very high compared to other gear manufacturing methods.

Initial forging trials have enabled solid spur gear forms to be produced in dies of simple construction [2]. The dies consisted basically of a container attached to the machine bed, a punch and a counterpunch. Both punch and counterpunch had gear forms machined on their peripheries and slid along the mating form in the bore of the container. However, several weaknesses in this type of tool design have been identified and discussed [3]. Recently the advantage of forging parts with accurate bores was perceived and a critical analysis of possible die designs incorporating mandrels has been produced [4]. Using hollow billets for forging hollow parts eases die filling and reduces forging loads and material wastage [5]. In precision forging the mode of deformation, order of corner filling of die cavities and forging loads depend on billet geometry used and die design [5-7]. Ejection is also an important consideration and this is affected by the size of mandrel used. One criterion for choosing a suitable die design is the diameter of the mandrel related to the diameter of the forging [8].

Another important consideration is dealing with excess billet volume. Providing a compensation space in the die is probably the best solution to obtain accurate forging height and obviate overstressing of die and machine. To obtain complete die filling the compensation space should be located where the last die filling occurs. The flash formed in the compensation space should not impede ejection and should be capable of being easily removed from the forging.

In this paper different die designs related to the geometry of gear for which they are most suitable and experimental results from the forging of six different billet geometries in a novel gear forging die with non-penetrating punch are presented.

DIE DESIGN

In order to produce a completely closed die cavity for precision forging a simple spur gear, four main die components are necessary; punch, anvil, container and mandrel. The punch forms the top surface of a cavity and is attached to the moving ram of a forging machine. The anvil is attached to the stationary machine bed. The container and mandrel which define the side and bore of a forging can be attached to either part of the machine together and separately as stationary or movable items.

The basic function of the tooling is that relative movement of punch and anvil deforms the workpiece and movement of either punch or anvil (depending on configuration of the element) eject the forging.

The possible variations in the positioning of die elements results in 36 die designs. These are listed in Table 1. As seen from this table the 36 designs have been classified into two main and four sub-groups. All 36 designs have different characteristics which have to be considered when choosing a suitable die design for a particular gear geometry. They can be listed as follows:

- 1) Easy ejection of the forging, without damaging die or forging.
- 2) All details of the die should be filled at allowable forging loads.
- 3) The structure should be robust to avoid die fracture and excessive elastic distortions.
- 4) The forging should remain in the part of the die from which it can be ejected (i.e. ram or machine bed).
- 5) Die machining, setting, exchanging of worn parts and maintenance should be economical.
- 6) To ensure a long die life, short dwell times and minimum workpiece/die movement should be ensured.

CLASSIFICATION OF HOLLOW SPUR GEARS

In the light of these requirements a suitable die design can be chosen among the 36 die designs to forge a particular spur gear. To simplify the choice gear geometries have been classified into five main groups as below:

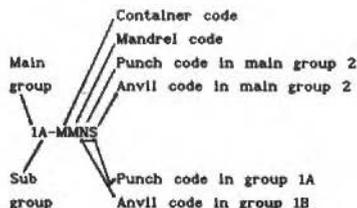
- a) Group-1: Spur gears with relatively small bore.
- b) Group-2: Spur gears with relatively medium bore.

Table 1. Die design possibilities for forging hollow spur gears

MAIN GROUP	SUB-GROUP	DIE CODE	SITUATION OF DIE MEMBERS				
			CONTAINER	MANDREL	PUNCH	ANVIL	
1 Container and mandrel are attached together to the same part of the forging machine	A	1A-FFPH	F	F	PH	-	
		1A-FMPH	F	M	PH	-	
		1A-FMPS	F	M	PS	-	
		Container and mandrel are attached to the machine bed	1A-MMNH	M	M	NH	-
		1A-MFNH	M	F	NH	-	
		1A-MMPH	M	M	PH	-	
		1A-MFPH	M	F	PH	-	
		1A-MMNS	M	M	NS	-	
		1A-MMPS	M	M	PS	-	
	B	1B-FFPH	F	F	-	PH	
		1B-FMPH	F	M	-	PH	
		1B-FMPS	F	M	-	PS	
		Container and mandrel are attached to the ram	1B-MMNH	M	M	-	NH
		1B-MFNH	M	F	-	NH	
		1B-MMPH	M	M	-	PH	
		1B-MFPH	M	F	-	PH	
		1B-MMNS	M	M	-	NS	
		1B-MMPS	M	M	-	PS	
2 Mandrel and container are attached separately in opposition	A	2A-FFPH	F	F	P	H	
		2A-FMPH	F	M	P	H	
		2A-FMPS	F	M	P	S	
		Mandrel is attached to the ram	2A-MMNH	M	M	N	H
		2A-MFNH	M	F	N	H	
		2A-MMPH	M	M	P	H	
		2A-MFPH	M	F	P	H	
		Mandrel is attached to the bed	2A-MMNS	M	M	N	S
		2A-MMPS	M	M	P	S	
	B	2B-FFHP	F	F	H	P	
		2B-FMHP	F	M	H	P	
		2B-FMSP	F	M	S	P	
		Mandrel is attached to the bed	2B-MMHN	M	M	H	N
		2B-MFHN	M	F	H	N	
		2B-MMHP	M	M	H	P	
		2B-MFHP	M	F	H	P	
		container is attached to the ram	2B-MMSN	M	M	S	N
		2B-MMSP	M	M	S	P	

Note: For the coding system the characters have following meaning:

- (1) First main group
- (2) Second main group
- (H) Hollow punch or anvil
- (S) Solid punch or anvil
- (P) Penetrating punch or anvil
- (N) Non-penetrating punch or anvil
- (F) Fixed attachment
- (M) Movable attachment
- (A) Sub-group
- (B) Sub-group



- c) Group-3: Spur gears with relatively large bore.
- d) Group-4: Spur gears with relatively tall height with small and medium size teeth and bore.
- e) Group-5: Spur gears with relatively tall height with large teeth and bore.

CHARACTERISTICS OF SELECTED DESIGNS

In Figures 1 to 6 five different die designs are presented schematically. Their characteristics and suitability for each group of gears are discussed below.

Die Design for Group-1 with Small Bore. Figure 1 shows the die design alternative 2A-MFNH. The container is movable, the punch is non-penetrating and the mandrel is rigidly attached to the punch. The anvil is gear shaped and slides in the container.

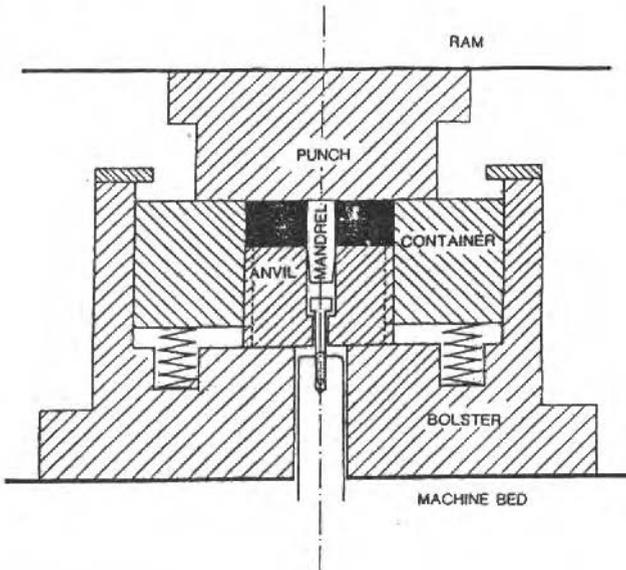


Figure 1. An example of die design for spur gears with relatively small bore (Die 2A-MFNS)

During forging the container moves under the punch and the billet is squeezed between the punch and stationary anvil and the gear teeth are filled. The friction forces generated during forging together with the tight spring forces, push the container against the punch. Consequently, the container always remains in contact with the punch. Because of the direction of the

friction forces on the container the average punch pressure is always lower than the anvil pressure, hence, the corners of the forged teeth under the punch are the last to fill.

After forging, ejection is achieved by pushing the anvil upwards. To return the anvil to its original position a flexible attachment between anvil and ejector rod is required.

This die design is most suitable for the gears of Group-1 where the mandrel diameter is relatively small. The gear tends to remain in the container on the return stroke as the forging/container contact area is much greater than that between forging and mandrel.

Die Design for Group-2 with Medium Bore. Figure 2 shows die 1A-MMNS. The container and mandrel are mounted on the machine bed as movable items and a non-penetrating punch is employed.

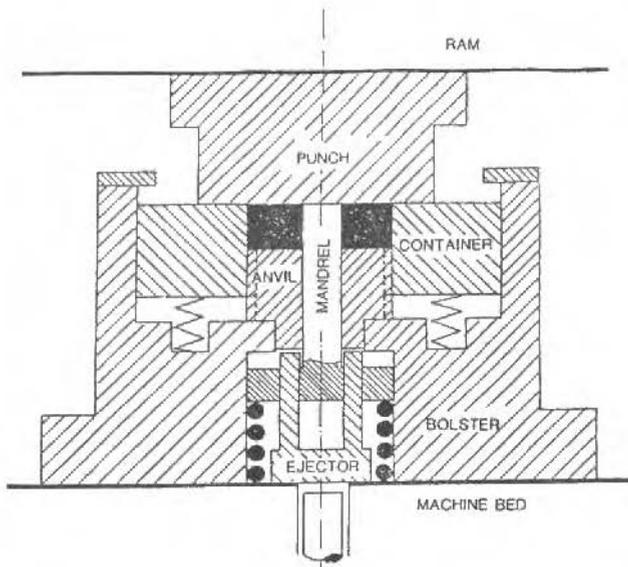


Figure 2. An example of die design for spur gears with relatively medium bore (Die 1A-MMNS)

An important feature of this design is the ejection facility. Because the container and the mandrel are attached to the machine bed, to achieve ejection the anvil must move along the mandrel. The mandrel is constrained by attaching

i-t to a flange at its lower end, located over a spring in the bolster. Pins which operate the ejector pass through this flange. Three possible ejection techniques are shown in Figure 3. If the forging is removed from the mandrel before the container, it is possible to reduce the ejection load to a quarter or that required for ejection from mandrel and container simultaneously [6,8].

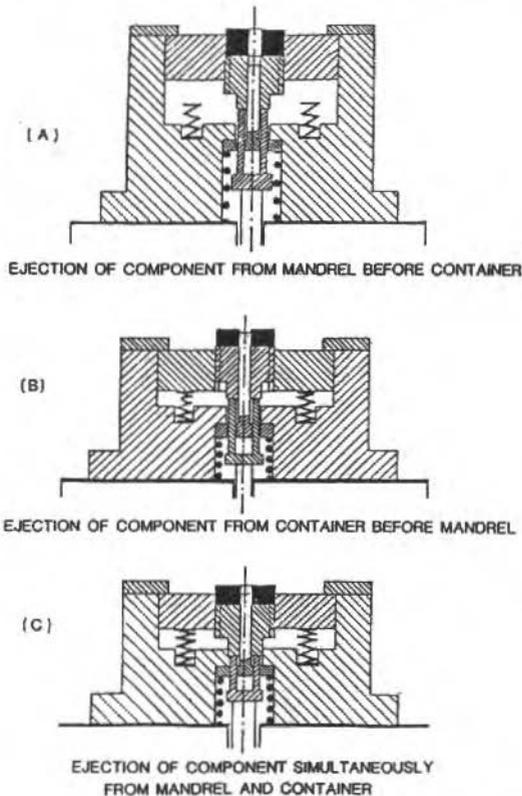


Figure 3. Ejection alternatives for die 1A-MMNS in Figure 2

Die Design for Group-3 with Large Bore. In the design alternative 2B-MMSN shown in Figure 4 container and mandrel are movable and are attached to the ram and the machine bed respectively in opposition. The anvil is non-penetrating. The punch is gear shaped and fits into the container.

During a forging stroke initial contact is between punch and mandrel. The punch is arrested while the container approaches the anvil. After the container is seated on the non-penetrating anvil the gap between the punch and

its seat is closed and the punch forces the mandrel downwards until the punch contacts the billet. Further movement deforms the billet between the punch and anvil and the tooth cavities in the container are filled.

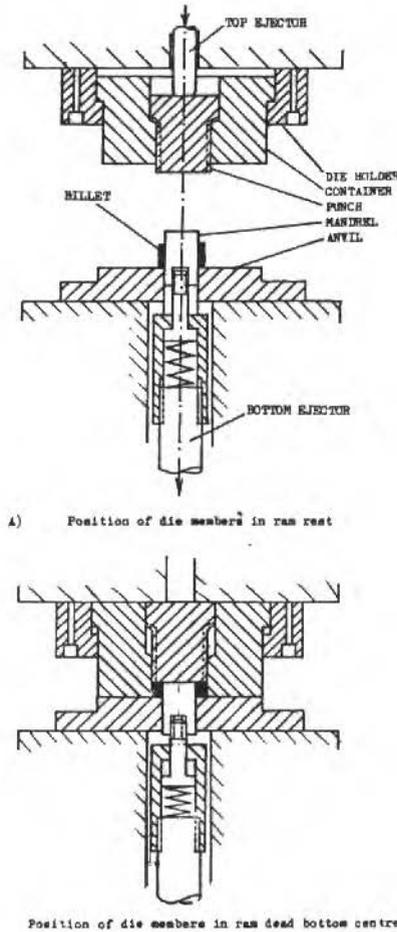


Figure 4. An example of die design for spur gears with relatively large bore (Die 2B-MMNS)

The friction forces generated during the forging operation push the container against the anvil and the mandrel against the punch. Therefore no gap occurs between these die elements during a forging operation.

Because of opposing friction forces the position at which the die finally

fills cannot be easily determined without knowing the value of friction on mandrel and container faces. Friction conditions on punch and anvil surface are also important as the deformation mode of hollow billets is dependent on them. Attachment of the container on the ram in this design reduces dwell time and enables detritus to fall naturally from the container.

This die design is most suitable for spur gears Group-3 in which the bore is relatively large. As the forging could remain either on the mandrel or in the container after forging an ejection facility is required in both top and bottom die parts. Downward movement of the mandrel is preferred due to simplicity, otherwise a pin to push the anvil up relative to mandrel is necessary, as used in Figure 3.

Die Design for Group-4. Tall gears with small teeth. In the die design (1A-MMPS) shown in Figure 5 the container and mandrel have been mounted on springs and a gear shaped penetrating punch is used. The container and mandrel float and balance the punch and anvil pressures during the forging operation, if the spring forces are neglected. As a result of this the top and bottom corners are filled simultaneously.

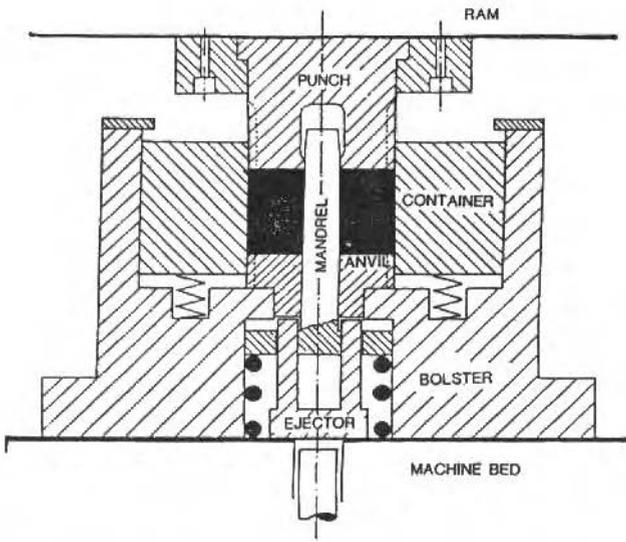


Figure 5. An example of die design for tall gears with medium teeth *Die 1A-MMPS)

This die design is very suitable for the tall spur gears in group-4 where the effect of container friction is considerable.

Die Design for Group-5. Tall gears with Large Teeth and Bore. For gears with very large teeth and bore the die space between the container and the mandrel is narrow. The billet required to fill the die by radial flow has a high slenderness ratio which could result in flow faults. For this reason axial filling or teeth cavities by extrusion is better.

Figure 6 shows die design (2A-FFPH) which allow an extruded gear to be ejected from either punch or container, as the position in which it will remain is not easily predicted.

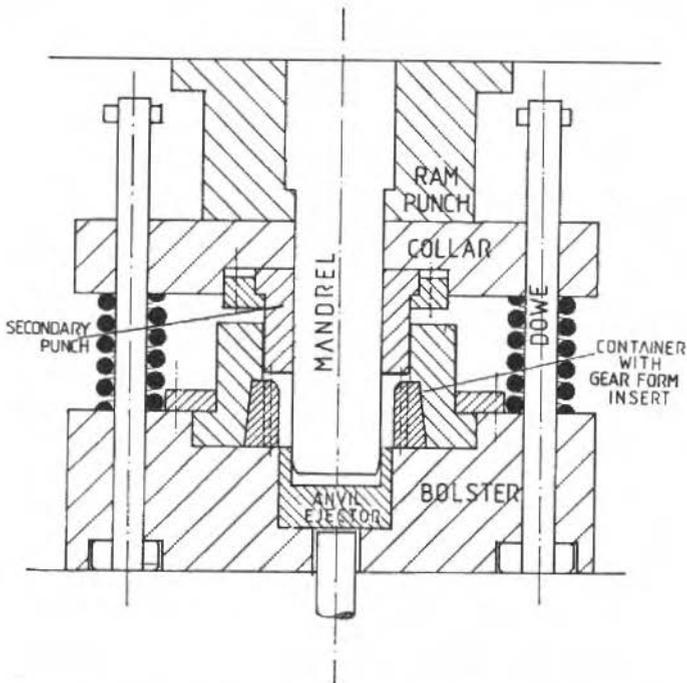
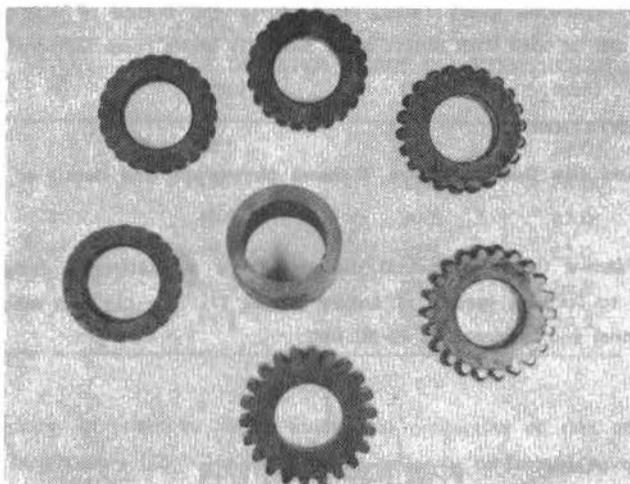
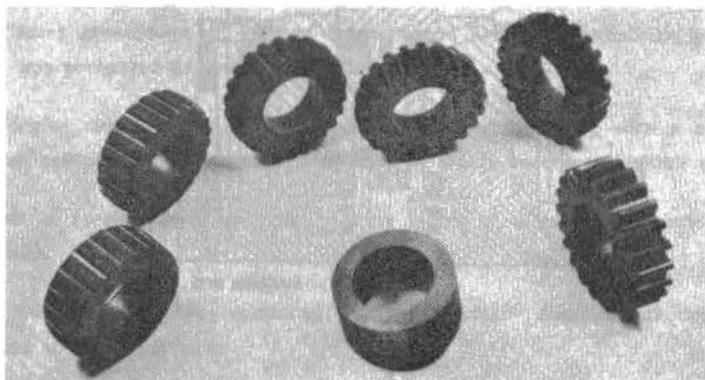


Figure 6. An example of die design for tall gears with large teeth and bore (Die 1A-MMPS)

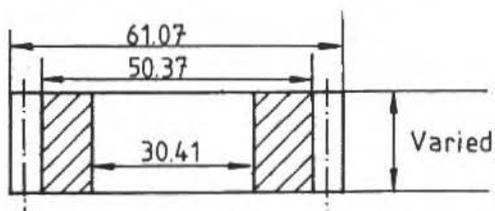
It will be noted that a flange remains at the top of the gear formed in this die, which has to be removed by machining. A means of eliminating this flange is to complete the extrusion by pushing the part formed shape through the die with the subsequent billet. In this case no bottom ejector is required the



A) BILLET-1 IN STAGES OF RAM STROKE



B) BILLET-2 IN STAGES OF RAM STROKE



C) DETAIL OF THE FORGED GEAR

Figure 7. The die used in the experiments

completely extruded gears falling through to the bottom of the press. This technique can be used with billets at or modestly above room temperature.

EXPERIMENTATION

Forging and Die Design. Figure 7 shows photograph and detail of the forged gear.

Figure 8 shows the experimental die set. It is a multi-part design and has been used to forge a variety of hollow shapes [7]. The die was machined from H13 tool steel and hardened to 48-50 HRC.

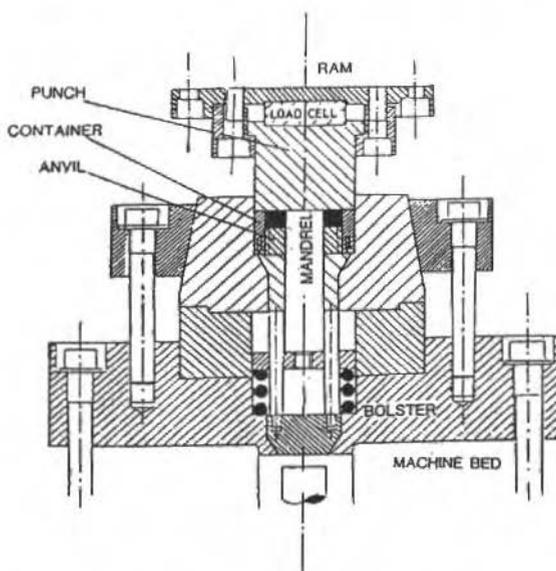


Figure 8. Stress/strain relation for the steel forged at 1200C

Hollow Billets. Billets with different geometries were obtained by varying the height, bore, and outside diameter as shown in Table 2. Billets 1, 5 and 6 have the same volume and forging them produced gears of equal height. Billets 2, 4 and 6 have the same cross-section but their heights are different and forging of different height were produced. Billets 1, 5 and 6 have the same volume but are of different geometries.

All billets were machined from hollow steel bar of specification; 0.2%C, 1.5%Mn, 0.5%Si, 0.045%P, 0.045%S.

Table 2. Dimensions of the billets used in the experiments

BILLET N ^o	OUTSIDE DIAMETER (mm)	INSIDE DIAMETER (mm)	HEIGHT (mm)
1	49.5	36.0	27.0
2	49.5	32.5	25.0
3	49.5	30.5	27.0
4	49.5	32.5	27.0
5	49.5	30.5	20.5
6	49.5	32.5	20.3

Test Procedure. In order to obtain mechanical properties of this steel billets at forging temperature (1200C) a compression test was performed on the forging machine. The flow stress was found to be sensibly constant at 95 N/mm.

Billets were heated in an electrical muffle furnace to a temperature of 1200C in an inert atmosphere of cracked ammonia and forged immediately in the die which was preheated and lubricated with graphite.

The forging machine used was an eccentric mechanical press with a stroke of 2030mm and nominal stroke rate of 45/min. It can be loaded to 2500kN safely.

Records of forging loads were obtained by means of a load cell situated behind the punch.

Punch displacement was obtained using a linear displacement transducer attached to the press slide.

During the test the punch load and displacement were recorded simultaneously on an oscilloscope screen.

RESULTS AND DISCUSSIONS

Forging Load and Die Filling Characteristics. Figure 9 shows variations of punch load obtained when the six different billet shapes were forged. The maximum load to which each curve is drawn indicates that at which the die was fully filled.

At the beginning of the operation the punch load is highest for the shortest billet 5, and lowest for the tallest billet 1.

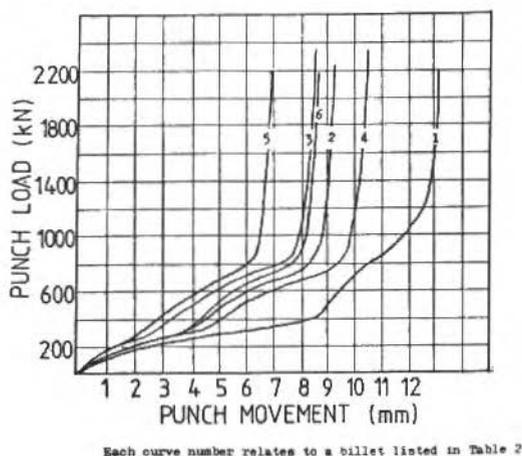


Figure 9. Variation of punch load for different billets

Of the billets which initially had the same cross-section the taller required the higher load for complete die filling. This is shown by comparing curves 2, 4 and 6 and 3 and 5. It is due to the greater workpiece/die contact area.

In Figure 10 variation of punch load, punch pressure and relative pressure, at various stages of die filling, are shown for billet 1. As seen from the figure the billet bore is larger than the mandrel diameter and outside diameter is nearly equal to teeth root diameter (when heated). During deformation vertically, no filling of teeth occurred until constraint to inward flow was provided by the mandrel.

Physical Appearance of the Forged Gears. The teeth corners of hot forged gears were fully filled. Fin formation in the bottom corners was evident on the teeth root diameter and in the bore. It was approximately 150 microns thick and 1 mm high. The worst feature of the hot forged gears was the surface condition resulting from oxidation which occurred during transfer from furnace to die.

Dimensional Accuracy of the Forged Gears. Table 3 shows dimensions of the forged gear and the die cavity measured at room temperature. In comparison there is 0.86% variation between their values which is due to effect of hot forging temperature and die elastic deformation. Detailed discussion for dimensional accuracy is not scope of this paper.

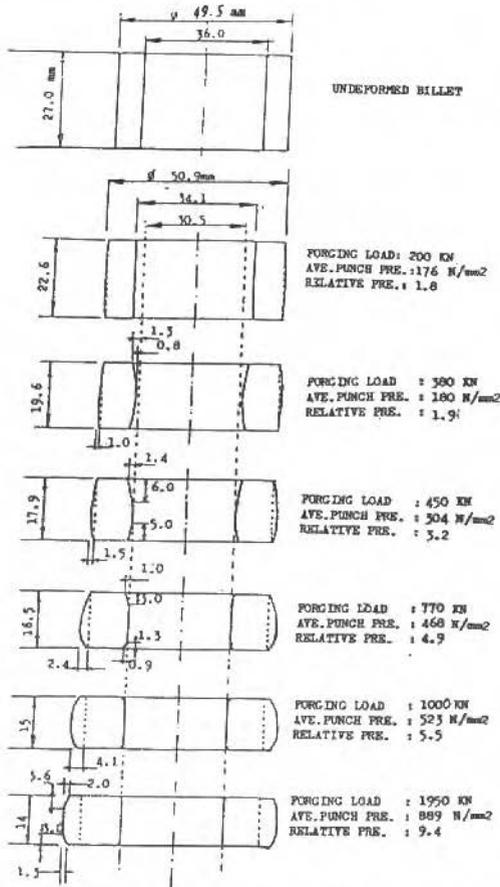


Figure 10. Variation of punch load, punch pressure and relative pressure during forging of Billet-1

Table 3. Dimensions of the DIC cavity and the forged gear

	FORGED GEAR	CONTAINER
Outside diameter (Gear tip diameter)	61.07mm	61.60mm
Tooth thickness at 4.04mm depth	4.56	4.60
Root diameter	50.37	50.81

CONCLUSIONS

- 1) There are 36 different die design alternatives for precision forging simple spur gears.
- 2) The more suitable die for a given gear geometry can be chosen from these alternatives considering ejection, ease of die filling, robust structure, easy die machining, dwell time and friction between die elements and economical die life.
- 3) Billets with a bore and outside diameter equal to that of the mandrel and teeth root diameter are the best in respect to least deformation energy and free surface bulging. Other billet shapes assume this intermediate geometry during forging before starting to fill the teeth cavities.
- 4) Average punch pressure/flow stress of billet was about 14 for forging spur gears with full corner filling. In this respect the billet geometry used had no significant effect.
- 5) A non-penetrating punch is more robust and cheaper than one which penetrates the container due to absence of punch profiles and close fit tolerances.
- 6) Use of a non-penetrating punch inhibited fin formation at the top of the forging even when pressures were higher than those required to fill this part of the die cavity.

REFERENCES

- [1] Parkinson, F.L. - Evaluation of high energy rate forged gears with integral teeth, Western Gear Corporation, Lynwood, California, USA A. S. Army Contract DA44-177-AMC-321(T).
- [2] Abdel-Rahman, A.R.O. and Dean, T.A. - Production consideration for the high speed forging of spur gear forms, Proc. 14th. MTDR Conference, 1973.
- [3] Tuncer, C. and Dean, T.A. - Precision forging of hollow parts in novel dies, Int. Journal of Mechanical Working Technology, vol. 16, n^o 1, pp. 39-50, February 1988.
- [4] Tuncer, C. and Dean, T.A. - Die design alternatives for precision forging hollow parts, Int.J. Machine Tools and Manufacture, vol. 27, n^o 1, pp. 325-331, 1987.
- [5] Tuncer, C. and Dean, T.A. - Precision forging hollow cylinders, Advanced Technology of Plasticity, Proceedings of the First International Conference on Technology of Plasticity, vol. 2, pp. 924-929, Tokyo, 1984.

- [6] Tuncer, C. and Dean, T.A. - Die design alternatives for precision forging in completely closed die cavities, Proc. 25th Int. MTDR Conf., pp. 479-483, April 1985.
- [7] Tuncer, C. - Precision forging hollow parts, Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering University of Birmingham, UK, 1985.
- [8] Tuncer, C. and Dean, T.A. - Die designs for precision forging flange and boss type parts, submitted to I.Mech.E.

ONDAS ELÁSTICAS CISALHANTES, AMORTECIDAS, ATINGINDO INTERFACES COM ATRITO LINEAR

DAMPED ELASTIC SHEAR WAVES REACHING INTERFACES WITH LINEAR VISCOUS FRICTION

MARCÍLIO ALVES

EPUSP - Deptº de Engenharia Mecânica
Av. Prof. Mello de Moraes, 2231
São Paulo, SP - Brasil - CEP 05508

CLOVIS SPERB DE BARCELLOS - Membro da ABCM

UFSC - Deptº de Engenharia Mecânica
Caixa Postal 476
Florianópolis, SC - Brasil - CEP 88049

RESUMO

Este artigo apresenta uma solução para o problema de interação entre uma onda elástica cisalhante e a interface de separação de dois sólidos. O amortecimento destes é considerado, tornando a frequência uma variável do fenômeno. Entre os sólidos em contato pode ocorrer um deslizamento localizado que também é determinado.

Palavras-Chave: Ondas Elásticas · Deslizamento · Ensaio Não-Destrutivo

ABSTRACT

A solution for the problem of interaction between an elastic shear wave and an interface of separation of two linear solids was presented. The internal damping of the solids were considered, thus making the phenomenon a function of the frequency. Possible localized slip between the solids in contact was also calculated.

Keywords: Elastic Waves · Slip · Non-Destructive Testing

INTRODUÇÃO

O estudo de ondas elásticas interagindo com estruturas ou diferentes meios em contato tem sido objeto de inúmeras pesquisas em face da aplicabilidade deste fenômeno a áreas as mais diversas, como medicina [12], engenharia civil [1], sismologia [4], [6], [11], geologia e ensaios não-destrutivos, [9], [15], [18].

O objetivo deste artigo é descrever o comportamento de algumas das variáveis presentes quando uma onda de cisalhamento atinge um contorno de separação entre dois meios elásticos. Este serão considerados semi-infinitos, elásticos, homogêneos, isotrópicos e livres de pré-tensões [7], [8]. A separação não é permitida [5] e o amortecimento causado pelo meio é considerado. Isto torna a frequência uma variável que influencia o fenômeno.

FORMULAÇÃO

Considere a Figura 1 onde os sólidos com as propriedades acima referidas estão em contato. A interface é atingida por uma onda elástica do tipo SH (shear horizontal), que imprime às partículas do meio um movimento perpendicular ao plano X-Z da figura.

A onda SH incidente pode ser refletida e transmitida, causando um deslizamento relativo entre os sólidos com dissipação de energia. Deseja-se determinar este deslizamento bem como as amplitudes das ondas refletida - B_{rf} - e transmitida - B_{tr} - supondo-se conhecida a amplitude da onda incidente - B_{in} - no ponto $X=Z=0$. Os sólidos possuem massas específicas ρ e ρ' e rigidezes torsionais μ e μ' com (') referindo-se ao sólido superior.

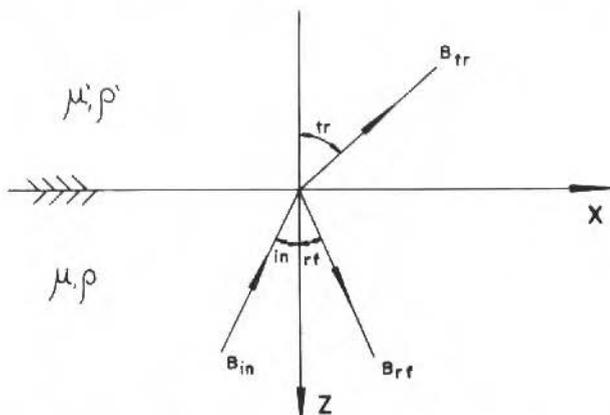


Figura 1. Uma onda SH incidindo num contorno plano

Como pode haver um deslizamento relativo entre os sólidos, o conhecimento das amplitudes poderá revelar com que intensidade esses meios estão conectados, o que é indispensável quando da análise da integridade de uma estrutura composta, por exemplo.

Para que o amortecimento seja considerado, toma-se o número de onda como um número complexo [2], [3] resultando nas seguintes expressões para os deslocamentos:

$$v_{in} = B_{in} e^{-m \operatorname{sen}(in)(bz-x)} e^{ik(bz+ct-x)} \quad (1)$$

$$v_{rf} = B_{rf} e^{-m \operatorname{sen}(rf)(-bz-x)} e^{ik(-bz+ct-x)} \quad (2)$$

$$v_{tr} = B_{tr} e^{-m' \operatorname{sen}(tr)(b'z-x)} e^{ik(b'z+ct-x)} \quad (3)$$

onde m e m' são os coeficientes de amortecimento dos sólidos, $k=\omega/c$ é o número de onda, c a velocidade de fase na direção x , ω a frequência e i a unidade imaginária. Além disso:

$$b = \left\{ (c/c_2)^2 - 1 \right\}^{1/2} \quad c/c_2 > 1 \quad e \quad (4)$$

$$b' = \left\{ (c/c_2')^2 - 1 \right\}^{1/2} \quad (5)$$

com $c_2 = \sqrt{\mu/\rho}$ sendo a velocidade da onda SH no sólido inferior [14].

Quando $c/c_2 < 1$, b' torna-se um número imaginário, o que representa o fenômeno da reflexão total [10]. Esta ocorre quando a onda incidente não mais se transmite, isto devido às propriedades elásticas dos meios. Neste artigo, a reflexão total só é considerada quando não existe amortecimento.

SOLUÇÃO

Para a determinação das amplitudes é necessário aplicar as condições de contorno do problema. Para tanto, observa-se que as partículas do sólido inferior experimentam um deslocamento $v_{in} + v_{rf} - v_{tr}$ e as do superior um deslocamento v_{tr} de tal modo que $v_{in} + v_{rf} - v_{tr}$ representa um deslizamento localizado, de características ondulatórias, na interface.

A este deslizamento opõem-se as forças de atrito, que aqui são consideradas proporcionais ao deslizamento [2], [17]. Assim

$$\tau = \alpha d \quad (6)$$

onde τ é a tensão de atrito, α é uma constante dependente de vários fatores como o grau de aderência dos sólidos e a frequência da onda, e d é o deslizamento.

Um caso particular deste modelo consiste na consideração de uma fina camada lubrificante entre os sólidos, Figura 2, o que permite exprimir a tensão de atrito como:

$$\tau = \eta \frac{\partial^2 d}{\partial t \partial z} \quad (7)$$

onde η representa a viscosidade do lubrificante.

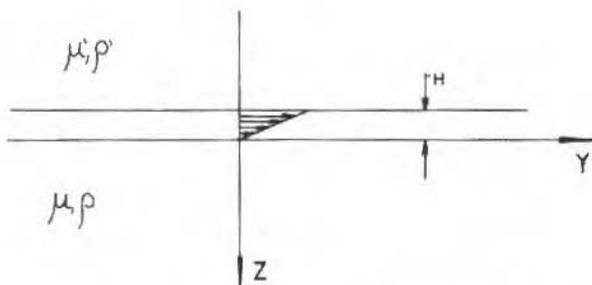


Figura 2. Filme lubrificante entre os sólidos

A variação da velocidade de deslizamento com a coordenada Z pode, aproximadamente, ser descrita por:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial d}{\partial t} \right) = \frac{\partial d / \partial t}{H} \quad (8)$$

Considerando o deslizamento do tipo $d=D e^{ik(ct-x)}$ segue que $\partial d / \partial t = i\omega d$ donde:

$$\tau = \frac{\eta}{H} i\omega d \quad (9)$$

ou

$$\tau = i \frac{k}{\text{sen}(in)} \mu d \beta \quad (10)$$

com

$$\beta = \eta c_2 / \mu H \quad (11)$$

β representa algumas das propriedades do lubrificante e do sólido inferior e, idealmente, varia de 0 a ∞ . Pode-se substituí-la por uma outra variável cujos valores limites são 0 e 1, desde que:

$$\beta = \frac{\psi}{\psi-1} \quad (12)$$

Assim a tensão de atrito pode ser expressa por:

$$\tau = i \mu k \cdot \frac{\psi}{\psi-1} \cdot \frac{d}{\text{sen}(in)} \quad (13)$$

Observa-se que quando $\psi=0$ os sólidos podem deslizar idealmente sem atrito e para $\psi=1$ os sólidos encontram-se rigidamente conectados. ψ será chamada de constante de adesão.

As amplitudes B_{rf} e B_{tr} são então obtidas aplicando-se as condições de contorno, que se referem à igualdade de tensões cisalhantes $\sigma_{yz} = \sigma'_{yz}$ e à adoção do modelo de atrito $\sigma_{yz} = \tau$, ambas em $Z=0$. Isto fornece o seguinte sistema de equações:

$$\begin{pmatrix} 1 & g e^{(m' \text{sen}(tr)-m \text{sen}(rf))x} \\ 1-\psi-h & h e^{(m' \text{sen}(tr)-m \text{sen}(rf))x} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 1-\psi+h \end{pmatrix} \quad (14)$$

onde

$$g = \frac{\mu' b' m' \text{sen}(tr)-ik}{\mu b m \text{sen}(rf)-ik} \quad (15)$$

$$h = \frac{ik}{m \text{sen}(rf)-ik} \cdot \frac{\psi}{\cos(rf)} e \quad (16)$$

$X_1 = B_{rf}/B_{in}$, $X_2 = B_{tr}/B_{in}$. Sua solução é:

$$X_1 = \frac{h-g(1-\psi+h)}{h-g(1-\psi-h)} e \quad (17)$$

$$X_2 = \frac{2h}{h-g(1-\psi-h)} e^{[-m' \text{sen}(tr)+m \text{sen}(rf)]x} \quad (18)$$

Verifica-se que ela depende da frequência apenas quando o amortecimento é considerado. Para o caso de amortecimento nulo e sólidos em contato perfeito

($\psi=1$) estas expressões recaem nas apresentadas por vários autores [13], [14].

Quanto às mudanças de fase que ocorrem no contorno serão sempre não nulas, quando o amortecimento é levado em conta. Para $m=m'=0$ as mudanças de fase diferentes de 0° só ocorrerão quando o ângulo de incidência for maior que o ângulo crítico de reflexão total.

ENERGIA DAS ONDAS

Para avaliar a energia transportada pelas ondas, considere a seção transversal de um feixe de onda, como na Figura 3.

A energia da onda incidente vale $E = \frac{1}{2} m \dot{v}_{in} \cdot \dot{v}_{in}$, onde $(\dot{\quad})$ representa a diferenciação em relação ao tempo. De (1) conclui-se que a velocidade máxima vale:

$$\dot{v}_{in} = i \omega B_{in} \quad (19)$$

A massa pode ser escrita como:

$$m = \rho V \quad (20)$$

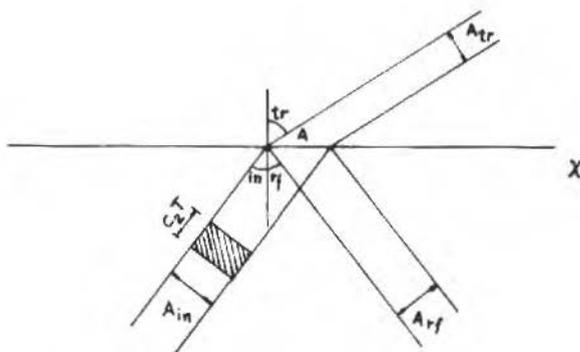


Figura 3. Seção transversal de um feixe de onda

onde V é o volume. A energia por ciclo de oscilação vale:

$$E_{in} = \frac{1}{2} \frac{\rho V}{T} \omega^2 B_{in}^2 \quad (21)$$

$$\therefore E_{in} = \frac{1}{2} \rho \frac{A_{in} c_2 T}{T} \omega^2 B_{in}^2 \quad (22)$$

$$\therefore E_{in} = \frac{1}{2} \gamma \omega^2 B_{in}^2 A_{in} \quad (23)$$

com $\gamma = \sqrt{\rho\mu}$ e T o período.

Do mesmo modo, as energias refletida e transmitida podem ser expressas por, respectivamente:

$$E_{rf} = \frac{1}{2} \gamma \omega^2 B_{rf}^2 A_{rf} \quad (24)$$

$$E_{tr} = \frac{1}{2} \gamma' \omega'^2 B_{tr}^2 A_{tr} \quad (25)$$

Da Figura 3 obtém-se as relações entre A_{in} , A_{rf} , A_{tr} e com elas as seguintes razões de energias:

$$E_1 = \frac{E_{rf}}{E_{in}} = \left(\frac{B_{rf}}{B_{in}} \right)^2 \quad (26)$$

$$E_2 = \frac{E_{tr}}{E_{in}} = \frac{\mu' b'}{\mu b} \cdot \left(\frac{B_{tr}}{B_{in}} \right)^2 \quad (27)$$

Os resultados a seguir apresentação a raiz quadrada destas razões.

RESULTADOS E COMENTÁRIOS

Os resultados primeiramente apresentados não consideram o amortecimento e assumem uma razão de velocidades $c_2/c'_2=0,9$ fazendo com que a reflexão total ocorra. Além disso $\mu/\mu'=1,0$ e $\nu=\nu'=0,3$ onde ν é o coeficiente de Poisson. As várias curvas representam os vários graus de aderência dos sólidos ($\psi=0, 0,25, 0,5, 0,75$ e 1).

A Figura 4 mostra o comportamento da onda refletida. É possível observar que para $in=\sin^{-1}(0,9)=64,16^\circ$ toda a onda incidente é refletida independentemente do grau de aderência dos sólidos. A partir deste ângulo nenhuma energia é transmitida, como se constata na Figura 5. Verifica-se aí que a transmissibilidade é maior para incidências diferentes da normal, isto para sólidos não rigidamente conectados.

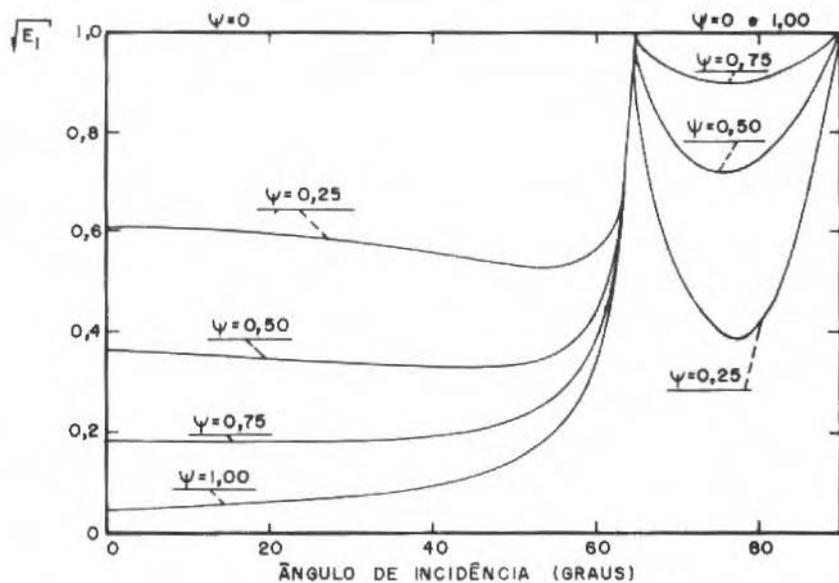


Figura 4. Onda refletida SH em função do ângulo de incidência

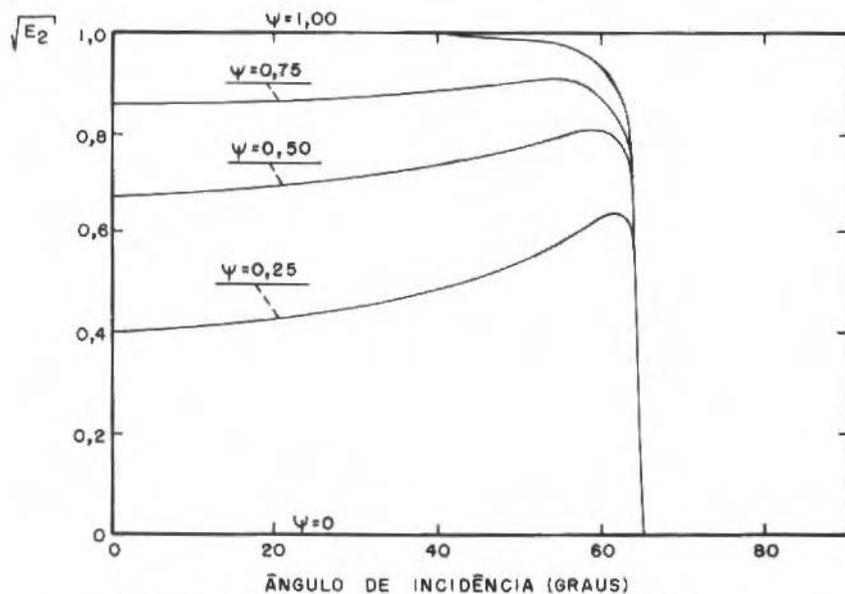


Figura 5. Onda transmitida SH e o fenômeno da reflexão total

A amplitude do deslizamento localizado entre os sólidos está mostrada na Figura 6. Naturalmente que para $\psi=1$ o deslizamento é nulo bem como é máximo para $\psi=0$. Na região em torno do ângulo crítico as curvas de deslizamento sofrem uma inflexão, sendo nulas para $\text{in}=\theta_{cr}$.

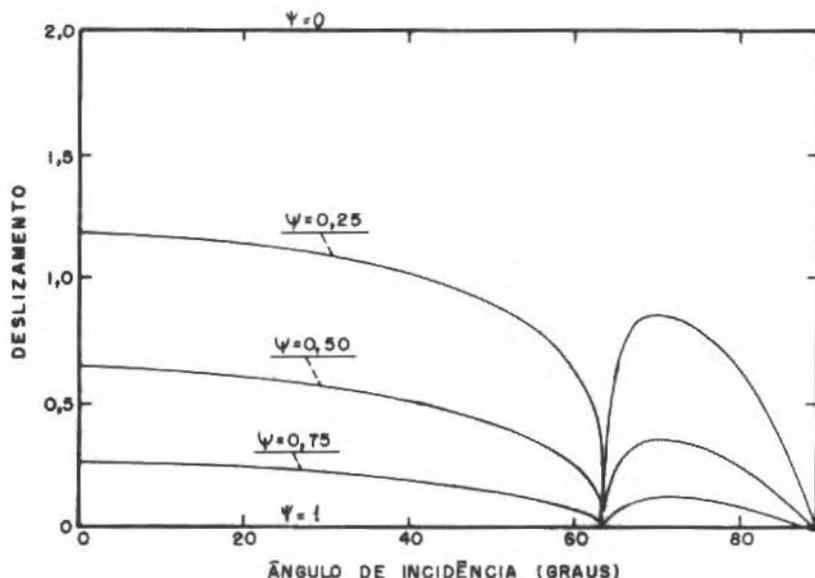


Figura 6. Amplitude normalizada do deslizamento na interface

A energia absorvida no contorno, mostrada na Figura 7, sofre as mesmas inflexões que o deslizamento, apresentando valores altos para certas faixas de aderência.

Considerando o amortecimento fazendo $m=0,01$ Np/m e $m'=0,1$ Np/m a frequência passa a influir diretamente no comportamento das ondas. A razão de velocidade adotada é $c_2/c_2'=1,1$ e as Figuras 8 e 9 mostram o comportamento das ondas refletidas e transmitidas para uma frequência de $\omega=1$ kHz. Observe-se mais uma vez que para $\psi=0$ ou 1 a transmissibilidade máxima ocorre para uma incidência diferente da normal devido ao fato do deslizamento ser máximo para $\text{in}=0^\circ$.

A influência da frequência na transmissão da onda cisalhante é mostrada na Figura 10, admitindo-se, para os sólidos em contato, as mesmas constantes anteriores e um ângulo para a onda incidente de 40° . Constata-se a influência da frequência até valores de 40 kHz. A partir daí a transmissibilidade é pratica-

mente constante.

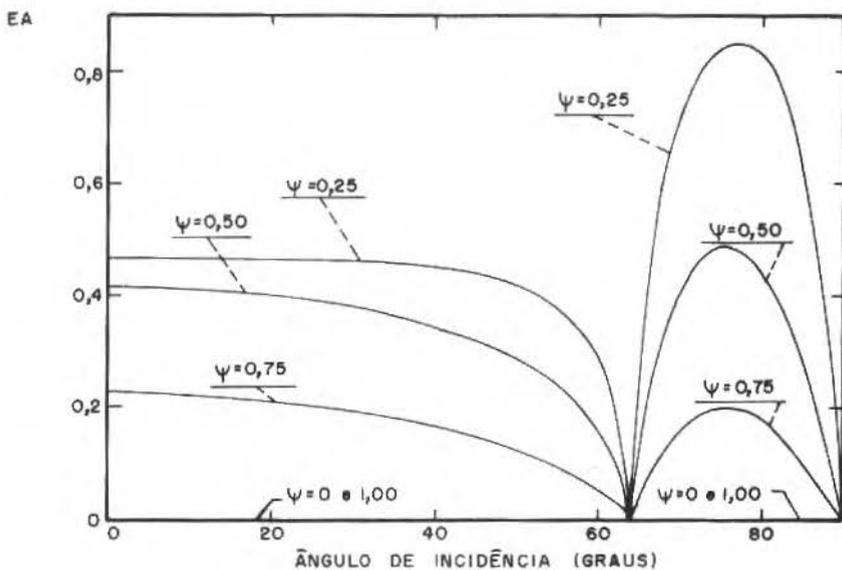


Figura 7. Energia absorvida no contorno

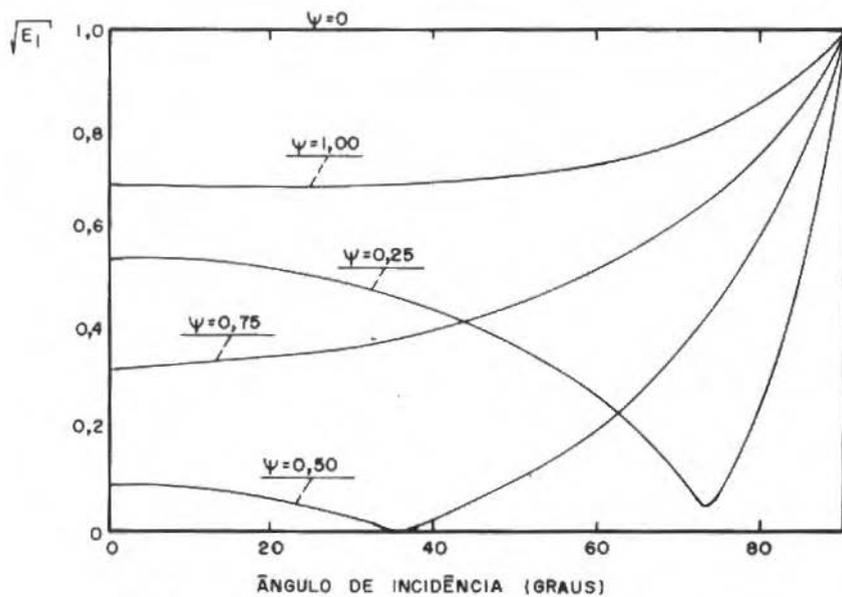


Figura 8. Onda SH refletida considerando o amortecimento. $\omega=1$ kHz

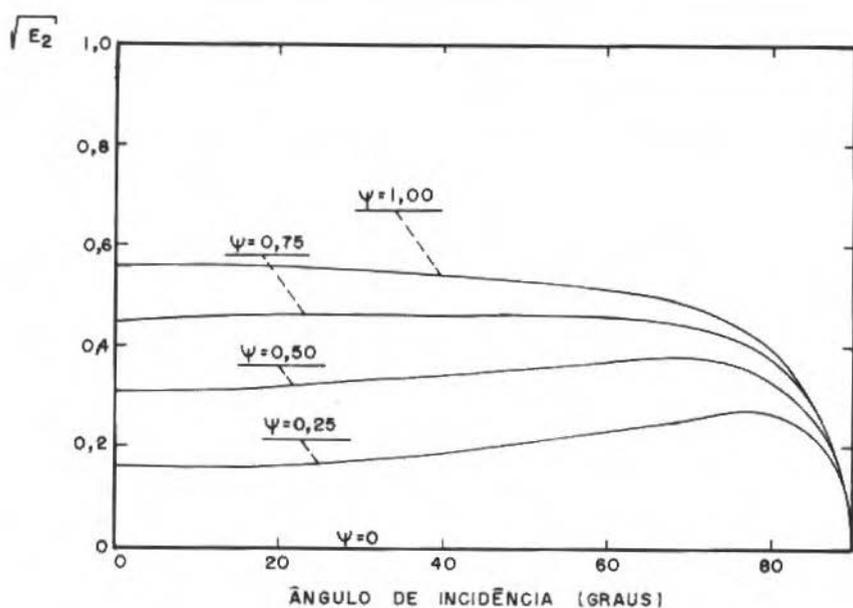


Figura 9. Onda SH transmitida para $c_2/c_2'=1,1$ e $\omega=1$ kHz

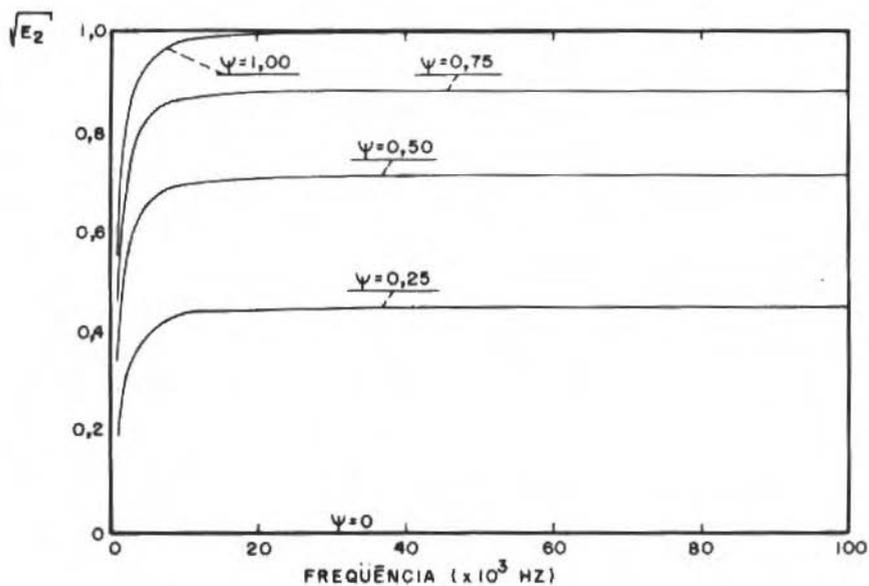


Figura 10. Influência da frequência na onda transmitida. $in=40^\circ$

Para $\omega=1$ kHz o deslizamento comporta-se como apresentado no gráfico da Figura 11, sendo máximo para incidência normal. Constatou-se que a amplitude do deslizamento diminui com o aumento do ângulo de incidência e/ou da frequência, para o tipo de tensão de fricção aqui adotado e para sólidos onde não ocorra a reflexão total.

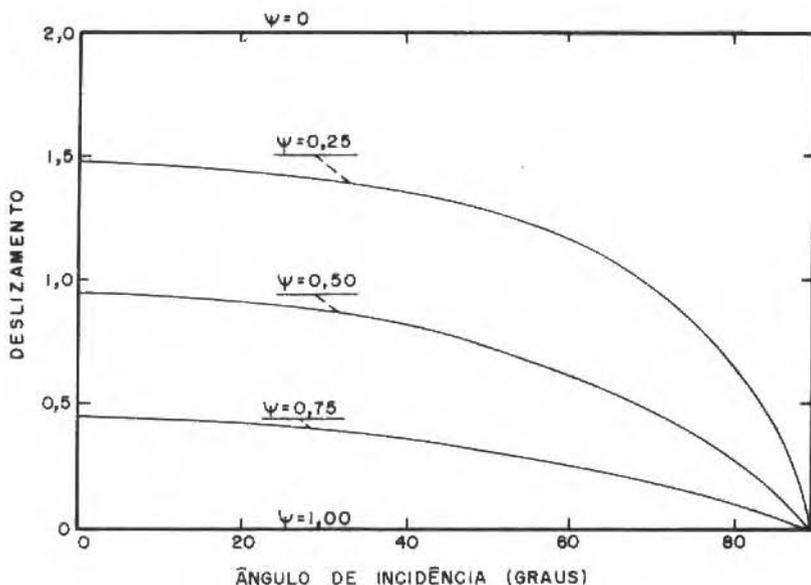


Figura 11. Deslizamento na interface para frequência de 1 kHz

CONCLUSÕES

Do que foi acima apresentado é possível concluir que, para o modelo estudado, só através da consideração do amortecimento das ondas se torna possível verificar o modo como a frequência altera o comportamento do fenômeno. Isto revela-se especialmente importante em ensaios não-destrutivos onde a frequência é um parâmetro fundamental.

A consideração da reflexão total permitiu observar o comportamento do fenômeno em torno do ângulo crítico o que revelou particularidades importantes [17].

Através da apresentação da tensão da fricção dependente do parâmetro ψ foi possível notar como é fundamental ao problema o grau de aderência entre as superfícies. Em certos tipos de ensaios é possível determinar este grau de ade-

rência, revelando-se com isto particularidades das regiões em contato [15].

As conclusões aqui obtidas podem também servir para o projeto de transdutores ou para a escolha da frequência em que um ensaio específico deva ser realizado.

O problema de uma onda P ou SV incidindo no mesmo tipo de sólido aqui considerado já foi solucionado para amortecimento não nulo. Também a consideração de modelos de atrito mais realistas e, portanto, não-lineares pôde ser efetuada. Para tanto um método matemático de linearização foi aplicado. A referência [2] apresenta todos estes aspectos em detalhes.

REFERÊNCIAS

- [1] Akiyoshi, T. - Soil-pile interaction in vertical vibration through a frictional interface, *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, vol. 10, n^o 1, pp. 135-148, 1982.
- [2] Alves, M. - O método da linearização equivalente aplicado às ondas elásticas com amortecimento, *Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Brasil, 1987.*
- [3] Brekhovskikh, L.M. - *Waves in layered media*, 2^o ed., Academic Press, pp. v-503, 1980 (trad. russa de Robert T. Beyer).
- [4] Burridge, R. e Halliday, G.S. - Dynamic shear cracks with friction as model for shallow focus earthquakes, *Geophys. J.R. Astr. Soc.*, n^o 25, pp. 261-283, 1971.
- [5] Comninou, M. e Dundurs, J. - Singular reflection and refraction of elastic waves due to separation, *Journal of Applied Mechanics*, vol. 45, pp. 548-552, Set. 1978.
- [6] Datta, S.K.; O'Leary, P.M. e Shah, A.H. - Three-dimensional dynamic response of buried pipelines to incidente longitudinal and shear waves, *Journal of Applied Mechanics*, vol. 52, pp. 919-926, Dez. 1985.
- [7] Dey, S. e Chakraborty, S.K. - Reflection and refraction of plane waves at solid-liquid interface under residual stresses, *Rev. Roum. Sci. Techn. Méc. Appid.*, Tomo 28, n^o 5, pp. 497-512, Bucarest, 1983.
- [8] Dey, S. e Mukherjee, S.P. - Propagation, reflection and transmission of waves under initial shear stresses, *Int. J. Non-Linear Mechanics*, vol. 18, n^o 4, pp. 269-277, 1983.
- [9] Drumheller, D.S. - An effect of debonding on stress wave propagation in composite materials, *Journal of Applied Mechanics*, (brief notes), pp. 1146-1147, Dez. 1973.
- [10] Eringen, A.C. e Suhubi, E.S. - *Elastodynamics*, vol. I e II, 1^o ed., Academic Press, pp. vii-1003, 1974.

- [11] Ewing, W.M.; Jardetzky, W.S. e Press, F. - Elastic waves in layered media, 1^o ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., pp. vii-380, 1957.
- [12] Frederick, J.R. - Ultrasonic Engineering, 1^o ed., John Wiley & Sons, Inc., pp. vii-379, 1965.
- [13] Graff, K.F. - Wave motion in elastic solids, 1^o ed., Ohio State Univ. Press, pp. vii-649, 1973.
- [14] Kolsky, H. - Stress waves in solids, 1^o ed., New York, Dover Publications, Inc., pp. v-201, 1963.
- [15] Kumar, V. - An effective ultrasonic technique for bound evaluation using interfacial waves, J. Pure Appl. Ultrason., 4, pp. 33-35, 1982.
- [16] McMaster, R.C. (editor) - Nondestructive testing handbook, vol. I e II, The Ronald Press Company, 1963.
- [17] Murty, G.S. - Reflection, transmission and attenuation of elastic waves at a loosely-bonded interface of two half spaces, Geophys. J.R. Astr. Soc., vol. 44, pp. 389-404, 1976.
- [18] Ross, J.D. e Leep, R.W. - Ultrasonic transmission tester for detection of unbounded areas, ASTM Special Technical Publication, n^o 223, 1958.

MICROMECHANISMOS DE FRATURA EM RESINA EPOXI

FRACTURE MECHANISMS IN EPOXY RESIN

MARIO LIMA DE ALENCASTRO GRAÇA

IPD/CTA - Divisão de Materiais
São José dos Campos, SP - Brasil - CEP 12225

JOSÉ ROBERTO MORAES D'ALMEIDA

FATHI AREF IBRAHIM DARWISH - Membro da ABCM

PUC/RJ - Departamento de Ciência dos Materiais e Metalurgia
Rua Marquês de São Vicente, 225 - Gávea
Rio de Janeiro, RJ - Brasil - CEP 22453

RESUMO

Neste trabalho foi feito um estudo da morfologia das superfícies de fratura em uma resina epoxi, ensaiada em tração, visando identificar os micromecanismos e os processos de falha envolvidos. Foram usados três sistemas epoxi diferentes, obtidos a partir da mesma resina básica, variando-se os agentes de cura. A análise das superfícies de fratura dos três sistemas permite concluir que o processo de fratura como um todo tem um caráter descontínuo, consistindo na junção de múltiplas trincas secundárias nucleadas em diferentes níveis a partir de defeitos pré-existentes. As diversas origens desses defeitos, que desempenham um papel preponderante tanto na iniciação como na propagação da fratura, são apresentadas e discutidas.

Palavras-chave: Defeitos Intrínsecos · Defeitos Extrínsecos · Marcas de Fratura · Zona Espelhada · Trinca Primária · Trinca Secundária · Tenacidade na Fratura

ABSTRACT

A study is made of the microtopography of the fracture surface of tension tested epoxy resin specimens. Three different epoxy systems, obtained using the same basic resin and varying the curing agent, were considered and micromechanisms involved in the fracture process were identified. The results obtained permit one to conclude that fracture in the three resin systems is discontinuous in nature and that it does actually proceed by the joining of multiple secondary cracks nucleated at preexisting defects, at different levels with respect to the advancing primary crack. The origin of these defects, which play an important role in both fracture initiation and crack propagation, is presented and discussed.

Keywords: Intrinsic Defects · Extrinsic Defects · Fracture Marks · Mirror Zone · Primary Crack · Secondary Crack · Fracture Toughness

INTRODUÇÃO

O exame fractográfico das superfícies de fratura em amostras rompidas por tração pode fornecer informações relevantes a respeito da natureza dos processos de falha envolvidos. Uma interpretação adequada dos aspectos topográficos observados nestas superfícies permite uma melhor compreensão dos mecanismos atuantes nos estágios de iniciação e propagação da fratura. Esse trabalho faz um estudo da morfologia das superfícies de fratura em uma resina epoxi básica, DER 331, a fim de identificar os mecanismos presentes e observar as variações causadas nos mesmos pela variação do agente de cura utilizado. Uma vez que essa é uma das resinas epoxi comumente utilizadas como matriz em vários conjugados fibrosos, o estudo aqui realizado, além da sua importância com relação aos aspectos da resina em si, também implicará em um melhor entendimento da contribuição da resina à tenacidade dos conjugados.

MATERIAIS E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Foram estudados três sistemas de resina epoxi obtidos a partir da resina DER 331 da Dow Quimica, variando-se os agentes de cura. Estes foram o DEH 24 (trietileno tetramina), o DEH 50 (poliamida aromática) e uma mistura do endurecedor XG 0103 (anidrido metiltetrahidroftálico) com o acelerador XB 81215 (amina aromática terciária). As razões estequiométricas e os ciclos de cura utilizados para cada sistema foram os recomendados pelo fabricante [1]. Daqui em diante os três sistemas utilizados serão designados apenas por DEH 24, DEH 50 e XG/XB.

Conforme apresentado em um trabalho anterior [2], essas formulações de resina foram vazadas em moldes obtendo-se barras de seção quadrada, a partir das quais foram usinados corpos de prova de tração em um torno copiador. A geometria e as dimensões destes estão mostradas na Figura 1. Exemplos típicos das curvas de carregamento obtidas no ensaio de tração estão apresentados na Figura 2 e os dados referentes ao limite de resistência σ_R , tensão na fratura, σ_F , deformação na carga máxima ϵ_R e deformação na fratura ϵ_F estão indicados na Tabela 1.

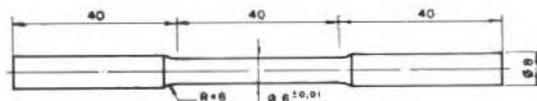


Figura 1. Geometria e dimensões dos corpos de prova [2]

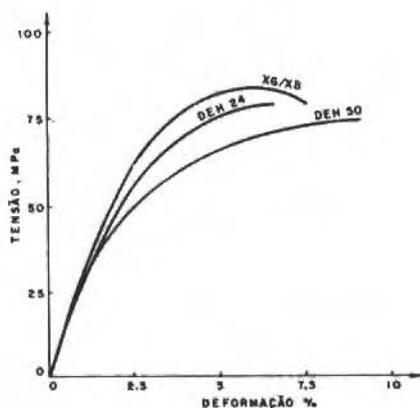


Figura 2. Curvas esquemáticas tensão-deformação para os sistemas de resina estudados [2]

Tabela I. Características mecânicas dos sistemas de resina [2]

Sistema	σ_R (MPa)	σ_F (MPa)	ϵ_R (%)	ϵ_F (%)
DEH 24	$74,0 \pm 2,7$	$74,0 \pm 2,7$	$6,16 \pm 1,15$	$6,16 \pm 1,15$
DEH 50	$73,4 \pm 0,6$	$73,4 \pm 0,6$	$9,14 \pm 1,02$	$9,14 \pm 1,02$
XG/XB	$84,9 \pm 0,6$	$81,2 \pm 1,7$	$5,55 \pm 0,15$	$7,10 \pm 0,66$

As superfícies de fratura resultantes foram analisadas por microscopia eletrônica de varredura (MEV). Uma vez que a resina não é condutora, foi feita a deposição de uma camada fina de ouro-paládio sobre as superfícies de fratura de todas as amostras examinadas, para evitar o problema de acúmulo de carga na superfície das mesmas [3].

ASPECTOS FRACTOGRÁFICOS

O exame das superfícies de fratura mostrou que, de uma maneira geral, as mesmas podem ser divididas em três regiões razoavelmente distintas, conforme pode ser observado na Figura 3. A primeira está ligada à iniciação da fratura, sendo identificada por apresentar um aspecto bastante liso e geralmente é denominada zona espelhada. A segunda é uma zona de transição, caracterizada por um certo aumento na rugosidade superficial com a formação de linhas de

relevo radiais à região da iniciação da fratura. Por último, tem-se a região da propagação final da fratura, onde há um acentuado aumento no relevo com a formação de facetas que variam de forma e tamanho de acordo com o sistema de resina ensaiado. Deve-se observar que o tamanho relativo das regiões mencionadas também varia de um sistema para outro.

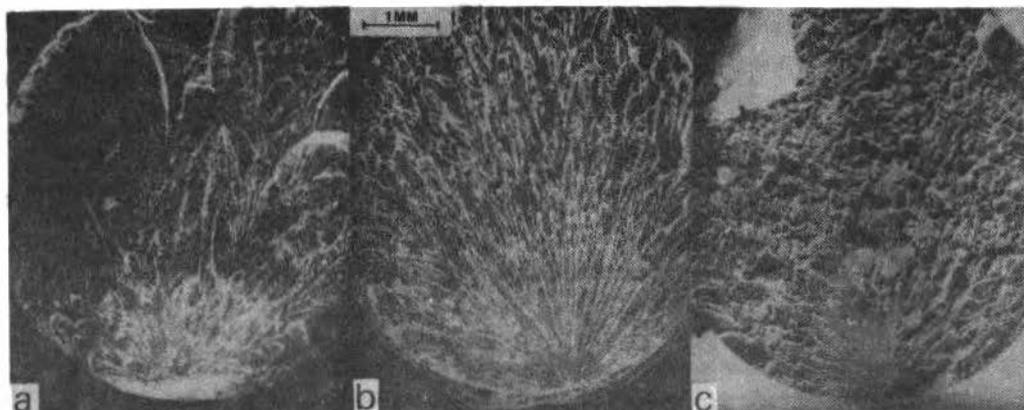


Figura 3. Aspecto geral das superfícies de fratura
(a) sistema DEH 24, (b) sistema DEH 50 e
(c) sistema XG/XB

Os aspectos específicos de cada uma dessas regiões estão descritos a seguir.

Região de Iniciação da Falha. Praticamente em todos os casos, a iniciação da fratura ocorreu próximo à superfície das amostras (Figura 3), a partir de heterogeneidades do material, exceto em algumas amostras do sistema XG/XB onde o início se deu no interior das mesmas (Figura 4).

Os principais tipos de defeitos observados (Figura 5), que serviram como nucleadores da fratura, foram:

- . vazios formados pelo ar aprisionado durante a mistura dos componentes do sistema ou por subprodutos voláteis resultantes das reações químicas que ocorrem no processo de cura da resina.
- . porosidades causadas por uma diferença local na velocidade de cura da resina.
- . pequenas inclusões ou segregações, causadas provavelmente pela homogeneização deficiente do agente de cura utilizado.

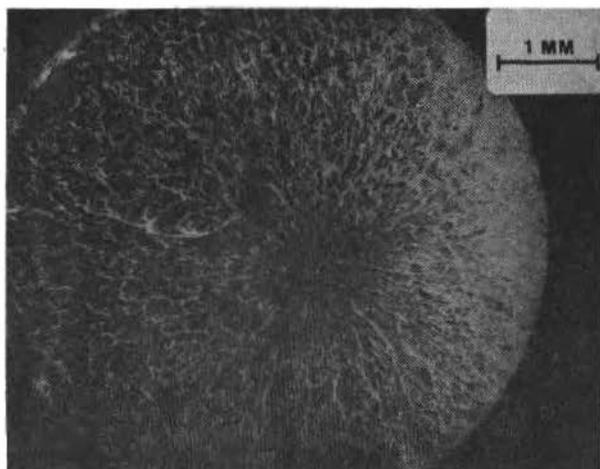


Figura 4. Amostra do sistema XG/XB onde a fratura se iniciou a partir de um defeito interno

O acima exposto (Figura 5) indica que os defeitos típicos responsáveis pela iniciação da fratura são inerentes aos sistemas de resina e aos métodos de fabricação, excluindo, portanto, a possibilidade de que a fratura tenha sido iniciada em defeitos introduzidos durante a usinagem dos corpos de prova.

Em torno desses defeitos, observa-se uma região de aspecto liso espelhado (zona espelhada), que tem sido associada na literatura tanto a um crescimento estável [4] como a um crescimento instável lento da trinca [5]. Marcas radiais observadas nessa região podem ser atribuídas ao encontro de vários planos de trinca, propagando-se em níveis ligeiramente diferentes [6]. Esses aspectos estão mostrados na Figura 6.

Região de Propagação Rápida da Trinca. Após a zona espelhada alcançar um certo tamanho, a velocidade de crescimento da frente da trinca aumenta rapidamente, passando a mesma a propagar-se de um modo instável rápido. Essa variação na velocidade de propagação da trinca é, normalmente, caracterizada por uma queda brusca na carga registrada nos gráficos carga-deslocamento (Figura 2). Em geral a rugosidade da superfície, em uma mesma amostra, é relacionada com a velocidade de propagação, de modo que o relevo se acentua com o aumento desta.

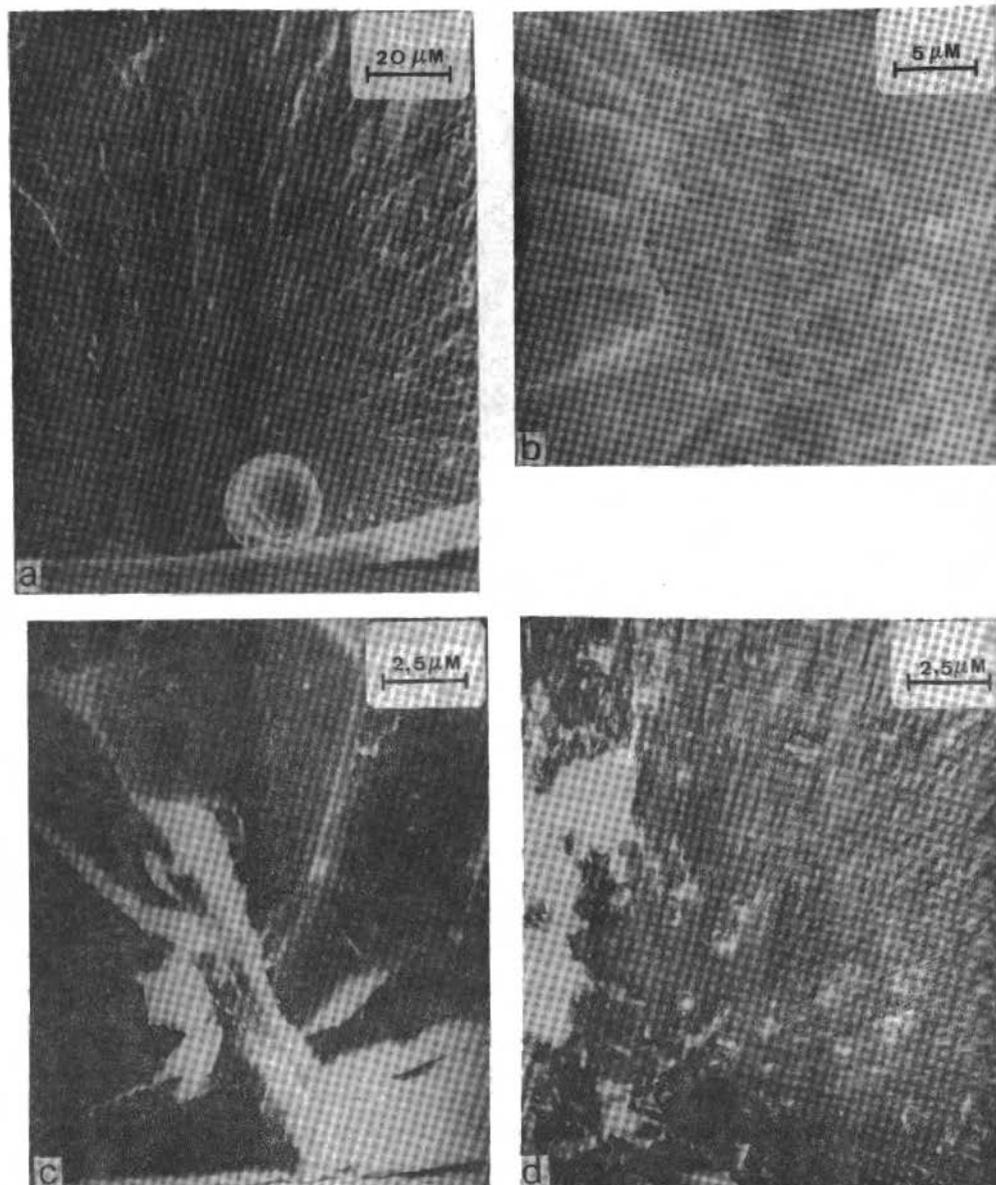


Figura 5. Defeitos que serviram como nucleadores da fratura (a) vazio provavelmente formado pelo ar aprisionado durante a mistura dos componentes do sistema (b) vazios provavelmente formados por subprodutos voláteis resultantes das reações químicas do processo de cura ou por uma diferença local na velocidade de cura (c) e (d) inclusões e segregações vindas provavelmente de uma homogeneização deficiente do agente de cura

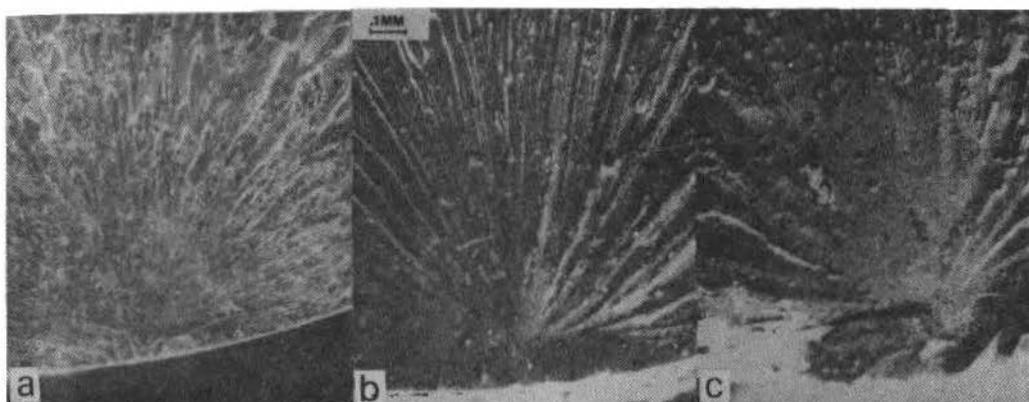


Figura 6. Aspectos das zonas espelhadas
(a) sistema DEH 24,
(b) sistema DEH 50 e
(c) sistema XG/XB

Morfologicamente duas regiões podem ser distinguidas, uma de transição que vem logo após a zona espelhada e uma de propagação final da fratura. A região de transição, como pode ser observado na Figura 6, é formada por marcas que assemelham-se a elipses bastante alongadas na direção de propagação (radial ao início da fratura). O tamanho dessa região, a acentuação de seu relevo e o tamanho das elipses que a formam variam de um sistema para outro.

A região de propagação final da fratura é caracterizada por um relevo bastante acentuado, formando figuras geométricas semelhantes a parábolas (Figura 7), sendo que, no caso do sistema XG/XB, essas parábolas são fechadas (Figura 7c) tendo um aspecto semelhante ao das facetas de clivagem normalmente observadas nas fraturas frágeis dos metais. Cada parábola possui em seu foco um pequeno defeito (Figura 8). Em torno desse foco existe uma região espelhada e, geralmente, linhas radiais ao mesmo, estendendo-se através da parábola (Figura 7 e 8). Esses aspectos indicam que a propagação da fratura ocorre pela formação de várias microtrincas secundárias à frente da trinca principal. Um outro aspecto notado na região de propagação final da fratura foi a ocorrência de um despedaçamento da amostra, como mostra a Figura 9.

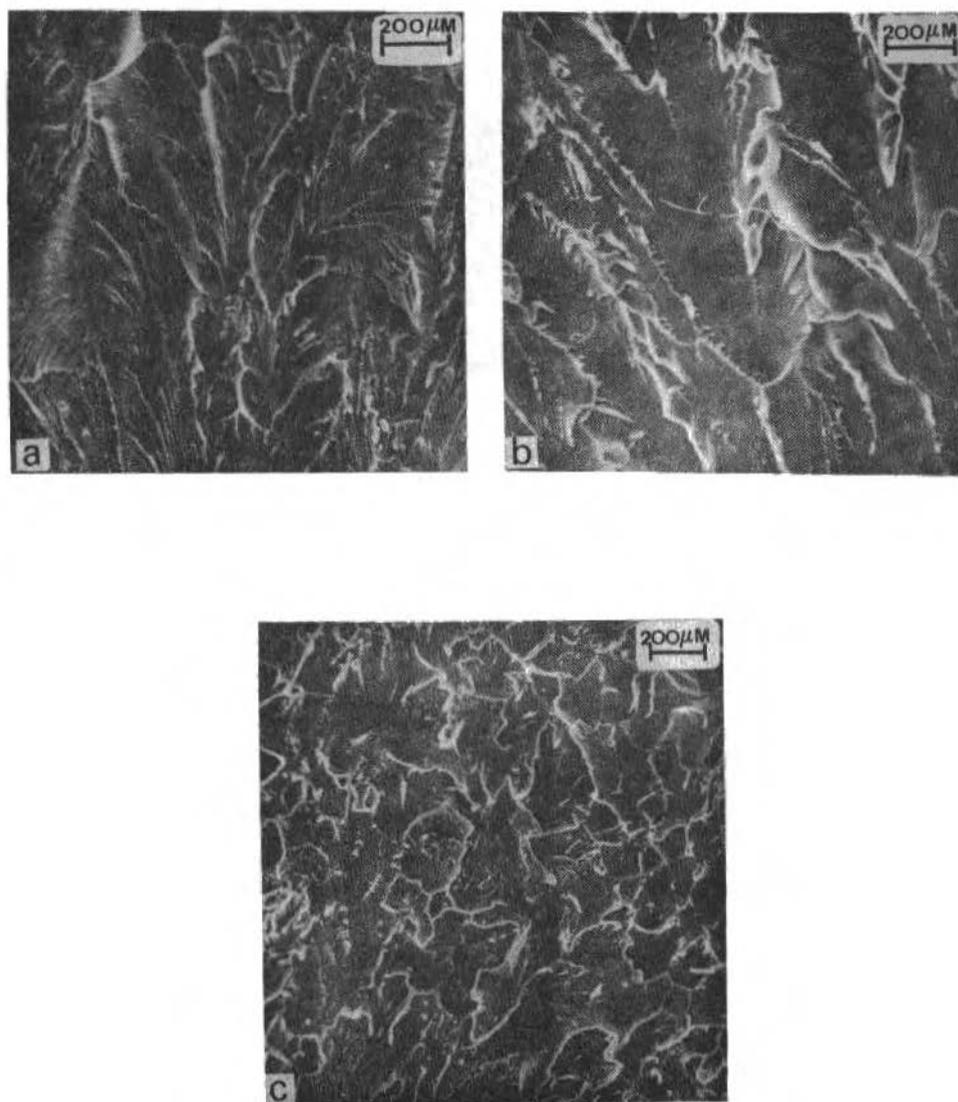


Figura 7. Aspecto das figuras geométricas formadas na região da propagação final da fratura (a) DEH 24, (b) DEH 50 e (c) XG/XB



Figura 8. Detalhe da região do foco de uma das parábolas, mostrando a presença de um pequeno defeito, de uma zona lisa e de algumas marcas radiais.

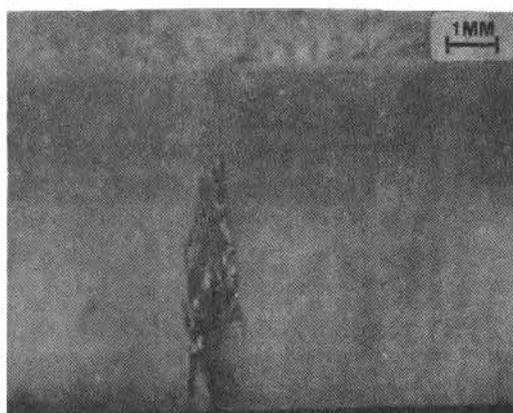


Figura 9. Despedaçamento observado na superfície oposta à do início da fratura das amostras

MICROMECHANISMOS DE FRATURA

No caso da resina aqui estudada, o principal micromecanismo envolvido no processo de propagação da fratura é a formação de microtrincas secundárias à frente da trinca principal. Assim, os vários aspectos observados nas superfícies de fratura podem ser discutidos à luz das interações entre a trinca principal que avança e as microtrincas secundárias que se formam.

O aspecto liso da zona espelhada pode ser atribuído ao baixo nível de intensidade de tensões com que a trinca principal se propaga inicialmente. Isso faz com que poucas microtrincas secundárias sejam formadas, sendo nucleadas próximo da frente de trinca que avança e praticamente no plano da mesma, resultando em uma superfície de fratura quase sem relevo. Quando microtrincas secundárias se formam um pouco deslocadas do plano da trinca principal, há a formação de marcas radiais ou ondulações. A morfologia da zona espelhada parece, portanto, estar ligada diretamente a uma baixa velocidade de propagação da trinca principal. A medida que a trinca principal avança, o nível de tensões à sua frente aumenta, possibilitando que a nucleação das microtrincas secundárias se desloque cada vez mais à frente e mais para fora do plano de propagação. A partir de um certo ponto, característico de cada sistema, o nível de tensões se torna suficiente para ativar as microtrincas através de uma larga região, resultando em uma rápida aceleração da trinca principal e formando o relevo correspondente ao da zona de transição.

Após a zona de transição, começa a zona de propagação final da fratura, onde observa-se a formação de facetas com o aspecto de figuras geométricas. A formação desse relevo pode ser explicada através do modelo de Feltner [7], como sendo causada pela interseção da frente da trinca principal com as microtrincas secundárias que se propagam radialmente em planos diferentes (Figura 10). Se a velocidade da trinca primária for igual à das secundárias, a forma das facetas será uma parábola. Por outro lado, se a trinca principal for mais rápida, a mesma envolverá a secundária formando uma elipse. Assim sendo, o tamanho e a forma das elipses e parábolas dependerão da razão entre as velocidades das duas trincas, bem como do valor absoluto destas velocidades.

Finalmente, quando a trinca principal se aproxima da superfície final da amostra, torna-se possível que uma grande quantidade das microtrincas secundárias se junte simultaneamente fazendo com que a fratura venha a ser explosiva e estilhace (Figura 9).

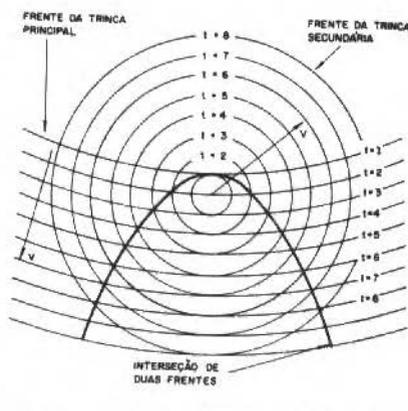


Figura 10. Mecanismo da formação de facetas na superfície de fratura (V é a velocidade e t o tempo) [6]

CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES

Os exames fractográficos realizados mostraram que, para os sistemas de resina aqui estudados, os defeitos existentes no material tem um papel preponderante, tanto na iniciação como na propagação da fratura. A iniciação ocorre normalmente a partir de defeitos maiores, onde a concentração de tensões é mais alta, facilitando a formação local de uma trinca. O processo de fratura como um todo tem um caráter descontínuo, consistindo na junção de múltiplas microtrincas secundárias nucleadas em diferentes níveis de uma maneira independente e aleatória, a partir de defeitos localizados dentro da região de maior concentração de tensões, à frente da trinca que avança. Esse processo descontínuo de propagação é o responsável pela formação das marcas observadas nas fraturas, como a zona espelhada e as figuras geométricas das elipses e parábolas. Na prática, entretanto, muitos fatores podem modificar o caminho da fratura e conseqüentemente as marcas formadas. A quantidade e distribuição dos defeitos de várias espécies, bem como possíveis interações entre as microtrincas formadas a partir dos mesmos, entre outros fatores, podem causar alterações no aspecto topográfico, de modo que as marcas, freqüentemente, não formam as figuras geométricas exatas de parábolas e elipses.

As variáveis que afetam o comportamento mecânico da resina também afetam o aspecto da superfície de fratura. Isso inclui, entre outros fatores, a taxa de

carregamento, peso molecular, temperatura, tipo de carregamento e geometria da amostra. Em um trabalho recente [8], amostras Charpy, feitas para os mesmos sistemas de resina aqui estudados, foram ensaiadas em impacto. Assim, três variáveis foram alteradas em relação aos ensaios de tração: a taxa de carregamento (impacto), o tipo de carregamento (dobramento) e a geometria da amostra (presença de um entalhe). Essa alteração nas condições de ensaio resultou no surgimento de uma região lisa associada ao estado de tensões compressivas e compreendendo a terça parte das superfícies de fratura. Além disto, constatou-se uma variação no tamanho relativo da zona espelhada, de transição e de final de fratura, na parte trativa das amostras, comparado ao observado em tração. O aumento do tamanho relativo da região lisa observado na parte trativa dos corpos de prova de impacto foi associado ao aumento da taxa de carregamento e um conseqüente aumento do grau de confinamento das trincas secundárias ao plano da trinca primária e próximo à aresta desta [8].

Estas diferenças de morfologia ditadas por fatores externos não alteram, entretanto, o mecanismo básico de formação das marcas da superfícies de fratura.

Durante a deformação quase-estática, os principais processos absorvedores de energia são a formação da zona espelhada e das marcas de contorno que formam o relevo das superfícies de fratura. De um modo geral, pode-se dizer que quanto maior a zona espelhada e mais rugosa a superfície da fratura, mais energia é requerida para a propagação da trinca. Baseando-se nestas colocações e observando-se as Figuras 3 e 6, pode-se concluir que o sistema XG/XB é o mais tenaz entre os três sistemas considerados, enquanto o DEH 24 é o mais frágil.

Esta conclusão é considerada consistente com uma análise quantitativa do valor crítico do fator de intensidade de tensões no momento da ruptura final, K_{Ic} , calculado a partir da seguinte expressão [9].

$$K_{Ic} = 2\sigma_F \sqrt{\frac{a}{\pi}}$$

onde a representa o tamanho da trinca estimado a partir das dimensões da zona espelhada e σ_F é a tensão nominal na ruptura, estimada pelos valores de σ_F constantes da Tabela 1. É importante notar que essa equação é válida para uma descontinuidade circular localizada interna ou superficialmente com dimensões pequenas em relação à seção do corpo de prova. Os valores de K_{Ic} obtidos a partir da relação acima foram 1,27; 1,76 e 2,78 MPa \sqrt{m} para os sistemas DEH 24,

DEH 50 e XG/XB, respectivamente. Esses resultados são da mesma ordem de grandeza dos valores de K_{Ic} citados na literatura [10,11] para outros sistemas de resinas epoxi.

Na fratura por impacto, os resultados citados na referência [8] indicam um maior nível de energia absorvida para o sistema DEH 50 seguido pelos dois outros sistemas. Essa aparente discrepância entre os níveis da tenacidade definidos a partir de tração quase-estática e os expressos em termos da energia absorvida na fratura por impacto pode ser atribuída a vários fatores. Primeiro, foi observado [8] que a fratura, para o sistema DEH 50 ensaiado em impacto, teve múltiplos pontos de iniciação, o que não foi constatado para os dois outros sistemas. Essa iniciação múltipla é encarada como um importante mecanismo absorvedor de energia, resultando no aumento do nível da energia total absorvida no processo de fratura, uma vez que no ensaio de impacto o valor registrado se refere à soma de todas as parcelas energéticas correspondentes à iniciação, propagação e rompimento final do corpo de prova. Por outro lado, para os ensaios de tração quase-estática, os valores de K_{Ic} acima mencionados se referem unicamente ao rompimento final do corpo de prova.

Uma avaliação da relação entre as velocidades da trinca principal e das micro-trincas secundárias, feita para cada um dos sistemas a partir da observação da forma e tamanho das facetas formadas nas superfícies de fratura e com base no modelo de Feltner [7], leva à conclusão que o sistema DEH 24 é o que apresenta a maior velocidade de propagação da trinca principal, enquanto que o sistema XG/XB exibe a menor. Em conformidade com esta conclusão, o exame da parte estilhaçada das amostras revela para o sistema DEH 24 maior estilhaçamento em comparação ao XG/XB. Isso está em acordo com a hipótese anterior sobre as velocidades de propagação e também com a colocação de que, de fato, o sistema XG/XB é mais tenaz que o DEH 24.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Dow Química pelo fornecimento da resina utilizada neste estudo. Dois dos autores (J.R.M.D. e F.A.I.D.) também agradecem o apoio financeiro da FINEP.

REFERÊNCIAS

- [1] Dow Liquid Epoxy Resins - Especificação técnica de produtos da Dow Chemical Company, 1976.

- [2] D'Almeida, J.R.M.; Graça, M.L.A. e Darwish, F.A.I. - Características mecânicas e fractográficas da resina epoxi DER 331, Anais do 7^o CBECIMAT, Florianópolis, SC, pp. 491-494, dez. 1986.
- [3] Chawla, K.K. - Aplicação do MEV ao estudo da fratura de materiais, Publicação CP M - IME-52/78, Instituto Militar de Engenharia, 1978.
- [4] Wolock, I. and Newman, S.B. - in Fracture processes in polymeric solids - phenomena and theory, edited by Rosen, B., Interscience-Wiley, New York, pp. 235-290, 1964.
- [5] Owen, M.J. and Rose, R.G. - Fractography of polyester resins, Journal of Materials Science, vol. 10, pp. 1711-1718, 1975.
- [6] Purslow, D. - Matrix fractography of fibre-reinforced epoxy composites, Composites, vol. 17, pp. 289-303, 1986.
- [7] Feltner, C.E. - Theoretical and applied mechanics report 224, University of Illinois, 1962; citada na referência [4].
- [8] D'Almeida, J.R.M.; Darwish, F.A.I. e Graça, M.L.A. - Estudo do comportamento em impacto da resina epoxi DER 331, Anais do 9^o COBEM, Florianópolis, SC, vol. 2, pp. 1137-1140, dez. 1987.
- [9] Rooke, D.P. and Cartwright, D.J. - Compendium of stress intensity factors, Procurement Executive, Ministry of Defence, London, pp. 285-288, 1974.
- [10] Kinloch, A.J. and William, J.G. - Crack blunting mechanisms in polymers, Journal of Materials Science, vol. 15, pp. 987-996, 1980.
- [11] Yamini, S. and Young, R.J. - Crack propagation in and fractography of epoxy resins, Journal of Materials Science, vol. 14, pp. 1609-1618, 1979.

EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS DE UM AÇO INOXIDÁVEL AUSTENÍTICO ABNT 304 DEFORMADO NA COMPRESSÃO A QUENTE

CONSTITUTIVE EQUATIONS OF AN AUSTENITIC STAINLESS STEEL ABNT 304 DEFORMED IN HOT COMPRESSION

ALMIR ANTÔNIO VIEIRA

Cia. Aços Especiais Itabira (ACESITA)

DAGOBERTO BRANDÃO SANTOS

RONALDO A.N.M. BARBOSA - Membro da ABCM

UFMG - Departamento de Engenharia Metalúrgica

RESUMO

Uma maneira de se apresentar um conjunto de curvas tensão-deformação, σ_{xc} , é através do uso de equações constitutivas. Este trabalho apresenta um grupo de equações que podem ser usadas na simulação de curvas σ_{xc} de um aço ABNT304. A resistência média à deformação durante a laminação a quente é calculada utilizando o conjunto de equações obtido. Uma comparação entre valores teóricos e experimentais da resistência média de laminação é também apresentada.

Palavras-chave: Equações Constitutivas · Resistência a Quente · Laminação a quente · Aços Inoxidáveis Austeníticos

ABSTRACT

A simple way of presenting stress-strain, σ_{xc} , curves is by a set of constitutive equations. The present work shows a set of equations which can be used to simulate the stress-strain curves of a 304 type austenitic stainless steel. A calculation of the average strength during hot rolling is carried out using the equations obtained in this paper. A comparison is also made between theoretical and experimental values of mean hot rolling strength.

Keywords: Constitutive Equations · Hot Strength · Hot-Rolling · Austenitic Stainless Steels

INTRODUÇÃO

Quando o comportamento das curvas tensão-deformação, $\sigma_x \epsilon$, de um material é examinado sob condições variadas de deformação a quente, é usual relatar um número de curvas $\sigma_x \epsilon$ como exemplos típicos juntamente com alguns valores característicos de tensões como uma função da temperatura e da velocidade de deformação. Para se correlacionar dados obtidos a diferentes temperaturas, o parâmetro de Zener-Hollomon, Z , é usado, logo, valores constantes de energias de deformação, independentes da temperatura, podem ser relacionadas ao processo controlador dos mecanismo de amaciamento [1]. Várias equações foram revisadas na literatura [2-5] como uma tentativa de se ajustar equações simples a curvas experimentais $\sigma_x \epsilon$. Os autores reconhecem as limitações que cada conjunto de equações apresenta. Porém a literatura sugere que, apesar das limitações, é vantajoso tentar relatar o comportamento das curvas $\sigma_x \epsilon$ em termos de equações que podem ser usadas para se calcular as tensões ou o trabalho realizado para um conjunto de variáveis mecânicas como deformação, velocidade de deformação e temperatura.

Este trabalho apresenta um grupo de equações que podem ser usadas para a simulação das curvas $\sigma_x \epsilon$ de um aço ABNT304 deformado por compressão a quente. Um cálculo da resistência média do material durante a laminação a quente é então realizado usando as equações obtidas nesta pesquisa. Valores previsto pelas equações obtidas são então comparadas com aqueles dados experimentais relatados por outros autores.

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O material empregado nesta pesquisa é o aço inoxidável austenítico ABNT304 com a seguinte composição química (números são em percentagem em peso): 0,023C, 1,45Mn, 0,52Si, 0,035P, 0,004S, 18,11Cr, 9,35Ni, 0,07Mo, 0,16Co, 0,14Cu e 495 ppm de N. Os corpos de prova para compressão foram obtidos de chapas laminadas a quente com uma espessura final de 8,5mm. Os corpos de prova cilíndricos para as compressões foram usinados de peças cortadas no sentido longitudinal das chapas preservando o sentido de laminação. As dimensões dos corpos de prova de compressão eram de 7mm de diâmetro e 10mm de altura.

Todos os espécimens foram recozidos antes das compressões pelo período de 3600s (1 hora) a uma temperatura de 1250°C, gerando uma microestrutura inicial com tamanho de grão de 100µm. Os ensaios foram conduzidos em um equipamento MTS computadorizado com capacidade para 10 ton. As curvas $\sigma_x \epsilon$ foram obtidas de

ensaios realizados a temperaturas de 800, 900, 1000 e 1100°C. As velocidades de ensaio foram mantidas constantes durante cada teste. Os valores utilizados no presente trabalho foram de 1, 10^{-1} , 10^{-2} e 10^{-3} s $^{-1}$. Os espécimens foram lubrificados durante o ensaio por uma camada fina de grafite ou de vidro liquefeito. Esta foi pintada antes de se iniciar o ensaio sobre a superfície da amostra que ficaria em contato com a matriz. Esta superfície tinha um conjunto de sulcos concêntricos usinados com uma profundidade aproximada de 0,2mm para melhor retenção do lubrificante durante os ensaios. Os coeficientes de atrito, μ , para cada lubrificante foram medidos. O grafite produziu um valor de μ igual 0,41 enquanto que o pó de vidro quando liquefeito mostrou um coeficiente μ de 0,20. Os dados de carga e deslocamento de pistão do equipamento de testes foram armazenados em disco para processamento posterior. As curvas $\sigma \times \epsilon$ foram então obtidas das curvas pressão versus deslocamento de acordo com técnica relatada na literatura [6].

RESULTADOS

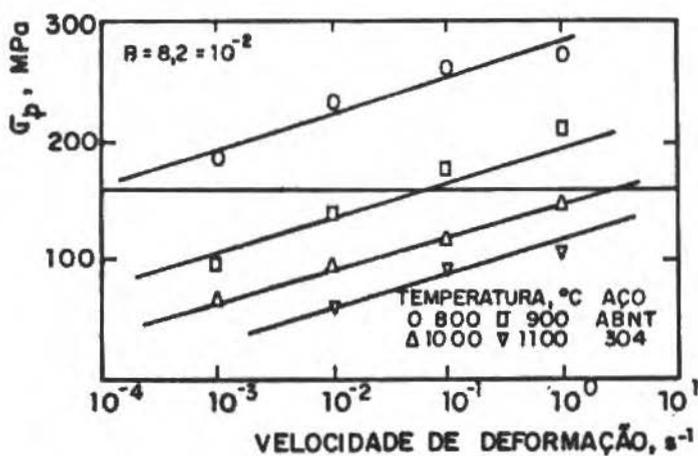
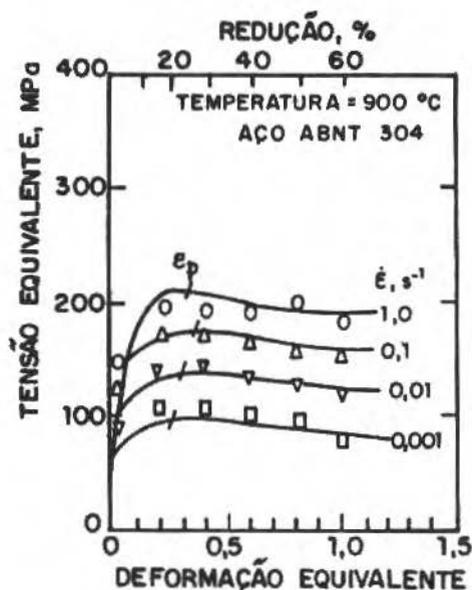
A Figura 1 mostra um conjunto de curvas $\sigma \times \epsilon$ típico obtido de ensaios realizados a 900°C e com as velocidades de deformação variando entre 1 e 10^{-3} s $^{-1}$. As curvas mostram um pico de tensão, σ_p , que ocorre para um valor de deformação de pico, ϵ_p . A deformação de pico cresce ligeiramente com o aumento da velocidade de deformação do ensaio.

Um valor particular de tensão é dependente da velocidade de deformação como se segue

$$\dot{\epsilon} = \exp \left(- \frac{Q_{def}}{RT} \right) \exp(\beta \sigma) \quad (1)$$

onde Q_{def} é a energia de ativação para deformação, T a temperatura absoluta do ensaio, R é a constante dos gases (8,31kJ/mol K) e β uma constante. A representação gráfica da equação (1) pode ser vista na Figura 2 para o caso particular de σ_p .

O valor de Q_{def} pode ser calculado de um gráfico de $\log_{10} \dot{\epsilon}$ como função de $1/T$ para um valor constante da tensão. A Figura 3 mostra que Q_{def} é de 434kJ/mol K para os aços inoxidáveis austeníticos ABNT304. Além disso, pode-se ver claramente que Q_{def} não depende da pré-deformação aplicada no material uma vez que as curvas de $\sigma_{0,1}$, σ_p e σ_{ss} , respectivamente tensões a uma deformação de 0,1, de pico e de início de estado estacionário são paralelas.



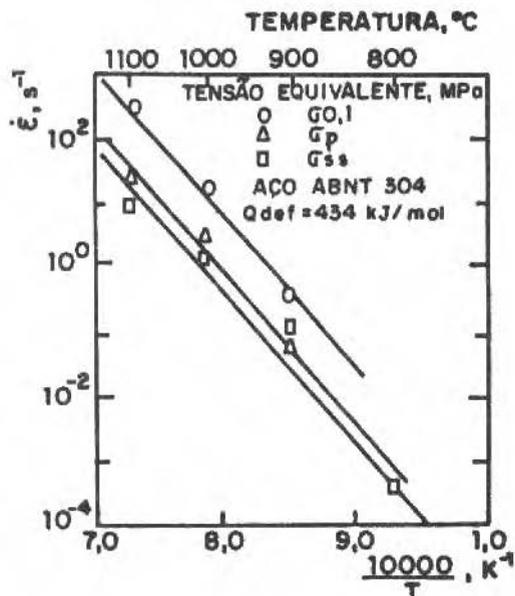


Figura 3. Velocidade de deformação a uma tensão constante como função do inverso da temperatura absoluta de ensaio

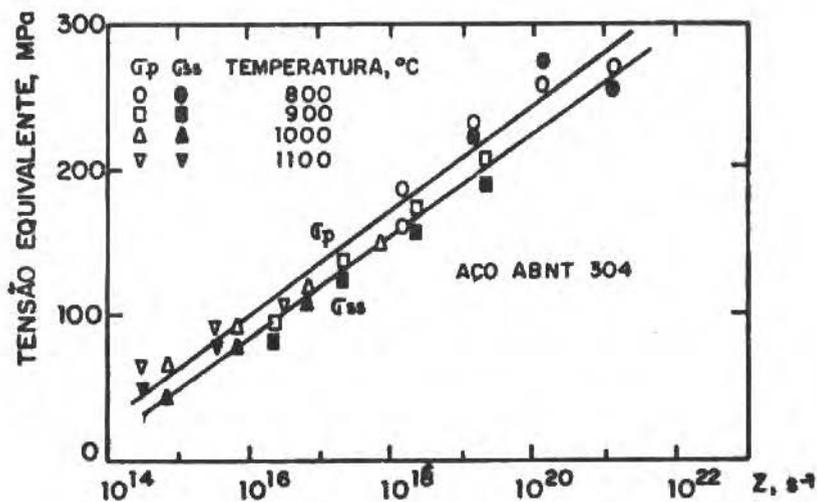


Figura 4. As tensões de pico e de estado estacionário como uma função do parâmetro do Zener-Hollomon

Os valores de tensões para um valor de deformação constante podem agora ser graficados como uma função unívoca do parâmetro de Zener-Hollomon, como mostrado na Figura 4 para os casos específicos de σ_p e de σ_{ss} . Curvas semelhantes são obtidas para as tensões σ_o e $\sigma_{o,1}$. Aqui, σ_o é a tensão do escoamento do material nas diversas condições de teste. σ_o foi determinada como sendo a tensão para uma deformação de 0,2%. As tensões para valores constantes de deformações podem então serem escritas como sendo

$$\sigma_o = -325 + 24,3 \text{ Log}_{10} Z \quad (2)$$

$$\sigma_{o,1} = -317 + 25,1 \text{ Log}_{10} Z \quad (3)$$

$$\sigma_p = -460 + 35,0 \text{ Log}_{10} Z \quad (4)$$

$$\sigma_{ss} = -467 + 34,5 \text{ Log}_{10} Z \quad (5)$$

DISCUSSÃO

As equações (2) a (5) podem ser usadas para se prever a evolução da curva $\sigma\epsilon$ como função da deformação, da velocidade de deformação e da temperatura de processamento. Para ligas que apresentam uma tensão de pico pode-se escrever que [4,7]

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_o & \text{se } \epsilon < x\epsilon_p \\ \sigma &= \sigma_o - \Delta\sigma & \text{se } \epsilon \geq x\epsilon_p \end{aligned} \quad (6)$$

onde

$$\sigma_o = \sigma_o + B \left(1 - \exp(-C \epsilon) \right)^m \quad (7)$$

e

$$\Delta\sigma = B_1 \left(1 - \exp \left(-k \frac{\epsilon - x\epsilon_p}{\epsilon_p} \right)^{m'} \right) \quad (8)$$

Nestas equações, B, B₁ e C são funções do parâmetro de Zener-Hollomon como se segue:

$$B = \sigma_{ss(\epsilon)} - \sigma_o \quad (9)$$

$$B_1 = \sigma_{ss(\epsilon)} - \sigma_{ss} \quad (10)$$

$$C = -10 \ln \left[1 - \left(\frac{\sigma_{o,1} - \sigma_o}{B} \right)^{1/m} \right] \quad (11)$$

Os subscritos ss(e) significam estado estacionário extrapolado. No presente trabalho, $\sigma_{ss(e)}$ será tomado como igual a σ_p . Para aços C-Mn as constantes k , x , m e m' têm os valores de 0,49, 0,7, 0,5 e 1,4 respectivamente [7]. A deformação de pico, ϵ_p , é uma função do parâmetro Z , como mostrado na Figura 5, isto é, uma equação do tipo

$$\epsilon_p = 0,15 Z^{0,01} \quad (12)$$

é válida para os aços ABNT304. A Figura 5 ainda mostra que ϵ_p é da ordem de 0,3 para testes conduzidos a 1100°C e de 0,45 para temperaturas de 800°C. A variação de ϵ_p com a temperatura é portanto relativamente pequena.

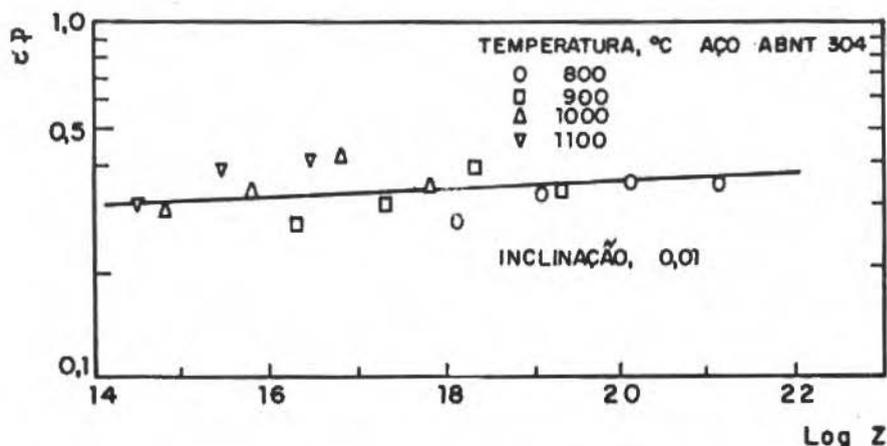


Figura 5. A deformação de pico como função do parâmetro de Zener-Hollomon

As Equações (2) a (12) podem então ser usadas para simular os valores experimentais das curvas σ_{xc} . Os pontos próximos das curvas σ_{xc} da Figura 1 foram calculados usando as equações acima descritas. Pode-se observar que existe uma concordância razoável entre valores medidos e calculados para toda a faixa de velocidade de deformação empregada no teste de compressão. Uma integração numérica pode ser então utilizada para se obter a tensão de escoamento média no estado plano, \bar{s} , como uma função da deformação:

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{\Delta \epsilon} \int_0^{\epsilon} \sigma \, d\epsilon \quad (13)$$

e

$$\bar{s} = 1,15 \bar{\sigma} \quad (14)$$

A Figura 6 mostra uma comparação entre os valores calculados de \bar{s} e aqueles medidos diretamente da laminação a quente. Resultados de outros autores [8,9] são também incluídos. Pode-se observar que existe uma razoável concordância entre valores previstos e medidos.

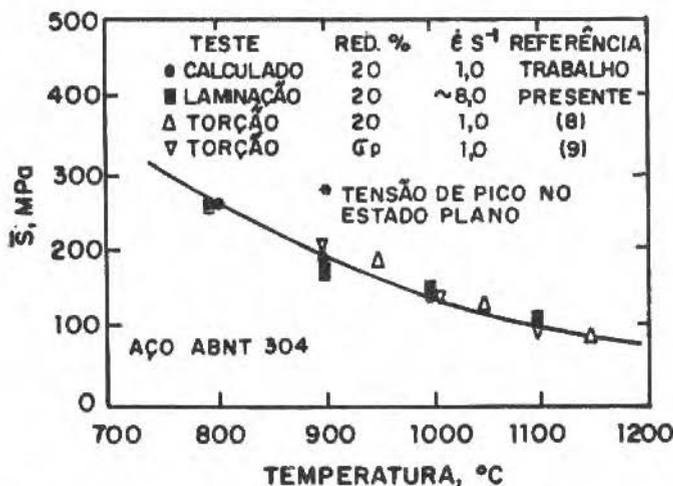


Figura 6. Variação da tensão média no estado plano de deformações, \bar{s} , como função de mudanças na temperatura. Dados computados teoricamente são comparados com valores obtidos de laminações de laboratório e com dados de outros autores

CONCLUSÕES

As principais conclusões que podem ser retiradas deste trabalhos são:

- 1) Curvas $\sigma\epsilon$ para o aço inoxidável austenítico ABNT304 podem ser modeladas usando as Equações (2)-(5) e (12) deduzidas no presente trabalho.

- 2) A resistência a quente do aço ABNT304 durante a laminação pode ser obtida de uma integração numérica das Equações (6). Resultados experimentais mostram uma concordância razoável com os valores computados.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq e à Financiadora de Estudos e Projetos, FINEP, pelo suporte financeiro desta pesquisa. Os autores também agradecem à ACESITA pelo fornecimento do aço usado nesta investigação.

REFERÊNCIAS

- [1] Jonas, J.J.; Sellars, C.M. e Tegart, McG. - Strength and structure under hot-working conditions, *Metallurgical Review*, 14, pp. 1-24, 1969.
- [2] Sellars, C.M. e Tegart, W.J.McG - Hot workability, *International Metallurgical Review*, 17, pp. 1-24, 1972.
- [3] Sah, J.P.; Richardson, G.J. e Sellars, C.M. - *Journal of the Australian Institute of Metals*, 14, pp. 292, 1969.
- [4] Sellars, C.M. - The kinetics of softening processes during hot working of austenite, *Czechoslovak Journal of Physics*, B35, pp. 239-248, 1985.
- [5] Cingara, A.; St. Germain, L. e McQueen, H.J. - Comparison of calculated and experimental flow curves for C and HSLA steels, In: *Processing, Microstructure and Properties of HSLA Steels*, 3-5, novembro, 1987, Pittsburgh, Penn., EUA, Anais..., TMS-AIME, Warrendale, EUA, 1988.
- [6] Sellars, C.M.; Sah, J.P.; Beynon, J.H. e Foster, S.R. - Plane strain compression testing at elevated temperatures, Relatório de pesquisa financiado pelo SRC, U.K., contrato n^o B/RG/1481, Universidade de Sheffield, Inglaterra, U.K., 1976.
- [7] Leduc, L. - Hot rolling of titanium-bearing steels, Tese de Doutorado, Universidade de Sheffield, 1980.
- [8] Barraclough, D.R. e Sellars, C.M. - Static Recrystallization and Restoration after hot deformation of type 304 stainless steel, *Metal Science*, 13, pp. 257-267, 1979.
- [9] Ryan, N.D. e McQueen, H.J. - Work hardening, strength, and ductility in the hot working of 304 austenitic stainless steel, a ser publicado.

UM MODELO MATEMÁTICO PARA UM LAMINADOR "TANDEM" A FRIO

A MATHEMATICAL MODEL FOR A COLD ROLLING TANDEM MILL

ANTONIO FERREIRA ÁVILA
HORÁCIO HELMAN - Membro da ABCM
UFMG - Departamento de Engenharia Metalúrgica
Rua Espfrito Santo, 35/2º andar
Belo Horizonte, MG - Brasil - CEP 30160

RESUMO

No presente trabalho é apresentado um modelo matemático para um laminador tandem a frio, que baseado em equações termo-mecânicas do processo de laminação, tem por objetivos:

- . aumento da produtividade
- . melhoria na forma da chapa
- . diminuição do consumo de energia

Palavras-chave: Laminação de Tiras · Otimização · Laminador Tandem

ABSTRACT

A mathematical model for a cold-rolling tandem mill based on the thermo-mechanical equations of the rolling process is presented, the main aim are:

- . increasing productivity
- . improving the sheet profile
- . reducing the energy consumption

Keywords: Strip Rolling · Optimization · Tandem Mill

INTRODUÇÃO

Dos processos de conformação mecânica dos metais, a laminação é aquele que mais evoluiu nas últimas décadas. Esta evolução tecnológica é resultante de intensas pesquisas na busca de melhoria na qualidade dos produtos e do aumento na produtividade dos equipamentos.

A melhora na qualidade dos produtos se traduz na diminuição das tolerâncias de fabricação, na reprodutibilidade e na melhoria dos acabamentos superficiais.

Uma melhor produtividade pode ser alcançada através de uma das seguintes formas:

- . a primeira, com a modernização dos equipamentos, que envolveria custos adicionais e um tempo de instalação muito longo;
- . a segunda, utilizando os equipamentos já existentes, procurar uma rotina de operação mais racional;
- . a terceira, seria um misto das duas formas apresentadas anteriormente.

Em um laminador tandem, e especialmente quando se lamina a frio, a forma do produto final é muito importante. Assim uma melhoria na produtividade com uma conseqüente piora na qualidade do produto não teria interesse industrial. Produtividade e qualidade são dois elementos que não devem ser considerados isoladamente.

A opção por um modelo que permitisse um aumento da produtividade sem prejuízo da qualidade dos produtos surgiu naturalmente como resultado de uma linha de pesquisa da universidade.

PRINCÍPIOS BÁSICOS DO MODELO

Duas são as hipóteses que formam a espinha dorsal do modelo, são elas:

- . a primeira é a produtividade, aqui sinônimo de produção horária de chapas, que deve ser aumentada;
- . a segunda é o fato incontestável, que a forma e tolerâncias dimensionais destas chapas produzidas devem estar dentro dos padrões estabelecidos. A segunda hipótese é, portanto, um fator limitante da primeira.

A forma e as tolerâncias dimensionais das chapas são afetadas principalmente por condições adversas de operação. Assim, mantendo a operação dos laminadores

dentro de limites aceitáveis será possível obter produtos que se enquadrão nas especificações.

Uma das variáveis que devem ser controladas para que as condições de operação sejam satisfatórias é a temperatura da chapa [1]. A razão para controle desta variável está no fato da temperatura ter influência na lubrificação, que por vez afeta entre outras coisas o acabamento superficial.

Por outra parte, diferenças de temperaturas na chapa influenciam a chamada coroa térmica nos cilindros, o qual também afeta a geometria da chapa.

Outra variável que também deve ser monitorada e se possível controlada é a carga de laminação, já que afeta diretamente a forma da seção transversal da chapa. Em outras palavras, o coroamento é proporcional à carga de laminação.

Para cálculo da temperatura da chapa foi adotado o modelo de distribuição da temperatura, desenvolvido por Roberts [2]

$$T_x = T_r + (T_f - T_r) \exp(-2hx/v_f h_f k) \quad (1)$$

onde:

- T_x temperatura da chapa a uma distância x da saída do cilindro
- T_f temperatura da chapa na saída do cilindro
- T_r temperatura do refrigerante
- x distância da saída do cilindro ao ponto considerado
- h coeficiente de transmissão de calor chapa/cilindro
- v_f velocidade da chapa na saída do cilindro
- h_f espessura da chapa na saída da cadeira considerada
- k constante de homogenização de unidades

Observando a equação anterior nota-se que existe uma relação entre a temperatura da chapa e a velocidade de laminação. Tal expressão servirá como um dos parâmetros para adequação do modelo.

O coroamento de chapas e cilindros foi tratado por Emicke & Lucas [3]. O modelo por eles desenvolvido leva em consideração a carga sobre os cilindros, a flexo-torção dos mesmos devido a este carregamento, e a dilatação dos cilindros devido ao gradiente de temperatura existente entre o centro e as bordas dos cilindros.

Analisando as proposições de Emicke-Lucas conclui-se que uma distribuição uniforme de cargas em todas as cadeiras traria como consequência uma uniformidade no corcamento das chapas. Isto significa, uma distribuição equitativa de carga entre as cadeiras possibilitará seções transversais semelhantes (perfis semelhantes). Este modelo foi utilizado no presente trabalho.

Para cálculo das cargas de laminação foram utilizadas as equações de Bland & Ford [4].

No que se refere à forma das chapas, as variáveis de controle serão a velocidade e a potência de laminação. Isto porque a produtividade é diretamente proporcional à espessura final da chapa e à velocidade de laminação.

$$p = v_f \cdot h_f \cdot w \cdot k \quad (2)$$

onde:

p produtividade

w largura da chapa

Das variáveis que tem influência na produtividade apenas a velocidade de laminação pode ser modificada, já que a espessura final e a largura são especificadas previamente e a densidade do material não pode ser alterada.

A equação (2) parece sugerir que para aumentar a produtividade bastaria aumentar a velocidade de laminação até o valor máximo permitido pelos motores de acionamento. Há, porém, uma relação direta entre a velocidade de laminação, a espessura de saída de cada cadeira e as respectivas potências. Estas não poderiam exceder as potências admissíveis.

FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO MODELO

Segundo Brun & Blanchard [5], o princípio de otimização da velocidade reside no fato da velocidade máxima em cada cadeira ser obtida quando a potência destas cadeiras atinge seu valor máximo. Como está-se aplicando este princípio a um TCM (Tandem Cold Mill), a lei de constância de volume de Hessemberg & Jenkins [6] deve ser respeitada.

O princípio fundamental da otimização de um TCM é, portanto, formado pelos dois postulados citados anteriormente e pelas condições de contorno que servirão como balizamento e adequação do modelo à realidade industrial.

Na prática da laminação de chapas é freqüente se conhecer para cada tipo a ser processado o consumo de energia necessária por tonelada em função da redução. Tais curvas foram levantadas por Sarmento, Piorko & Helman [1]; de posse destes dados foram feitas aproximações polinômiais, através do método dos mínimos quadrados [7].

Kawamata & outros [8] sugerem que a energia consumida por tonelada está intimamente relacionada com a potência de laminação através da expressão:

$$N = k \cdot h_f \cdot E(r) \cdot w \cdot v_f \cdot \rho \quad (3)$$

onde:

N potência de laminação

E(r) energia consumida por tonelada em função da redução

ρ densidade do material

Uma vez que a velocidade máxima só ocorre quando a potência máxima é alcançada, pode-se substituir N e v_f na expressão (3) por:

N_{max} potência máxima dos motores de acionamento

V_{max} velocidade máxima de laminação

Neste modelo considera-se como potência máxima de acionamento a potência nominal dos motores, assim (3) pode ser reescrita:

$$N_{nom} = k \cdot E(r) \cdot w \cdot h_f \cdot V_{max} \cdot \rho \quad (4)$$

Explicitando a energia em função das demais variáveis da equação anterior tem-se:

$$E(r) = \frac{N_{nom}}{k \cdot w \cdot h_f \cdot V_{max} \cdot \rho} \quad (5)$$

mas a função energia [1] é do tipo:

$$E(r) = A1 + A2 \cdot r + A3 \cdot r^2 + A4 \cdot r^3 + A5 \cdot r^4 + A6 \cdot r^5 \quad (6)$$

onde:

A1, ..., A6 são os coeficientes do polinômio de grau 5. Igualando as equações (5) e (6) obtém-se:

$$A_1 + A_2 \cdot r + A_3 \cdot r^2 + A_4 \cdot r^3 + A_5 \cdot r^4 + A_6 \cdot r^5 = \frac{N_{nom}}{k \cdot V_{max} \cdot h_f \cdot w \cdot \rho} \quad (7)$$

A equação (7) é uma equação transcendente [9], já que a redução é função da espessura final. Para que seja possível contornar este problema se utilizará o princípio de Hessemberg & Jenkins [6] para um TCM de n cadeiras. A equação (7) fica:

$$A_1 + A_2 \cdot r + A_3 \cdot r^2 + A_4 \cdot r^3 + A_5 \cdot r^4 + A_6 \cdot r^5 = \frac{\Sigma N_{nom, i}}{k \cdot V_{max, n} \cdot h_{f, n} \cdot w \cdot \rho} \quad (8)$$

onde:

$\Sigma N_{nom, i}$ potência nominal acumulada até a cadeira i
 $V_{max, n}$ velocidade máxima na n 'ésima cadeira
 $h_{f, n}$ espessura final na n 'ésima cadeira

A cada uma das cadeiras do TCM corresponde uma equação semelhante à equação anterior.

A literatura é generosa na diversidade de métodos que podem ser utilizados para determinação das raízes das n equações características. Apenas as raízes reais, positivas e menores que a redução total desejada tem significado físico para o modelo. Optou-se pela aplicação do método de biseção [9] para determinação das raízes. Fisicamente estas raízes representam as reduções ótimas.

Encontradas as reduções ótimas as seguintes condições de contorno devem ser testadas:

- . Está sendo respeitado o princípio de conservação de volume?
- . A velocidade de laminação é maior que a velocidade máxima da cadeira?
- . O ângulo neutro é maior que o ângulo de contato?
- . O ângulo neutro é menor que zero?
- . O torque calculado é menor que zero?
- . As tensões entre cadeira são maiores que a tensão de escoamento da chapa na respectiva cadeira?

Caso alguma destas condições seja violada a redução deve ser recalculada em função da respectiva condição de contorno. Tais condições são intrínsecas ao processo de laminação.

Uma vez estabelecida a seqüência de passes e atendidas as condições de contorno, duas condições adicionais serão testadas, são elas:

- . A temperatura da chapa é maior que a temperatura máxima admissível?
- . A carga calculada para cada uma das cadeiras é maior que a respectiva carga máxima admissível?

Estas condições adicionais não são inerentes ao processo; relacionam-se principalmente com o acabamento superficial e com a forma da chapa. A razão para controle da temperatura da chapa está no fato desta variável ter influência na lubrificação, que por sua vez afeta entre outras coisas o acabamento superficial. Quanto à carga, esta afeta diretamente a geometria da chapa, por isso procura-se obter uma distribuição o mais eqüitativa possível entre as cadeiras.

Atendidas as condições de contorno, o coroamento de cilindros e chapas é calculado para as duas últimas cadeiras. Este cálculo é muito útil como um parâmetro para avaliação da forma do perfil resultante.

A etapa final do processo é o cálculo da produtividade horária do laminador. Como todas as condições operacionais e dimensionais foram atendidas, os produtos finais deverão estar dentro dos padrões exigidos.

INSTRUMENTAÇÃO DO MODELO

O modelo foi instrumentado em um computador tipo IBM-PC com 640 kbites de memória e co-processador aritmético 8087. A escolha por este tipo de computador é devido a sua larga utilização no meio científico o que permite um intercâmbio de uma série de aplicativos.

O programa apresenta uma série de "menus" que auxiliam o usuário durante o processamento. Há a possibilidade do usuário acompanhar todas as etapas da simulação na mesma seqüência em que irão ocorrer na indústria.

A estruturação do programa segue a mesma seqüência mostrada durante o detalhamento dos métodos numéricos utilizados (Figura 1).

O usuário deve fornecer os seguintes dados de entrada:

1. espessuras inicial e final desejadas;
2. largura da chapa a ser processada;

3. propriedades mecânicas do material tais como: curva de fluxo, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson;
4. dimensões dos cilindros de cada cadeira e as distâncias entre elas;
5. características do processo, tensões entre cadeiras, temperatura do líquido refrigerante e a temperatura máxima admissível.

De posse de tais dados o programa fornece um relatório detalhado de cada uma das etapas do processamento.

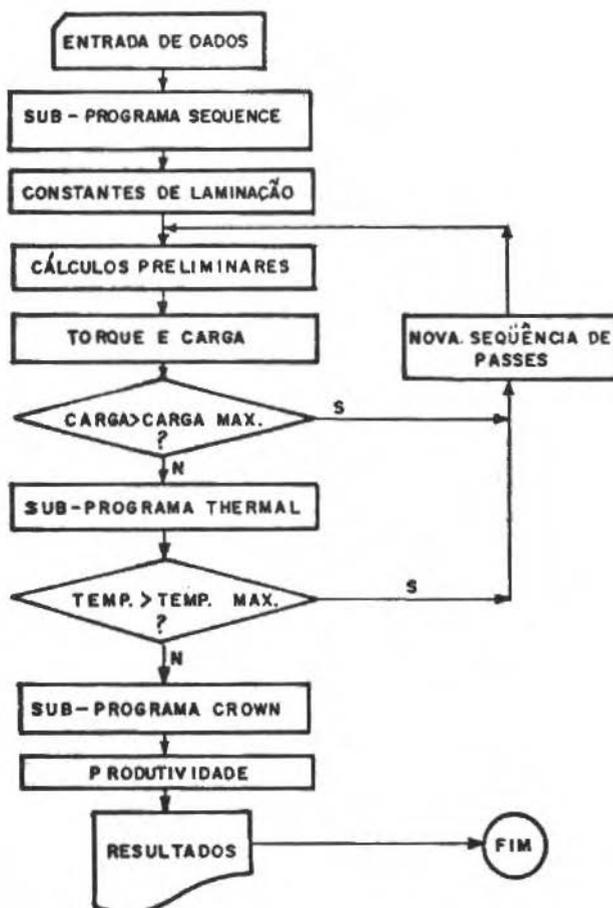


Figura 1. Fluxograma Simplificado

ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

O desenvolvimento de um modelo teórico não ficaria completo sem que houvesse uma comparação com outros já implantados industrialmente. Assim ao modelo desenvolvido foram submetidos seis casos reais fornecidos pela USIMINAS. Neste capítulo será feita uma análise dos resultados obtidos e um estudo comparativo entre os casos reais e os teóricos. O tempo de preparação do equipamento, o tandem, é considerado como ideal.

A USIMINAS está capacitada para atender o mercado de produtos laminados a frio em uma ampla faixa de dimensões [10] (Figura 2).

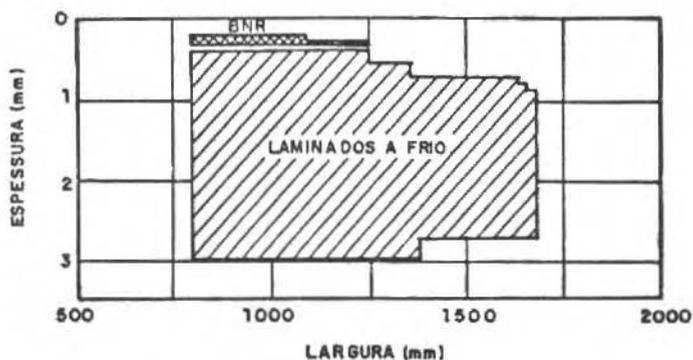


Figura 2. Dimensões fornecidas pela USIMINAS

Para que fosse possível avaliar o comportamento do modelo frente a casos reais foi fixada a largura de 1200 mm e as espessuras variaram desde 0,75 mm até 3,80 mm. Tais parâmetros representam uma amostragem realista dos casos que mais ocorrem na prática industrial. As dimensões dos seis casos estudados estão representadas na Tabela 1.

Tabela 1. Dimensões das bobinas estudadas

BOBINA N.º	ESPESSURA INICIAL (mm)	ESPESSURA FINAL (mm)	LARGURA (mm)
1	3,80	1,19	1200
2	3,04	1,00	1200
3	2,66	0,90	1200
4	2,66	0,80	1200
5	2,50	0,79	1200
6	2,50	0,75	1200

A composição química (percentagem em peso) do material utilizado é apresentada na Tabela II

Tabela 2. Composição das bobinas (% em peso)

C	Mn	Al	Si	S	P
0,03	0,02	0,020			
a	a	a	<0,02	0,015	0,01
0,06	0,35	0,080			

A curva de fluxo do material [1] foi aproximada pela função de Ludwik no estado plano de deformações:

$$S = a + b \cdot (\epsilon^n)$$

onde:

a tensão de escoamento do material

b razão de encruamento

n coeficiente de encruamento

Os coeficientes da função de Ludwik para este tipo de material assumem os seguintes valores:

$$a = 30,1833 \text{ kgf/mm}^2$$

$$b = 55,1293 \text{ kgf/mm}^2$$

$$n = 0,4275$$

Caracterizado o material faz-se necessário conhecer as características do TCM da USIMINAS. A Tabela 3 apresenta tais características.

Tabela 3. Características do TCM

CADEIRA N ^o	DIÂMETRO DO CIL. (mm)	DIST. ENTRE CADEIRAS (mm)	VELOCIDADE MÁXIMA (m/min)	CARGA MÁXIMA (t)	POTÊNCIA NOMINAL (kw)
1	537	4550	700	1200	3500
2	522	4400	879	1500	5000
3	547	4400	1091	1500	5000
4	569	4400	1375	1500	5400
5	577	4500	1524	1500	5400

Conhecidas as características do equipamento e do material a ser laminado pode-se passar à análise dos resultados obtidos. A título de ilustração serão apresentados os resultados obtidos para as bobinas 1 e 6.

Uma vez que a produtividade está relacionada com a velocidade de laminação, torna-se imperativo um estudo onde sejam confrontados os resultados obtidos pelo modelo e aqueles apresentados pela USIMINAS. As Figuras 3 e 4 mostram este estudo comparativo no que diz respeito a esta variável. Analisando os gráficos em questão pode-se observar um aumento na velocidade final de laminação.

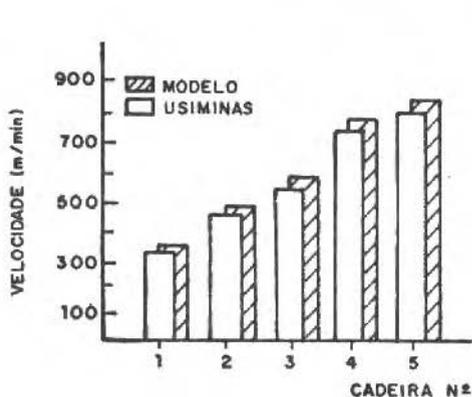


Figura 3. Estudo comparativo de velocidade para a bobina 1

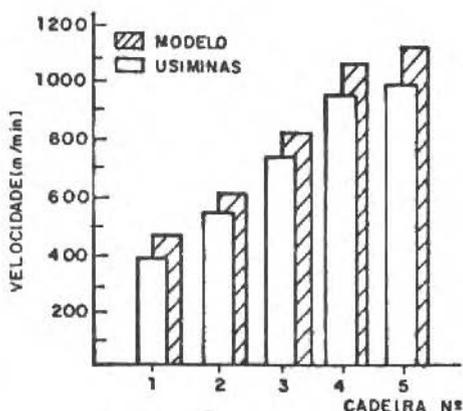


Figura 4. Estudo comparativo de velocidades para a bobina 6

A análise do consumo específico de energia deve ser inserida dentro do contexto global de avaliação do modelo em questão. Nas Figuras 5 e 6 estão graficados o consumo específico dos casos apresentados e confrontados com aqueles obtidos industrialmente. A conclusão a que se pode chegar observando estes gráficos é de que há uma diminuição do consumo específico de energia. A razão para tal fato pode ser explicada através da melhor distribuição das potências que tornou o conjunto como um todo mais eficiente.

A etapa seguinte do processo de avaliação do modelo é a análise da distribuição de temperaturas da chapa. As Figuras 7 e 8 mostram a distribuição para os casos apresentados. Observe que em nenhum dos casos a temperatura de pico obtida superou o limite máximo admissível, estabelecido em 160°C. Este fato garante que o acabamento superficial não será afetado pelo aquecimento locali-

zado da chapa. Outros fatores, porém, poderão tornar-se preponderantes.

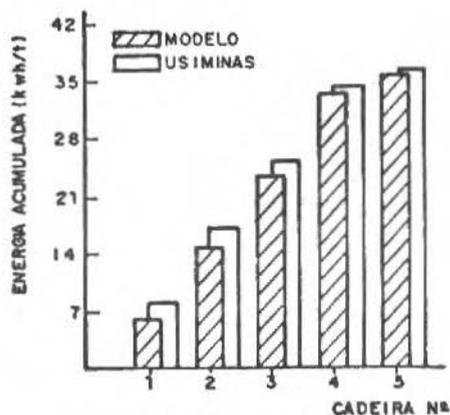


Figura 5. Estudo comparativo do consumo específico de energia na bobina 1

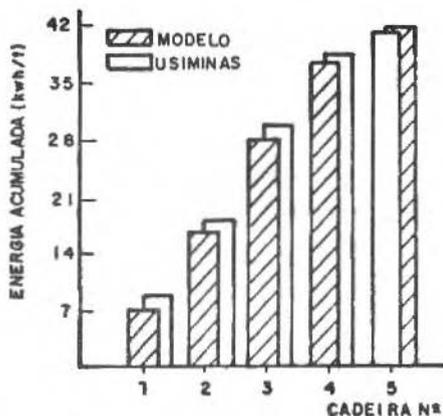


Figura 6. Estudo comparativo do consumo específico de energia na bobina 6

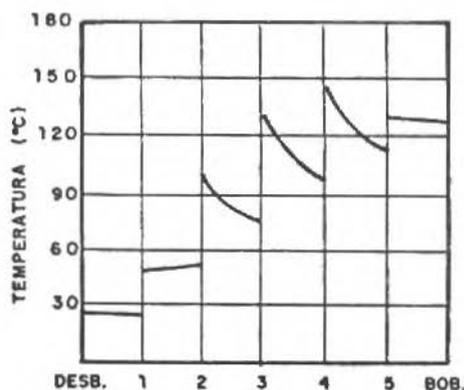


Figura 7. Distribuição de temperaturas na chapa para a bobina 1

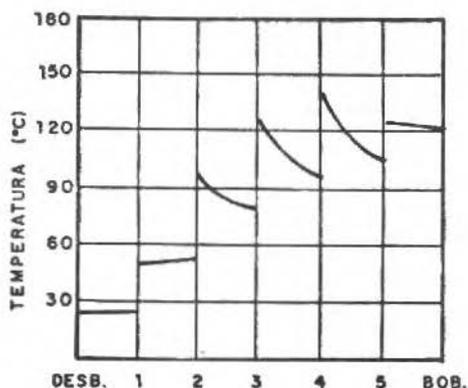


Figura 8. Distribuição de temperaturas na chapa para a bobina 6

Espinasse & outros [11] consideram a distribuição de temperatura da chapa como resultado da atuação de uma série de variáveis. O tipo de lubrificação aplicada, o refrigerante utilizado, a seqüência de passes proposta, o diâmetro dos cilindros de trabalho são algumas destas variáveis. O modelo considera a

seqüência de passes proposta e utiliza como uma das condições de contorno a distribuição de temperaturas na chapa. Quanto às demais variáveis envolvidas será necessário que se faça um estudo mais detalhado de sua influência no processo de laminação.

A condição de planicidade da seção transversal da chapa poderá ser avaliada através do coroamento calculado para as duas últimas cadeiras do TCM. Os valores de coroamento das chapas estão entre 1×10^{-2} mm (min.) e 4×10^{-2} mm (max.). Comparando tais resultados com aqueles fornecidos pela literatura [12] observa-se que estão dentro dos padrões adotados industrialmente.

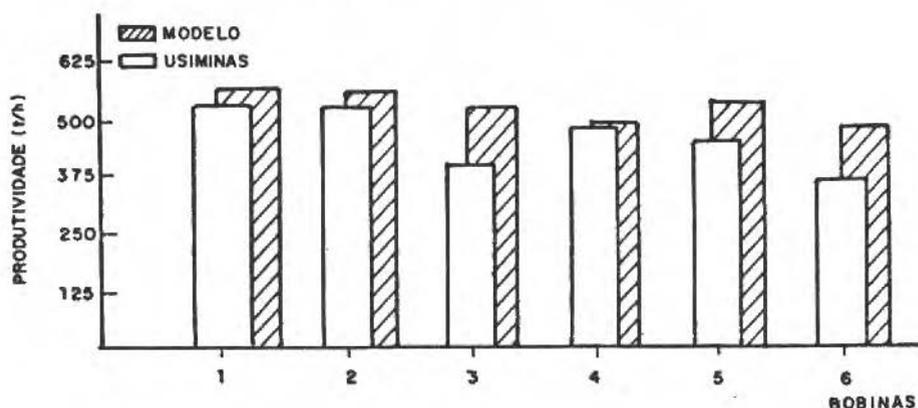


Figura 9. Estudo comparativo das produtividades

A próxima fase desta análise é o confronto entre a produtividade obtida pelo modelo e aquela fornecida pela USIMINAS. A Figura 9 mostra um estudo comparativo destes resultados. Há um aumento médio na produtividade de aproximadamente 14% em relação àqueles obtidos pela indústria.

CONCLUSÕES

Dentro dos padrões estabelecidos, a aplicação do presente modelo parece sugerir seqüências de passes com as seguintes características:

- . aumento na produtividade;
- . diminuição do consumo específico de energia;
- . melhoria do acabamento superficial das chapas.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a USIMINAS Usinas Siderúrgicas de Minas Gerais S.A. a autorização para publicar estes resultados.

REFERÊNCIAS

- [1] Sarmiento, E.C.; Piorko, I.; Helman, H. - A temperatura da tira como parâmetro de um modelo de cálculo de escala de passes de um laminador tandem a frio, *Metalurgia ABM*, vol. 44, nº 373, p. 1260-1264, dez. 1988.
- [2] Roberts, W.L. - Thermal considerations in tandem cold rolling operations, *Iron and Steel Engineer*, vol. 5, p. 128-136, 1968.
- [3] Emicke, O.; Lucas, K.L. - Einflüsse auf die walzgenauigkeit beim warmwalzen von blechen und baudern und ihre nachprüfung durch versuch und rechnung, *Neue Hutte*, vol. 1, p. 257-274, 1956.
- [4] Bland, D.R.; Ford, H. - The calculation of roll force and torque in cold strip rolling with tensions, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 159, p. 144-150, 1948.
- [5] Brun, C.; Blanchard, G. - Utilization des modeles pour optimiser la conduite du laminage à froid sur tandem, *Revue de Metallurgie-CIT*, vol. 12, p. 953-961, 1983.
- [6] Hessemberg, W.C.F.; Jenkins, W.N. - Effects of screw and speed-setting changes on gauge speed and tension in tandem mills, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 169, p. 1051-1058, 1955.
- [7] Forsythe, G.E.; Malcolm, M.A.; Moler, C.B. - Computer methods for mathematical computations, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, Nova Jersey, 1977.
- [8] Kawamata, J.; Shida, S.; Kitanosono, H. - On line mathematical models for tandem mills, *Iron and Steel Engineer*, p. 79-86, ago. 1972.
- [9] Carnahan, Brice; Luther, H.A.; Wilkes, J.O. - Applied numerical methods, John Wiley & Sons, Nova York, 1969.
- [10] *Metalurgia ABM - Edição Especial*, São Paulo, out. 1987.
- [11] Espinasse, F.; Guillerault, J.P.; Leclercq, Y. - Otimisation d'un laminoir tandem à froid par modelisation et emploi de regulations numériques, *Revue de Metallurgie CIT*, p. 485-499, jun. 1984.
- [12] Bryant, G.F. - Automation of tandem mills - The Iron and Steel Institute, Londres, 1973.

SURFACE ROUGHNESS: TURNING OF AISI 1045 STEEL WITH UNCOATED CARBIDE TOOLS

*RUGOSIDADE SUPERFICIAL: ALGUNS ASPECTOS NO
TORNEAMENTO DE AÇO AISI 1045 COM FERRAMENTAS DE
CARBONETO DE TUNGSTÊNIO SEM COBERTURA*

ANSELMO EDUARDO DINIZ - Membro da ABCM
RONALDO DE CASTRO VILELLA - Membro da ABCM
NIVALDO LEMOS CUPINI - Membro da ABCM

UNICAMP
Faculdade de Engenharia Mecânica
Campinas, SP - Brasil - CEP 13081

ABSTRACT

Tests were made to study the use of surface roughness as a tool life criterion. The influence of feed and cutting speed in the surface roughness was also studied. A large variability in the tool life was observed, when the surface roughness is used as a tool life criterion. This variability is probably caused by the variability of the groove wear.

Keywords: Surface Roughness · Turning · Metal Cutting · Tool Wear

RESUMO

Uma série de ensaios foram realizados para a verificação da possibilidade de se utilizar a rugosidade como critério de fim de vida em operações de torneamento de acabamento. Os ensaios foram realizados em aço AISI 1015 com ferramentas de carboneto de tungstênio sem cobertura. Os resultados mostraram que existe uma variabilidade muito grande no processo de formação da rugosidade superficial em função, provavelmente, da variabilidade na formação do desgaste em sulco da superfície lateral de folga. Tal constatação sugere que a utilização de modelos matemáticos para prever a rugosidade superficial e conseqüentemente, a vida da ferramenta, quando esta é usada como critério de fim de vida, é de difícil execução. Estudos também foram realizados para determinar a influência do avanço e da velocidade de corte na rugosidade superficial. Os resultados mostraram que a rugosidade cresce com o avanço, em concordância com os cálculos teóricos, e que a rugosidade superficial varia em torno de uma constante, para diferentes velocidades de corte, mesmo quando estas atingem valores muito altos (acima de 300m/min). A variabilidade da rugosidade superficial, entretanto, se mostrou bastante elevada e crescente com o aumento da velocidade de corte.

Palavras-chave: Rugosidade Superficial · Torneamento · Usinagem dos Metais · Desgaste de Ferramentas de Corte

INTRODUCTION

The obtention of machined surfaces with low surface roughness is a daily task of Manufacturing Engineers. In order to adequately perform such task, the Engineer needs to answer some questions, as follows: What are the best machining conditions to get low surface roughness and economic machining? What is the best tool to be used? Which is the best moment for changing tools?

This paper deals with some of the above aspects. Firstly, a method was established to supply a previous determination of tool life using surface roughness as criterion. Secondly, the influence of the cutting speed and feed in surface roughness was studied for cutting speeds higher than those normally used.

SURFACE ROUGHNESS AS A TOOL LIFE CRITERION

Cutting tools must be changed when [1], [2]:

- a) the tool wear is so high that a catastrophic failure of the cutting edge is expected;
- b) temperature rise, caused by tool wear, causes melting of the cutting edge;
- c) it becomes impossible to keep the workpiece within the specified tolerances, due to wear of the clearance surface;
- d) the surface roughness of the workpiece is higher than especificed;
- e) the rise in cutting force, caused by tool wear, becomes inconvenient.

As a rule, in finishing turning, the tool wear is not so high to cause a catastrophic failure of the cutting edge or to cause an excessive rise of the cutting force. The correction of tool position to keep the workpiece dimensions within the tolerances, allows for the use of surface roughness as an adequate tool life criterion for finishing turning. One problem of such tool life criterion is to determine when the workpiece is out of the especificed tolerance for the desired surface roughness.

1. Flank Wear (Wear Land)
2. Crater Wear
3. Primary Groove
4. Secondary Groove
5. Inner Chip Notch

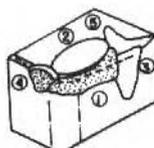


Figure 1. Type of wear forms on carbide tools

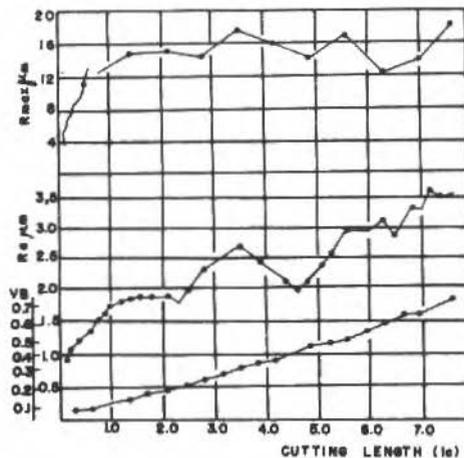


Figure 2. R_a , R_{max} and V_b x cutting length (l_c)

This can be determined as follows:

- using on-line sensors for surface roughness;
- comparing the part surface roughness with a standard surface, using the operator sensitivity [3];
- determining in advance, the number of parts to be machined.

The procedure described in "a" is the most accurate but, for economical reasons, it is less attractive, at least in Brazil. The procedure described in "b" is less accurate. The possibility of using the procedure described in "c" will be discussed in this paper.

The surface roughness of machined parts increases with the length of cut, due to flank and groove wear (Figure 1) [4], [5].

Figure 2 shows that the surface roughness increases with length of cut but this increase does not occur at a constant rate [4].

The dispersion of the values of surface roughness, even when the samples are machined at controlled machining conditions, is very large due to some factors [4]:

- stiffness and stability of the system machine-fixtured-tool-workpiece;

- b) chance
- c) BUE and side flow
- d) non-homogeneities in tool and workpiece materials

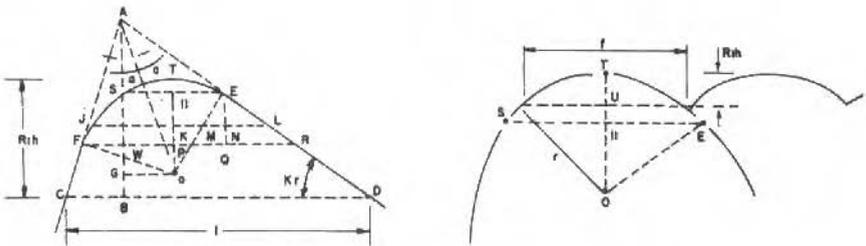
INFLUENCE OF FEED AND CUTTING SPEED IN SURFACE ROUGHNESS

Cutting speed and feed influence such phenomena as BUE, tool wear, side flow and machine-tool vibration, cause the surface roughness of the workpiece [6].

Feed also gives some contribution to the geometrical characteristics of surface roughness. Figure 3 shows an amplified view of the tool. Three parameters can be defined:

- . nose radius ($r=OT$)
- . tool cutting edge angle (Kr)
- . minor tool cutting edge angle (Kr')

When the nose radius is large and feed is small the maximum theoretical surface roughness can be determined by the expression (Figure 4) [5] [10]:



Figures 3 and 4. Amplified view of the tool

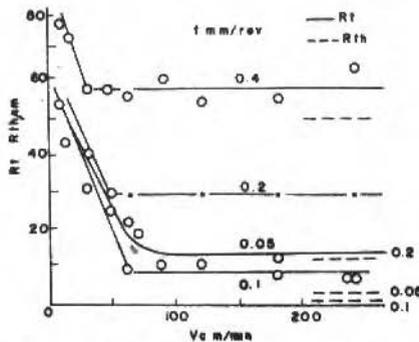


Figure 5. Values of R_t and $R_{th} \times$ cutting speed (v_c)

$$R_{th} = OT - OU = r - \left\{ r^2 - \frac{f^2}{4} \right\}^{1/2} \cong \frac{f^2}{8r} \quad (1)$$

By analysing Figure 4, it can be demonstrated that equation (1) is valid when $f/2 < EH$ or,

$$0 < \frac{f}{r} < 2 \cdot \text{sen } Kr$$

In the same way, the theoretical R_a can be calculated [4]

$$R_{ath} = \frac{f^2}{31.3r} \quad (2)$$

Figure 5 shows the relationship between R_t and cutting speed for different feeds. The surface roughness decreases rapidly with the cutting speed until it reaches a stabilized value. The speed for the stabilization of the surface roughness increases when feed decreases. This shows that the lower surface roughness obtained in the region of stabilization is caused by the elimination of the BUE.

Figure 6 shows that the behaviour of R_a is similar of that of the R_t .

The variation of surface roughness in cutting speeds larger than those where BUE appears, could be caused by self-exciting vibrations of the system [7].

METHODOLOGY

The material of the machined workpieces was 1045 AISI steel. The hardness of the parts was measured to check for homogeneity.

The dimensional characteristics of the machined parts are shown in Figure 7.

Standard tools (ISO) were used with the following specifications:

- . Tool Holder: CKJNR 2525M16
- . Insert: KNUX 160410R11 P10

Each tool was used to machine 50 workpieces with feed $f=0.15\text{mm}$ and cutting speed $v_c=350\text{m/min}$ (depth of cut $a_p=0.6\text{mm}$). This test was repeated four times and the surface roughness was measured three times for each part in order to check for variability of the process.

Tests were done in order to check for the influence of the feed and cutting speed in surface roughness. Twenty one tests were performed with the following

conditions:

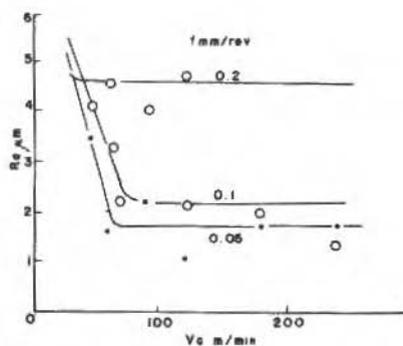


Figure 6. Values de Ra x cutting speed (v_c)

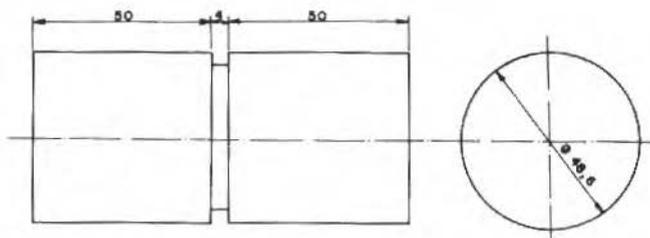


Figure 7. Characteristics of the parts machined

- . $f = 0.15\text{mm}$, $v_c = 200\text{m/min}$ (three times, ten pieces)
- . $f = 0.15\text{mm}$, $v_c = 275\text{m/min}$ (three times, ten pieces)
- . $f = 0.15\text{mm}$, $v_c = 425\text{m/min}$ (three times, five pieces)
- . $f = 0.15\text{mm}$, $v_c = 385\text{m/min}$ (twice, five pieces)
- . $f = 0.15\text{mm}$, $v_c = 310\text{m/min}$ (twice, five pieces)
- . $f = 0.15\text{mm}$, $v_c = 235\text{m/min}$ (twice, five pieces)
- . $f = 0.10\text{mm}$, $v_c = 350\text{m/min}$ (three times, ten pieces)
- . $f = 0.20\text{mm}$, $v_c = 350\text{m/min}$ (three times, ten pieces)

Each test was performed with a new tool, that is, the tool was changed in each test.

The surface roughness meter used was a PERTH-O-METER and the sampling length was 5mm and the tests were done in a CNC lathe with 30HP.

RESULTS AND DISCUSSION

Tool Life Variability. The results of the four tests performed in order to verify the tool life variability are shown in Figure 8. For each test the average of the three measures performed was plotted. The procedure to determine the tool life is described below.

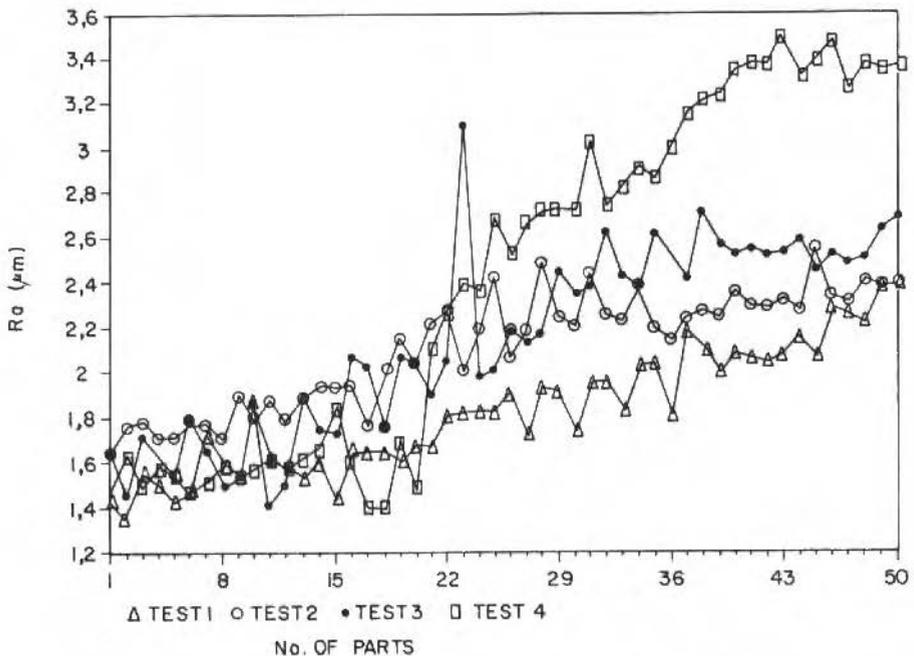


Figure 8. Relationship between R_a and number of parts machined

A straight line as fitted for each set of values obtained for each test using linear regression procedures. With these equations the R_a was obtained for a specified length of cut (number of machined workpieces) as well as the confidence intervals. The results are shown in Table 1 and Table 2 (97.5% confidence interval).

Analysis of R-square and of the residuals were done in order to check the for adequacy of the fitted model.

The results showed a tool life variability when R_a is used as a tool life criterion, even in laboratory conditions. This fact suggests that such

variability can be larger in industrial environment where the conditions are more poorly controlled. It can be concluded that it is difficult to develop models to determine in advance tool life in finishing turning.

The observed variability of the groove wear suggests that it could be responsible, in some way, for the variability of surface roughness (Figure 9).

The difficulty in obtaining reliable models to determine tool change intervals, suggests the use of standard surfaces in order to make it easier to determine the tool change interval to the machinist [3]. This method however, needs to be more thoroughly studied.

Table 1. Regression Analysis Results

	b0	SD (b0)	b1	SD (b1)	R-Squared
Test 1	1.085	0.031	0.024	0.001	0.78
Test 2	1.475	0.027	0.025	0.001	0.83
Test 3	1.661	0.030	0.015	0.001	0.58
Test 4	1.062	0.040	0.049	0.001	0.89

Table 2. Ra Values for 20 and 40 Parts Machined

	20 Parts	40 Parts
Test 1	1.57 ± 0.36	2.05 ± 0.40
Test 2	1.97 ± 0.32	2.46 ± 0.35
Test 3	1.96 ± 0.36	2.26 ± 0.40
Test 4	2.04 ± 0.48	3.03 ± 0.52

Influence of Feed and Cutting Speed on the Surface Roughness. Figures 10 and 11 show the relationship between the surface roughness (R_a) and feed and cutting speed. Each point plotted is the mean of the R_a values obtained in the first workpieces of each test. This was done in order to avoid the influence of the tool wear.

In this work, cutting speed values used were larger than those where there is a stabilization of the surface roughness, and were also larger than the cutting speeds already tested, in accordance with the literature.



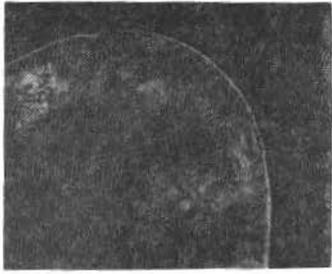
Test 1 - 50 Parts



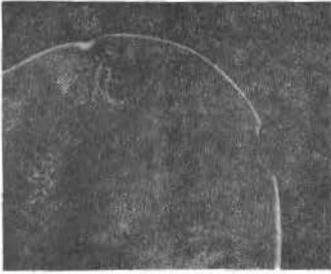
Test 2 - 50 Parts



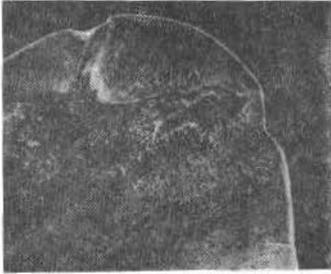
Test 3 - 50 Parts



Test 4 - 10 Parts



Test 4 - 20 Parts



Test 4 - 30 Parts



Test 4 - 40 Parts



Test 4 - 50 Parts

Figure 9. Groove wear in the four tests

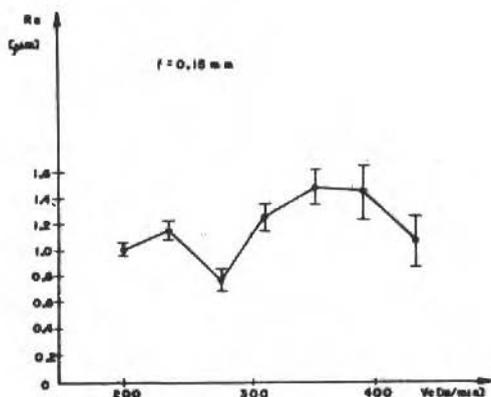


Figure 10. Ra x cutting speed (average values)

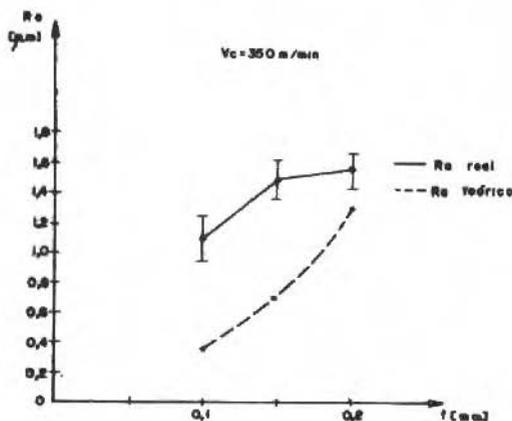


Figure 11. Ra and Rath x feed (average values)

It was observed (Figure 10) that Ra stays around an mean value, but the dispersion around this value is very large. It was observed that the value of Ra for $v_c=350\text{m/min}$ is almost twice the value of Ra for $v_c=275\text{m/min}$. This suggests that the dynamical phenomena are very important in finishing turning, and that it is necessary to carry out tests on the system used in order to choose the adequate cutting speed to get low surface roughness.

For the conditions tested, it was observed that the best suitable cutting speed to get low surface roughness is around 275m/min .

It was also observed (Figure 11) that Ra increases with the feed and that the actual Ra becomes close to the theoretical Ra. This suggests that the value of Ra would be lower if feed and nose radius values were increased in order to keep constant the value of the theoretical Ra. This would be very interesting because it is possible to get lower surface roughness with a faster rate of chip removal.

CONCLUSIONS

In finishing turning of AISI 1045 steel with uncoated carbide tools it can be concluded that:

- . The surface roughness increases with the cutting length.
- . The use of mathematical models in order to predict the tool change interval becomes cumbersome due to the surface roughness variability as a function of length of cut.
- . The surface roughness variability was, in some way, caused by the variability of the groove wear.
- . For cutting speeds in the region of the stabilization of the surface roughness (after the cutting speed at BUE is eliminated) the surface roughness varies around a straight line, but with a large dispersion.
- . There is an increase of surface roughness with feed and, for high feeds, the actual surface roughness becomes closer to the theoretical surface roughness.

REFERENCES

- [1] Venkatesh, V.C. et all - A discussion on tool life criteria and total failure causes, Annals of the CIRP, 19-22, 1980.
- [2] Ferraresi, D. - Fundamentos da usinagem dos metais (metal cutting principles), São Paulo, Edgard Blucher, 1978.
- [3] Yamamoto, K. - Recent development of surface roughness measurement in Japan, Bulletin of NRLM, 1967.
- [4] Petropoulos, P.G. - Statistical basis for surface roughness assesment in oblique finish of steel components, International Journal of Production Research, 345-360, 1974.
- [5] Shaw, M.C. - Metal cutting principles, Oxford, Clarendon Press, 1986.

- [6] Nakayama, K. et alli - Relationship between cutting forces, temperatures, built-up-edge and surface finish, *Annals of the CIRP*, 211-223, 1966.
- [7] Sundaram, R.M. et alli - Mathematical model to predict surface finish in fine turning steel, *International Journal of Production Research*, 547-556, 1981

OBJETIVO E ESCOPO

A Revista Brasileira de Ciências Mecânicas visa a publicação de trabalhos voltados ao projeto, pesquisa e desenvolvimento nas grandes áreas das Ciências Mecânicas. É importante apresentar os resultados e as conclusões dos trabalhos submetidos de forma que sejam do interesse de engenheiros, pesquisadores e docentes.

O escopo da Revista é amplo e abrange as áreas essenciais das Ciências Mecânicas, incluindo interfaces com a Engenharia Civil, Elétrica, Metalúrgica, Naval, Nuclear, Química e de Sistemas. Aplicações de Física e de Matemática à Mecânica também serão consideradas.

Em geral, os Editores incentivam trabalhos que abranjam desenvolvimento e a pesquisa de métodos tradicionais bem como a introdução de novas idéias que possam potencialmente ser aproveitadas na pesquisa e na indústria.

AIMS AND SCOPE

The Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences is concerned primarily with the publication of papers dealing with design, research and development relating to the general areas of Mechanical Sciences. It is important that the results and the conclusions of the submitted papers are presented in a manner which is appreciated by practising engineers, researchers, and educationalists.

The scope of the Journal is broad and encompasses essential areas of Mechanical Engineering Sciences. In addition, interface with Civil, Electrical, Metallurgical, Naval, Nuclear, Chemical and System Engineering as well as in the areas of Physics and Applied Mathematics, are welcomed.

In general, the Editors are looking for papers covering both development and research of traditional methods and the introductions of novel ideas which have potential in science and manufacturing industry.

Note and Instructions to Contributors

1. The Editors are open to receive contributions from all parts of the world, and manuscripts for publication should be sent to the Editor-in-Chief or to the appropriate Associate Editor.
2. (i) Papers offered for publication must contain unpublished materials and will be refereed and assessed by reference to the aims of the Journal as stated above. (ii) Reviews should constitute outstanding critical appraisals of published materials and will be published by suggestion of the Editors. (iii) Letters and communications to the Editor should not exceed 400 words in length and may be: Criticisms of articles recently published in the Journal; Preliminary announcements of original work of importance warranting immediate publications; Comments on current engineering matters of considerable moment.
3. Only papers not previously published will be accepted and authors must agree not to publish elsewhere a paper submitted to and accepted by the Journal. Exception can be made in some cases of papers published in annals or proceedings of conferences. The decision on acceptance of papers is taken by the Editors on behalf of two reviews of outstanding scientists and will take into consideration their originality, contribution to science and/or technology.
4. All contributions are to be in English or Portuguese. However Spanish will also be considered.
5. Manuscripts should begin with the title of the article, always including the English title, the author's name, and the address from which communication comes. In the case of co-authors, respective addresses should be clearly indicated. Follow with the abstract in the paper's language; if different from English an extended summary in this language shall be included. Give also key words for the paper. Next, if possible, the nomenclature list shall be presented.
6. Manuscripts should be typed with double spacing with ample margins, in accordance with other published material submitted in triplicate. Pages should be numbered consecutively.
7. Figures and line drawings should be originals and include all relevant details; only excellent photocopies should be sent. Photographs should be enlarged sufficiently to permit clear reproduction in half-tone. If words or numbers are to appear on a photograph then they should be sufficiently large to permit the necessary reduction in size. Figure captions should be typed on a separate sheet and placed at the end of the manuscript.

INDICE/CONTENTS

C. TUNCER and T.A. DEAN	Dies for precision forging hollow spur gears	101
M. ALVES and C.S. DE BARCELLOS	Ondas elásticas cisalhantes, amortecidas, atingindo interfaces com atrito linear	119
M.L.A. GRAÇA, J.R.M. D'ALMEIDA and F.A.I. DARWISH	Micromecanismos de fratura em resina epoxi	133
A.A. VIEIRA, D.B. SANTOS and R.A.N.M. BARBOSA	Equações constitutivas de um aço inoxidável austenítico ABTN304 deformado na compressão a quente	147
A.F. ÁVILA and H. HELMAN	Um modelo matemático para um laminador "Tandem" a frio	157
A.E. DINIZ, R.C. VILELLA and N.L. CUPINI	Surface roughness: turning of AISI 1045 steel with uncoated carbide tools	171