



TEHNOLOGIA INOVATIVĂ

REVISTA CONSTRUCȚIA DE MAȘINI - SERIE NOUĂ

Anul 68, Nr. 1 / 2016

- "Tehnologia Inovativa"
printed form: ISSN 2248 - 0420; ISSN-L 2248 - 0420
- "Tehnologia Inovativa"
online form: ISSN 2248 - 0420; ISSN-L 2248 - 0439

EDITOR: ICTCM – CITAf

041303 Bucuresti
Sos. Olteniței nr. 103, sector 4, O.P. 8
Tel / Fax: 0216341038
E-mail: ictcm@ictcm.ro

RESPONSABIL EDITOR
Florica Costin

REDACTOR- ȘEF
Irina Rădulescu

INFORMAȚII, ABONAMENTE:

Revista este evaluată CNCSIS la categoria B+,
apare trimestrial.
Abonamentele se fac direct, prin dispoziție de plată
sau mandat poștal, trimis pe adresa revistei.

CONT – ICTCM:
BRD Suc Vacaresti cod IBAN
RO81BRDE441SV15480194410

COPYRIGHT 2003
Toate drepturile asupra acestei ediții sunt rezervate
ICTCM – CITAf. Nu este permisă reproducerea integrală sau
parțială a articolelor din revista „Tehnologia Inovativă” fără
consimțământul scris al editorului.
Opiniile exprimate în revistă aparțin semnatarilor articolelor,
fără să reflecte obligatoriu și punctul de vedere al editorului.
Toate drepturile asupra acestei ediții sunt rezervate
ICTCM – CITAf. Nu este permisă reproducerea integrală sau
parțială a articolelor din revista „Tehnologia Inovativă” fără
consimțământul scris al editorului.
Opiniile exprimate în revistă aparțin semnatarilor articolelor,
fără să reflecte obligatoriu și punctul de vedere al editorului.



Din sumar

MECANICA / MECHANICS

ECONOMIE INDUSTRIALĂ / INDUSTRIAL ECONOMY



TEHNOLOGIA INOVATIVĂ

REVISTA CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

COLEGIUL DE REDACȚIE

Octavian BOLOGA - Universitatea „Lucian Blaga” din Sibiu

Olivier BONNEAU – Universitatea din Poitiers, Franța

Ion BOSTAN – Universitatea Tehnică a Moldovei

K.D. BOUZAKIS – Aristoteles University of Thessaloniki, Grecia

Doug BRANHAM - Lubrication Systems Company, Houston, Texas, USA

Dan BRÎNDAȘU - Universitatea „Lucian Blaga” din Sibiu

Radu Mircea CARP – CIOCÂRDIA - Universitatea POLITEHNICA din București

Valeriu DULGHERU – Universitatea Tehnică a Moldovei

Ioan Dan FILIPOIU - Universitatea POLITEHNICA din București

Michel FILLON – Universitatea din Poitiers, Franța

Mohamed HAJJAM – Universitatea din Poitiers, Franța

Tudor ICLĂNZAN - Universitatea „Politehnica” din Timișoara

Nicolae Valentin IVAN - Universitatea „TRANSILVANIA” din Brașov

Gheorghe MOGAN – Universitatea „TRANSILVANIA” din Brașov

Ilie MUSCĂ - Universitatea „Ștefan cel Mare” din Suceava

Nicolae OANCEA - Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați

Dumitru OLARU - Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași

Juozas PADGURSKAS – Lithuanian University of Agriculture, Lithuania

Radu POPESCU – Academia Română - INCE – CEIS, București

Tudor PRISECARU - Universitatea POLITEHNICA din București

Vasile PUIU - Universitatea din Bacău

Stanisław PYTKO - University of Science and Technology, Kraków, Poland

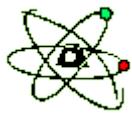
Alexandru RĂDULESCU - Universitatea POLITEHNICA din București

Minodora RÎPĂ - Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați

Lucian TUDOSE - Universitatea din Cluj

Thami ZEGHLOUL – Universitatea din Poitiers, Franța





COMITET ONORIFIC

Niculae Napoleon ANTONESCU – Universitatea „Petrol și Gaze” din Ploiești
Traian AURITE - Universitatea POLITEHNICA din București
Gavrilă CALEFARIU - Universitatea „TRANSILVANIA” din Brașov
Mircea COZMÎNCĂ - Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași
Marian GHEORGHE - Universitatea POLITEHNICA din București
Valeriu JINESCU - Universitatea POLITEHNICA din București
Aurel JULĂ - Universitatea „TRANSILVANIA” din Brașov
Constantin MINCIU - Universitatea POLITEHNICA din București
Eugen PAY - Universitatea de Nord din Baia Mare
Iulian POPESCU - Universitatea din Craiova
Aurelian VLASE - Universitatea POLITEHNICA din București
Ioan VOICA - Universitatea POLITEHNICA din București

EDITOR

Oficiul de Informare Documentară pentru Industrie, Cercetare, Management
din cadrul
S.C. ICTCM S.A. BUCUREȘTI

RESPONSABIL EDITOR
Florica Costin

REDACTOR- ŞEF
Irina Rădulescu



CUPRINS

MECANICĂ / MECHANICS

1. **SOME ASPECTS OF DAMPING EFFECTIVENESS OF COULOMBIAN DAMPER** pag. 5
A. TUDOR¹⁾, N. CERBU¹⁾, C. BÎSU¹⁾, M. VLASE²⁾
¹⁾ The POLITEHNICA University of Bucharest, ROMANIA
²⁾ The Building Technical University of Bucharest, ROMANIA
2. **PROTECTION ELEMENTS FOR MACHINE TOOLS** pag. 14
Emilia BĂLAN¹, Dan PRODAN², Anca BUCUREŞTEANU³,
Adrian MOTOMANCEA⁴
1, 2, 3, 4 - University "Politehnica" Bucharest, ROMANIA
3. **DIFERITE ASPECTE PRIVIND ÎNCĂRCĂTURA DE MĂCINARE A MORILOR TUBULARE CU BILE / VARIOUS ASPECTS RELATING TO THE GRINDING CHARGE OF THE TUBULAR BALL MILLS** pag. 21
I. Caracteristicile și compoziția încărcăturii de măcinare /
The characteristics and the composition of the grinding charge
Gheorghe I. ENE¹, Iuliana-Marlena PRODEA²
¹University Politehnica of Bucharest, Bucharest, ROMANIA
4. **DIFERITE ASPECTE PRIVIND ÎNCĂRCĂTURA DE MĂCINARE A MORILOR TUBULARE CU BILE / VARIOUS ASPECTS RELATING TO THE GRINDING CHARGE OF THE TUBULAR BALL MILLS** pag. 31
II. Uzura corpurilor de măcinare / Wear of the grinding media
Gheorghe I. ENE¹, Iuliana-Marlena PRODEA²
¹University Politehnica of Bucharest, Bucharest, ROMANIA
5. **CONSIDERATIONS ON HELICAL GEAR MESHING STIFFNESS** pag. 40
Sorin GABROVEANU¹⁾, Andrei TUDOR²⁾, Sorin CANANAU³⁾, Radu MIRICA⁴⁾
¹⁾ Institutul National de Cercetare-Dezvoltare Turbomotoare COMOTI, Bucuresti, ROMANIA,
²⁾ Universitatea "POLITEHNICA", Bucuresti, ROMANIA

ECONOMIE INDUSTRIALĂ / INDUSTRIAL ECONOMY

6. **COMPETITIVENESS OF MANUFACTURING SMEs INFLUENCED BY INFORMATICS TECHNOLOGIES** pag. 46
Alexandru Valentin RADULESCU
"POLITEHNICA" University Bucharest, ROMANIA
7. **USING MODERN METHOD FOR RESOURCES MANAGEMENT OF A RESEARCH PROJECT** pag. 50
Irina RADULESCU
"POLITEHNICA" University Bucharest, Romania

ABSTRACTS “INNOVATIVE TECHNOLOGY” 1 / 2016

SOME ASPECTS OF DAMPING EFFECTIVENESS OF COULOMBIAN DAMPER

A. TUDOR¹⁾, N. CERBU¹⁾, C. BÎSU¹⁾,
M. VLASE²⁾

¹⁾ The POLITEHNICA University of Bucharest,
ROMANIA

²⁾ The Building Technical University of Bucharest,
ROMANIA

The operation of dry friction dampers (Coulombian dampers) involves ensuring a optimum contact pressure between the rubber rings and rod. Tribological aspects at speeds and amplitudes of vibration are experimentally determined on washing automatic machine. The effect of damping in the longitudinal direction of the damper at high speeds and at low speeds appearances the self vibrations It is defined the effectiveness of damper and determine the instant transmissibility of the damper.

PROTECTION ELEMENTS FOR MACHINE TOOLS

Emilia BĂLAN, Dan PRODAN, Anca
BUCUREŞTEANU, Adrian MOTOMANCEA

University “Politehnica” Bucharest, ROMANIA

The authors of this paper make a brief presentation of the main systems designed to protect the guideways and feed mechanisms (lead screws, pinions, racks, etc.) of the machine tools. The manufacture of such protective elements involves joint efforts of specialists in the field of machine building, textile and artificial leather production area. In this phase, particular emphasis is placed on the textile protections. These protections are complex constructions that include metallic or plastic parts too, besides the textile elements. Specific characteristics are taken into account for designing and optimal selection of the type of material used. These are: do not allow the penetration of solid and liquid impurities into the protected area, type of chips that come into contact with the bellows, weight and maximum temperature of the chips, maximum travel velocity of the bellows, the necessity of synchronized travel with protective elements of the machine tool. The paper also presents some solutions made by the authors on the occasion of the manufacturing or retrofitting some machine tools. The authors intend to develop a methodology to design and implement at request such protection for the widest range of machine tools.

VARIOUS ASPECTS RELATING TO THE GRINDING CHARGE OF THE TUBULAR BALL MILLS

I. The characteristics and composition of the grinding charge

Gheorghe I. ENE, Iuliana-Marlena PRODEA
University Politehnica of Bucharest, ROMANIA

This paper presents the composition and characteristics of grinding media, to increase efficiency of the grinding process and performance of the ball mills. The correct adoption of grinding media greatly influences: the throughput capacity of mill, the energy consumed by it and the degree fineness of the product. The ratio of the quantity of material and the quantity of grinding balls influence the fineness of the product (at a low value, high fineness).

VARIOUS ASPECTS RELATING TO THE GRINDING CHARGE OF THE TUBULAR BALL MILLS

II. Wear of the grinding media

Gheorghe I. ENE, Iuliana-Marlena PRODEA
University Politehnica of Bucharest, ROMANIA

This paper presents the influence of the wear of grinding media on the mills performance. Wear of grinding media has a negative impact on the performance of the mill (decreases the throughput capacity of mill, increases the energy consumption for grinding, decreases the degree fineness of the product). To maintain the performance parameters of the mill, it is necessary to rebuild the capacity of grinding media by adding new balls.

CONSIDERATIONS ON HELICAL GEAR MESHING STIFFNESS

Sorin GABROVEANU¹⁾, Andrei TUDOR²⁾,
Sorin CANANAU³⁾, Radu MIRICA⁴⁾

¹⁾ Romanian Research Development Institute for Gas Turbines COMOTI, Bucharest, ROMANIA
^{2, 3, 4)} “POLITEHNICA” University of Bucharest, ROMANIA

This paper presents a method for measurement of static mesh stiffness and the results obtained for a helical gear. For this gear the mesh stiffness using FEA analysis method was calculated.

COMPETITIVENESS OF MANUFACTURING SMEs INFLUENCED BY INFORMATICS TECHNOLOGIES

Alexandru Valentin RADULESCU
“POLITEHNICA” University of Bucharest,
ROMANIA

Small and medium manufacturing enterprises are vital to the Romanian economy. Many small enterprises have not adopted the advanced software technologies required to support the industry and to achieve competitiveness in a global marketplace. The objective of advanced software technologies is to demonstrate the cost savings and efficiency benefits. It can be showed that advanced software technologies can help even very small manufacturing enterprises increase quality, reduce turnaround time, and improve productivity and profitability. At the same time, the purpose of the paper is to identify the challenges and risks of implementing these technologies.

USING MODERN METHOD FOR RESOURCES MANAGEMENT OF A RESEARCH PROJECT

Irina RADULESCU
“POLITEHNICA” University of Bucharest,
ROMANIA

The paper presents the management of the time and financial resources for a research project concerning a virtual instrumentation laboratory applied to the Non-Newtonian fluids flow processes. The educational software proposed allows the choice of the non-Newtonian fluid specific data and the visualization of its microscopic structure, these technical information being organized into a data base. It was necessary a structural analysis for the greases reability determination, which is useful in all industrial sectors. The purpose of this paper will discuss developing and analyzing the Critical Path Method with continuous process improvement business structures to improve task execution reliability.

SOME ASPECTS OF DAMPING EFFECTIVENESS OF COULOMBIAN DAMPER

A. Tudor¹⁾, N. Cerbu¹⁾, C. Bîsu¹⁾, M. Vlase²⁾

¹⁾ The POLITEHNICA University of Bucharest, andreitudor1947@gmail.com

²⁾ The Building Technical University of Bucharest

REZUMAT

Funcționarea amortizoarelor cu frecare uscată (amortizoare coulombiene) implica asigurarea unei presiuni de contact optime între inele de cauciuc și tija. Aspectele tribologice la viteze și amplitudini, specifice vibrațiilor sunt determinate experimental pe o mașină de spălat automată. Se evidențiază efectul amortizării pe direcția longitudinală a amortizorului la turări mari și apariția autovibrațiilor la turări mici. Se definește eficacitatea amortizorului și se determină transmisibilitatea instantanea a amortizorului.

ABSTRACT

The operation of dry friction dampers (Coulomb dampers) involves ensuring a optimum contact pressure between the rubber rings and rod. Tribological aspects at speeds and amplitudes of vibration are experimentally determined on washing automatic machine. The effect of damping in the longitudinal direction of the damper at high speeds and at low speeds appears the self vibrations. It is defined the effectiveness of damper and determine the instant transmissibility of the damper.

KEYWORDS: Coulomb damper; washing machine; transmissibility friction; damping efficiency; self excitation

CUVINTE CHEIE: amortizor coulombian; mașina de spălat; transmisibilitate prin frecare; eficiență la amortizare; autovibrații

1. INTRODUCTION

Mechanical shock absorbers are designed to retrieve and dissipate the kinetic energy of shock and vibration harmful operation of machinery. Depending on how the absorption of kinetic energy absorbers are several types: internal friction dampers (buffers of rubber, cork, etc.), external friction dampers (annular springs with dry friction or Coulomb damper, or shock absorber fluid hydraulic) and electric or magnetic fields dampers [1, 2 , 3, 4].

By analyzing bibliographical on the design of the dampers mentioned in about 45 patents in constructive analysis of shock absorbers that have automatic washing machines in the current generation and experimental observations of some depreciation in operation, can be formulate the damping phenomenon in coulombian damper

The shock absorber is attached to the housing and to the excitatory through cylindrical rubber joints.

The damping phenomenon appears in inside of damper and in the external joints. To explain the damping, are important the following aspects:

- The geometry and mechanical properties of rings: the outer diameter, inner diameter and width; the modulus of elasticity, Poisson's ratio, the loading and unloading curve;
- The geometry and mechanical properties of the rod;
- The geometry and mechanical properties of the casing (tube);
- The constructive solution for fixing axial seals (rings);
- The "Tribological passport" (friction and wear behavior) of the ring material in contact with the rod and tube.

Between rod and seals for direct damper, and between sets and tube (housing) to reverse damper, are the interference fits. The contact pressure of

these fits is essential to the performance of a coulombian damper.

From the point of view of the amplitude of the vibrations performed by a damper, it is suggested the analysis of two cases: *small amplitude vibration and large amplitude vibration*. Characterization strain amplitude is considering axial static ring of damper.

For *small amplitude vibration*, damping is achieved by the internal friction of the material rings (gaskets) rubber due to deformation axial rings, causing minimal relative movement between rings and rod or housing (tube) of damper.

In this case, *the axial stiffness of rings and static friction* between the rings and the rod for the direct damper, or between the rings and the tube (housing) for "inverse" damper, are *functional parameters of damper*.

Hysteresis of rings material (rubber) and the nature of deformation (elastic, plastic, elastic-plastic) are essential for effective damping. Axial deformation of the rings is carried out by forces less than the static friction forces defined by the contact pressure between the rod and rings or rings and housing.

Thus, *radial pressure* from the fit rod-rings or rings-housing is essential to the *effectiveness of a coulombian damper*. Changing this pressure by operating time is essential for the sustainability and effectiveness of a damper.

For *large amplitude vibrations*, damping is achieved both through internal friction of the material and by external friction of rings and rod or rings and housing (tube). For this situation, *the*

axial stiffness and the kinetic friction are functional parameters of damper.

Effectiveness damper behavior is influenced by ring material (hysteresis) and behavior at the interface with the rod or tube in the presence of relative movement (the phenomenon of friction). Analog first case, *the contact pressure* is essential to the effectiveness and sustainability of damper.

The current criteria for choosing a damper are *minimum force to beginning movement* of the rode and maximum amplitude of vibration (vibration exciter to frame misalignment in operation). This minimum force is defined *static load capacity damper* (F_o).

As long as centrifugal force and a component of the exciter weight are lower than the static load capacity, damping occurs through deformation rings and bushes to fixed at the frame. Amplitude of vibration is limited to the amount of deformation maximum possible of rings and bushes.

On the treatment of friction, mentioning the possibility of such arrangements is technically dry friction (friction without some lubricant), or limit friction or mixed friction. The friction type is function to the rheology of lubricant and the relative velocity. initially introduced in silencer. If friction during vibration damper varies, we can appreciate that type Striebeck operation.

This paper aims to examine the effectiveness of coulumbiene dampers mounted at the automatic washing machines.

In Figure 1 is presented a dry friction damper (coulombian damper) used in the construction of automatic washing machines.

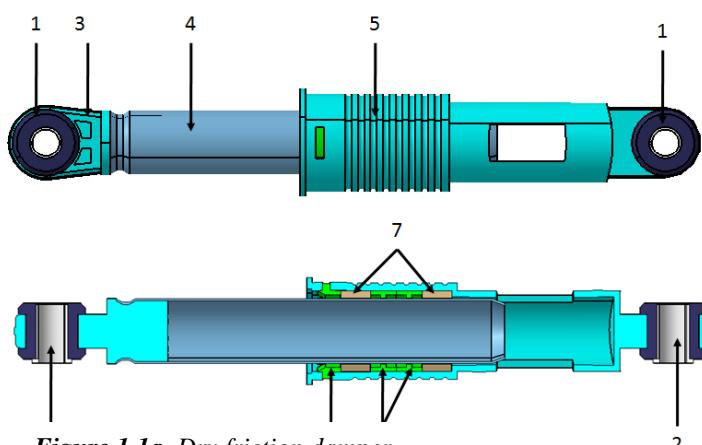


Figure 1.1a. Dry friction damper

- 1- Sealing rubber
- 2- Plastic interior lining
- 3- Mounting bushe of damper
- 4- Metal rod
- 5- Damper corps
- 6- Limiting sleeve
- 7- Damping rings
- 8- Spacers

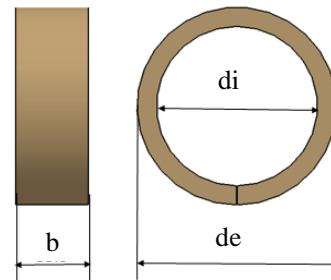


Figure 1.1b. Geometry of damping ring

In order to analyze the operation of a coulombian damper is proposed the adapted of washing machines with equipment for measuring and recording the vibrations. In this regard, were mounted vibration transducers type PCB on housing damper and Brüel & Kjaer on rod damper. The sensitivity of transducers is 100mV/g. Vibration signals acquisition was made by National Instruments USB4432 with a rate of 6250 samples / sec and 12,800 spectral lines and provides a resolution of 0.24 Hz. The damper housing is fixed to the machine structure.



a)

There were measured rod vibration velocities in two directions - the longitudinal direction of rod damper (v_l) and the transverse direction of the damper (v_t).

Drive shaft speed of the drum of the washing machine was measured by means of a laser sensor.

In Figure 2 shows a photo of the washing machine and Annexes on vibration transducers.

It was considered as representative of machine operation on the "Squeezed" program with empty tank. In this program operation, the motor speed has varied with time as shown in Figure 3.



b)

Figure 2: Washing machine- generale vue (a), vibration damper transducers (b).

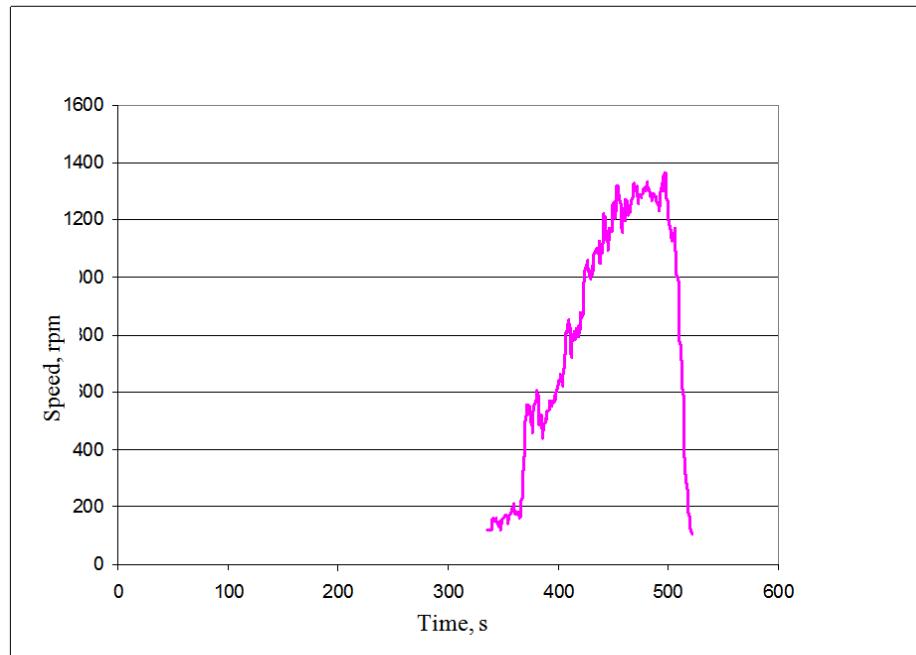


Figure 3: Speed drum washing machine for SQUEEZE program v.s. time.

Corresponding to this speed range, the vibration velocities measured in the machine structure (damper housing) in the longitudinal direction (v_{sl}), in the longitudinal direction of the damper rod (v_l) (figure 4) and the transverse direction of the damper rod (v_t). Vibration velocity variation with time working in "Squeezed" is shown in figure 5 and figure 6. The accelerations of vibrations are obtained by deriving the velocity with respect to time.

For performance analysis are taken into account only damper velocities, accelerations and amplitude of rod and the housing for longitudinal direction.

Thus, figure 7 summarizes these accelerations of the rod the housing in longitudinal direction. By integrating the speed in the longitudinal direction with respect to time, vibration displacements are obtained and are shown in figure 8.

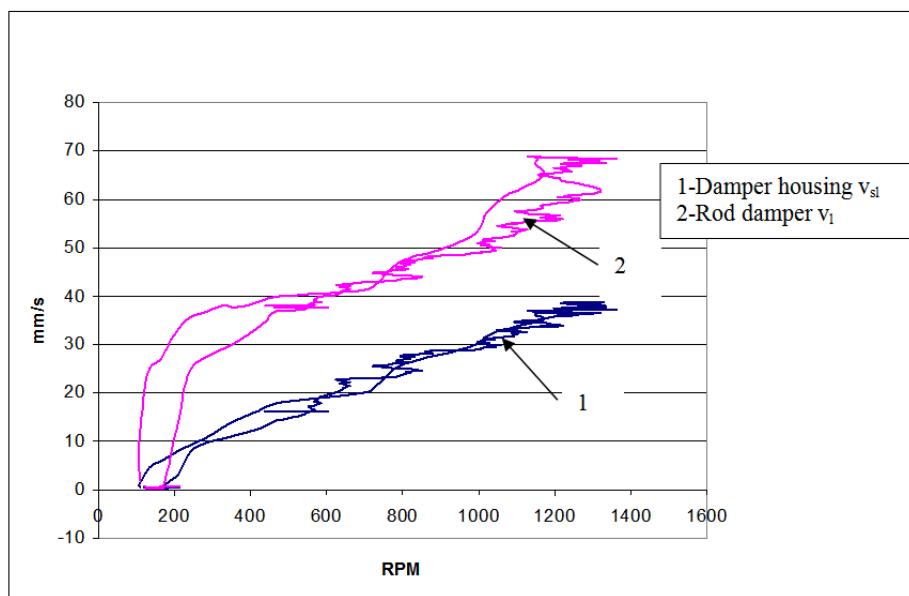


Figure 4: Velocities damper rod and housing in longitudinal direction v.s. speed.

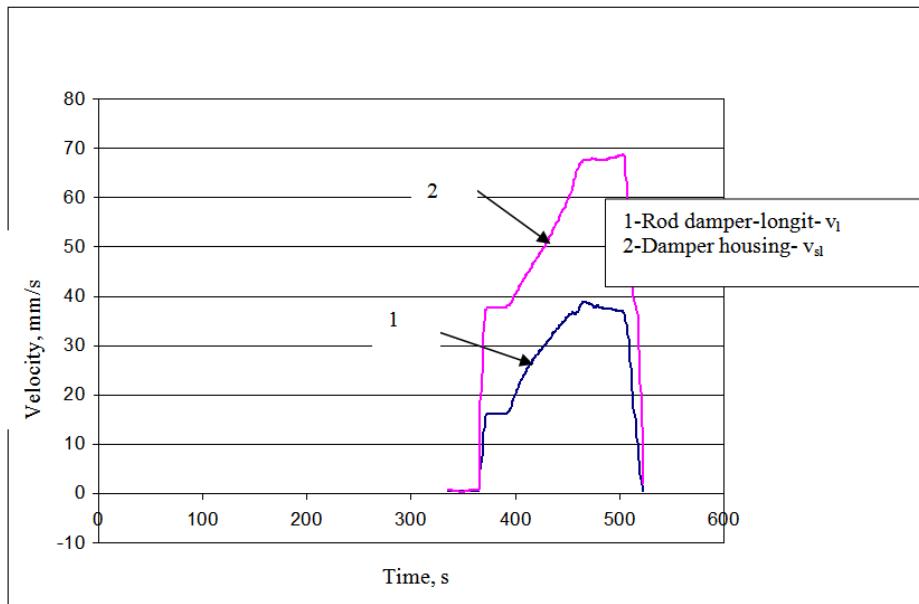
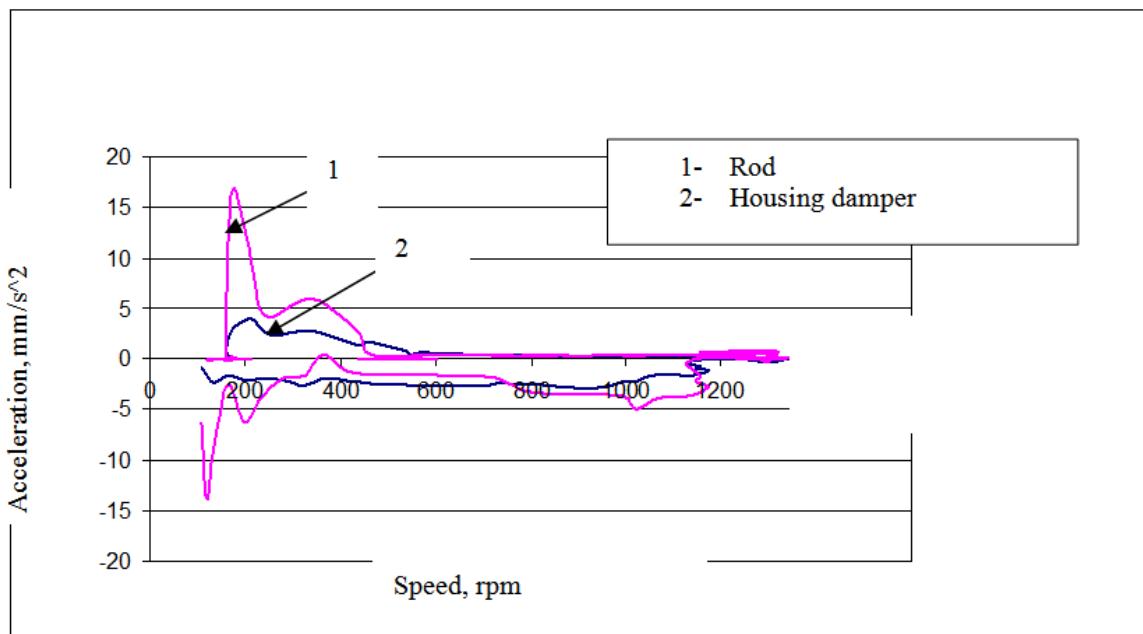
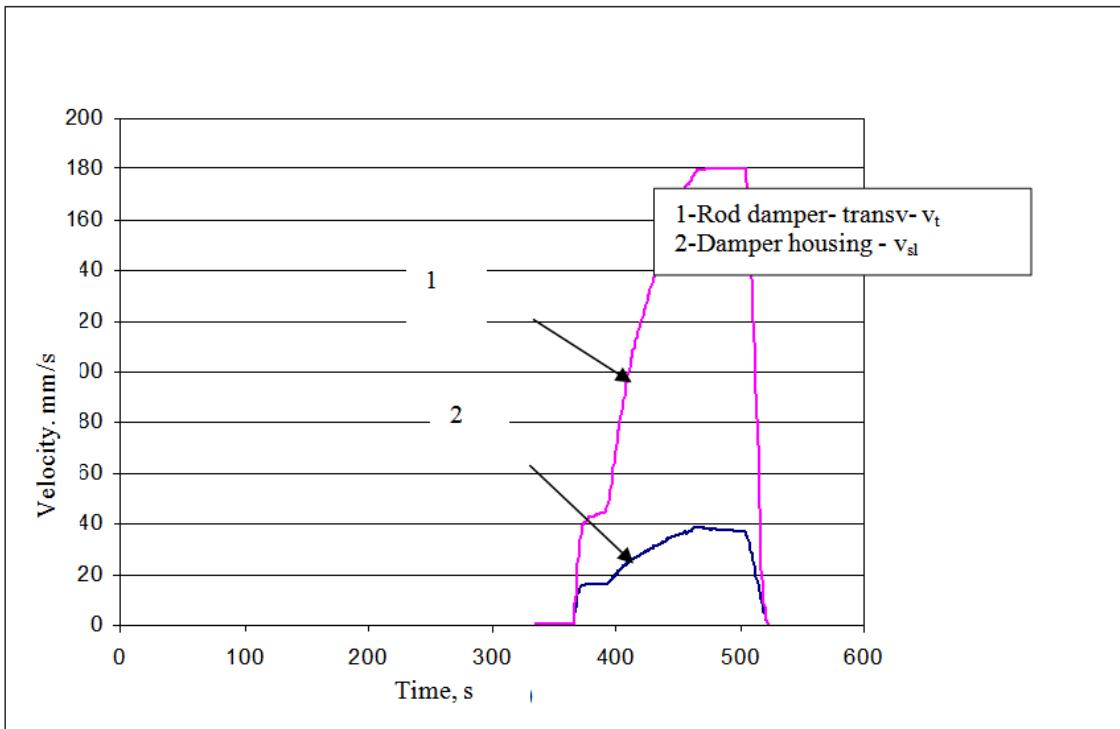


Figure 5: Velocities rod and the casing in the longitudinal direction v.s. time.



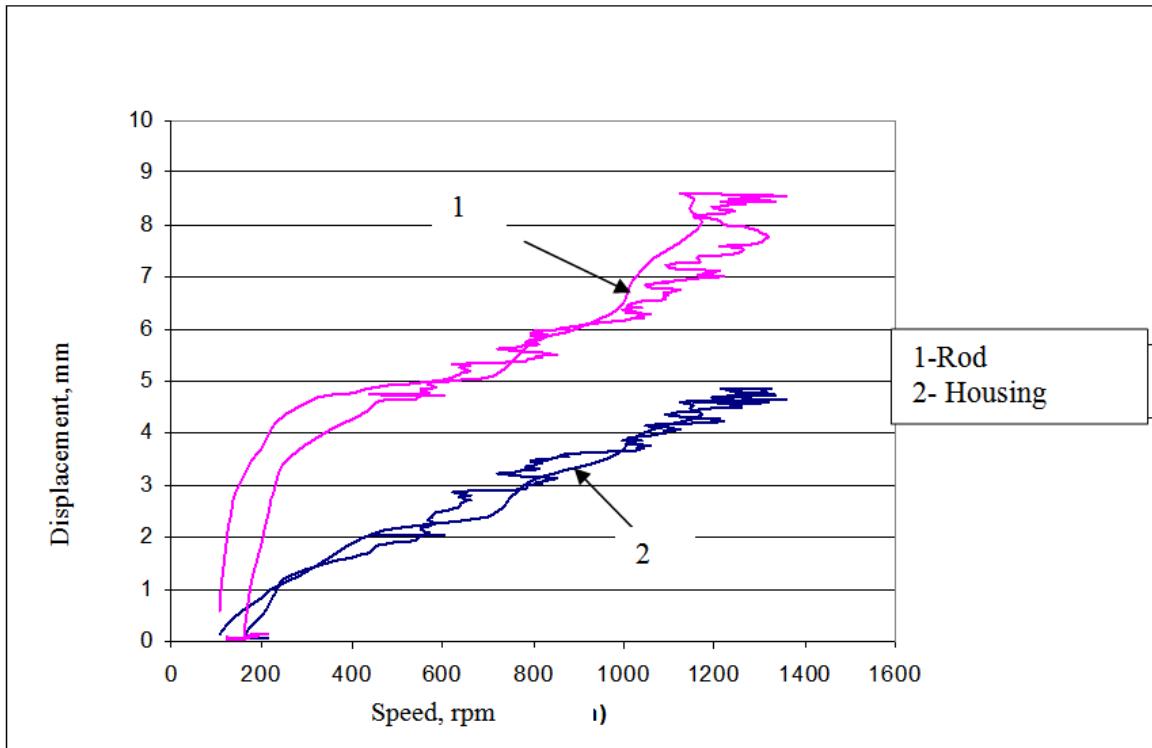


Figure. 8. Displacements of rod and housing damper in the longitudinal direction v.s. the speed.

Of all the figures on the velocities, accelerations and displacements observed that the vibration source is that the main direction of the tank and damper work is the longitudinal direction.

To highlight the effect of damping is proposed to determine the kinetic energy of the rod damper (E_{ct}) and energy damper housing (E_{cc}) as functions of time and speed . The mass of damper rod is

$$m_t = 0.067 \text{ kg}$$

and mass of housing damper is

$$m_c = 0.034 \text{ kg.}$$

Thus, the energy consumed by friction damper longitudinal direction can be written as:

$$E_{fl} = E_{ctl} - E_{cc} = \frac{1}{2} m_t v_{tl}^2 - \frac{1}{2} m_c v_{cs}^2 \quad (1)$$

Where:

- v_{tl} is the velocity where the rod in the longitudinal direction,
- v_{cs} - the velocity measured on the housing damper in the longitudinal direction and corresponds to the structure of the vibration velocity at the point of attachment to the housing.

In Figure 10 is shown the energy absorber entry into and exit during a period of work on the "SQUEEZED" program. The variation of these energies to the working speed of the drum is illustrated in figure 9.

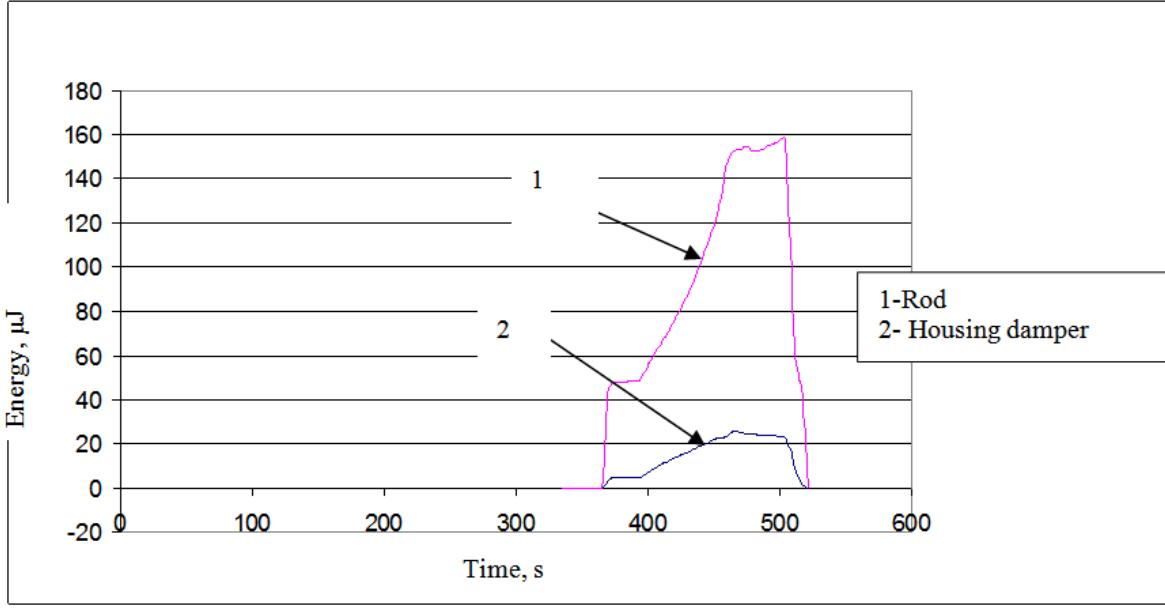


Figure 9: Variation rod energy and housing damper energy v.s. time in SQUEEZED program.

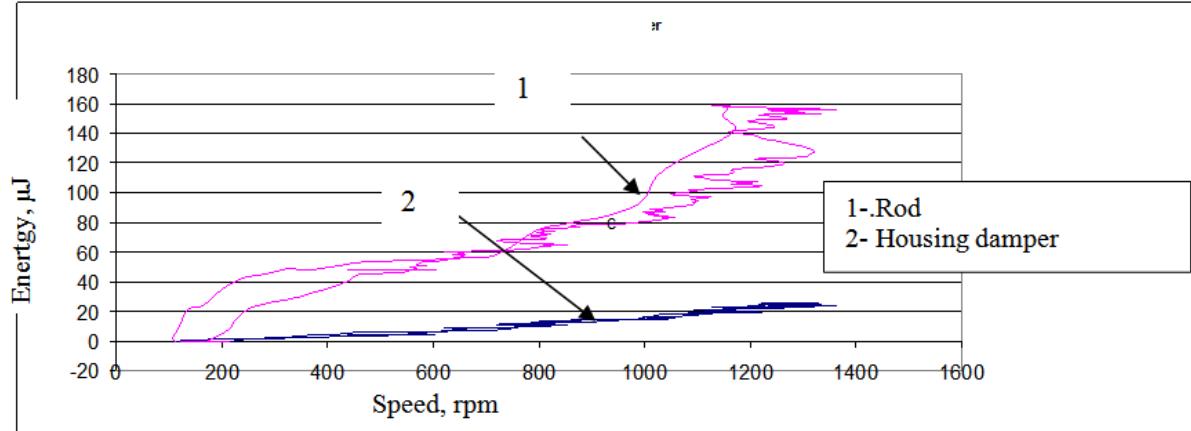


Figure 10: Variation rod energy and housing damper energy v.s. speed in SQUEEZED program.

On the basis of analysis of the damping referred to in specialty papers [5, 6, 7], energy efficiency is defined as the ratio of coulombian damper energy transferred through the housing structure and excitation energy source (energy received from rod machine drum washing):

$$\eta_a = 1 - \frac{E_{cstr}}{E_{cct}} = 1 - \frac{m_c v_{cs}^2}{m_t v_{t\ell}^2} \quad (2)$$

where $E_{cstr} = \frac{1}{2} m_c v_{cs}^2$ is the kinetic energy of the shock absorber structure in the housing damper ; v_{cs} - structure vibration velocity measured on the damper housing.

Thus, the instant transmissibility is

$$T = \frac{F_e}{F_i} \quad (3)$$

Figure 11 shows variation in effectiveness damper tested.

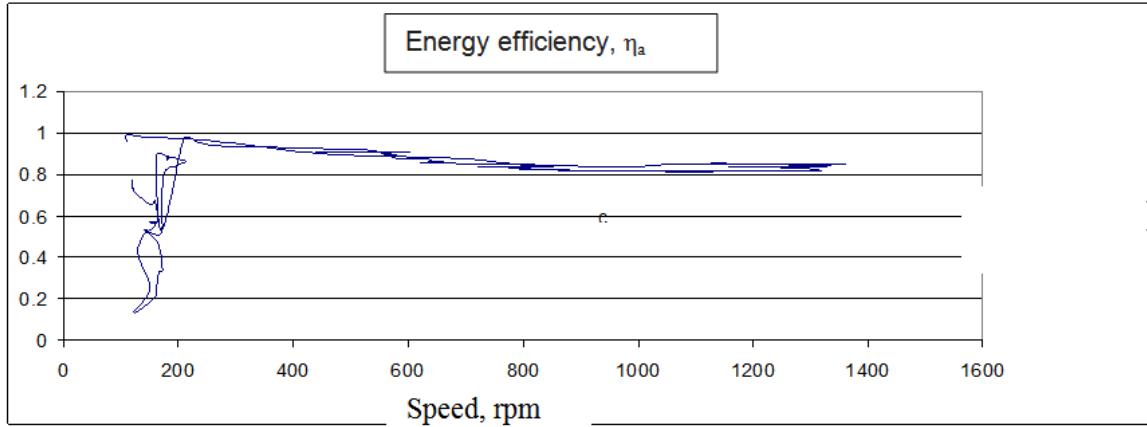


Figure 11: Energy efficiency of damper vs velocity in SQUEEZED program.

At low speeds is observed energy transfer unstable, especially under braking, the energy efficiency varies between 50 % and 97 % , for a small change of speed ($n = 210 \dots 90$ rev/min).

At higher speeds, (600-1300 rev/min), the energy transfer is more uniform, energy efficiency of damper is around 96-98 %

Regarding the damper transmissibility used to determine the instantaneous loading received by the rod in the longitudinal direction of the shaft of the machine (F_i) and the instantaneous load transmitted to the housing (F_e)

These forces are determined based on accelerations measured vibration velocities determined by deriving the velocities (a_{tl}) and housing damper (a_{cs}) and the masses rod (m_t) and housing (m_c) :

$$F_i = m_t a_{tl} \text{ and } F_e = m_c a_{cs}. \quad (4)$$

In Figures 12 and 13 are provided in the rod instantaneous forces (F_i) and the damper housing (F_e) as a function of time and speed of the drum.

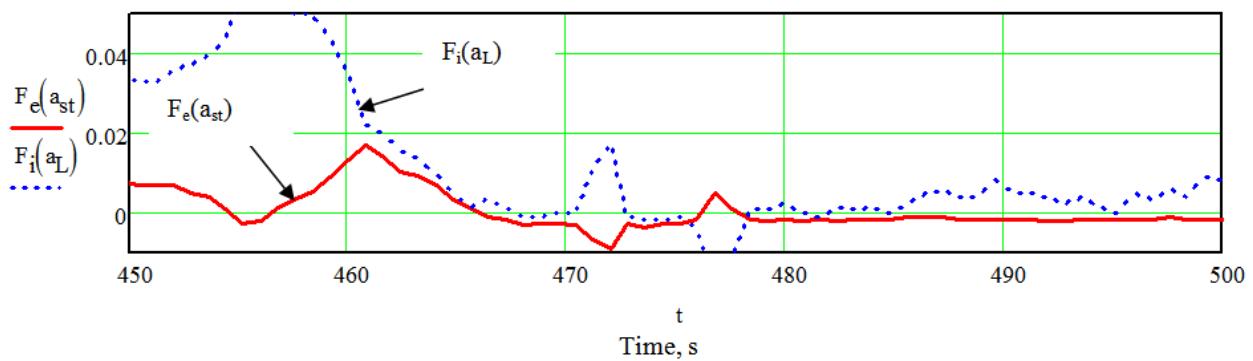


Figure. 12: Damper forces during the SQUEEZED program v.s. time.

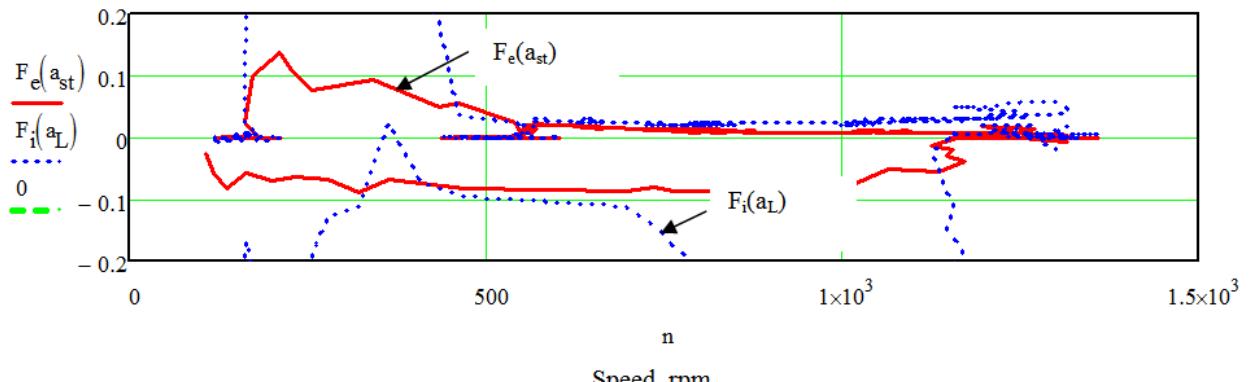


Figure 13: Damper forces during the SQUEEZED program v.s. speed.

From these variations calculated based on the forces of the vibration velocity measured , it is found that the effect of the damper is manifested throughout the entire work period , the input force (the force on the rod) is greater than the output force (the force on the housing) .

Several speeds, the damper acts as excitatory by self vibrations, the force housing is higher, than the force of the rod. For example, speeds in the range of 330-405 rev/min, the force transmitted from the damper housing to the machine frame is greater than the force received by the rod of the damper from the source (tank).

3. CONCLUSIONS

The range of speeds rod vibration dampers and the presence of lubricant in the initial state of damper lead to the possibility in several possibilities of friction: fluid , mixed , limite and conventional dry. Parameters measured vibration damper rod and housing confirms that the longitudinal direction is the main direction of damping.

The experiments on an automatic washing machine vibration spectrum confirm the change by damper and effectiveness in a sliding direction (longitudinal direction) of the rod.

Damping function is predominant, but appears damper excitatory effects at low rpm.

REFERENCES

- [1] Draghici I., Ivan M., Kremer S., Lacatus V., Macarie V., Petrescu N., *Suspensii si amortizoare*, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1979.
- [2] Ye Shao Chun, Williams Keith A., *Torsional friction damper optimization*, Journal of Sound and Vibration 294 (2006) 529–546.
- [3] Bratu, P., *Izolarea si amortizarea vibratiilor la utilajele de constructii*, Edit. INCERC, Bucuresti, 1982.
- [4] Cerbu, N., Tudor, A., Paduraru, G.I., *Some experimental aspects of the mechanical behaviour of coulombian dry friction damper (part II)*, U.P.B., Sci. Bull., Series D., 2015 (in curs de aparitie).
- [5] Al Sayed Baraa, Chatelet, E., Baguet, S., Georges,J.K., *Dissipated energy and boundary condition effects associated to dry friction on the dynamics of vibrating structures*, Mechanism and Machine Theory 46 (2011) 479–491.
- [6] Wu Ziyang, Liu Hongzhao, Liu Lilan, Yuan Daning, *Identification of nonlinear viscous damping and Coulomb friction from the free response data*, Journal of Sound and Vibration 304 (2007) 407–414.
- [7] Voinea, R., Voiculescu, D., Ceausu, V., *Mecanica*, Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1983.

PROTECTION ELEMENTS FOR MACHINE TOOLS

Emilia BĂLAN¹, Dan PRODAN², Anca BUCUREŞTEANU³, Adrian MOTOMANCEA⁴

1, 2, 3, 4 - University “Politehnica” Bucharest, ROMANIA

emilia.balan59@yahoo.com, prodand2004@yahoo.com, ancab66@yahoo.com, motom@deltainfo.ro

REZUMAT

În cadrul acestei lucrări autorii fac o prezentare succintă a principalelor sisteme destinate protecției ghidajelor și mecanismelor de avans (șuruburi conduceătoare, pinioane, cremaliere etc.) de la mașini-unelte. Realizarea unor astfel de elemente protective presupune efortul comun al unor specialiști din domeniul construcțiilor de mașini, dar și din domeniul producție textile și de pielărie artificială. În această fază se insistă în mod deosebit asupra protecțiilor pe suport textil. Pentru proiectarea și alegerea optimă a tipului de material utilizat se au în vedere caracteristici specifice, cum ar fi: necontaminarea zonei cu impurități solide sau lichide, tipul așchiilor ce vin în contact cu burduful, greutatea și temperatura maximă a așchiilor, viteza maximă de deplasare a apărătorilor, necesitatea deplasării sincrone cu elementele protejate ale mașinii-unelte. Sunt prezentate câteva soluții propuse de autori cu ocazia fabricării sau refabricării unor mașini-unelte. Autorii își propun să elaboreze o metodologie de proiectare și realizare a unor astfel de protecții, la comandă, pentru o gamă cât mai mare de mașini-unelte.

ABSTRACT

The authors of this paper make a brief presentation of the main systems designed to protect the guideways and feed mechanisms (lead screws, pinions, racks, etc.) of the machine tools. The manufacture of such protective elements involves joint efforts of specialists in the field of machine building, textile and artificial leather production area. In this phase, particular emphasis is placed on the textile protections. These protections are complex constructions that include metallic or plastic parts too, besides the textile elements. Specific characteristics are taken into account for designing and optimal selection of the type of material used. These are: do not allow the penetration of solid and liquid impurities into the protected area, type of chips that come into contact with the bellows, weight and maximum temperature of the chips, maximum travel velocity of the bellows, the necessity of synchronized travel with protective elements of the machine tool. The paper also presents some solutions made by the authors on the occasion of the manufacturing or retrofitting some machine tools. The authors intend to develop a methodology to design and implement at request such protection for the widest range of machine tools.

KEYWORDS: protection elements, guideways, textile bellows, specific characteristics

CUVINTE CHEIE: elemente de protecție, ghidaje, apărători textile tip burduf, caracteristici specifice

1. PROTECTION OF MACHINE TOOLS GUIDEWAYS

The guideways of machine tools are elements meant to materialize the generatrix trajectories, straight or

circular, necessary for generating surfaces during the machining operations on machine tools [1, 2].

The guideways, along with the supporting on bearings [3], are those that provide the machine and machining operations accuracy.

Regardless of the material they are made of (cast iron, steel, bronze or even plastic [4]) they are some of the most expensive components of the machine. In most cases they must be lubricated with oil or, less often, with Vaseline. The lubricating element is well established and should have a high degree of purity. The initial purity and the filtering of the working environment [5] are not sufficient if, during the operation, impurities can penetrate in their area. These impurities can be:

- metallic or non-metallic chips resulted from the machining operations performed on the machine itself or on other neighboring machines;
- dust from atmosphere or from other machining operations (foundry, sand blasting, air blowing on surfaces, etc.);
- coolant for tools, based on emulsion, oil or other liquids.

The same types of impurities can also affect other specific elements of the machine tools such as the lead screws, feed mechanisms, racks, etc.

These impurities can compromise partially or even totally, by seizing, the guideways and not only them. In order to prevent such situations, different protective systems - shown schematically in Fig. 1 - were made.

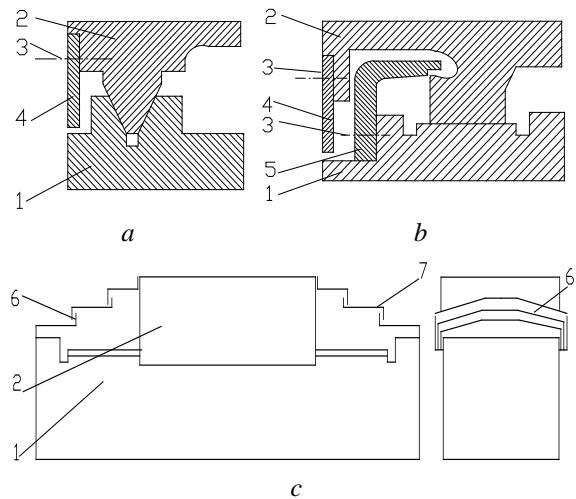


Figure 1: Protection system solutions:

- a, b – simple protection;
- c – complex protection;
- 1 – bed with guideways,
- 2 – saddle,
- 3 – clamping screws,
- 4 – metallic guard along the saddle,
- 5 – fixed guard along the beds' guideways,
- 6, 7 – telescopic metallic guards along the entire length of the guideways

The simplest protection system is shown in Fig. 1. The guard 4 is made of iron sheets all along the length of the saddle. The protection is very weak, only along the saddle and laterally. If the system above is supplemented with the profiled guard 5 on the entire length of the bed, the protection is improved, but only on the sides. The front but also the back part of saddle 2 remains unprotected during the travel on the guideways of the bed 1. A higher protection, on the sides of the saddle but also in the front part and the back part of the saddle, is obtained using the guards in Fig. 1,b and Fig. 1,c.

The telescopic guards 3 and 4 in Fig. 1,c are stiffly clamped to the bed 1 and to the saddle 2. During the travel, the guards move synchronously with the saddle and protect the whole guiding area.

The telescopic guards are equipped with specific elements for whipping and sealing. These ones do not allow the penetration of solid and liquid impurities into the area of the protected guideways.

Figure 2 shows some variants of such guards that provide complete protection.

The guard 2 moves on the guideways 1, perpendicularly to the plane of the figure. The elastic blade 3, depending on the variant selected, presses the specific elements for whipping and sealing. These ones are attached to guard 2 by means of the rivets 7. The systems in Fig. 2,a can be used in the case of the small size machines that run with low speeds [1, 4] and without coolant [5]; if the speed is high, the variant in Fig. 2,b should be used. As for the heavy duty machine tools, which use coolant and which have the risk that chips reach the guideways, the variant in Fig. 2,c is the best one.

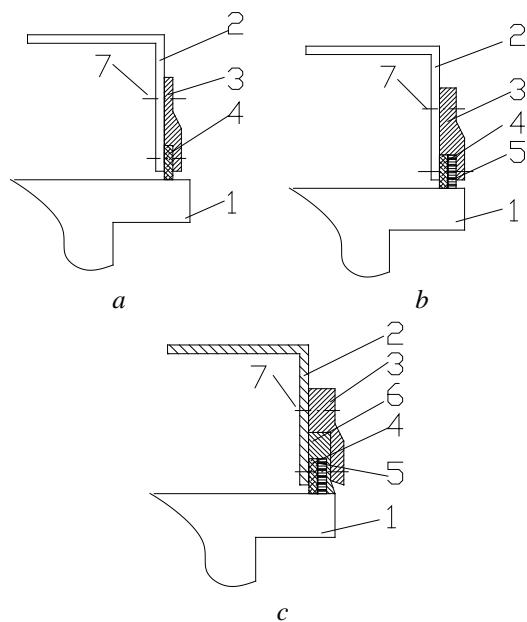


Figure 2: Telescopic guards solutions for machine tools with:

- a – low speeds and without coolant;
- b – high speeds;
- c – normal speeds and coolant;
- 1 – bed with guideways,
- 2 – guard,
- 3 – elastic blade,
- 4 – felt seal,
- 5 – rubber seal,
- 6 – brass chip cleaner,
- 7 – rivet

2. PROTECTION OF MACHINE TOOLS GUIDEWAYS BY MEANS OF TEXTILE BELLOWS

A complete protection is also provided by the bellows 3 and 4, fastened to saddle 2 as in Fig. 3. The saddle 2 moves on the guideways of the bed 1.

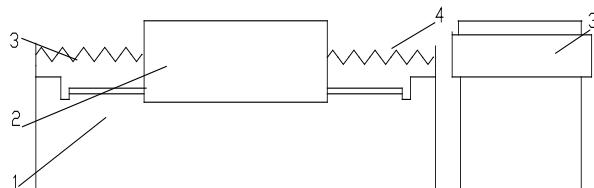


Figure 3: Textile bellow solution:

- 1 – bed with guideways,
- 2 – saddle,
- 3, 4 – textile guards (bellow type) all along the guideways

Hereinafter this paper analyses the guards made of textile bellows. These protection elements are manufactured by specialized companies [6, 7], at customer's request, depending on the type of the machine tool but also of the machining operations made with this machine tool. As shown in the following lines, they are complex constructions that include metallic or plastic parts too, besides the textile elements.

Figure 4 shows the way to assemble the textile guards. The saddle 2 travels on the guideways of the bed 1 thanks to the feed kinematic chain that is not shown in the figure. At the ends of the saddle are assembled the bellows 3 and 4 by means of the screws 5. The assembling manner ensures the total closure of the guideways and feed mechanisms. In this situation, if the guards are assembled and are in normal conditions, the solid and liquid contaminants cannot penetrate into the sliding area. Because of their shape, the guards allow the making of a certain useful travel but also limit its size through the area occupied in total compression status related to guideways length.

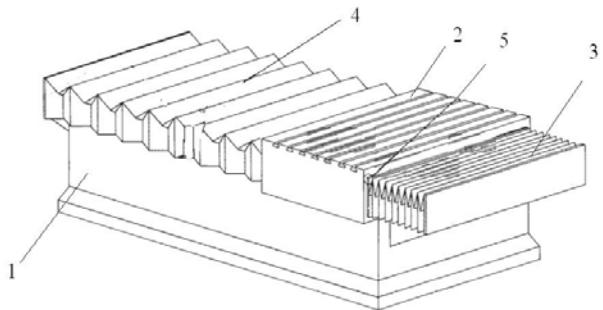


Figure 4: Assembling textile guards:

- 1 – bed with guideways,
- 2 – feed saddle,
- 3, 4 – bellows,
- 5 – clamping screws of the bellows

These bellows can be assembled so that parts of the machine tool would be able to move simultaneously both vertically and horizontally (Fig. 5). The design must ensure synchronization travels (impact-free expansion/ compression of telescopic guards). In this way it protects the entire work area.



Figure 5: Cross-cover covers in various expansion states [8]

The guards will travel synchronously with the saddle and their deformation or mutilation is not allowed even under their own weight. To this effect they are provided with various stiffening elements specific to the respective application and to the manufacturer too. The bellows inner part is schematically shown in Fig. 6. The frames 1 and 2 are made of iron sheets depending on the profile of the guideways to be protected. The rollers 3 help to unload the weight from the guideways. The lateral guidance is provided by the tablets 6, usually made of bronze. The mechanism 5 stiffens the whole construction, allowing the compression and extension of the guards. These rollers 3 may be made of bronze or plastic or can be replaced with bearings (Fig. 7).

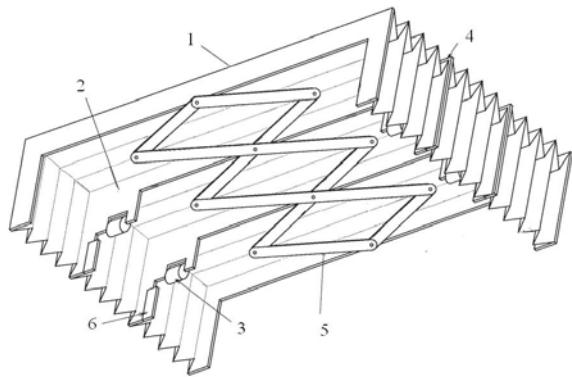


Figure 6: Bellows inner part:

- 1 – end metallic frame,
- 2 – inner metallic frames,
- 3 – rollers for rolling on guideways,
- 4 – connection elements,
- 5 – stiffening mechanism,
- 6 – guiding tablets

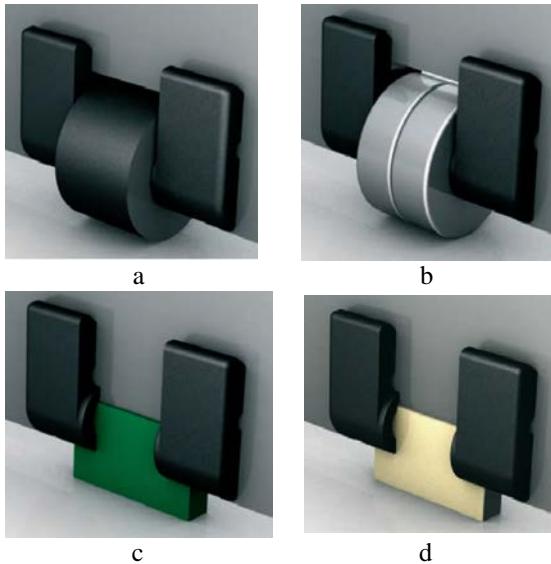


Figure 7: Rollers used in bellow construction:

- a – rollers of plastic materials for low speed;
- b – metallic rollers (heavy and high speed);
- c – pastilles of plastic materials (recommended for rolling guides);
- d – pastilles of metal materials (recommended for high support loads and low travel speeds) [8]

3. GUARDS CALCULATION

Guards are usually chosen by the designer from manufacturers' catalogues [6, 7]. Their presence adds additional pressure to the feed kinematic chain which is served. Figure 8 shows the case of a horizontal feed kinematic chain with nut ball screw mechanism.

The force developed by the feed kinematic chain in stationary regime is F_1 .
It should check the condition:

$$F_1 = F_2 + F_3 + F_4 + F_5. \quad (1)$$

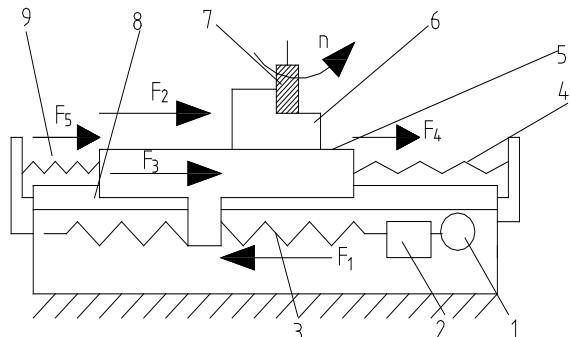


Figure 8: Horizontal feed kinematic chain:

- 1 – electric motor,
- 2 – gear reducer,
- 3 – ball screw,
- 4 – back guard (stretched during the process),
- 5 – saddle,
- 6 – semi-finished workpiece,
- 7 – milling tool,
- 8 – saddle guides,
- 9 – front guard (compressed during the process),
- n – milling speed

In relation (1) it is considered that F_2 is the cutting force in the direction of the feed and it is calculated [9] or measured (the CNC), F_3 is the friction force of the saddles' guide [1, 2, 4] which depends on their type, F_4 and F_5 are the forces introduced by the bellows.

The bellows' forces are calculated using the equation:

$$F_4 + F_5 = F_{TG} = n_{TG} \cdot F_L \cdot l + G_{TG} \cdot \mu_{TG} \quad (2)$$

In the relation (2) it has been noted: F_{TG} – total force introduced by the telescopic guards, n_{TG} – total number of elements in the front and back of the saddle, F_L – friction force per unit length specific to the guards used, l – length of the whipping elements on a guard, G_{TG} – total weight of the guards, μ_{TG} – friction coefficient of the guards on guideways (sliding or rolling).

Usually a checking calculus is made especially for heavy duty machine tools with metallic guards. These are equipped with guidance systems and sealing or whipping systems. Besides these calculations one will also take into account the manufacturer's recommendations concerning the maximum admitted speed.

4. SPECIFIC REQUIREMENTS OF THE TEXTILE GUARDS

In order to design and manufacture these guards, there are some specific requirements to be taken into consideration. They result from the machine type and application field.

In the case of famous manufacturers [6], the shape of these guards can be one of those shown in Fig. 9.

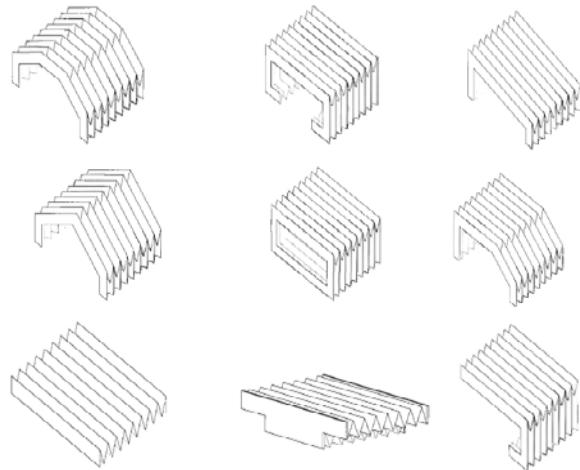


Figure 9: Shapes of textile guards

Among the important elements to be taken into account when choosing the optimal guards, the following ones can be reminded:

- type of machine tool (lathe, milling machine, drilling machine, grinding machine, etc.);
- type of chips that come into contact with the bellows (steel, cast iron, continuous/scales);
- estimated weight of the chips that can remain on the bellows;
- maximum temperature of the chips; there are cases when this temperature can exceed 500-700 °C;
- guideways lubrication type (oil, Vaseline, hydrostatic, aerostatic, etc.);
- maximum travel velocity; in the case of small and medium machines, the velocity can exceed 25 m/min; in the case of heavy duty machine tools, the maximum velocity is 10 m/min.

Into light of these facts can be established the basic material that can be used.

5. EXAMPLES OF APPLICATION OF TEXTILE GUARDS ON MACHINE TOOLS

The brand new machine tools or the remanufactured ones [10] use the bellows type guards especially for the guideways of the crossbeams or the cross rails of the vertical lathes and of GANTRY milling machines

and for the protection of the rail heads operating on vertical guideways. They are not used for the protection of horizontal tables' guideways, such as X type axes of GANTRY milling machines. This choice is made in order to prevent the presence of chips remained on the guards but also the risk to break the guards when workpieces or tools fall accidentally.

Figure 10 shows the guards of the cross rail guideways of a vertical lathe manufactured by GPM International Company [7].

Bellows type guards are also used by TOSHULIN Company for the protection of the guideways on the column of a vertical lathe as shown in Fig. 11.



Figure 10: Textile guards used for cross rail of a vertical lathe GPM make



Figure 11: Textile guards for the guideways on the column of a vertical lathe TOSHULIN make



Figure 12: Vertical lathe TITAN make; left side has the guideways protected with guards on textile support

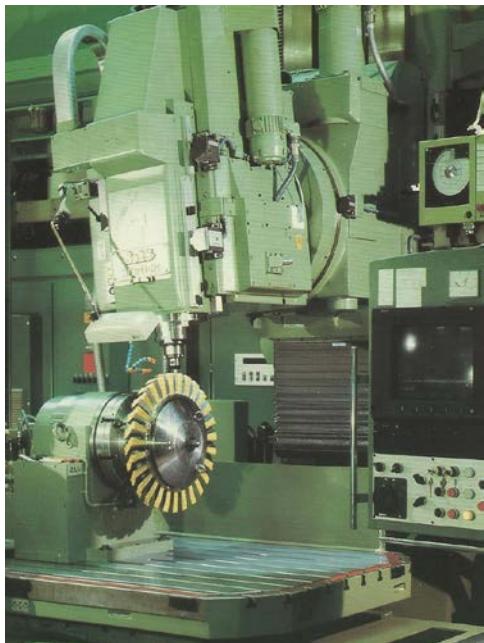


Figure 13: Protection of guideways by means of textile guards at BOKO milling machine

In the case of a vertical lathe too, but this time to protect the ram guideways, TITAN Company use guards on textile support, as in Fig. 12 [7].

Textile guards as shown in Fig. 13 are used to protect the area under the vertical rail head slide of a milling machine BOKO make.

In Fig. 14 is shown a GANTRY type milling machine TOS KURIM with crossbeam. Its guideways (on which moves the slide of the railhead) are protected by means of bellows guards made of textile material. When remanufacturing [10] the machine tools, the old guards can be replaced with new modern ones, made of textile material.



Figure 14: TOS KURIM milling machine with traverse guideways protected by textile guards



Figure 15: Textile guards used for the protection of Y axis guideways on an AFP type machine

In Fig. 15 can be noticed such guards used by the company “POPECI-CRAIOVA” for a machine AFP 200 type.

6. CONCLUSIONS

To protect the guideways of the machine tools can be used metallic or textile guards.

Metallic guards are stronger but have a high price. They are compulsory for the horizontal guideways located in the working area of the heavy and very heavy duty machine tools. Thanks to their construction, they are able to support large loads and ensure an almost perfect protection against the penetration of the coolant into the sliding zone.

The guards made of textile elements are recommended for protection of the guideways that are not situated in the working area and for which there is no danger of larger loads appearance, such as operator's body weight. It is usually the case of the guards used for the vertical guideways of the heavy duty machine tools.

Specific characteristics are taken into account for designing and optimal selection of the type of material used. These are: do not allow the penetration of solid and liquid impurities into the protected area, type of chips that come into contact with the bellows, weight and maximum temperature of the chips, maximum travel velocity of the bellows, the necessity of synchronized travel with protective elements of the machine tool.

At the present moment there is the possibility to manufacture all types of guards, on demand, by specialized companies. These companies work according to the indications given by the designer of the respective machine tool.

REFERENCES

- [1] **E. Botez, V. Moraru, C. Minciuc, C. Ispas, Mașini-unelte. Organologia și precizia mașinilor-unelte** (Machine Tools. Study of Machine Tools Parts and Accuracy), Vol. II, Technical Publishing House, Bucharest, 1978.
- [2] **P.H. Joshi, Machine Tools Handbook**, McGraw-Hill, New Delhi, 2007.
- [3] **B. Perovic, Handbuch Werkzeugmaschinen**, Carl Hanser Verlag München Wien, 2006.
- [4] **D. Prodan, Mașini-unelte grele. Sisteme mecanice și hidraulice**. (Heavy Duty Machine Tools. Mechanical and Hydraulically Systems), Printech Publishing House, Bucharest, 2010.
- [5] **A. Bucureșteanu, Instalații conexe pentru mașini-unelte și sisteme de producție** (Machine Tools and Production Systems Associated Installations), Printech Publishing House, Bucharest, 2009.
- [6] *** Catalog TECNIMETAL: <http://www.tecnimetal.com>
- [7] *** Catalogues: TMG TITAN, PIETRO CARNAGHI, GPM INTERNATIONAL.
- [8] *** Catalogues: KABEL SCHLEPP, ARNOLD, PEI: <http://www.kabelschlepp.de/>, <http://www.arno-arnold.de>, <http://www.pei.eu>.
- [9] **A. Vlase, P.C. Patic, Proiectarea operațiilor de prelucrare pe mașini de strunjit convenționale și cu comandă numerică** (Design of machining operations on conventional machines and CNC lathe), Economic Publishing House, Bucharest, 2004.
- [10] **D. Prodan, S. Marinescu, Refabricarea mașinilor-unelte. Sisteme hidraulice** (Machine Tools Remanufacturing. Hydraulic Systems), Technical Publishing House, Bucharest, 2005.

DIFERITE ASPECTE PRIVIND ÎNCĂRCĂTURA DE MĂCINARE A MORILOR TUBULARE CU BILE / VARIOUS ASPECTS RELATING TO THE GRINDING CHARGE OF THE TUBULAR BALL MILLS

I. Caracteristicile și componența încărcăturii de măcinare / The characteristics and composition of the grinding charge

Gheorghe I. ENE¹, Iuliana-Marlena PRODEA²

¹University Politehnica of Bucharest, Bucharest, ROMANIA, e-mail ghene48@yahoo.com

²University Politehnica of Bucharest, Bucharest, ROMANIA, e-mail improdea@yahoo.com

Rezumat

În lucrare se prezintă componența și caracteristicile încărcăturii de corpuri de măcinare, pentru sporirea eficienței procesului de măcinare și a performanțelor morilor tubulare cu bile. De adoptarea corectă a încărcăturii de corpuri de măcinare depind în mare măsură debitul morii, energia consumată de către aceasta și finețea produsului măcinat. Raportul dintre cantitatea de material și cantitatea de bile influențează finețea de măcinare a produsului (valoare mică a raportului, finețe de măcinare mare).

Abstract

This paper presents the composition and characteristics of grinding media, to increase efficiency of the grinding process and performance of the ball mills. The correct adoption of grinding media greatly influences: the throughput capacity of mill, the energy consumed by it and the degree fineness of the product. The ratio of the quantity of material and the quantity of grinding balls influence the fineness of the product (at a low value, high fineness).

CUVINTE CHEIE: mori cu bile, măcinare, corpuri de măcinare, încărcătura de măcinare, uzura corpurilor de măcinare.

KEYWORDS: ball mills, grinding process, grinding media, grinding charge, wear of grinding media.

1. GENERALITĂȚI

Morile tubulare cu bile (fig. 1) constau dintr-un tambur cilindric orizontal 1, compartimentat în 1-3 camere cu ajutorul diafragmei (peretelui

despărțitor) 2. Tamburul, rezemat pe lagărele 3, este antrenat în mișcare de rotație de către un grup de acționare 4.

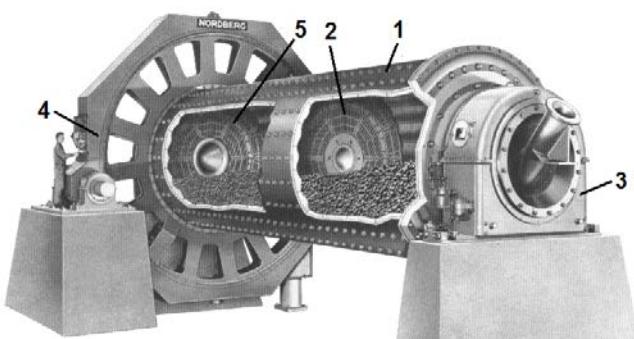


Figura 1. Moară cu bile (firma Nordberg – U.S.A.) [2].

- 1 – tambur;
- 2 – perete despărțitor (diafragmă);
- 3 – lagăre;
- 4 – grup de acționare;
- 5 – diafragmă de evacuare.

Tamburul, umplut parțial cu încărcătura de coruri de măcinare (bile, cilindri scurți (cylpebs)), rotindu-se, le antrenează pe acestea până la o anumită înălțime de unde, căzând în cascadă, produc mărunțirea materialului. Măcinarea se produce atât prin strivirea cât și prin forfecarea (frecarea) materialului între bilele care cad. Ponderea efectelor de lovire și de forfecare în cadrul procesului de măcinare depinde de o multitudine de factori, îndeosebi de mărimea și forma corpuri de măcinare.



Figura 2 . Corpuri de măcinare.

Bilele se pot obține prin turnare sau prin forjare. Bilele forjate sunt ușor de procurat, se comportă bine la coroziune, dar uzându-se mai repede au o durată de serviciu mai redusă. Bilele turnate din oțel înalt aliat cu crom (12...35% Cr, în funcție de calitatea bilelor [14]), au bună rezistență la uzură, deci o durată de serviciu mai mare; în schimb, sunt relativ scumpe și se comportă mai puțin bine la coroziune.

2. FORMAREA ÎNCĂRCĂTURII DE CORPURI DE MĂCINARE

a. Încărcătura din primul compartiment al morii

Primul compartiment al morii (camera de măcinare grosieră) este prevăzut cu un blindaj ridicător care are rolul de a mări înălțimea de cădere a bilelor, favorizând sfârșirea bucătilor mari de material. Bilele din camera 1 lucrează numai prin impact, de aceea mărimea lor trebuie să fie de 90...60 mm [3, 6]. Bilele de 100 mm se utilizează numai în cazul măcinării materialelor de duritate mai mare; bilele mai mici de 60 mm nu se folosesc, ele având o eficiență redusă în această cameră.

Consumul specific de energie al camerei de măcinare grosieră este 8...12 kWh/t [3]. Compoziția dimensională a încărcături de bile depinde de o multitudine de factori: dimensiunile morii, raportul L/D (lungime/diametru), turăția morii, tipul blindajului, tipul circuitului de măcinare, granulația materialului la alimentarea în

Corpurile de măcinare mari, având masă individuală mare, realizează măcinarea preponderent prin lovire, iar cele mici, care au aria specifică mare, preponderent prin frecare [1]. Morile pentru măcinarea cimentului au, în general, două compartimente: camera se măcinare grosieră și camera de măcinare fină. De regulă, încărcătura de coruri de măcinare este formată din bile (fig. 2 a) în compartimentul de măcinare grosieră (camera 1) și din bile sau cylpebs-uri (fig. 2 b) în compartimentul de măcinare fină (camera 2).



moară, măcinabilitatea și duritatea materialului supus măcinării, finețea produsului măcinat.

Compoziția dimensională a încărcături de bile din prima cameră a morii se poate stabili în două variante [3]:

Varianta 1. Această variantă reprezintă încărcătura clasică, la care fiecare tipodimensiune are același număr de bile. Completarea încărcături pentru compensarea uzurii se face numai cu bile de dimensiunea maximă ($\Phi 90$ mm) [3].

Încărcătura este formată dintr-un amestec de bile cu dimensiunile: $\Phi 90$ mm; $\Phi 80$ mm; $\Phi 70$ mm; $\Phi 60$ mm.

Masa amestecului format din câte o bilă din fiecare mărime (1 bilă $\Phi 90$ mm+1 bilă $\Phi 80$ mm+1 bilă $\Phi 70$ mm+1 bilă $\Phi 60$ mm) este:

$$M_{ii} = M_{1,\Phi 90} + M_{1,\Phi 80} + M_{1,\Phi 70} + M_{1,\Phi 60} \text{ kg} \quad (1)$$

unde $M_{1,\Phi 90} \dots M_{1,\Phi 60}$ - reprezintă masa unei bile de $\Phi 90 \dots \Phi 60$ mm.

Numărul bilelor din fiecare dimensiune din încărcătura de bile este determinat de relația:

$$N_b = M_i / M_{ii} \text{ bile} \quad (2)$$

unde M_i este masa întregii încărcături de bile din camera 1, kg.

Masa totală a bilelor din fiecare mărime se determină cu relațiile:

$$M_{\Phi 90} = N_b \cdot M_{1,\Phi 90}; M_{\Phi 80} = N_b \cdot M_{1,\Phi 80};$$

$$M_{\Phi 70} = N_b \cdot M_{1,\Phi 70}; M_{\Phi 60} = N_b \cdot M_{1,\Phi 60} \text{ kg}. \quad (3)$$

Cota parte (participația) în amestec a bilelor din fiecare dimensiune se calculează cu relațiile:

$$\begin{aligned} p_{\Phi 90} &= \frac{M_{\Phi 90}}{M_i} \cdot 100; \quad p_{\Phi 80} = \frac{M_{\Phi 80}}{M_i} \cdot 100; \\ p_{\Phi 70} &= \frac{M_{\Phi 70}}{M_i} \cdot 100; \quad p_{\Phi 60} = \frac{M_{\Phi 60}}{M_i} \cdot 100\%. \end{aligned} \quad (4)$$

La această variantă de încărcătură sunt preponderente bilele mari, de aceea ea se utilizează numai în cazul când materialul alimentat în moară are granulația și duritatea prea mari sau când blindajele morii sunt uzate.

Varianta 2. Această variantă reprezintă încărcătura la care fiecare tipodimensiune are același număr de bile, cu excepția bilelor de dimensiune maximă ($\Phi 90$) la care numărul este jumătate din numărul celorlalte tipodimensiuni [3].

Masa amestecului format din câte o bilă din fiecare mărime, cu excepția primei mărimi la care se consideră 1/2 bilă (1/2 bilă $\Phi 90$ mm + 1 bilă $\Phi 80$ mm + 1 bilă $\Phi 70$ mm + 1 bilă $\Phi 60$ mm):

$$M_{ii} = \frac{1}{2} \cdot M_{1,\Phi 90} + M_{1,\Phi 80} + M_{1,\Phi 70} + M_{1,\Phi 60} \text{ kg} \quad (5)$$

Numărul bilelor din fiecare dimensiune din încărcătura de bile se determină tot cu relația (2) unde M_i se calculează folosind expresia (5):

Masa totală a bilelor din fiecare mărime este:

$$M_{\Phi 90} = \frac{1}{2} N_b \cdot M_{1,\Phi 90}; \quad M_{\Phi 80} = N_b \cdot M_{1,\Phi 80};$$

$$M_{\Phi 70} = N_b \cdot M_{1,\Phi 70}; \quad M_{\Phi 60} = N_b \cdot M_{1,\Phi 60} \text{ kg}, \quad (6)$$

iar cota parte (participația) în amestec a bilelor din fiecare dimensiune, cu relația (4).

La această variantă de încărcătură sunt preponderente bilele mai mici.

În ceea ce privesc morile de făină brută (materii prime de ciment) sunt de precizat următoarele:

Morile pentru materii prime de ciment (făină brută) sunt, în general, mori unicamerale de tip AIR-SWEPT (cu descărcare pneumatică) sau mori de tip DOUBLE ROTATOR (cu descărcare în zona centrală).

Deoarece nu este necesar ca făina brută să fie prea fin măcinată, finețea ei de măcinare nu se exprimă prin suprafață specifică Blaine ci printr-un anumit refuz (de exemplu 15%) pe sita cu deschiderea ochiurilor de $90 \mu\text{m}$ (15% $R_{0,09}$), în unele situații chiar pe sita cu ochiuri de $200 \mu\text{m}$.

Pentru morile de făină nu există o metodă de stabilire a încărcăturii de bile, totul bazându-se

pe experiența căpătată în timp prin exploatarea acestui tip de mori.

În comparație cu morile de ciment, la cele de făină brută se folosesc mai puține bile mari, deoarece materiile prime se sfârâmă mai ușor decât clincherul și mai puține bile mici, deoarece materiile prime nu trebuie să aibă o finețe de măcinare prea mare. Pentru că finețea de măcinare necesară a făinii brute este redusă, încărcătura de bile este mai grosieră, timpul de reținere în moară foarte scurt, iar încărcarea separatorului ridicată (factorul de recirculare mare).

Morile cu bile monocamerale au încă încărcături mai grosiere, fără bile de 25 mm (masa medie a bilelor încărcături este de $300...400 \text{ g/bilă}$) [3].

b. Încărcătura din al doilea compartiment al morii

În compartimentul de măcinare fină (camera 2) care este echipat sau nu cu blindaje sortatoare, bilele lucrează prin frecare. În funcție de blindajul utilizat încărcătura este formată din bile de $60/50...17/15 \text{ mm}$, bilele de 15 mm fiind utilizate numai în morile care funcționează în circuit deschis [3].

Bilele cu dimensiunea de $60, 50$ și 40 mm , sunt utilizate numai cu blindaje sortatoare, ele constituind $10...15\%$ din totalul încărcături camerei a doua. Datorită blindajului sortator, bilele de $60-40 \text{ mm}$, sunt orientate spre diafragma dintre camere, realizând astfel sfârâmarea particulelor mai mari de material care au trecut prin diafragmă din prima cameră în cea de a doua. De regulă granulația materialului la diafragma dintre primul și al doilea compartiment al morii cu bile trebuie să se caracterizeze printr-un refuz de cel mult $0,5\%$ pe sita cu deschiderea ochiurilor de 2 mm [4].

Dacă blindajul nu este sortator, atunci bilele de $60-40 \text{ mm}$ nu și mai au rostul și încărcătura din camera 2 va fi compusă numai din bile de dimensiuni mici. Dacă moara lucrează în circuit închis, în locul bilelor se pot utiliza cylpebsuri, mai ales când se cere ca produsul măcinat să aibă o suprafață specifică Blaine mare [3].

Factori care influențează compoziția încărcături de bile: finețea finală a cimentului; granulația cimentului la intrarea în camera 2; raportul L/D al camerei; tipul blindajului; tipul circuitului de măcinare (închis sau deschis); tipul separatorului (generația 1, 2 sau 3); alți factori (ventilarea morii, coating-ul (îmbrăcarea bilelor și blindajelor cu un strat de particule fin măcinat de ciment)).

Modul de stabilire a încărcături de corpuri de măcinare din camera 2:

- dacă circuitul de măcinare este închis și blindajul este sortator încărcătura va fi formată din $10...15\%$ bile de $60, 50$ și 40 mm , restul încărcături constând din bile cu dimensiunea $30, 25, 20, 17 \text{ mm}$ [3].

- procentajul bilelor din fiecare dimensiune se stabilește prin încercări experimentale, fiecare dimensiune de bile fiind eficientă pentru o mărime bine definită a particulelor de material;
- cantitățile de bile din fiecare tipodimensiune vor fi ajustate în funcție de condițiile concrete în care are loc măcinarea.

În compartimentul de măcinare fină se pot utiliza drept corpuri de măcinare și cilindri scurți (cylpebs). Cylpebs-urile sunt corpuri de măcinare cilindrice de mici dimensiuni cu raportul $l/d = 1$. Utilizarea cilindrilor scurți (cylpebs) drept corpuri de măcinare oferă unele avantaje față de bile. Astfel, dacă comparăm între ele unele mărimi care caracterizează corpurile de măcinare, și anume: suprafața totală, volumul și masa acestora se constată că pentru cilindri scurți de diametru d și lungime $l=d$ și bile de același diametru d , realizate din același material, suprafața totală, volumul și masa cilindrului sunt cu 50% mai mari decât cele ale bilei. Pentru corpuri de măcinare cu aceeași masă individuală, realizate din același material, diametrul cilindrului este mai mic decât al bilei ($d_{cil} = 0,8735 \cdot d_{bile}$). Prin urmare, aria suprafetei specifice a încărcăturii de cylpebs-uri este mai mare cu 14,5% decât cea a încărcăturii de bile ($A_{sp\ cil} = 1,145 \cdot A_{sp\ bile}$), ceea ce conduce la sporirea efectului de măcinare prin frecare (forfecare) [1]. Cylpebs-urile au densitatea în vrac mai mare decât a bilelor (4900 kg/m^3 , față de $4500...4650 \text{ kg/m}^3$), iar la aceeași masă au o suprafață mai mare decât bilele (de exemplu, o bilă $\Phi 14 \text{ mm}$ are masa de 11 g și suprafața de 616 mm^2 și un cylpebs $\Phi 12 \times 12 \text{ mm}$ are masa de 11 g și suprafața de 679 mm^2 , deci cu 10% mai mare) [5].

În consecință, utilizarea cilindrilor scurți, în compartimentul de măcinare fină, este preferată bilelor deși numeroasele încercări industriale și teste de laborator nu au putut proba că cylpebs-urile sunt mai eficiente decât bilele [5]. Firma F. L. Smidh recomandă pentru compartimentul de măcinare fină al morii de materii prime, ori un amestec de bile, ori un amestec de cylpebs-uri.

Amestecul de bile se caracterizează prin [7]:

- repartitia după dimensiuni: 40 % bile de 25 mm; 41 % bile de 20 mm; 19 % bile de 15 mm;
- masa unei bile: 31 g;
- aria suprafetei specifice a încărcăturii: $37 \text{ m}^2/\text{t}$;
- compensarea uzurii bilelor se realizează utilizând bile de 25 mm.

La măcinarea cimentului dimensiunile particulelor aflate în compartimentul de măcinare fină, se caracterizează, pentru cimentul Portland normal, prin $d_{80}=200 \mu\text{m}$, iar pentru cimenturile Portland cu priză rapidă și foarte rapidă, prin $d_{80}=60...50 \mu\text{m}$. În primul caz sunt necesare bile cu diametrul de 12 mm (masa unei bile este de 5 g), iar în cel de-al doilea caz, bile cu diametrul de 6...7 mm (masa unei bile este de aproximativ 2 g) [7]. Cu cât bilele sunt de dimensiuni mai reduse, cu atât încărcatura oferă o arie a suprafetei specifice mai mare, sporește efectul forfecării (frecării) asupra procesului de măcinare iar materialul este mai fin măcinat.

Dimensiunea minimă a bilelor este impusă de posibilitatea ca ele să fie reținute de diafragma (sita) plasată la capătul de evacuare al tamburului morii, chiar și atunci când bilele sunt uzate.

Cimentul Portland poate fi măcinat fără dificultăți în mori tubulare cu două sau trei compartimente până la o finețe de măcinare, exprimată prin aria suprafetei specifice a cimentului, de până la $330 \text{ m}^2/\text{kg}$ după Blaine. Peste această valoare apar probleme legate de aglomerarea particulelor fine, de aderarea acestora pe suprafetele corpurilor de măcinare și blindajelor (ceea ce conduce la reducerea eficienței măcinării) și de creștere a duratei măcinării pentru atingerea fineței de măcinare impuse. Aceste neajunsuri sunt înălțurate utilizând instalațiile special concepute de firma F. L. Smidh pentru măcinarea avansată a cimenturilor cu priză rapidă, cu finețea de măcinare de peste $600 \text{ m}^2/\text{kg}$ Blaine, utilizând corpuri de măcinare foarte mici, de 1...2 g (minipebs) [7]. Aceste instalații permit și alte avantaje: costuri de investiție, consumuri de energie, uzură a coruprilor de măcinare mai reduse decât instalațiile tradiționale.

Caracteristicile unor coruri de măcinare sunt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1. Caracteristici ale unor coruri de măcinare [8].

Bile din oțel

Diametrul bilei, mm	Masa bilei, kg	Numărul de bile dintr-o tonă	Masa unui m^3 de bile ρ_{cm} , kg/m^3	Aria unei tone de bile, A_{sp} , m^2/t	Fracția de goluri, ε
100	4,115	243	4560	7,6	0,420
90	2,994	334	4590	8,5	0,415
80	2,105	474	4620	9,5	0,410
70	1,410	709	4640	11,0	0,409
60	0,889	1125	4660	12,7	0,405
50	0,514	1946	4708	15,2	0,400
40	0,263	3802	4760	19,0	0,390
30	0,111	9009	4850	25,0	0,380

Tabelul 1 (continuare). Caracteristici ale unor corpuri de măcinare [8].

Cylpebs din oțel

Diametrul cylpebs, mm	Masa cylpebs, kg	Numărul de cylpebs dintr-o tonă	Masa unui m^3 de cylpebs ρ_{cm} , kg/m ³	Aria unei tone de cylpebs, A_{sp} , m ² /t	Fracția de goluri, ε
Φ32x32	0,202	4950	5150	15,9	0,344
Φ28x28	0,135	7389	5200	18,2	0,337
Φ24x24	0,085	11733	5250	21,2	0,331
Φ22x22	0,065	15233	5275	23,2	0,328
Φ20x20	0,049	20274	5300	25,5	0,325
Φ19x19	0,042	23647	5312	26,8	0,323
Φ16x16	0,025	39599	5350	31,9	0,318

Între masa bilei și diametrul acesteia există corelația:

$$d_b = 62,4 \cdot \sqrt[3]{m_b} \text{ mm}$$

unde m_b este masa bilei, kg.

De asemenea, între aria suprafeței specifice a bilelor și diametrul acestora există corelația:

$$A_{sp} = \frac{765}{d_b} \text{ m}^2/\text{t}$$

unde d_b este diametrul bilei, mm.

3. GRADUL DE UMLEERE AL MORII

Gradul de umplere reprezintă raportul dintre volumul încărcăturii bile și volumul interior util al morii (compartimentului) și se determină cu relația [1]:

$$\varphi = 112,5 - 125 \cdot \frac{H}{D_i} \% \quad \dots\dots(7)$$

(unde D_i este diametrul interior liber al morii; H - distanța dintre nivelul încărcăturii și blindajul din partea superioară a tamburului (fig. 3) sau utilizând diagrama din figura 4.

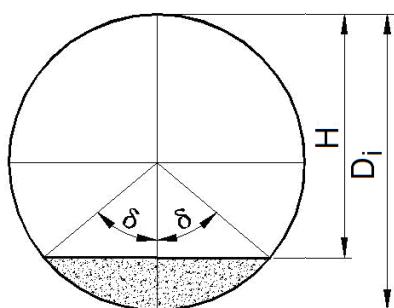


Figura 3. Schemă pentru definirea gradului de umplere al tamburului.

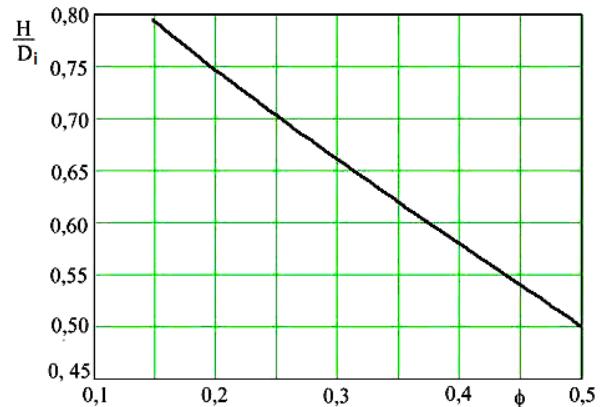


Figura 4. Reprezentarea grafică a corelației $\varphi = f(H/D_i)$ [1].

Gradul de umplere trebuie corelat și cu turația morii exprimată prin raportul (turația relativă) [1]:

$$\psi = n/n_{cr} \quad \dots\dots(8)$$

în care n – turația de regim a morii; n_{cr} – turația critică a acesteia când, din cauza forțelor mari de inerție, corpurile de măcinare nu se mai desprind de pe peretele tamburului, ci se rotesc împreună cu acesta [1]:

$$n_{cr} = \frac{30 \cdot \sqrt{2}}{\sqrt{D_i}} \text{ rot/min} \quad \dots\dots(9)$$

unde D_i diametrul interior al morii, m.

Valori ale gradului de umplere pentru diferite tipuri de mori sunt prezentate în tabelul 2.

Tabelul 2. Valori ale gradului de umplere al morilor tubulare cu bile [9].

Tipul morii	Gradul de umplere, %		
	Camera 1	Camera 2	Camera 3
Moară unicamerală	27...33	-	-
Moară cu două camere	27...33	23...32	-
Moară cu trei camere	26...32	26...30	23...27

La măcinarea cimentului valoarea optimă a gradul de umplere este $\varphi = 27\ldots 28\%$ [9, 10].

Pentru a se obține o eficiență ridicată a măcinării, morile moderne funcționează cu valori ale gradului de umplere $\varphi = 26\ldots 33\%$ și ale turației relative $\psi = 70\ldots 75\%$ [9, 10].

Cantitatea bilelor din moară (compartiment) se determină cu relația [1]:

$$M_b = \varphi \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot L \cdot \rho_b \quad kg \quad (10)$$

Unde

φ este gradul de umplere;

D_i – diametrul interior liber al morii,

m ; L – lungimea morii (compartimentului),

m ; ρ_b – densitatea în vrac a bilelor, kg/m^3 .

4. CANTITATEA DE MATERIAL SUPUS MĂCINĂRII, AFLATĂ ÎN MOARĂ

Materialul supus măcinării trebuie să fie într-o asemenea cantitate încât să umple toate goulurile existente între corpurile de măcinare, adică nivelul materialului din moară nu trebuie să depășească nivelul încărcăturii de corpuri de măcinare.

O importanță deosebită o are și cantitatea de material din fiecare compartiment al morii. În primul compartiment stratul de material trebuie să fie până la jumătatea mărimiile bilelor din stratul superior al segmentului de încărcătură, iar în al doilea compartiment, materialul trebuie să acopere aproape complet bilele. Prea mult material în oricare dintre compartimente va determina o scădere a eficienței măcinare, în timp ce o cantitate prea mică de material va duce la o uzură excesivă a bilelor și la degajarea de căldură [11, 12].

Masa materialului existent în moară se determină cu relația [1]:

$$M_m = V_g \cdot \rho_m = \varepsilon \cdot V_i \cdot \rho_m = \varepsilon \cdot \varphi \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot L \cdot \rho_m \quad kg \quad (11)$$

unde V_g este volumul goulurilor dintre bile, m^3 ; V_i – volumul încărcăturii de bile, m^3 ; ρ_m - densitatea în vrac a materialului supus măcinării, kg/m^3 ; ε - fracția de goluri a încărcăturii de bile, definită de relația [1]:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_b}{\rho_{mb}} \quad (12)$$

(ρ_b - densitatea în vrac a bilelor; ρ_{mb} - densitatea (intrinsecă) a materialului de construcție al bilelor).

Densitatea în vrac a bilelor au valorile [12]:

- pentru bile mari ($\Phi 90\ldots 60 mm$): $\rho_b = 4500 kg/m^3$;

- pentru bile mici ($\Phi 60\ldots 17 mm$): $\rho_b = 4650 kg/m^3$;

Densitatea (intrinsecă) materialului bilelor (otel turnat): $\rho_{mb} = 7840 kg/m^3$.

Fracția de goluri a încărcăturii de bile va avea valorile:

- în camera 1 (bile mari):

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_b}{\rho_{mb}} = 1 - \frac{4500}{7840} = 0,426 = 42,6\% ;$$

- în camera 2 (bile mici):

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_b}{\rho_{mb}} = 1 - \frac{4650}{7840} = 0,407 = 40,7\% .$$

Densitatea intrinsecă a clincherului:

$$\rho_{im} = 3150 kg/m^3 ;$$

Densitatea în vrac a clincherului de ciment:

$$\rho_m = 1100\ldots 1300 kg/m^3 .$$

Relația (11) poate fi pusă sub formă:

$$M_m = \varepsilon \cdot \varphi \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot L \cdot \rho_b \cdot \frac{\rho_m}{\rho_b} = \varepsilon \cdot M_b \cdot \frac{\rho_m}{\rho_b} \quad (13)$$

sau:

$$\frac{M_m}{M_b} = \varepsilon \cdot \frac{\rho_m}{\rho_b} . \quad (14)$$

Pentru utilizarea eficientă a energiei de măcinare trebuie ca raportul M_m/M_b dintre cantitatea de material și cantitatea de bile să aibă o anumită valoare, în funcție de condițiile concrete de desfășurare a procesului de măcinare. Acest raport influențează, de asemenea, finețea de măcinare a materialului (valoarea raportului trebuie să fie cu atât mai mic cu cât este mai mare finețea de măcinare cerută).

Încercările de laborator și industriale au arătat că randamentul optim al măcinării se atinge pentru valori $M_m/M_b \approx 0,18$ [13]. Practic, aceasta înseamnă că materialul trebuie să fie la nivelul bilelor (pentru a umple goulurile dintre bile, care reprezintă 42% din volumul acestora).

Cantitatea de material din moară se poate calcula și cunoscând timpul de reținere al materialului în moară [12]:

$$M_m = Q_m \cdot t_r \cdot f_c \quad kg \quad (15)$$

unde Q_m este debitul morii, kg/s ; t_r – timpul de reținere a materialului în moară (măsurat experimental prin folosirea unei substanțe de marcat), s ; $f_c = Q_{as}/Q_m$ – factorul de recirculare (în cazul morilor care funcționează în circuit închis) (Q_{as} -debitul de material măcinat alimentat în separator, kg/s ; Q_m – debitul de material fin evacuat din separator (adică debitul morii), kg/s).

Timpul de reținere a materialului în moară (timpul în care materialul parcurge moara) se determină experimenta prin folosirea unei substanțe de marcat (de regulă se utilizează fluoresceina, o pulbere de culoare roșu închis) [12]. Timpul de reținere a materialului în morile cu bile pentru măcinarea cimentului are în mod uzual valorile [12] (v. tabelul 3):

- pentru morile în circuit închis: 6...7 min;
- pentru morile în circuit deschis: circa 20 min.

Tabelul 3. Valori ale timpului de retenție la măcinarea cimentului [8].

Numărul de camere	Raportul L/D	Circuitul de măcinare	Factorul de recirculare	Timpul de retenție, min
1	1,45	Închis	7,85	1,0
1	1,14	Închis	10,00	3,5
1	1,60	Închis	3,63	5,0
2	2,95	Închis	3,90	6,0
2	3,03	Închis	3,55	6,0
2	3,12	Închis	3,25	7,0
2	3,12	Închis	3,90	6,0
2	3,23	Închis	3,78	3,0
2	3,36	Închis	5,66	3,0
2	3,53	Închis	5,73	5,0
2	3,55	Închis	2,06	6,5
3	3,91	Închis	5,30	5,0
3	4,04	Închis	6,85	7,0
3	4,62	Închis	8,62	8,0
3	6,05	Deschis	-	17,0

Notă:

- Timpul de retenție se micșorează dacă factorul de recirculare (sarcina de circulație) se mărește;
- Timpul de retenție se micșorează dacă raportul L/D scade.

5. EXEMPLU DE CALCUL

Se determină compoziția dimensională a încărcăturii de bile din camera 1 a morii tubulare cu bile pentru măcinarea clincherului de ciment, $\Phi 4,5 \times 14 m$.

Primul compartiment al morii, în care încărcătura de măcinare este formată dintr-un amestec de bile, se caracterizează prin:

- diametru interior (util): $D=4,38 m$;
- lungimea utilă: $L_i=5,0 m$;
- gradul de umplere cu încărcătura de bile: $\varphi_i=0,26$;
- încărcătura constă dintr-un amestec de bile cu dimensiunile: $d_{max}= 90 mm$ și $d_{min}=60 mm$.
- densitatea în vrac a bilelor: $\rho_i = 4550 kg / m^3$
- Masa încărcăturii de bile din camera 1:

$$M_{b,1} = \varphi_i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L_i \cdot \rho_i = \\ = 0,26 \cdot \frac{\pi \cdot 4,38^2}{4} \cdot 5,0 \cdot 4550 = 90000 kg$$

Se determină compoziția dimensională a încărcăturii de bile din camera 1.

Caracteristicile încărcăturii:

Varianta 1

- Masa încărcăturii: $M_b = 90 t = 90000 kg$;
 - Încărcătura este formată dintr-un amestec de bile cu dimensiunile (v. tabelul 1): $\Phi 90 mm$ (masa unei bile: $M_{1,\Phi 90} = 2,994 kg$); $\Phi 80 mm$ ($M_{1,\Phi 80} = 2,105 kg$); $\Phi 70 mm$ ($M_{1,\Phi 70} = 1,410 kg$); $\Phi 60 mm$ ($M_{1,\Phi 60} = 0,889 kg$).
 - Masa amestecului format din câte o bilă din fiecare mărime (1 bilă $\Phi 90 mm + 1$ bilă $\Phi 80 mm + 1$ bilă $\Phi 70 mm + 1$ bilă $\Phi 60 mm$):
- $$M_{b,1} = M_{1,\Phi 90} + M_{1,\Phi 80} + M_{1,\Phi 70} + M_{1,\Phi 60} = \\ = 2,994 + 2,105 + 1,410 + 0,889 = 7,4 kg$$
- Numărul bilelor din fiecare dimensiune din încărcătura de bile:
- $$N_b = M_b / M_{b,1} = 90000 / 7,4 = 12162 bile.$$
- Masa totală a bilelor din fiecare mărime:
- $$M_{\Phi 90} = N_b \cdot M_{1,\Phi 90}; M_{\Phi 80} = N_b \cdot M_{1,\Phi 80};$$
- $$M_{\Phi 70} = N_b \cdot M_{1,\Phi 70}; M_{\Phi 60} = N_b \cdot M_{1,\Phi 60} kg;$$

$$\begin{aligned}
M_{\Phi 90} &= N_b \cdot M_{1,\Phi 90} = 12162 \cdot 2,994 = \\
&= 36413 \text{ kg} \approx 36,41t \\
M_{\Phi 80} &= N_b \cdot M_{1,\Phi 80} = 12162 \cdot 2,105 = \\
&= 25601 \text{ kg} \approx 25,60t \\
M_{\Phi 70} &= N_b \cdot M_{1,\Phi 70} = 12162 \cdot 1,410 = \\
&= 17148 \text{ kg} \approx 17,15t \\
M_{\Phi 60} &= N_b \cdot M_{1,\Phi 60} = 12162 \cdot 0,889 = \\
&= 10812 \text{ kg} \approx 10,81t
\end{aligned}$$

- Cota parte (participația) în amestec a bilelor din fiecare dimensiune:

$$p_{\Phi 90} = \frac{M_{\Phi 90}}{M_i} \cdot 100 = \frac{36,41}{90} \cdot 100 = 40,45\% ;$$

$$p_{\Phi 80} = \frac{M_{\Phi 80}}{M_i} \cdot 100 = \frac{25,60}{90} \cdot 100 = 28,45\% ;$$

$$p_{\Phi 70} = \frac{M_{\Phi 70}}{M_i} \cdot 100 = \frac{17,15}{90} \cdot 100 = 19,00\% ;$$

$$p_{\Phi 60} = \frac{M_{\Phi 60}}{M_i} \cdot 100 = \frac{10,81}{90} \cdot 100 = 12,00\% .$$

Se observă că la această încărcătură sunt preponderente bilele mari, de aceea ea se utilizează numai în cazul când apar probleme de sfârșitare datorită granulației și duratăii prea mari a materialului la alimentare sau când blindajele morii sunt uzate.

Varianta 2

- Masa încărcăturii: $M_b = 90 \text{ t} = 90000 \text{ kg}$;
- Încărcătura este formată dintr-un amestec de bile cu dimensiunile (v. tabelul 1): $\Phi 90 \text{ mm}$ (masa unei bile: $M_{1,\Phi 90} = 2,994 \text{ kg}$); $\Phi 80 \text{ mm}$ ($M_{1,\Phi 80} = 2,105 \text{ kg}$); $\Phi 70 \text{ mm}$ ($M_{1,\Phi 70} = 1,410 \text{ kg}$); $\Phi 60 \text{ mm}$ ($M_{1,\Phi 60} = 0,889 \text{ kg}$).

Cantitatea de material din camera 1 a morii

Varianta 1 a compoziției dimensionale a încărcături de bile (tabelul 4).

Tabelul 4. Încărcătura de corpuri de măcinare din camera 1 (Varianta 1).

Bile ϕ , mm	Repartiția %	Densitatea în vrac ρ_{cm} , kg/m ³	Cantitatea kg	Total, kg
90	40,45	4590	36410	90000
80	28,45	4620	25600	
70	19,00	4640	17150	
60	12,00	4660	10810	

- În tabelul 4, valorile densităților în vrac ale bilelor s-au adoptat conform tabelului 1.

- Densitatea amestecului de bile din compartimentul 1:

- Masa amestecului format din câte o bilă din fiecare mărime, cu excepția primei mărimi la care se consideră 1/2 bilă (1/2 bilă $\Phi 90 \text{ mm}$ +1 bilă $\Phi 80 \text{ mm}$ +1 bilă $\Phi 70 \text{ mm}$ +1 bilă $\Phi 60 \text{ mm}$):

$$\begin{aligned}
M_{b,1} &= \frac{1}{2} \cdot M_{1,\Phi 90} + M_{1,\Phi 80} + M_{1,\Phi 70} + M_{1,\Phi 60} = \\
&= \frac{1}{2} \cdot 2,994 + 2,105 + 1,410 + 0,889 = 5,90 \text{ kg}
\end{aligned}$$

- Numărul bilelor din fiecare dimensiune din încărcătura de bile:

$$N_b = M_b / M_{i,1} = 90000 / 5,90 = 15254 \text{ bile.}$$

- Masa totală a bilelor din fiecare mărime:

$$\begin{aligned}
M_{\Phi 90} &= \frac{1}{2} N_b \cdot M_{1,\Phi 90} = \frac{1}{2} \cdot 15254 \cdot 2,994 = ; \\
&= 22835 \text{ kg} \approx 22,83t
\end{aligned}$$

$$M_{\Phi 80} = N_b \cdot M_{1,\Phi 80} = 15254 \cdot 2,105 =$$

$$= 32110 \text{ kg} = 32,11t$$

$$M_{\Phi 70} = N_b \cdot M_{1,\Phi 70} = 15254 \cdot 1,410 =$$

$$= 21508 \text{ kg} \approx 21,51t$$

$$M_{\Phi 60} = N_b \cdot M_{1,\Phi 60} = 15254 \cdot 0,889 =$$

$$= 13561 \text{ kg} \approx 13,56t$$

- Cota parte (participația) în amestec a bilelor din fiecare dimensiune:

$$p_{\Phi 90} = \frac{M_{\Phi 90}}{M_i} \cdot 100 = \frac{22,83}{90} \cdot 100 \approx 25,30\% ;$$

$$p_{\Phi 80} = \frac{M_{\Phi 80}}{M_i} \cdot 100 = \frac{32,11}{90} \cdot 100 = 35,70\% ;$$

$$p_{\Phi 70} = \frac{M_{\Phi 70}}{M_i} \cdot 100 = \frac{21,51}{90} \cdot 100 = 23,9\% ;$$

$$p_{\Phi 60} = \frac{M_{\Phi 60}}{M_i} \cdot 100 = \frac{13,56}{90} \cdot 100 = 15,0\% .$$

Se observă că la această încărcătură sunt preponderente bilele mai mici.

$$\begin{aligned}
\rho_{b,1} &= p_{\Phi 90} \cdot \rho_{\Phi 90} + p_{\Phi 80} \cdot \rho_{\Phi 80} + \\
&+ p_{\Phi 70} \cdot \rho_{\Phi 70} + p_{\Phi 60} \cdot \rho_{\Phi 60} = \\
&= 0,4045 \cdot 4590 + 0,2845 \cdot 4620 + 0,19 \cdot 4640 + \\
&+ 0,12 \cdot 4660 = 4611 \text{ kg} / \text{m}^3
\end{aligned}$$

- Fracția de goluri a încărcăturii de corpuri de măcinare:

$$\varepsilon_1 = 1 - \frac{\rho_{b,1}}{\rho_{mb}} = 1 - \frac{4611}{7850} = 0,413;$$

- Densitatea în vrac a clincherului: $\rho_{matl}=1300 \text{ kg/m}^3$;

- Masa materialului din camera 1:

$$M_m = \varepsilon \cdot M_b \cdot \frac{\rho_m}{\rho_{b,1}} = 0,413 \cdot 90000 \cdot \frac{1300}{4611} =$$

$$= 10480 \text{ kg}$$

Raportul:

$$\frac{M_m}{M_b} = \varepsilon \cdot \frac{\rho_m}{\rho_{b,1}} = 0,413 \cdot \frac{1300}{4611} \approx 0,12.$$

Varianta 1 a compoziției dimensionale a încărcăturii de bile (tabelul 5)

Tabelul 5. Încărcătura de corpuri de măcinare din camera 1 (Varianta 2).

Bile ϕ , mm	Repartiția %	Densitatea în vrac ρ_{cm} , kg/m ³	Cantitatea kg	Total, kg
90	25,30	4590	22830	90000
80	35,70	4620	32110	
70	23,90	4640	21510	
60	15,00	4660	13560	

- În tabelul 5, valorile densităților în vrac ale bilelor s-au adoptat conform tabelului 1.

- Densitatea amestecului de bile din compartimentul 1:

$$\rho_{b,1} = p_{\Phi 90} \cdot \rho_{\Phi 90} + p_{\Phi 90} \cdot \rho_{\Phi 80} +$$

$$+ p_{\Phi 70} \cdot \rho_{\Phi 70} + p_{\Phi 60} \cdot \rho_{\Phi 60} =$$

$$0,2530 \cdot 4590 + 0,3570 \cdot 4620 + 0,2390 \cdot 4640 +$$

$$+ 0,1500 \cdot 4660 = 4619 \text{ kg/m}^3$$

- Fracția de goluri a încărcăturii de corpuri de măcinare:

$$\varepsilon_1 = 1 - \frac{\rho_{b,1}}{\rho_{mb}} = 1 - \frac{4619}{7850} = 0,411;$$

- Densitatea în vrac a clincherului: $\rho_{matl}=1300 \text{ kg/m}^3$;

- Masa materialului din camera 1:

$$M_m = \varepsilon \cdot M_b \cdot \frac{\rho_m}{\rho_{b,1}} = 0,411 \cdot 90000 \cdot \frac{1300}{4619} = 10410 \text{ kg}$$

Raportul:

$$\frac{M_m}{M_b} = \varepsilon \cdot \frac{\rho_m}{\rho_{b,1}} = 0,411 \cdot \frac{1300}{4619} \approx 0,12.$$

Se observă că, practic, compoziția dimensională a încărcături de bile nu influențează asupra cantități de material din moară.

6. CONCLUZII

Încărcătura de corpuri de măcinare a morilor tubulare constă din dintr-un amestec de bile mari (90-60 mm) în camera 1 (de măcinare gosieră) și de bile mici (50-17 mm) sau cylpebs, în camera 2 (măcinare fină). De adoptarea corectă a încărcăturii de corpuri de măcinare depinde în mare măsură debitul morii, energia consumată de către aceasta și finețea produsului măcinat.

Compoziția dimensională a amestecului de bile depinde de o multitudine de factori (diamensiunile morii, raportul dintre lungimea și diametrul acesteia, turația morii, tipul blindajelor utilizate, tipul circuitului de măcinare, granulația materialului la alimentarea în moară, măcinabilitatea și duritatea materialului supus măcinării, finețea produsului măcinat etc.).

Compoziția încărcăturii de bile stabilită pe baza considerentelor teoretice trebuie corectată prin încercări experimentale, fiecare dimensiune de bile fiind eficientă pentru o mărime bine definită a particulelor de material.

Materialul supus măcinării trebuie să fie într-o asemenea cantitate încât să umple toate golurile existente între corporile de măcinare, adică nivelul materialului din moară nu trebuie să depășească nivelul încărcăturii de corpuri de măcinare. Prea mult material în oricare dintre compartimentele morii va determina o scădere a eficienței măcinare, în timp ce o cantitate prea mică de material va duce la o uzură excesivă a bilelor și la degajarea de căldură.

Pentru utilizarea eficientă a energiei de măcinare trebuie ca raportul dintre cantitatea de material și cantitatea de bile să aibă o anumită valoare, în funcție de condițiile concrete de desfășurare a procesului de măcinare. Acest raport influențează, de asemenea, și finețea de măcinare a produsului (valoarea raportului trebuie să fie cu atât mai mică cu cât se cere o finețe de măcinare mai mare).

7. BIBLIOGRAFIE

- [1]. **Gh. Ene, C. Pavel**, Mori tubulare cu bile, Editura Printech, Bucureşti, 2015.
- [2]. *** Prospect firma Nordberg – USA.
- [3]. Composition des charges broyantes
<http://www.thecementgrindingoffice.com/fr/ballchargesexplan.html>
- [4]. **David S. Fortsch**, Ball charge loading – impact on specific power consumption and capacity
<http://www.asocem.org.pe/bivi/sa/DIT/ICEM/2-01-2006.pdf>
- [5]. Equipements internes des broyeurs à boulets
<http://www.thecementgrindingoffice.com/fr/millsinternals4.html>
- [6]. *** Prospect firma F. L. Smidth – Danemarca, Raw grinding plants.
- [7]. *** Prospect firma F. L. Smidth – Danemarca, The MINIPEBS Grinding System. Fine grinding in open circuit.
- [8]. **V. H. Duda**, Cement-Data-Book, Berlin, Londra, Bauverlag GMBH, 1976.
- [9]. Holderbank Cement engineering book, Dimensioning of tube mills
[https://archive.org/stream/HolderbankCementEngineeringBookPg_1661-1680_dimensioningOfTubeMills#page/n5\(mode/2up](https://archive.org/stream/HolderbankCementEngineeringBookPg_1661-1680_dimensioningOfTubeMills#page/n5(mode/2up)
- [10]. Holderbank, Cement seminar, Process technology, Dimensioning of Tube Mills
<http://tkcfc.dyndns.org/picture/prj-mec/van/Holcim/Dimensioning%20of%20Tube%20Mills.pdf>
- [11]. **G. G. Mejeoumov**, Improved cement quality and grinding efficiency by means of closed mill circuit modeling, Dissertation, Texas A&M University, December 2007.
<http://repository.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/ETD-TAMU-2478/MEJEOUMOV-DISSERTATION.pdf>
- [12]. Matière dans le broyeur et temps de rétention
<http://www.thecementgrindingoffice.com/fr/materialeRetentionTime.html>
- [13]. Solutions pour Augmenter le Rendement d'une Installation de Broyage
<http://www.thecementgrindingoffice.com/fr/moscow.html>
- [14].<http://www.magotteaux.com/products-services/grinding-media/>

DIFERITE ASPECTE PRIVIND ÎNCĂRCĂTURA DE MĂCINARE A MORILOR TUBULARE CU BILE / VARIOUS ASPECTS RELATING TO THE GRINDING CHARGE OF THE TUBULAR BALL MILLS

II. Uzura corpurilor de măcinare / Wear of the grinding media

Gheorghe I. ENE¹, Iuliana-Marlena PRODEA²

¹University Politehnica of Bucharest, Bucharest, ROMANIA, e-mail ghene48@yahoo.com

²University Politehnica of Bucharest, Bucharest, ROMANIA, e-mail improdea@yahoo.com

Rezumat

În lucrare se prezintă influența uzurii încărcăturii de măcinare asupra performanțelor morilor cu bile. Uzura încărcăturii de măcinare are impact negativ asupra performanțelor morii (scade debitul morii, crește energia consumată pentru măcinare, scade finețea produsului măcinat).

Pentru menținerea parametrilor de performanță ai morii, este necesară refacerea capacitatei de măcinare ai încărcăturii, prin adăugarea de bile noi.

Abstract

This paper presents the influence of the wear of grinding media on the mills performance. Wear of grinding media has a negative impact on the performance of the mill (decreases the throughput capacity of mill, increases the energy consumption for grinding, decreases the degree fineness of the product).

To maintain the performance parameters of the mill, it is necessary to rebuild the capacity of grinding media by adding of new balls.

CUVINTE CHEIE: mori cu bile, măcinare, corpuri de măcinare, încărcătura de măcinare, uzura corpurilor de măcinare.

KEYWORDS: ball mills, grinding process, grinding media, grinding charge, wear of grinding media.

1. GENERALITĂȚI

Parametrii de performanță ai morilor cu bile sunt afectați de uzura elementelor lor active: corpurile de măcinare și blindajele tubului morii. În timpul funcționării morii bilele încărcăturii de măcinare uzându-se produc scăderea masei încărcăturii, afectând negativ performanțele morii: debitul se micșorează, consumul specific de energie crește, iar finețea produsului măcinat scade. Pentru a menține performanțele morii în limite acceptabile se procedează la compensarea uzurii încărcăturii de bile prin completarea acesteia, cu bile noi, atunci când este cazul.

Prin compensarea repetată a uzurii încărcăturii însă, compozitia dimensională a acesteia se schimbă mult față de cea inițială, în moară găsindu-se o gamă largă de mărimi de bile (de la cele mai mari, abia introduse, până la cele mai mici introduse cu mult tip înainte), cu efecte negative asupra eficienței procesului de măcinare și parametrilor de performanță ai morii. De aceea, la

anumite intervale de timp, rezultate din practica exploatarii morilor cu bile, se procedează la refacerea compozitiei dimensionale inițiale a întregii încărcături prin completarea sorturilor de bile sau chiar la schimbarea întregii încărcături de corpuri de măcinare.

2. UZURA CORPURILOR DE MĂCINARE ȘI INFLUENȚA ACESTEIA ASUPRA PERFORMANȚELOR MORILOR TUBULARE CU BILE

În cursul procesului de mărunțire, atât corpurile de măcinare (bile, cylpebs-uri) cât și blindajele tamburului morii se uzează ca urmare a unor fenomene mecano-chimice (solicitări mecanice (impact, frecare) (fig. 1) [2], abraziune, coroziune, oxidare etc.), modificându-se atât gradul de umplere cât și compozitia dimensională a încărcăturii, cu impact negativ asupra performanțelor morii.

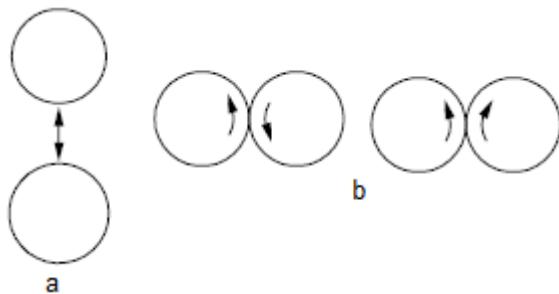


Figura 1. Diferite tipuri de acțiuni de măcinare ale corpurilor de măcinare.
a – prin ciocnire (impact); b – prin rostogolire (frecare).

Uzura corpurilor de măcinare și a blindajelor este mai accentuată în cazul măcinării umede unde fenomenele mecano-chimice amintite sunt mult mai intense. Este de la sine înțeles că uzura corpurilor de măcinare depinde de o multitudine de factori și în special de calitatea materialului și a tratamentului termic al acestora și de duritatea și abrazivitatea materialului supus măcinării. La măcinarea uscată a materiilor prime pentru ciment (calcar + argilă, marnă) uzura corpurilor de măcinare cu duritatea de 350...400 Brinell are, pentru bile mari, valori de 80...200 g metal/t de materii prime (10...25 g/kWh), iar pentru bile mici și cylpebs valori de 35...120 g/t (3...10 g/kWh). Uzura este mult redusă dacă se utilizează pentru corpurile de măcinare oțeluri aliante cu crom, cu duritatea de 600...700 Brinell [3].

La măcinarea cimentului uzura globală a corpurilor de măcinare (bile forjate și călite cu duritatea 600 Brinell și cylpebs-uri din fontă specială) este 162...308 g/t de ciment (4,4 ... 8,4 g/kWh) [3].

Tabelul 1. Consumul specific de energie și debitul morii înainte și după schimbarea bilelor și plăcilor de blindaj uzate [5].

Parametrul	Bile și blindaje uzate	Bile și blindaje noi	Decalajul între uzat și nou
Consumul specific de energie, kWh/t	39	32	-18%
Debitul, t/h	65	92	+40%

Compensarea periodică a uzurii încărcăturii de corpuri de măcinare, în vederea refacerii capacitatei de măcinare a acesteia, se realizează prin introducerea în moară de bile noi. De obicei, în prima cameră (camera de măcinare grosieră), corpurile de măcinare noi se introduc în timpul funcționării morii, prin fusul tubular de alimentare, simultan cu materialul supus măcinării.

Tinând seama de cele precizate apar ca necesare controlul și reglarea periodică a gradului de umplere al morii cu încărcătura de corpuri de măcinare. Monitorizarea gradului de umplere se poate face, cu bune rezultate, prin măsurarea zgometului produs în timpul funcționării [6] sau prin măsurarea energiei consumate de către moară.

Datele prezentate arată o uzură rapidă a corpurilor de măcinare care conduce la scăderea gradului de umplere al morii, cu efecte negative asupra procesului de măcinare.

Debitul morii scade, datorită uzării corpurilor de măcinare, cu 4...5 % chiar și numai după câteva zile de funcționare. Practica arată că un coeficient de umplere corect adoptat și compensarea uzării corpurilor de măcinare (aducerea gradului de umplere la valoarea inițială prin adăugarea de corpi de măcinare noi) conduce la o creștere a debitului morii cu 15 și chiar cu 30 % [4].

În tabelul 1 se prezintă date privind influența globală a uzurii bilelor și plăcilor de blindaj asupra debitului morii și asupra consumului specific de energie al acesteia.

3. CONSUMUL SPECIFIC (RATA DE UZURĂ) DE CORPURI DE MĂCINARE

Uzura corpurilor de măcinare se datorează mai multor factori: forțelor de impact; forțelor de frecare; abrazivității componentelor materialului alimentat în moară și corozioni. În funcție de acești factori și de calitatea bilelor, rata de uzură (consumul specific de corpuri de măcinare) poate varia considerabil: 10...1500 g/t [7].

Refacerea capacitatei încărcăturii de corpuri de măcinare se realizează periodic, intervalele de timp dintre aceste refaceri stabilindu-se pe baza consumului specific de corpuri de

măcinare, tipului de produs măcinat și condițiilor în care loc măcinarea.

Pentru realizarea unei măcinări de calitate trebuie să existe un raport adecvat între dimensiunea bucătilor de material supuse măcinării și mărimea corpuri de măcinare. De aceea este necesar ca după anumite perioade de funcționare a morii să se analizeze, pe baza unor teste, modificările care au loc în încărcătura de corpuri de măcinare și modul în care aceste modificări influențează asupra eficienței morii. Testele se fac conform unui program stabilit de secția de măcinare în funcție de aptitudinea la măcinare a materialelor, calitatea corpuri de măcinare, numărul orelor de funcționare ale morii, producția realizată de moară, observațiile privind eventualele schimbări ale debitului morii și ale fineței de măcinare. Intervalele dintre teste nu trebuie să fie mai mari de 2400 ore pentru morile de materii prime și de 700 ore pentru morile de ciment [8].

Testele constau din prelevarea de corpuri de măcinare de pe suprafața superioară a stratului de încărcătură, din zone situate la distanțe egale pe toată lungimea morii. Pentru testare este suficient să se preleveze un număr de 50...100 de corpuri de măcinare. Fiecare corp de măcinare prelevat i se determină prin cântărire greutatea și i se măsoară diametrul, aceste date fiind utilizate pentru trasarea diagramei repartiției după dimensiuni a încărcăturii, pe lungimea morii sau a compartimentului testat [8].

Din diferite motive, în timpul măcinării, unele corpuri de măcinare se pot sparge sau se pot uza neuniform căpătând forme foarte diferite de forma inițială. Aceste deteriorări ale corpuri de măcinare influențează, de asemenea, gradul de umplere și structura dimensională a încărcăturii de măcinare afectând negativ producția morii și finețea produsului măcinat. Și în acest caz, al integrității și conformității corpuri de măcinare, se realizează un test similar cu cel pentru stabilirea compoziției dimensionale a încărcăturii, prezentat anterior.

În cazul când corpurile de măcinare sparte sau cu abateri mari de la forma normală depășesc 8...10 % din masa încărcăturii de corpuri de măcinare se procedează la resortarea și completarea acesteia, aducând-o la capacitatea normală de funcționare [8].

În cazul morilor de capacitate mică verificarea uzurii încărcăturii de măcinare se poate face prin cântărirarea întregii încărcături de corpuri de măcinare atât la introducerea acestora în moară cât și după o anumită perioadă de funcționare a morii, prin diferență stabilindu-se cu exactitate cantitatea de metal pierdută prin uzarea corpuri de măcinare.

Uzura specifică a corpuri de măcinare este determinată de relația [1]:

$$u_{b,g} = 1000 \cdot \frac{M_i - M_f}{P_m} \text{ g/t} \quad (1)$$

unde M_i este masa încărcăturii de corpuri de măcinare noi, la introducerea acestora în moară, kg; M_f - masa încărcăturii de corpuri de măcinare după o anumită perioadă de funcționare a morii, kg; P_m - producția morii în intervalul de timp considerat în care se face încercarea, t.

Această metodă deși foarte precisă devine foarte laborioasă și nu poate fi utilizată în cazul morilor de capacitate mare unde trebuie cântărite cantități foarte mari de corpuri de măcinare. În acest caz se testează numai un număr limitat de corpuri de măcinare (câte 30 din fiecare tipodimensiune, minimum 100 de bucăți) [8]. Numărul stabilit de corpuri de măcinare se colectează din încărcătură înainte de începerea procesului de măcinare și se cântărește. După o perioadă de funcționare a morii de 180...720 ore se colectează din încărcătură și se cântărește un același număr de corpuri de măcinare similare.

Uzura specifică a corpuri de măcinare se determină cu relația [1]:

$$u_{b,g} = 1000 \cdot \frac{M_{i,t} - M_{f,t}}{P_m} \cdot \frac{n_{b,t}}{n_{b,t}} \text{ g/t} \quad (2)$$

unde $M_{i,t}$ este masa numărului $n_{b,t}$ de corpuri de măcinare noi, testate, kg; $M_{f,t}$ - masa același număr $n_{b,t}$ de corpuri de măcinare după o perioadă de funcționare a morii, kg; P_m - producția morii în intervalul de timp în care se face încercarea, t; $n_{b,t}$ - numărul de corpuri de măcinare testate; $n_{b,tot}$ - numărul total de corpuri de măcinare din moară.

Uzura corpuri de măcinare după o perioadă de funcționare a morii se poate determina și utilizând valorile gradelor de umplere ale morii înainte și după uzarea încărcăturii de corpuri de măcinare. În acest caz determinarea ratei de uzură a bilelor se face după ce moara, care inițial a avut o încărcătură de bile noi, este folosită în condiții normale o perioadă determinată de timp. După această perioadă moara este lăsată un timp să funcționeze fără alimentare, pentru a fi golită de material, după care se oprește și i se măsoară nivelul încărcăturii de bile (gradul de umplere).

Cunoscând valoarea gradului de umplere la încărcarea morii cu corpuri de măcinare noi și stabilind valoarea gradului de umplere după o perioadă de funcționare stabilită (v. de exemplu [1]), diferența dintre aceste valori ale gradului de umplere determină cantitatea de metal pierdută prin uzarea încărcăturii de corpuri de măcinare [1]:

$$\Delta M_b = M_{bi} - M_{bf} = (\varphi_i - \varphi_f) \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot L \cdot \rho_b = \\ = \frac{\varphi_i - \varphi_f}{\varphi_i} \cdot M_{bi} \text{ kg} \quad (3)$$

unde φ_i este gradul de umplere al morii înainte de începerea procesului de măcinare; φ_f - gradul de umplere al morii după perioadă de funcționare stabilită; D_i - diametrul interior util al morii, m; L - lungimea interioară efectivă a morii (compartimentului), m; ρ_b - densitatea în vrac a

corpurilor de măcinare kg/m^3 ; M_{bi} – masa inițială a încărcăturii de corpu de măcinare, kg .

Relația (3) este folosită și pentru calculul cantității de corpi de măcinare care trebuie introduse în moară pentru compensarea uzurii.

Uzura specifică a corpuri de măcinare este definită prin expresia [1]:

$$u_{b,g} = \frac{\Delta M_b}{P_m} kg/t = 1000 \cdot \frac{\Delta M}{P_m} g/t \quad (4)$$

unde P_m este producția morii în perioadă de funcționare stabilită, t .

Metoda nu este suficient de precisă, deoarece masa specifică a corpuri de măcinare în vrac crește pe măsură ce corpurile de măcinare își micșorează dimensiunile prin uzare.

O metodă mult mai simplă și mai comodă de evaluare a uzurii corpuri de măcinare constă în înregistrarea continuuă a cantității de material măcinat (producției morii) și cantităților de bile adăugate periodic pentru compensarea uzurii, astfel încât consumul de energie al morii să se păstreze constant.

Uzura încărcăturii de corpuri de măcinare a morilor variază în funcție de o serie de factori:

- natura materialului care se măcină (materii prime pentru fabricarea cimentului, ciment, cărbuni etc.);

- calitatea corpuri de măcinare (compoziția chimică a materialului din care sunt realizate, tehnologia de realizare a lor, tratamentul termic, duritatea);

- tipul procesului de măcinare (măcinare uscată sau umedă; măcinare în circuit deschis sau închis);

- finețea de măcinare;
- consumul specific de energie al morii;
- mărimea morii cu bile.

Valori ale ratei de uzură la măcinarea diferitelor materiale din industria cimentului sunt prezentate în tabelele 2, 3 și 4.

Tabelul 2. Valori ale ratei de uzură la măcinarea cimentului [7].

Tipul bilelor	Rata de uzură, g/t			
	Ciment*		Ciment cu aditivi**	
	Camera 1	Camera 2	Camera 1	Camera 2
Bile turnate, cu crom	30...80	10...50	35...200	15...100
Bile turnate		150...450		160...550
Bile forjate	300...1300	60...450	300...1500	60...550

* Ciment portland obișnuit (clincher-95%; ghips-5%) (OPC 95/5) – 3000 cm²/g Blaine, consum specific de energie - 28...30 kWh/t.

** Clincher+aditivi (pouzzolan, zgură etc.) - 3000 cm²/g Blaine.

Tabelul 3. Valori ale ratei de uzură la măcinarea materiilor prime de ciment [7].

Tipul bilelor	Rata de uzură, g/t			
	Materii prime de ciment* (măcinare uscată)		Materii prime de ciment** (măcinare umedă)	
	Camera 1	Camera 2	Camera 1	Camera 2
Bile turnate, cu crom	40...80	15...50	150...300	100...200
Bile turnate		30...120		200...600
Bile forjate	150...600	30...150	200...800	150...500

* Calcar+aditivi – $R_{0,09\mu m}=10...15\%$, consum specific de energie - 15...17 kWh/t.

** Calcar+aditivi+apă – $R_{0,09\mu m}=10...15\%$, consum specific de energie - 10...12 kWh/t.

Tabelul 4. Valori ale uzurii corpuri de măcinare utilizate în industria cimentului [8].

Materialul măcinat	Tipul măcinării	Finețea de măcinare cm ² /g Blaine sau R _{0,09} %	Uzura corpuri de măcinare, g/t produs			
			Bile forjate 59 HRC	Bile forjate 600 HB	Bile turnate 550 HB	Cylpebs 600HB
Clincher + ghips	Circuit deschis	3000	15	19	90	25...30
		3200...3400	25	20...25	140	70...80
		3400...3600	35...40	50...55	220	85...120
Clincher + ghips	Circuit închis	3000	14	17	75	20...24
		3200...3400	23	18...22	110	50...53
		3400...3600	32...38	45...50	210	74...115
	Circuit deschis	15%	5	5...8	42	-

Materii prime de ciment	Circuit deschis, umed	15%	5,5...7	7...9	55	-
	Circuit închis	15%	4...6	5...7	40	-

Observații la tabelul 4:

- uzura corpurilor de măcinare este cu aproximativ 20...25% mai mică la măcinarea clincherului produs după procedeul umed decât a clincherului produs după procedeul uscat;
- uzura corpurilor de măcinare este cu aproximativ 14% mai mare la măcinarea clincherului produs în cupoare verticale decât a clincherului produs în cupoare rotative;
- uzura corpurilor de măcinare este cu aproximativ 20% mai mare la măcinarea clincherului cu adaoș de 15...20% zgură de furnal înalt decât a clincherului cu adus de ghips.
- duritatea Rockwell HRC 59 este echivalentă cu duritatea Brinell 600 HB.

Pentru determinarea ratei de uzură a bilelor, ținând seama de abrazivitatea materialului supus măcinării, se poate folosi formula de uzură a lui Bond [7]:

- Pentru mori cu bile cu funcționare uscată și cu diafragmă de evacuare:

$$u_b = 0,023 \cdot A_i^{0,5} \text{ kg/kWh}; \quad (5)$$

- Pentru mori cu bile cu funcționare umedă:

$$u_b = 0,16 \cdot (A_i - 0,015)^{1/3} \text{ kg/kWh} \quad (6)$$

unde A_i este indicele de abraziune al materialului supus măcinării (tabelul 5).

Tabelul 5. Valori ale indicelui de abraziune pentru diferite materiale [7].

Materialul	Densitatea intrinsecă, kg/m ³	Indicele de abraziune A_i al materialului
Dolomită	2700	0,016
Argilă	2620	0,021
Calcar	2700	0,032
Clincher	3150	0,071
Magnezită	3000	0,078
Granit	2720	0,388
Cuarțit	2700	0,075
Alumină	3900	0,891

4. ALTE MODURI DE EXPRIMARE A RATEI DE UZURĂ A BILELOR

Rata de uzură a corpurilor de măcinare se poate exprima nu numai în funcție de unitatea de cantitate de produs măcinat, ci și în alte mărimi caracteristice: consumul specific de energie al morii, un anumit număr de ore de funcționare a morii, o anumită pruducție a morii etc.

Se prezintă în cele ce urmează și alte exprimări ale ratei de uzură a corpurilor de măcinare:

- Rata de uzură a bilelor, raportată la consumul de energie al morii [7]:

$$u_{b,e} = \frac{u_{b,g}}{c_{sp}} \text{ g/kWh} \quad (7)$$

unde $u_{b,g}$ este rata de uzură a bilelor raportată la tona de produs măcinat, g/t; c_{sp} – consumul specific de energie al morii, kWh/t.

- Rata de uzură bilelor, raportată la 100 ore de funcționare [7]:

$$u_{100h} = \frac{2 \cdot u_{b,g} \cdot Q_m}{10 \cdot \rho_{mb} \cdot A_t} \text{ mm/100h} \quad (8)$$

unde $u_{b,g}$ este uzura bilelor raportată la tona de produs, g/t; Q_m – debitul mediu al morii, t/h; ρ_{mb} – densitatea materialului bilei, kg/dm³; A_t – aria totală a suprafeței bilelor, m².

Debitul mediu al morii se stabilește cu relația:

$$Q_m = \frac{P_m}{t} \frac{t}{h} \quad (9)$$

unde t este timpul de funcționare al morii, h; P_m – producția realizată de moară în intervalul de timp t , t.

Aria totală a suprafeței bilelor se determină cu relația:

$$A_t = M_b \cdot A_{sp} = \varphi \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot L \cdot \rho_b \cdot A_{sp} \text{ m}^2 \quad (10)$$

unde M_b este masa bilelor din moară, t ; ρ_b este densitatea în vrac a bilelor, kg/m^3 ; A_{sp} - aria totală a suprafeței bilelor existente într-o tonă de bile, m^2/t (v. tabelul 1).

Aria suprafeței specifice a bilelor se poate determina și cu relația:

$$A_{sp} = \frac{765}{d_b} \text{ } m^2/t \quad (11)$$

unde d_b este diametrul bilei, mm .

- Rata de uzură bilelor, raportată la 1000 t de produs măcinat [7]:

$$u_{1000h} = \frac{10 \cdot u_{100h}}{Q_m} \text{ } mm/1000t \quad (12)$$

unde u_{100h} este uzura bilelor raportată la 100 ore de funcționare (determinată cu relația (8)), $mm/100h$; Q_m – debitul mediu al morii, t/h (relația (9)).

Dimensiunea cea mai mică a bilelor utilizate în compartimentul de măcinare fină este determinată de mărimea fantelor diafragmei de evacuare. De regulă dimensiunea celor mai mici bile trebuie să fie de două ori mai mare decât lățimea fantelor diafragmei de evacuare [9].

După uzarea lor, bilele mici ar putea să ajungă la o valoare a diametrului mult prea mică, astfel încât să existe pericolul ca ele să fie evacuate, împreună cu produsul măcinat, prin diafragma (sita) de evacuare. Pentru a preveni o asemenea situație trebuie să se determine intervalul de timp de funcționare al bilelor mici astfel încât dimensiunea lor să scadă sub o valoare minimă admisibilă [7]:

$$t_u = \frac{100 \cdot (d_i - d_{ad})}{u_{100h}} \text{ } h \quad (13)$$

unde d_i este diametrul inițial al bilelor mici, mm ; d_{ad} – diametrul minim admisibil după ce bilele se uzează, mm ; u_{100h} – uzura bilelor raportată la 100 ore de funcționare, $mm/100h$.

5. CARACTERIZAREA FORMEI BILELOR UZATE

Dacă materialul din care sunt realizate bilele și tehnologia de fabricație a acestora sunt bine puse la punct, uzura lor este uniformă, bilele micșorându-și diametrul, dar păstrându-și forma sferică. De multe ori însă, din cauza defectelor de material sau ale tehnologiei de realizare, uzura bilelor este neuniformă, căpătând după uzare forme care se abat mult de la forma sferică și afectând negativ producția morii și finețea produsului măcinat. Pentru refolosirea bilelor evacuate din moară este necesară o sortare a acestora, bilele a căror formă prezintă abateri inadmisibile de la forma sferică fiind înlăturate.

Pentru caracterizarea formei bilelor după uzare se pot utiliza următoarele mărimi [10]:

- Coeficientul de circularitate al bilei uzate, care se definește prin relația:

$$c = \frac{P_{pb}^2}{A_{pb}} \quad (14)$$

unde P_{pb} este perimetrul proiecției bilei uzate; A_{pb} - aria proiecției acesteia.

- Factorul de nesfericitate sau abaterea bilei uzate de la sfericitate, definit prin relația:

$$f_{ns} = \frac{c_{bu} - c_s}{c_s} \cdot 100 \% \quad (15)$$

unde c_{bu} este factorul de circularitate al bilei uzate; c_s – factorul de circularitate al sferei.

Pentru bila care, după uzare, își păstrează forma sferică de diametru d , coeficientul ei de circularitate va avea valoarea:

$$c = \frac{(\pi \cdot d)^2}{\pi \cdot d^2} = 4 \cdot \pi, \quad (16)$$

iar pentru bila care, după uzare, va căpăta forma cubică de latură a , coeficientul de circularitate va avea valoarea:

$$c = \frac{16 \cdot a^2}{a^2} = 16. \quad (17)$$

Prin urmare, cercul se caracterizează prin valoarea minimă a coeficientului de circularitate (4π), în timp ce pătratul are valoarea coeficientului de circularitate 16.

Conform relației (15), dacă bila după uzare își va păstra forma sferică, factorul ei de nesfericitate va avea valoarea zero, iar dacă după uzare va căpăta forma cubică factorul de nesfericitate va avea valoarea 27,32:

$$f_{ns} = \frac{16 - 4 \cdot \pi}{4 \cdot \pi} \cdot 100 = 27,32.$$

6. REGULI PRACTICE PRIVIND STABILIREA ÎNCĂRCĂTURII PENTRU COMPENSAREA UZURII CORPURILOR DE MĂCINARE

După anumite intervale de tip este necesar ca încărcătura de coruri de măcinare să fie completată pentru compensarea uzurii corpurilor de măcinare. Se pot utiliza următoarele modalități de completare:

- completarea încărcături din prima cameră a morii, prin introducerea de coruri de măcinare noi prin fusul tubular de alimentare, simultan cu alimentarea materialului supus măcinării;

- refacerea compozиției dimensionale inițiale a întregii încărcături prin completarea sorturilor de bile;

- schimbarea întregii încărcături de coruri de măcinare.

După o perioadă mare de funcționare a morii, structura încărcăturii se schimbă prin deteriorarea unui număr mare de corpuri de măcinare, datorită spargerii sau modificării formei lor, prin uzare neuniformă. Deoarece în această situație nu există posibilitatea practică de refacere a structurii inițiale a încărcăturii prin completarea acesteia se recurge la schimbarea întregii încărcături de corpuri de măcinare.

Încărcătura morii se aduce la capacitatea inițială de măcinare (prin completare sau prin refacerea compozиției dimensionale) pe baza următoarelor criterii (*) [8]:

- dacă masa încărcături de măcinare scade cu mai mult de 1,5% din masa ei inițială (evaluarea se face după diferite perioade de funcționare a morii, pe

baza valorilor uzurilor specifice cunoscute din practică sau determinate experimental);

- dacă în mai mult de 20% din perioada de funcționare moara macină sortimente de ciment cu finețe avansată (peste $3400 \text{ cm}^2/\text{g Blaine}$), la care uzura specifică depășește valorile normale;
- calitatea, în raport cu uzura specifică, a fiecărui sortiment de corpuri de măcinare trebuie adoptată astfel încât pierderile de metal prin uzare să nu depășească 1,5% din masa fiecărui sortiment.

Intervalele de timp, stabilite pe baza datelor privind uzura corporilor de măcinare (v. tabelele 2, 3, 4), la care trebuie intervenit pentru corectarea încărcăturii morilor tubulare cu bile din industria cimentului sunt prezentate în tabelul 6.

Tabelul 6. Valori ale intervalor de timp la care se reface încărcătura morilor tubulare cu bile din industria cimentului [8].

Tipul morii	Perioada maximă de funcționare după care trebuie corectată încărcătura, h		
	Completarea încărcăturii în camera I	Refacerea structurii întregii încărcături, prin completarea sorturilor	Schimbarea întregii încărcături
Moară de ciment în circuit deschis	130	850	3500
Moară de ciment în circuit închis	150	900	3500
Moară de materii prime în circuit deschis	500	2100	7500
Moară de materii prime în circuit închis	600	2400	8000

În timpul funcționării morilor are loc o uzură normală a corpuri de măcinare, modificându-se atât gradul de umplere cât și compozиția dimensională a încărcăturii. Pentru refacerea capacitații încărcăturii de corpuri de măcinare sunt necesare intervenții periodice, intervalele de timp dintre acestea stabilindu-se pe baza consumului specific de corpuri de măcinare, tipului de produs măcinat și condițiilor în care loc măcinarea.

O metodă practică de realizare a completării încărcăturii de măcinării a morilor este prezentată în exemplu de calcul.

7. EXEMPLU DE CALCUL

Se consideră moara de ciment, cu două camere, cu funcționare în circuit închis, $\Phi 2,8 \times 12 \text{ m}$.

Moara se caracterizează prin:

- debitul: 30 t/h ;
- finețea de măcinare: $3000 \text{ cm}^2/\text{g Blaine}$;

Se determină:

- diametrul nominal al morii: $D_n = 2,8 \text{ m}$;
- lungimea morii: $L = 12,0 \text{ m}$;
- grosimea blindajelor: $s = 75 \text{ mm}$;
- gradul de umplere: $\varphi_I = \varphi_{II} = 26\%$;

- diametrul interior al morii:

$$D_i = D_n - 2 \cdot s = 2,8 - 2 \cdot 0,075 = 2,65 \text{ m};$$

- grosimea diafragmei: $L_d = 0,4 \text{ m}$;

- lungimea utilă efectivă a morii:

$$L_u = L - L_d = 12 - 0,4 = 11,6 \text{ m}$$

- lungimea camerei I:

$$L_{II} = 0,4 \cdot L_u = 0,4 \cdot 11,6 \approx 4,6 \text{ m};$$

- lungimea camerei II:

$$L_{II} = 0,6 \cdot L_u = 0,6 \cdot 11,6 \approx 7,0 \text{ m};$$

- masa încărcăturii de bile din camera I:

$$\begin{aligned} M_{b,I} &= \varphi_I \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot L_I \cdot \rho_{b,I} = \\ &= 0,26 \cdot \frac{\pi \cdot 2,65^2}{4} \cdot 4,6 \cdot 4500 \approx 30000 \text{ kg} = 30 \text{ t} \end{aligned}$$

- masa încărcăturii de corpuri de măcinare din camera II:

$$\begin{aligned} M_{b,II} &= \varphi_{II} \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot L_{II} \cdot \rho_{b,II} = \\ &= 0,26 \cdot \frac{\pi \cdot 2,65^2}{4} \cdot 7,0 \cdot 4900 \approx 50000 \text{ kg} = 50 \text{ t} \end{aligned}$$

- masa totală a încărcăturii de corpuri de măcinare: 80 t ;

- corpuri de măcinare utilizate în camera I:

- bile mari – 30 t ;

- corpuri de măcinare utilizate în camera II:
 - bile mici ($\Phi 40mm$ și $\Phi 30mm$) – 25 t;
 - cylpebsuri ($\Phi 22 \times 22 mm$) – 25 t .

- se utilizează bile forjate 600 HB și cylpebsuri 600 HB (v. tabelul 7 extras din tabelul 4).

Tabelul 7. Valori ale uzurii corporilor de măcinare utilizate în moara de ciment.

Materialul măcinat	Tipul măcinării	Finețea de măcinare cm^2/g Blaine	Uzura corporilor de măcinare, g/t produs	
			Bile forjate 600 HB	Cylpebs 600HB
Clincher + ghips	Circuit închis	3000	17	20...24

Rata de uzură a bilelor din camera I

- Rata de uzură a bilelor, raportată la tona de produs măcinat, $u_{b,g} = 17 g/t$
- Rata de uzură a bilelor, raportată la consumul de energie al morii:

$$u_{b,e} = \frac{u_{b,g}}{c_{sp}} = \frac{17}{32} = 0,53 g/kWh$$

unde s-a considerat consumul specific de energie al morii, $c_{sp} = 32 kWh/t$.

- Rata de uzură bilelor, raportată la 100 ore de funcționare:

$$u_{100h} = \frac{2 \cdot u_{b,g} \cdot Q_m}{10 \cdot \rho_{mb} \cdot A_{sp} \cdot M_{b,I}} = \\ = \frac{2 \cdot 17 \cdot 30}{10 \cdot 7,85 \cdot 11 \cdot 30} = 0,0394 \text{ mm/100h}$$

unde densitatea materialului bilelor, $\rho_{mb} = 7,85 kg/dm^3$; aria specifică a suprafeței bilelor, $A_{sp} = 11 m^2/t$; masa încărcăturii de bile mari din camera I, $M_{b,I} = 30 t$.

- Rata de uzură bilelor, raportată la 1000 t de produs măcinat:

$$u_{1000h} = \frac{10 \cdot u_{100h}}{Q_m} = \frac{10 \cdot 0,0394}{30} = \\ = 0,013 \text{ mm/1000t}$$

- Rata de uzură bilelor, raportată la 100 ore de funcționare:

$$u_{100h} = \frac{2 \cdot u_{b,g} \cdot Q_m}{10 \cdot \rho_{mb} \cdot A_{sp} \cdot M_{b,I}} = \\ = \frac{2 \cdot 17 \cdot 30}{10 \cdot 7,85 \cdot 11 \cdot 30} = 0,0394 \text{ mm/100h}$$

densitatea materialului bilelor, $\rho_{mb} = 7,85 kg/dm^3$; aria specifică a suprafeței bilelor, $A_{sp} = 11 m^2/t$; masa încărcăturii de bile mari din camera I, $M_{b,I} = 30 t$.

Stabilirea încărcăturii de compensare a uzurii

După o perioadă de funcționare efectivă a morii de 150 h (când trebuie refăcută structura întregii încărcături, prin completarea sorturilor, v. tabelul 6, moară de ciment în circuit închis), se constată un consum de corpuri de

măcinare (reducerea întregii mase a corpuri de măcinare) de:

$$\left[\frac{0,017 kg bile/t ciment}{30000 kg bile camera I} + \frac{0,017 kg bile/t ciment}{25000 kg bile camera II} + \right. \\ \left. + \frac{0,024 kg cylpebs / t ciment}{25000 kg cylpebs camera II} \right] \cdot 150 h \cdot 30 t / h \cdot 100 = 0,99 \%$$

din care:

- consumul de bile mari din camera I:

$$\frac{150h \cdot 30t/h \cdot 0,017 kg bile/t ciment}{30000 bile camera I} \cdot 100 = 0,26\% ;$$

- consumul de bile mici ($\Phi 40mm$ și $\Phi 30mm$) din camera II:

$$\frac{150h \cdot 30t/h \cdot 0,017 kg bile/t ciment}{25000 bile camera II} \cdot 100 = 0,30\% ;$$

- consumul de cylpebsuri ($\Phi 22 \times 22 mm$) din camera II:

$$\frac{150h \cdot 30t/h \cdot 0,024 kg bile/t ciment}{25000 kg cylpebs camera I} \cdot 100 = 0,43\% .$$

Rezultatele calculului arată că nu este necesară completarea niciunui sortiment de corpuri de măcinare în nici una dintre camerele morii (v. criteriile (*) privind refacerea încărcături, prezentate anterior).

După o perioadă de funcționare efectivă a morii de 900 h (când trebuie refăcută structura întregii încărcături, prin completarea sorturilor, v. tabelul 6, moară de ciment în circuit închis), utilizând bile și cylpebs-uri de 600 HB, consumul total de corpuri de măcinare este:

$$\frac{900h}{150h} \cdot 0,99\% = 5,94\% ,$$

din care:

- consumul de bile mari din camera I:

$$\frac{900h}{150h} \cdot 0,26\% = 1,56\% ;$$

- consumul de bile mici ($\Phi 40mm$ și $\Phi 30mm$) din camera II:

$$\frac{900h}{150h} \cdot 0,30\% = 1,80\% ;$$

- consumul de cylpebs-uri ($\Phi 22 \times 22 \text{ mm}$) din camera II:

$$\frac{900h}{150h} \cdot 0,43\% = 2,58\% .$$

Se observă că în conformitate cu criteriile

(*) privind refacerea încărcăturii, prezentate anterior, pentru a se asigura eficiența de măcinare a morii trebuie să se completeze toate sortimentele de corpuri de măcinare din camerele acesteia. Înțând seama de uzura limită admisă de 1,5% din cantitatea fiecărui sortiment (v. criteriile (*) privind refacerea încărcăturii), completarea diferitelor sortimente de corpuri de măcinare ar trebui să se realizeze după următoarele perioade de funcționare a morii:

- pentru bilele mari din camera I:

$$\frac{1,5\%}{0,26\%} \cdot 150h = 865h ;$$

- consumul de bile mici ($\Phi 40\text{mm}$ și $\Phi 30\text{mm}$) din camera II:

$$\frac{1,5\%}{0,30\%} \cdot 150h = 750h ;$$

- consumul de cylpebsuri ($\Phi 22 \times 22 \text{ mm}$) din camera II:

$$\frac{1,5\%}{0,43\%} \cdot 150h = 523h .$$

Pentru a reduce numărul de opriri ale producției morii și pentru menține neschimbați parametrii ei de eficiență (debit, consum specific de energie, finețe de măcinare), refacerea încărcăturii de corpuri măcinare, prin completarea sorturilor acesteia, se va realiza după cum urmează:

- bilele mari din camera I se completează după 900 h de funcționare a morii, adăugându-se o cantitate de bile de:

$$\frac{900h}{150h} \cdot 0,26\% = 1,56\% ,$$

adică $\frac{1,56\%}{100} \cdot 30000 = 468 \text{ kg} ;$

- bilele mici ($\Phi 40\text{mm}$ și $\Phi 30\text{mm}$) din camera II din se completează după 450 h de funcționare a morii, adăugându-se o cantitate de bile de:

$$\frac{(900/2)h}{150h} \cdot 0,30\% = \frac{450h}{150h} \cdot 0,30\% = 0,90\% ,$$

adică $\frac{0,90\%}{100} \cdot 25000 = 225 \text{ kg} ;$

- cylpebsurile ($\Phi 22 \times 22 \text{ mm}$) din camera II se completează după 450 h de funcționare a morii, adăugându-se o cantitate de cylbsuri de:

$$\frac{(900/2)h}{150h} \cdot 0,43\% = \frac{450h}{150h} \cdot 0,43\% = 1,29\% , \text{ adică}$$

$$\frac{1,29\%}{100} \cdot 25000 = 323 \text{ kg} .$$

8. CONCLUZII

Copurile de măcinare (bile, cylpebs-uri) se uzează în cursul procesului de mărunțire ca urmare a unor fenomene mecano-chimice (solicitări mecanice (impact, frecare), abraziune, coroziune, oxidare etc., modificându-se atât gradul de umplere cât și compozitia dimensională a încărcăturii și forma copurilor de măcinare, cu impact negativ asupra performanțelor morii (scade debitul morii, crește energia consumată pentru măcinare, scade finețea produsului măcinat).

În urma monitorizării parametrilor de performanță ai morii trebuie să se facă compensarea periodică a uzurii încărcăturii de corpuri de măcinare, prin completarea cu bile noi, în vederea refacerii capacitații de măcinare a acesteia.

Uzura specifică (rata de uzare) a copurilor de măcinare depinde în măsură importantă de calitatea acestora (compoziția chimică a materialului din care sunt realizate, tehnologia de realizare a lor, tratamentul termic, duritatea); de natura, măcinabilitatea și duritatea materialului supus măcinării (materii prime pentru fabricarea cimentului, ciment, cărbuni etc.); de tipul procesului de măcinare (măcinare uscată sau umedă; măcinare în circuit deschis sau închis); de finetea de măcinare cerută produsului; de consumul specific de energie al morii etc.

9. BIBLIOGRAFIE

- [1]. Gh. Ene, C. Pavel, Mori tubulare cu bile, Editura Printech, București, 2015.
- [2]. R. P. King, GRINDING. TECHNICAL NOTES 8
http://www.mineraltech.com/MODSIM/ModsimTraining/Modul_e6/Grinding.pdf
- [3]. *** Prospect firma F. L. Smidth – Danemarca, Raw grinding plants.
- [4]. Ilievici, A. P. Mașină i oborudovanīe dlia zavodov po proizvodstvu keramiki i ogneuporov, Moskva, Vissaia Skola, 1979.
- [5]. Cement Mill Notebook, Qatar National Cement Company, DOHA-QATAR 2010,
<http://www.scribd.com/doc/95023999/Cement-Mill-Notebook>
- [6]. R&C Instrumentation — Milling and Grinding systems
http://www.randci.co.za/powitec_millingandgrindingsystems_product.html
- [7]. Equipements internes des broyeurs à boulets
<http://www.thecementgrindingoffice.com/fr/millsinternals4.html>
- [8]. *** Manualul inginerului din industria cimentului, vol. 1, Editura Tehnică, București, 1994.
- [9]. David S. Fortsch, Ball charge loading – impact on specific power consumption and capacity
<http://www.asocem.org.pe/bivi/sa/DIT/ICEM/2-01-2006.pdf>
- [10]. N. N. S. Lameck, Effects of grinding media shapes on ball mill performance, dissertation submitted to the Faculty of Engineering and The Built Environment, University of the Witwatersrand, Johannesburg, 2005
<http://mobile.wiredspace.wits.ac.za/bitstream/handle/10539/1506/Dissertation,%20Final%20Submission.pdf?sequence=1>

CONSIDERATIONS ON HELICAL GEAR MESHING STIFFNESS

Sorin GABROVEANU¹⁾, Andrei TUDOR²⁾, Sorin CANANAU³⁾, Radu MIRICA⁴⁾

¹⁾ Institut National de Cercetare-Dezvoltare Turbomotoare COMOTI, Bucuresti, Romania,
sorin.gabroveanu@comoti.ro

²⁾ Universitatea "POLITEHNICA", Bucuresti, Romania, tudor@pub.ro

³⁾ Universitatea "POLITEHNICA", Bucuresti, Romania, s_cananau@yahoo.com

⁴⁾ Universitatea "POLITEHNICA", Bucuresti, Romania, mirica@omtr.pub.ro

REZUMAT

Lucrarea de față prezintă o metodă de măsurare a rigidității statice a angrenării, precum și rezultatele obținute pe un angrenaj cu dinți înclinați. Pentru acest angrenaj a fost efectuat calculul rigidității angrenării utilizând metoda elementului finit.

ABSTRACT

This paper presents a method for measurement of static mesh stiffness and the results obtained for a helical gear. For this gear the mesh stiffness using FEA analysis method was calculated.

KEYWORDS: Mesh stiffness, Gearing, Finite element analysis, Contact ratio, Overlap ratio

CUVINTE CHEIE: Rigiditatea angrenării, Angrenare, Metoda elementului finit, Grad de acoperire frontal, Grad de acoperire suplimentar

1. INTRODUCTION

Due to the great importance of gear tooth deformation in the definition of gearing during load, and thus of excitation as well, the meshing stiffness has been studied from both a theoretical as well as a practical standpoint for a long time.

A few significant elastic gear tooth deformation models are [1, 2, 3]:

1. The embedded bar model as defined at first by classical stress analysis theory. A model was put forth by **Kistian and Andojski (1948)**, with the mention that the relative gear tooth dimensions (gear width larger than the other two dimensions do not match those of the embedded bar model; as such, experimental results did not entirely match the theoretical ones. The model was later used by **Andojski and Efimovici (1959)**, but the results were unconvincing.

2. A model based on the plain state of strain (**Weber, Banaschek, 1953**) takes the dimension ratios (at spur gear tooth) into account.

The hypothesis is fully justified, as stated earlier: the gear tooth length is assumed to be much greater compared to other dimensions.

3. A third model is that of an **infinite key**, which, being based on simplifying assumptions, leads to results that have not been validated in practice. **Airapetov et al (1971)** mentions that the first applications of this model were realized by Korovcinski and Frenkel (who did not justify the boundary conditions and did not compare theory to practice).

4. The embedded plate model

The embedded plate model does have practical reasons, the results coinciding with the experiments. It can additionally be adapted with relative ease to use in helical gears (from the straight spur gears it was originally meant for), with very good results. (**Ziegler, 1971**).

Chong, Myong and Kim (2001) have considered transmission errors (owing to manufacturing flaws) as a source of vibration. From this standpoint, their work deals with simultaneous calculation of gear profile modification by minimizing helical gear excitation. An optimization method utilizing the ADS program (Automated Design Synthesis) developed by Optimization Users' Group, "Automated Design Synthesis, Version 1.0", 1984 is used.

The aspect ratio (i.e. face width relative to pinion reference diameter) between 0.25 and 0.5, modifying gear profile, is suitable in order to minimize gear vibration [4].

The possibility of estimating gearbox noise as an essential tool for new, high level, low experimentation necessity projects is analyzed in [5]. The method relies on the calculation of the total dynamic error, (DTE), based on total static error, (STE). Using dedicated software, LMS Virtual Lab Motion, coupled with a gearing analysis program gives the dynamic behaviour of a gear and hertzian damping [5]. Ziegler (1971) dealt with mesh stiffness and gearing load distribution. He also studied the effect of gear contact ratio on mesh stiffness and gearing vibration overload. Thus, he showed that, when total real contact ratio is an integer number, the dynamic overload coefficients (dynamic factors) are smaller than cases when real contact ratio is a non integer number [1]. The effect of mesh stiffness about tooth stress is analyzed in [6].

The paper aims to analyze the effect of overlap ratio on static stiffness of helical gearing from both a theoretical and an experimental standpoint.

Figure 1 shows a custom built rig designed to measure static gearing stiffness.

2. STATIC MESHING STIFFNESS MEASUREMENT RIG

A laser joined to the driving gear shaft, as well as a high precision strain gauge have been used for the measurements. The strain gauge bridge also has the role of axially constraining the driving gear, preventing its movement. Various aspects of the testing rig have been either simplified or made more complex. The research has been carried out by applying torque ranging from 0 to 400 Nm. The rig positions the two gearing components at the given angles. The gearing used featured an overlap ratio equal to one, and tests were made using multiple values of applied torque. Radial displacements were measured for each test, providing for the calculation of mesh stiffness.

A finite element analysis of the mesh stiffness variation was done as well. The rig allows for locking the driven gear in the desired position, the driving gear being allowed to rotate in its bearings. Through the application of loads using the lever arm designed specifically for this purpose, the gearing is loaded by the torque in contact area between the flanks, with the driving gear rotation continuing due to flank compression, strains, etc.

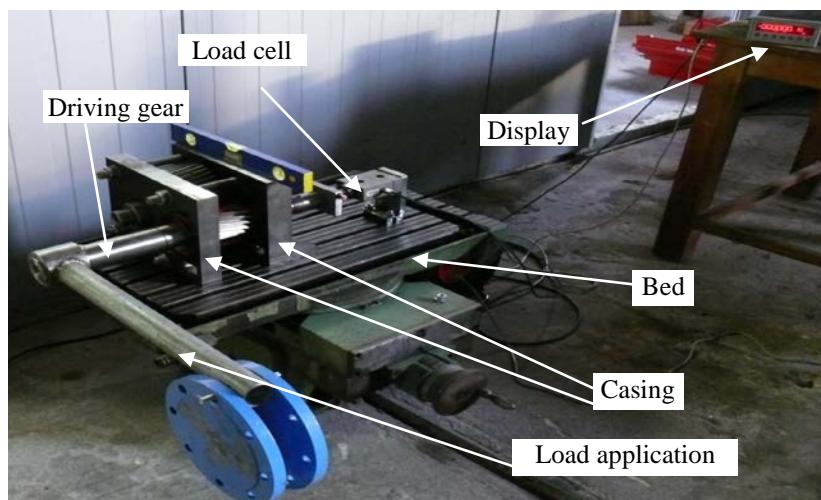


Figure 1. Static gearing stiffness measurement rig with measurement instruments

2.1. The procedure

Measuring the mesh stiffness in the significant positions along the line of action is very important. The values were computed through the use of the finite element method, using three different load cases which were then simulated using the rig. The load is applied in a simple manner, by the application of precise weights with strain gauge control.

The driving gear (the pinion) is allowed to rotate in the bearings due to the applied load, followed by the measurement of the rotational (angular) displacement of pinion between the initial flank contact position and its final rotational position. A problem that had to be resolved was that of the precision of the radial displacement measurement for the loaded driven gear. This is an optical measurement, this method having been chosen due to its numerous advantages. The motion of the driving gear along its axis is stopped by the axial force sensor, which is joined to the driving gear by a ball bearing. There is very little system friction due to the use of bearings. The friction can be calculated through the use of the two coupled measurement systems: the strain gauge on the lever and the axial force sensor. The use of a medium power laser device ensures the desired accuracy of this measurement, with a screen placed at an appreciable distance, thus readings being easy to realize.

Older gearing stiffness measurement rigs, in spite of their being equipped to a very high standard, were plagued by the one flaw affecting any structure: elasticity. In spite of the numerous advances in modern computation methods, calculating three-dimensional strains in complex structures is both difficult and expensive, with the added disadvantage of having to evaluate the precision of the rig before use. The design put forth by this paper uses laser dots, allowing for direct experimental evaluation of the gear set. The solution also allows for precise positioning of the driven gear at the required angles by the significant points along the action line, points where the mesh stiffness was computed. Another positioning method was attempted, but yielded unsatisfactory results. With a view to ensure the stiffness of gearing, a T slot machine bed was used, retaining its original mounting system.

The driving gear uses ball bearings, while the driven gear makes use of radial-thrust bearings. The driving gear can rotate freely. The position stabilization of loaded gearing is realized by disallowing of driving gear axial movement along its axis. This is achieved by the use of a load cell, which also serves as a means to check rig functionality. To position the driven gear, it is necessary to align the laser dot axis with the axis of a gear tooth or another reference that can be correlated with a tooth axis.

Repositioning is done optically, using the laser dot, a preferably white plane surface and a nonpermanent marker.

This method ensures superior precision as other methods, seeing as the measurement surface can be placed at a considerable distance (over 5 meters), with a laser pointer range of 75 to 100 m, depending on battery status.

Since the center of laser dot is always used for positioning and the minimum measurable distance between two separate positions of dot is 0.5 mm, the angular resolutions at various measurement screen placement radii will be as shown in table 1.

The table 2 shows the characteristics of gearing being studied theoretically and experimentally.

The testing procedure using the static gearing stiffness rig is as follows:

The lever is positioned horizontally. This is done using a water level or electronically.

The driven gear is positioned in the required position.

Table 1. Angular measurement precision

Measurement range [m]	Angular precision [seconds]
2.00	51.5
4.00	25.8
6.00	17.2
8.00	12.9
12.00	8.6
15.00	6.9

Table 2. Gears parameters

Parameter	Symbol	Value
centre distance	a	125 mm
number of teeth of pinion	z_1	15
number of teeth of wheel	z_2	46
helix angle	β	10°
profile shift coefficient of pinion	x_1	0.427
profile shift coefficient of wheel	x_2	-0.138
face width	b	72.3668 mm
transverse contact ratio	ε_a	1.45318

Parameter	Symbol	Value
overlap ratio	ε_β	1
base torque applied to pinion	T_1	392.466 Nm
gear accuracy	-	6

1. The nuts are tightened in a diametrically opposite way until the driven gear is fully constrained.
2. The first, second and third loads are applied, recording the deflection angles of the free end of the driving gear shaft
3. The value indicated by the load cell is also recorded at the same time.

The force measurement chain must be calibrated before starting the tests. The entire line must be powered on at least an hour before starting the measurements in order to counteract the thermal drift that could potentially take place.

Three load cases were used, as is shown in table 3. The positions of characteristic points used for measurements on the action line are shown in table 4. The measurement screen was placed 13.50 m away.

3. RESULTS OBTAINED USING STATIC GEARING STIFFNESS RIG

Concerning the test order, load cases were sorted by load value in an ascending manner, from smallest to greatest, with the teeth being positioned according to the significant points on the line of contact, as shown in the tables below. The issues with correctly reading the laser dot position implied that no greater precision than 0.1 mm could be realized.

The point on the contact line was calibrated via optical means, using a laser dot. However, due to the difficulties encountered in putting this into practice, gages have been used instead, providing a far more stable, repeatable and easier application.

The second method is also difficult to put into practice due to the small angular differences, but it is still more readily used than the optical method.

The tables 4, 5 and 6 show the measured deflections of the laser dot, as well as the stiffness values obtained in each case.

4. COMPARISON TO THEORETICAL STATIC RESULTS

The mesh stiffness (of gearing) was computed using finite element method. The tooth width was differently meshed, resulting varying mesh densities. This obviously led to different results. The results of the finite element method computation are shown in Fig. 3 and Fig. 4.

The finite element model referred to is described in results diagrams, with the number of elements along the width of the tooth specified in figures 3 and 4. The measurement results and finite element results were compared based on a maximum value, one for each loading case.

The figures 2, 3 and 4 show the obtained results and table 7 lists the compared values.

Table 3. Static rig loading data

Load case	Applied load [N]	Applied driven gear torque [Nm]
1	390	195
2	585	292.5
3	780	390

Table 4. Position of characteristic points on action line

Point on action line	Point signification	Coordinate on action line [mm]
A	Begin of meshing	0
B	Begin of single pair tooth contact	5,4244
C	Pitch point	6,5465
D	End of single pair tooth contact	11,9689
E	End of meshing	17,3933

Table 5. Mesh stiffness at different positions on action line at 50% load

Point on action line	Dot deflection [mm]	Deflection angle [rad]	Mesh stiffness [Nm/rad]
A	4.7	3,48148E-04	560106
B	4.9	3,62962E-04	537245
C	4.9	3,62962E-04	537245
D	4.7	3,48148E-04	560106
E	4.9	3,62962E-04	537245

Table 6. Mesh stiffness at different position on action line at 75% load

Point on action line	Dot deflection [mm]	Deflection angle [rad]	Mesh stiffness [Nm/rad]
A	6.2	4.59259E-04	636895
B	6.3	4.66660E-04	626794
C	6.3	4.66660E-04	626794
D	6.2	4.59259E-04	636895
E	6.4	4.74074E-04	616992

Table 7. Mesh stiffness at different position on action line at 100% load

Point on action line	Dot deflection [mm]	Deflection angle [rad]	Mesh stiffness [Nm/rad]
A	8.1	6.0000E-04	650000
B	8.3	6.1481E-04	634337
C	8.3	6.1481E-04	634337
D	8.1	6.0000E-04	650000
E	8.4	6.2222E-04	626785

The measured values are shown to be smaller than the computed values.

Results at 20% load differ significantly from theoretical results, while results at loads close to maximum show smaller variation from theory. In an attempt to reduce friction, the components were lubricated using grease high in molybdenum disulfide.

This, however, did not significantly influence the results. The difference between the experimental values and the computed ones could be a result of the elastic behaviour of the rig components, which do not display the perfectly rigid behaviour assumed in the computation.

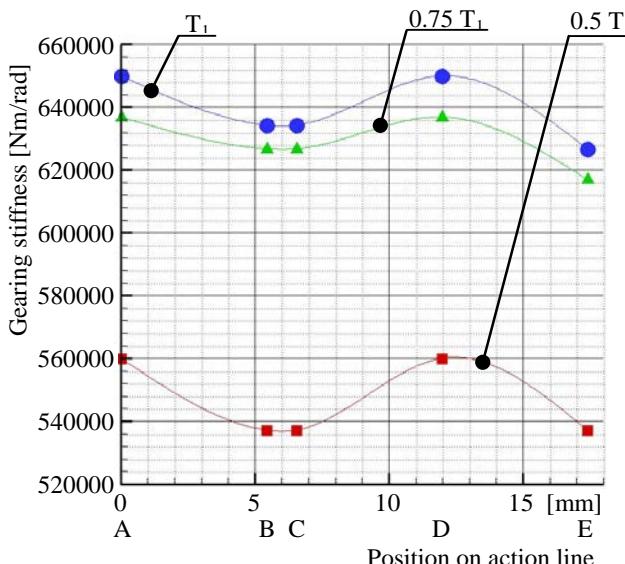


Fig. 2. Measured gearing stiffness in various load cases at significant points on the line of contact.

Table 7. Experimental gearing stiffness compared to theoretical gearing stiffness

Applied torque [Nm]	Gearing stiffness, maximum measured value [Nm/rad]	Maximum computed value [Nm/rad]	
		Finite element computation, 25 elements along width model	Finite element computation, 8 elements along width model
T1	650000	710000(109.2%)	680000(104.6%)
0.75T1	636895	700000(109.9%)	670000(105.2%)
0.5T1	560106	670000(119.6%)	630000(112.5%)

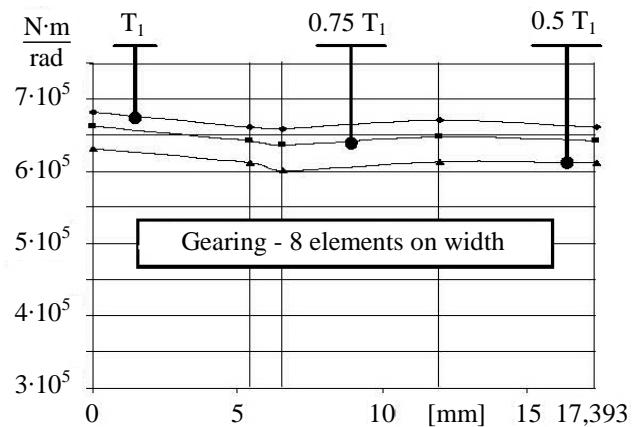


Figure 3. Calculated gearing stiffness with 8 elements along tooth width

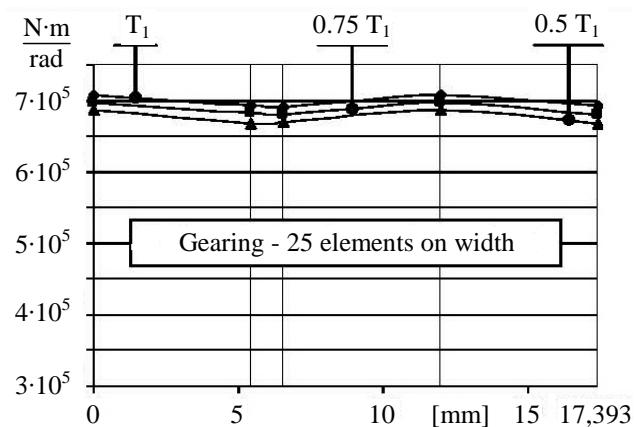


Figure 4. Calculated gearing stiffness with 25 elements along tooth width

CONCLUSIONS

1. The practical method for determining the variation in gearing stiffness using a static rig demonstrates that, considering a gearing with an additional contact ratio equal to a natural number, gearing stiffness varies only slightly along the line of contact.
2. The static rig reproduces the evolution of the gearing stiffness along the line of contact in a satisfactory manner, in spite of the difference between measured and computed values.
3. The mesh stiffness varies in a relative small dispersion band determined using the static rig and shown in table 8.
4. The tests done using the static rig confirm the fact that gearing stiffness variation along the line of contact is diminished when the gearing features an additional contact ratio equal to a natural number.

Table 8. Dispersion band of experimental mesh stiffness

Applied torque [Nm]	Maximum experimental value of mesh stiffness, [Nm/rad]	Interval size in % of maximum measured value [%]
T1	650000	3,6
0.75T1	636895	3,2
0.5T1	560106	4,1

REFERENCES

- [1] Dobre, G., *Contribuții privind influența factorilor constructivi și tribologici asupra reducerii zgomotului angrenajelor cilindrice*. Teza de doctorat, Institutul Politehnic din București, 1987.
- [2] Nguyen, V.K., Thai, M.C., Nguyen P.D., *Modelling parametric vibration of gear-pair systems as a tool for aiding gear fault diagnosis*. Technische Mechanik 24 3-4 198 205, 2004
- [3] Muthukumar,R., Raghavan, M.R., *Estimation of gear tooth deflection by the finite element method*, Mechanism and Machine Theory, Vol. 22, Issue 2, 177–181, 1987
- [4] Chen, Z., Shao,Y., *Dynamic simulation of spur gear with tooth root crack propagating along tooth width and crack depth*, Eng. Fail. Anal. 18 (2011) 2149–2164.
- [5] Yang, Y., Lin, J., *Hertzian damping, tooth friction and bending elasticity in gear impact dynamics*, J. Mech. Transm. Autom. Des. 109 (1987) 189–196.
- [6] Jabbour, T., Asmar, G., *Tooth stress calculation of metal spur and helical gears*, Mechanism and Machine Theory 92 (2015), 375-390

COMPETITIVENESS OF MANUFACTURING SMEs INFLUENCED BY INFORMATICS TECHNOLOGIES

Alexandru Valentin RADULESCU

“POLITEHNICA” University Bucharest, Romania, e-mail: varrav2000@yahoo.com

ABSTRACT:

Small and medium manufacturing enterprises are vital to the Romanian economy. Many small enterprises have not adopted the advanced software technologies required to support the industry and to achieve competitiveness in a global marketplace. The objective of advanced software technologies is to demonstrate the cost savings and efficiency benefits. It can be showed that advanced software technologies can help even very small manufacturing enterprises increase quality, reduce turnaround time, and improve productivity and profitability. At the same time, the purpose of the paper is to identify the challenges and risks of implementing these technologies.

KEYWORDS: Small and medium enterprises, Software technologies, Risks analysis

1. INTRODUCTION

Small and medium manufacturing enterprises are vital to the Romanian economy. In addition to providing fabrication services, they supply increased production capacity and contribute to the economic development. However, many small and medium enterprises have not adopted the advanced software technologies required to support the industry and to achieve competitiveness in a global marketplace. The objective of advanced software technologies is to demonstrate the cost savings and efficiency benefits of applying commercially available software and information technology to the manufacturing lines of small and medium enterprises. It can be showed that advanced software technologies can help even very small and medium manufacturing enterprises increase quality, reduce turnaround time, and improve productivity and profitability.

To achieve the principal objectives of the program, three principal strategies are imposed: demonstration projects, workforce development, and technology development initiatives. The technology demonstration project is focused on advanced software tools. The workforce development initiative supposes workshops, courses, and presentations on technology adoption and integration. The technology development initiative is focused on inserting advanced software tools into the business processes of the small and medium enterprises, [1].

Of the three initiatives, the demonstration projects required the greatest allocation of resources, and became the main focus of the program. The demonstrations projects had a number of objectives.

The projects were designed to highlight capabilities, to obtain unbiased data on return on investment and other benefits, and to document the steps needed to adopt advanced software.

2. STRUCTURE OF THE INFORMATION SYSTEM

The internet interface is the backbone of the information system. The information system for the small and medium enterprises (ISSME) is based on internet interface. It uses internet tools and is open to implement new internet technologies. Companies are able to enter the system through extra net and therefore are able to create cooperation links between companies. Informational system is an important step forward that improves the competitiveness of small and medium enterprises. Getting into ISSME the company becomes one of the cooperating partners within extranet interconnection between companies.

Company is able to create cooperation links between partners at higher communication level. ISSME process the data, classify them, and save them into databases for further processing. Companies can therefore create catalogues of machines, tools, fixtures, services, another facilities and free capacities aimed for web outsourcing. Selection of appropriate partner brings better resistance against rivals.

ISSME can be also used when company does not have enough free capacities. The informatics system gives information about companies offering their free capacities. Companies use outsourcing can react more

flexible in changes and demands of market. ISSME offer companies opportunities to very efficient integrate and apply this system in short time. It improves and gives new tools for building up the cooperation bindings between various companies, searching for new partners, outsource services, offer

product and services, and etc. The structure of the information system for the small and medium enterprises is shown in Figure 1, [2].

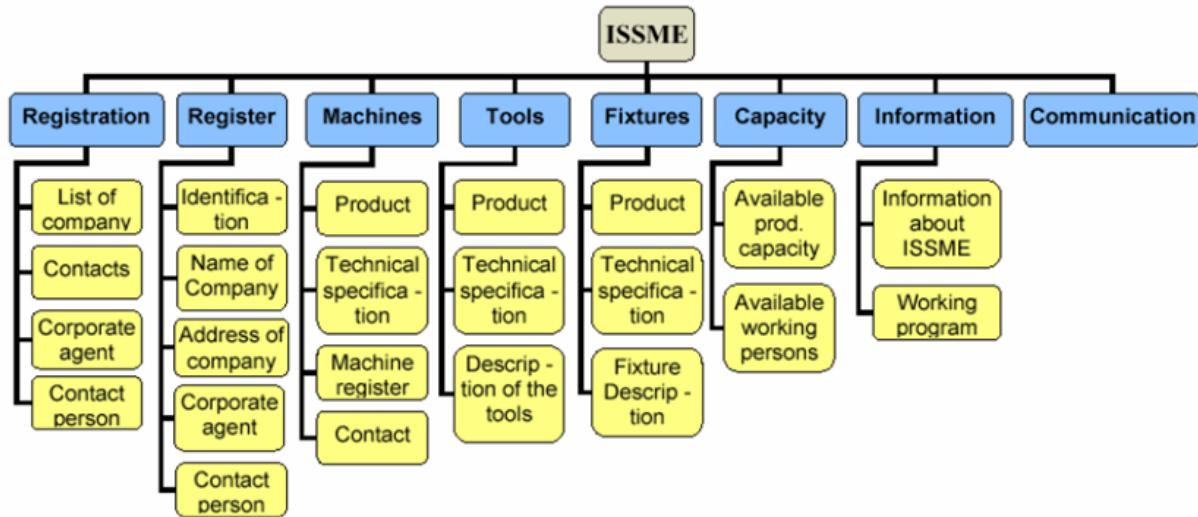


Fig. 1. Structure of the ISSME, [2]

3. DESCRIPTION OF THE ADVANCED SOFTWARE TECHNOLOGIES

The main advanced software technologies involved to the increasing of the production capacity and the economic development of the small and medium enterprises are the follows:

- 2D to 3D Computer-Aided Design (CAD) Conversion;
- Integrated Manufacturing Execution System (MES) and Dynamic Scheduling System;
- Adopting 3D CAD tools;
- Adopting a Control System Modeling Tool;
- E-Commerce Enablement in an MES;

In general, the productivity data indicated in the literature, [3], proved the ability of advanced software to "pay for itself." In addition to the financial and productivity benefits, the advanced software technologies conduce to unquantifiable benefits, such as better decision making, better planning, improved ability to collaborate with customers and suppliers, enhanced innovation, improved employee morale.

The software technologies also led to additional technology adoption efforts, as companies began looking for ways to take advantage of their new capabilities.

3.1 2D to 3D Computer-Aided Design (CAD) Conversion

The purpose of this activity is to upgrade from a two-dimensional (2D) mechanical drafting tool to a three-dimensional (3D) Computer-Aided Design (CAD) package. The personnel of the small and medium enterprise needs to assess business processes, define company needs based on current requirements and strategic business goals, evaluate commercial products, select the most appropriate package and deploy the software.

As results, the move from a 2D mechanical drafting tool to a 3D CAD package allowed the enterprise to design families of products rather than

design and build each product from scratch.

The economical estimated benefits are: cutting lead times by 35%, reducing engineering hours per job from 500 to 50, reducing production hours per project from 350 to 100, increasing production capacity three-fold without additional personnel.

3.2 Integrated Manufacturing Execution System (MES) and Dynamic Scheduling System

This activity suppose to adopt a commercial manufacturing execution system (MES) capable of producing bills of material, process routings, resource management, and traceability from receipt of orders through shipping.

The personnel are integrating a dynamic scheduling tool with the MES. The dynamic scheduler was originally developed to help the U.S. Air Force manage aircraft and crews, and was modified for the manufacturing domain, [4]. Once it has been integrated in the management of the small and medium enterprise, the dynamic scheduler will enable users to accurately predict delivery dates, understand the impact of a schedule change, and update the schedule as events occur. This, in turn, will help them to increase shop floor capacity and throughput, reduce non-value-added time, and reduce work in progress.

3.3 Adopting 3D CAD tools

The main goal of the adopting 3D CAD tools is to improve mechanical design and engineering capabilities. Small and medium enterprises need to improve their engineering capabilities and customer responsiveness in order to compete against much larger firms. An upgrade of their existing 3D CAD system and integrating in the local area network of a finite element analysis (FEA) tool is necessary. As a consequence, the work processes will be capable to much more flexibility.

The expected results consist to a reducing of the mechanical design errors by 90%, mechanical assembly rework by 25%, mechanical assembly time by 15%, stress analysis cost by 30%, mechanical drafting time by 25%, elapsed time for stress analysis by 50% and total engineering cycle time by 10%.

3.4 Adopting a Control System Modeling Tool

One of the main purposes of the advanced software technologies is to reduce the risk and cost of developing new products. Once with the implementation of a computer-aided engineering (CAE) tool set, it is eliminated the need to physically prototype and test design iterations.

Instead, the enterprise is able to develop the control system, simulate and analyze its performance, and model control system-device integration throughout the product development life cycle using the software. The simulation tool included links to electronic design automation (EDA) tools that simplified implementing the design in hardware and software, [5].

As results, using the toolset, enterprise engineers significantly reduced new product development costs. Also, the software tool can be used to develop and patent a new control algorithm and to generate additional revenue to support the new product development effort.

3.5 E-Commerce Enablement in an MES

The small and medium enterprises need to improve throughput by reducing product-delivery cycle time. To achieve this goal, the company must implement a manufacturing execution system (MES) with e-commerce capability.

The system automates quote generation, order-processing workflow management, performance analysis, and accounting functions. It features a Web-viewer tool that enables customers to review the status of their orders online.

The system offers a virtually paperless manufacturing capability, which increase shop capacity by 10%, reduce engineering change turnaround 50%-70%, reduce repeat order entry time by 25%, save machine operators 30-60 minutes each day in document search time.

4. CONCLUSIONS

The demonstration project showcased how advanced software can strengthen small and medium enterprises ability to support the Romanian industry by improving their productivity, quality, and responsiveness. However, moving small and medium enterprises along the technology curve required effort in a number of different areas. In addition to providing hardware, software, and network support, the personnel had to supply business process re-engineering and technology adoption support as well.

Organizations planning to work with small and medium enterprises must be prepared to take on a variety of roles during the course of their technology adoption projects.

The aim of the project is to create link with cooperation partners, effort to develop and advance long-term binding, improve the level of cooperation through all branches of industry using new communication tools. The Internet and the WEB force companies think about all living possibilities.

The project gives new opportunities to look up, find and cooperate with partners. All these tasks can be done through the Internet. Small and medium enterprises can choose new partners from databases and use very efficient Internet technologies.

The project helps to improve innovational purposes and to build working groups among geographically widespread partners.

REFERENCES

- [1]. **Thong, J. Y. L. & Yap, C. S.** "Effects of Resource Constraints on Small Business," 191-206. International Working Conference on Diffusion, Adoption and Implementation of Information Technology. Ambleside, UK, June 25-27,1997. London, UK: Chapman & Hall, 1997.
- [2]. **Gunis, A., Somora, D.** "Information System for Small and Medium Enterprises", Annals of Oradea University, Vol. IV, 2005
- [3]. National Coalition for Advanced Manufacturing. "Contributions of and Issues Concerning Small and Medium Sized Manufacturers in the Defense Industrial Base." Washington, DC: NACFAM, 2002. <<http://www.nacfam.org/sme-concept.pdf>> (2002).
- [4]. **Robert, J. & Elm, J.** "Integration of CAD and FEA tools in a Small Manufacturing Enterprise" Pittsburgh, PA: Software Engineering Institute, Carnegie Mellon University, 2003. <<http://www.sei.cmu.edu/publications/documents/03.reports>> (2003).
- [5]. **Anderson, B. & Buhman C.** "Technology Selection and Adoption Processes". Pittsburgh, PA: Carnegie Mellon University, Software Engineering Institute, 2002. <<http://www.sei.cmu.edu/tide/publications/>> anderson-buhmanltsld>(2002).

USING MODERN METHOD FOR RESOURCES MANAGEMENT OF A RESEARCH PROJECT

Irina RADULESCU

“POLITEHNICA” University Bucharest, ROMANIA, e-mail: irena_sandu@yahoo.com

ABSTRACT:

The paper presents the management of the time and financial resources for a research project concerning a virtual instrumentation laboratory applied to the Non-Newtonian fluids flow processes.

The educational software proposed allows the choice of the non-Newtonian fluid specific data and the visualization of its microscopic structure, these technical information being organized into a data base. It was necessary a structural analysis for the greases reability determination, which is useful in all industrial sectors.

The purpose of this paper will discuss developing and analyzing the Critical Path Method with continuous process improvement business structures to improve task execution reliability.

KEYWORDS: Project management, Critical path method, Non-Newtonian fluids

1. INTRODUCTION

The paper introduces a methodology that allow development teams to take ownership of the project schedule and improve their estimation reliability based on earned value analysis. This approach will also allow development teams to translate actuals versus estimates into process improvements, adding increased reliability to follow-on task estimation efforts. In addition, this paper describes how this process is involved in the complex task execution reliability and efficiency issues associated with meeting customer milestones.

The purpose of the research project is to create an educational software which allows the choice of the non-Newtonian fluid specific data and the visualization of its microscopic structure, each partner of this project has his proper activity, according to the others' activities, during an established long standing.

Along the project phases each partner has one or more activities, which interferes with the others, leading to the final purpose.

There are six phases with fixed terms and financial resources, the results obtained for each phase being specific to the activity purpose:

- Fundamental study and documentation for Non-Newtonian fluids flow processes simulation virtual laboratory;
- Drawing up and achievement of the demonstration software and data base for the Non-Newtonian fluids rheological tests;
- Drawing up and achievement of the virtual instrumentation for the movement simulation;
- Drawing up and achievement of the images data base for the visualization of the Non-Newtonian fluids microscopic structure;
- Virtual instrumentation experimentation and optimization;
- National and international communications for the obtained results.

The results obtained using LABVIEW software will be compared with those obtained using experimental data from specialty literature acquisition.

2. MANAGEMENT OF THE TIME RESOURCES

The management of the time resources includes all the necessary activities involved in the project development, according to the general plan of the project. In order to control the project, the main tool used by managers is the critical path method. The principles of project control are very well defined in Figure 1, [2].

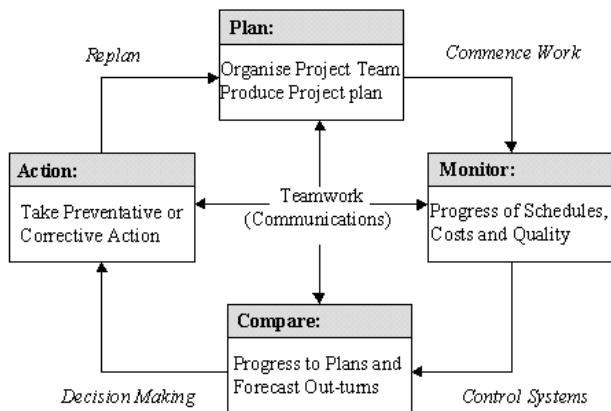


Fig. 1. Principles of the project control, [2]

Critical Path Analysis is an extremely effective method of analysing a complex project. It helps to calculate the minimum length of time in which the project can be completed, and which activities should be prioritised to complete by that date. Where a job has to be completed on time, critical path analysis helps to focus on the essential activities to which attention and resources should be devoted. It gives an effective basis for the scheduling and monitoring of progress.

The essential concept behind Critical Path Analysis is that some plan activities are dependent on other activities being completed first. These dependent activities need to be completed in a sequence, with each activity being more-or-less completed before the next activity can begin. Dependent activities are also called 'sequential' activities.

Other activities are not dependent on completion of any other tasks, or may be done at any time before or after a particular stage is reached. These are non-dependent or 'parallel' tasks. The process of carrying out a critical path analysis is shown below, [3]:

1. List all activities in plan (the earliest start date, estimated duration and whether the tasks are parallel or sequential);
2. Head up graph paper with the days or weeks through to task completion;
3. Plot the tasks on the graph paper;
4. Schedule activities (take the draft analysis, and use it to schedule the actions in the plan, in such a way that sequential actions are carried out in the required sequence; parallel actions should be scheduled so that they do not interfere with sequential actions on the critical path).

The graph associated to the research project involved is presented in Figure 2.

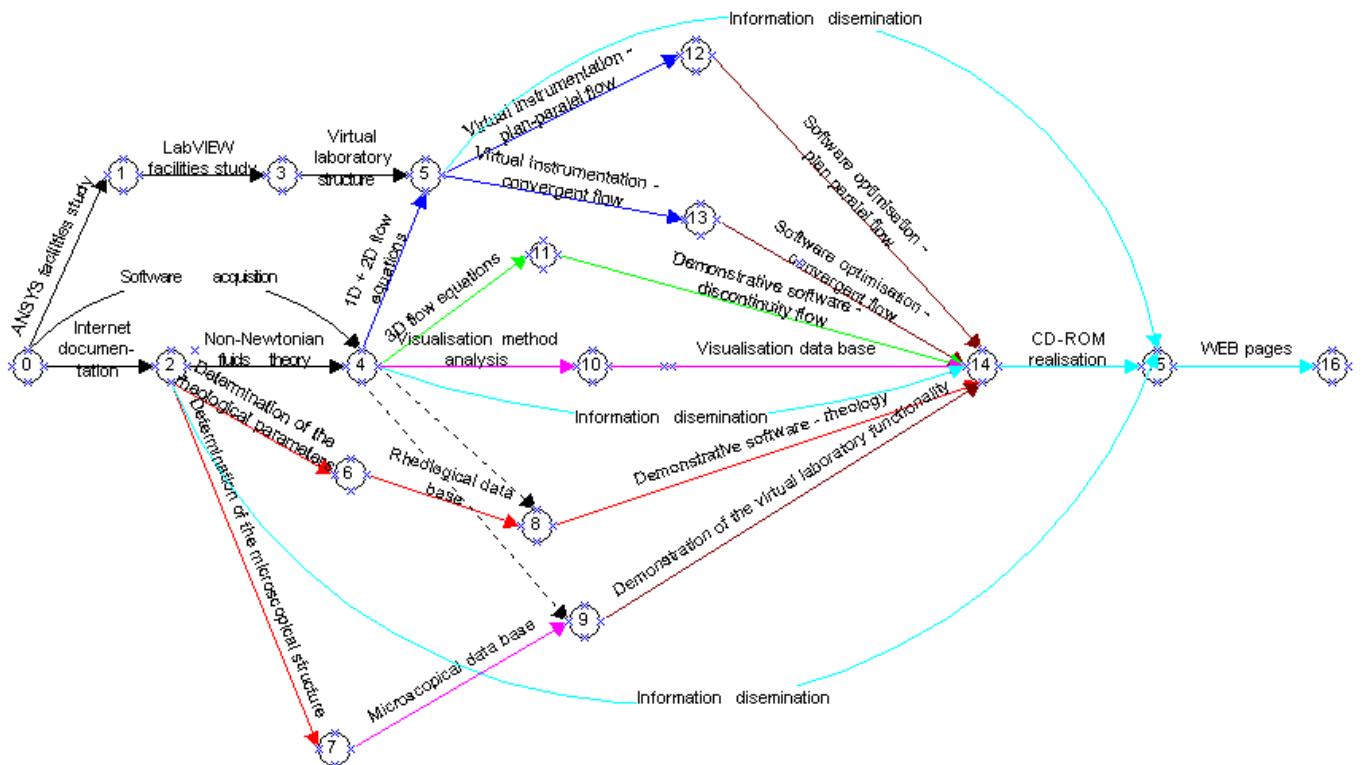


Fig. 2. Graph associated to the research project

The next step of the method is the time analysis. The purposes of the time analysis are:

- Determines the shortest possible time in which a project can be completed taking into account all the logical constraints and activity duration estimates;
- Determines which tasks should be given priority;
- Determines the amount of time by which any activity can slip past its earliest possible start date without delaying the whole project;
- Calculates the shortest possible duration of the project;
- Calculates the latest start date and latest finish date for each activity and total float.

Critical path is obtained where earliest and latest times are the same. This is the critical path, which requires management's attention if the

whole project is to be achieved in the shortest possible time.

The Gantt chart attached to the project is presented in Figure 3. Here time is marked out in columns across the chart, with individual tasks represented as arrows terminating at dots. The length and positions of the arrows show the start date and duration of the tasks.

The *Critical Path* is the longest sequence of dependent activities that lead to the completion of the plan. Any delay of a stage in the critical path will delay completion of the whole plan unless future sequential activities are speeded up. For this project, the length of the critical path is 19.5 months (Figure 4).

Analyzing the Gantt chart, it can be observed that a few activities (4-8, 7-9, 7-10, 9-15, 10-12 and 14-17) have free time reserves, which permits a certain freedom for the smoothing of resources, [4].

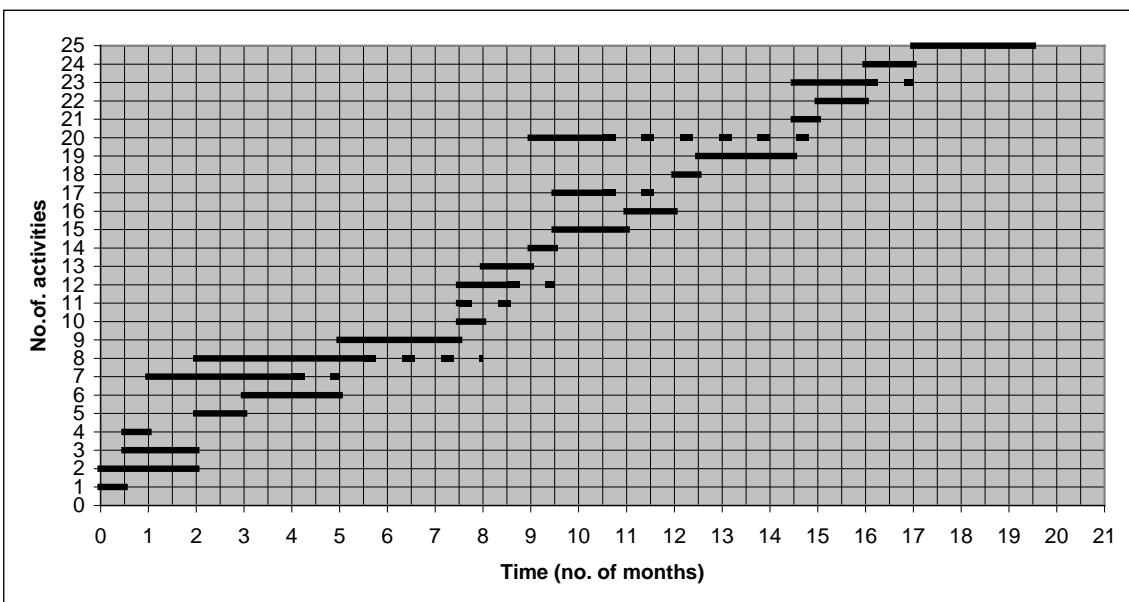


Fig. 3. Gantt chart of the project

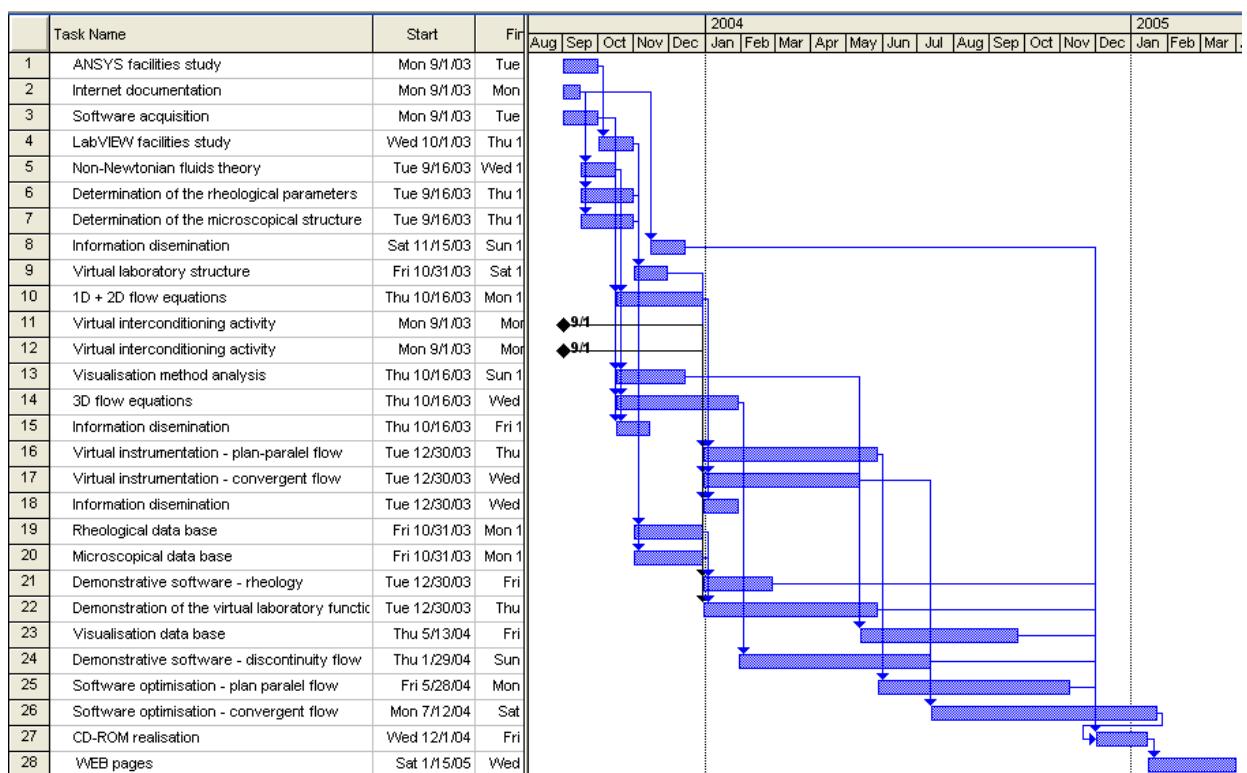


Fig. 4. Critical path for the entire project

3. CONCLUSIONS

Critical Path Analysis is an effective and powerful method of assessing:

- Tasks which must be carried out;
- Where parallel activity can be carried out;
- The shortest time in which a project can be completed;
- Resources needed to achieve a project;
- The sequence of activities, scheduling, and timings involved;
- Task priorities.

Achieving good results of project management, it is necessary to realize Critical Path Analysis.

Developing and analyzing the Critical Path Method with continuous process improvement business structures it is a way to improve task execution reliability.

Research project management may use many modern instruments in order to obtain information about best activities development and best management of time, financial and human resources.

REFERENCES

- [1] **Al.V. Radulescu, et al.**, *Experimental Researches concerning the Functional Behavior of the Shaft-Bearing Assembly of Centrifugal Fans*, EUROMECH Colloquium 437 "Identification and Updating Methods of Mechanical Structures", Praga, Cehia, 19-21 June 2002
- [2] **H. Kerzner**, *Project Management: A Systems Approach to Planning, Scheduling and Controlling*, New York, NY: Van Nostrand Reinhold, 1995
- [3] **P.F. Drucker**, *The Practice of Management*, New York, NY: Harper Business, 1992
- [4] **Al.V. Radulescu**, *Eficiența economică a activității de cercetare în domeniul optimizării constructive și dimensionale a ventilatoarelor centrifugale*, International scientific conference "10 years University Constantin Brâncuși", Târgu Jiu, mai 2002, (in Romanian).