

CORRELATED DETERMINATION OF MECHANICAL PRESS FUNCTIONAL PARAMETERS

STABILIREA CORELATĂ A PARAMETRIILOR FUNCȚIONALI AI PRESELOR MECANICE

Romeo CIOARĂ

Transilvania University of Braşov, Romania

Abstract. Each mechanical press, as any press in general, has a number of characteristics, which are geometrical, kinematical and energy related. The kinematical and energy related ones are functional characteristics, the defining ones including the nominal force, maximum length of the slide stroke, nominal length of the load stroke, frequency of the main motion, maximum available work, maximum power, maximum admitted torque at the main shaft and machine stiffness.

The optimum design of any press requires the adequate and correlated determination of its functional parameters. More so, for families of presses of similar types the values of each functional parameter need ordering, thus allowing the conceiving and efficient deployment of machinery of the considered type.

The paper specifies for each functional characteristic the modality of determination and ordering, underpinned by the adequate mathematical rationale.

Key words: mechanical press, characteristics, parameters, ordering, correlated values, series of values

1. Introduction

The characteristics of crank presses can be assigned to three categories: geometrical, kinematical and energy related [11].

The geometrical characteristics consist of the set of representative dimensions of the press:

- height (possibly the total height and the height above the floor), length and width of the press;
- length and width of the table working surface;
- length and width of the slide inferior face;

- distance from the floor to the working surface of the table;
- minimum and maximum distance between the working surface of the table and the slide inferior face;
- the adjustment range of the minimum distance between the working surface of the table and the slide inferior face,
- the distance between the axis of the main shaft and the working surface of the table;
- the height of the table raising plate;
- the number of adjustment steps of the slide stroke length, if the case;
- the number of adjustment steps and/or the adjustment range of the press frame tilt, if the case.

Rezumat. Fiecărei prese mecanice, în general oricărei prese, îi sunt proprii un număr de caracteristici, acestea fiind geometrice, cinematice și energetice. Cele cinematice și energetice sunt caracteristicile funcționale, definitorii fiind forța nominală, lungimea maximă a cursei culisorului, lungimea nominală a cursei sub sarcină, frecvența mișcării principale, lucrul mecanic maxim disponibil, puterea maximă, momentul de torsiune maxim admis la arborele principal și rigiditatea presei.

Proiectarea optimă a unei prese oarecare reclamă stabilirea corelată adecvată a parametrilor funcționali ai acesteia. Mai mult chiar, pentru familii de prese de tipuri similare se impune pentru fiecare parametru funcțional ordonarea valorilor acestuia, favorizând astfel conceperea și exploatarea eficientă a unui parc de mașini de tipul considerat.

Lucrarea de față indică pentru fiecare caracteristică funcțională importantă modul de stabilire și de ordonare, cu motivația matematică adecvată.

Cuvinte cheie: presă mecanică, caracteristici, parametri, ordonare, valori corelate, serii de valori

1. Introducere

Caracteristicile preselor mecanice cu manivelă se pot grupa în trei categorii: geometrice, cinematice și energetice [11].

Caracteristicile geometrice sunt formate din mulțimea dimensiunilor reprezentative ale presei:

- înălțimea (eventual înălțimea totală și înălțimea deasupra solului), lungimea și lățimea presei;
- lungimea și lățimea suprafeței de lucru a mesei;
- lungimea și lățimea suprafeței inferioare a culisorului;
- distanța de la nivelul solului până la suprafața de lucru a mesei;
- distanța minimă și distanța maximă dintre suprafața de lucru a mesei și suprafața inferioară a culisorului;
- domeniul de reglare a distanței minime dintre suprafața de lucru a mesei și suprafața inferioară a culisorului,
- distanța dintre axa arborelui principal și suprafața de lucru a mesei;
- înălțimea plăcii de supraînălțare a mesei;
- numărul treptelor de reglare a lungimii cursei culisorului, dacă este cazul;
- numărul treptelor și/sau domeniul de reglare a înclinării batiului presei, dacă este cazul.

The kinematic characteristics are mainly those related to the motion of the final effector of the press:

- length of the slide stroke, H . If this is adjustable, the minimum and maximum values will be specified, (H_{\min}) and (H_{\max}) , respectively;
- the maximum frequency of the main motion, n_{cd} . It is identical to the nominal speed of the main shaft, $n_{cd} = n_{AP}$. In many modern mechanical presses, particularly with a C-frame, the maximum working frequency can be adjusted continuously, in which case the extreme values that can be achieved by the main shaft speed will be specified;
- the nominal length of the load stroke, $h_N = s(\alpha_N)$. Usually in simple action mechanical presses $\alpha_N = 30^\circ$;
- the nominal velocity at the beginning of pressing (start velocity), $v_N = v(\alpha_N)$;
- the extractor stroke length, H_e , if existing;
- speed of the flywheel, n_V (optional).

The energy related characteristics are:

- the nominal force, F_N . It is the main characteristic of a press and represents the absolute maximum value of the force that can be safely developed by a given press;
- the available force, F_D . It is specified graphically in dependence on the current crank angle and the various values of the stroke length. It represents the maximum instantaneous value of the force that can be developed by a given press;
- the maximum force developed by the extractor, F_e , if existing;
- the maximum torque available at the main shaft, M_{IAP} . It is rarely specified, although it is a very important energy related characteristic for a crank press;
- the maximum torque available at the clutch, M_{IC} ;
- the minimum capable torque available at the brake shaft, M_{IF} ;
- the available work per double stroke, L_{cd} ;
- the power of the motor driving the main motion, P_M ;
- the installed power;
- stiffness, C (expresses the elastic yield of the machine, but also determines the energy consumed for the elastic deformation of the press).

The kinematic and energy related characteristics are the functional characteristics of the machine.

The functional characteristics of mechanical presses are interdependent, hence the correct design of such a machine entails the correlated determination of the rapport of these quantities and implicitly of their values [2]. This paper undertakes to present in a

Caracteristicile cinematice sunt, în principal, cele legate de mișcarea elementului executor final al preseii:

- lungimea cursei culisorului, H . Dacă aceasta se reglează, atunci se indică valorile minimă (H_{\min}) și maximă (H_{\max}) ;
- frecvența maximă a mișcării principale, n_{cd} . Este identică cu turația de regim a arborelui principal, $n_{cd} = n_{AP}$. La multe dintre presele mecanice moderne, în special de tipul cu batiu deschis, frecvența maximă de lucru poate fi reglată continuu, caz în care se indică valorile extreme posibil de realizat ale turației arborelui principal;
- lungimea nominală a cursei sub sarcină, $h_N = s(\alpha_N)$. În mod uzual, pentru prese mecanice cu simplă acțiune de uz general se ia $\alpha_N = 30^\circ$;
- viteza nominală de început de presare, $v_N = v(\alpha_N)$;
- lungimea cursei extractorului, H_e , în caz că acesta există;
- turația volantului, n_V (opțional).

Caracteristicile energetice sunt:

- forța nominală, F_N . Este principala caracteristică a unei prese și reprezintă valoarea maximă absolută a forței pe care o poate dezvolta presa respectivă în condiții de siguranță;
- forța disponibilă, F_D . Se indică sub formă grafică în funcție de unghiul curent la manivelă și de diversele valori ale lungimii cursei. Reprezintă valoarea maximă instantanee a forței pe care o poate dezvolta presa respectivă;
- forța maximă dezvoltată de extractor, F_e , în caz că acesta există;
- momentul de torsiune maxim disponibil la arborele principal, M_{IAP} . Se indică rareori, deși este o caracteristică energetică foarte importantă pentru o presă mecanică cu manivelă;
- momentul de torsiune maxim disponibil la cuplaj, M_{IC} ;
- momentul de torsiune minim capabil la arborele frânei, M_{IF} ;
- lucrul mecanic disponibil per cursă dublă, L_{cd} ;
- puterea motorului de antrenare a mișcării principale, P_M ;
- puterea instalată;
- rigiditatea, C (exprimă cedarea elastică a mașinii, dar determină și consumul energetic pentru deformarea elastică a preseii).

Caracteristicile cinematice și cele energetice sunt caracteristicile funcționale ale mașinii.

Caracteristicile funcționale ale preselor mecanice sunt interdependente și ca urmare proiectarea corectă a unei astfel de mașini presupune stabilirea corelată a raporturilor dintre aceste mărimi și implicit a valorilor lor [2]. Lucrarea de față își propune să prezinte

justified manner the correlation between the functional characteristics of mechanical presses and to illustrate the modality of optimally determining their values.

2. The nominal force, the main functional characteristic of a (mechanical) press

The entire holding structure of the press is dimensioned directly or indirectly in dependence on the value of the nominal force [3, 10, 11]. For the components subjected mainly to torsion, the torque used for dimensioning is proportional with the maximum torque admitted at the main shaft of the machine, which quantity, on its turn, depends directly on the value of the nominal force [3].

For an efficient conception of a series of (mechanical) presses of a certain type it is important to establish the values of their nominal forces and implicitly to order these values. Various criteria can be formulated for such ordering: some strictly technical, others technical and economic, and others purely economic. To each criterion a certain ordering modality of the nominal forces can correspond, but only one of these, the "optimum" one will satisfy to a great extent the majority or even all stated criteria.

A main criterion of technical nature, "the safe deployment of machines" involves setting the extreme values of machine strain (the minimum efficient limit and the maximum admitted limit for safe operation, respectively), what entails a certain optimum range for the maximum technological force-to-nominal force ratio. For any given press characterised by the nominal force F_N , the two extreme limit values can be expressed by equations (1):

$$(F_t)_{\min} = (k_F)_{\min} \cdot F_N; \quad (F_t)_{\max} = (k_F)_{\max} \cdot F_N. \quad (1)$$

Evidently, limit $(k_F)_{\min} \geq 0.5$ expresses the condition for an efficient deployment of the press, and $(k_F)_{\max} \leq 1$ expresses the condition of avoiding overstraining by force.

For a family of presses whose nominal forces satisfy series (2)

$$\dots; (F_N)_{j-1}; (F_N)_j; (F_N)_{j+1}; \dots \quad (2)$$

it is logical for equations (3) to exist:

$$\begin{aligned} & \vdots \\ & (k_F)_{\max} \cdot (F_N)_{j-1} = (k_F)_{\min} \cdot (F_N)_j \\ & (k_F)_{\max} \cdot (F_N)_j = (k_F)_{\min} \cdot (F_N)_{j+1} \\ & \vdots \end{aligned} \quad (3)$$

justificat corelația dintre caracteristicile funcționale ale preselor mecanice și să exemplifice modul de stabilire optimă a valorilor acestora.

2. Forța nominală, principala caracteristică funcțională a unei prese (mecanice)

În funcție de valoarea forței nominale se dimensionează, direct sau indirect, întreaga structură de rezistență a presei [3, 10, 11]. Pentru componentele la care principala modalitate de solicitare este torsiunea, momentul de torsiune în funcție de care acestea se dimensionează este proporțional cu momentul de torsiune maxim admis la arborele principal al mașinii, mărime la rândul ei direct dependentă de valoarea forței nominale [3].

Pentru conceperea eficientă a unei serii de prese (mecanice) de un anumit tip este foarte importantă stabilirea valorilor forțelor lor nominale și implicit ordonarea acestor valori. Se pot enunța diferite criterii pe baza cărora să se facă această ordonare: unele strict tehnice, altele tehnico-economice sau doar de natură economică. Fiecărui criteriu îi poate corespunde un anumit mod de ordonare a valorilor forței nominale, dar unul dintre acestea, cel „optim”, va satisface în mare măsură majoritatea sau chiar toate criteriile enunțate.

Un criteriu în principal de natură tehnică, „exploatarea în condiții de siguranță a mașinilor”, implică stabilirea unor valori extreme limită (minimă eficientă și respectiv maximă admisă din condiții de siguranță) ale solicitării mașinii, ceea ce presupune un anumit domeniu optim al raportului dintre forța tehnologică maximă și forța nominală. Pentru o presă oarecare, caracterizată de forța nominală F_N , cele două valori extreme limită se pot exprima prin relațiile

Evident, limita $(k_F)_{\min} \geq 0,5$ exprimă condiția exploatarii eficiente a presei, iar $(k_F)_{\max} \leq 1$ exprimă condiția evitării suprasolicitării după forță.

Pentru o familie de prese ale căror forțe nominale formează seria

este logic să existe relațiile

The ratio of any two neighbouring equations (3) implicitly determines that:

$$\frac{(F_N)_j}{(F_N)_{j-1}} = \frac{(F_N)_{j+1}}{(F_N)_j} = constant = \varphi, \quad (4)$$

meaning that the values of the nominal forces are ordered in a geometric series of ratio φ :

$$(F_N)_{j+1} = \varphi \cdot (F_N)_j. \quad (5)$$

More so, based on equations (3) and (5) the values of coefficients $(k_F)_{\min}$ and $(k_F)_{\max}$ are required to satisfy equation (6):

$$(k_F)_{\max} = (k_F)_{\min} \cdot \frac{(F_N)_j}{(F_N)_{j-1}} = (k_F)_{\min} \cdot \varphi. \quad (6)$$

The previous equation expressed as:

$$\varphi = \frac{(k_F)_{\max}}{(k_F)_{\min}} \quad (7)$$

allows determining the optimum value of the nominal forces ordering ratio for a family of presses, subject to establishing certain limits for the maximum strains of those presses.

The straining of the machine can be considered as good, if $(k_F)_{\min} = 0.5$ and $(k_F)_{\max} = 0.75$, as very good if $(k_F)_{\min} = 0.7$ and $(k_F)_{\max} = 0.85$, and excellent if $(k_F)_{\min} = 0.8$ and $(k_F)_{\max} = 0.95$. Under these circumstances the ordering ratios of the values of the nominal forces would be

$$\varphi_{\text{good}} = \frac{0.75}{0.5} = 1.666\dots; \quad \varphi_{\text{very_good}} = \frac{0.85}{0.7} = 1.2143\dots; \quad \varphi_{\text{excellent}} = \frac{0.95}{0.8} = 1.1875\dots \quad (8)$$

The closest normed values [17] corresponding to the above values are $\varphi_1 = 1.6$; $\varphi_2 = 1.25$ and $\varphi_3 = 1.18$.

Traditionally, the unit of measure for the nominal force is the ton (tf). It needs be pointed out that over the last decades in literature, in catalogues as well as in industry the kN or MN is increasingly used as a unit of measure, in good agreement with the international system of units [3, 10, 11].

In crank presses (and not only) the values of the nominal forces are ordered most often in a geometric series of ratio $\varphi_F = 1.6$ [11]. Consequently, corresponding examples of sets of values for the nominal force are the following:

$$\begin{aligned} \mathcal{M}(F_N)_{\text{tf}} &= \{ \dots; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; \dots \}; \\ \mathcal{M}(F_N)_{\text{kN}} &= \{ \dots; 100; 160; 250; 400; 630; 1000; 1600; 2500; \dots \}; \\ \mathcal{M}(F_N)_{\text{MN}} &= \{ \dots; 0.1; 0.16; 0.25; 0.4; 0.63; 1; 1.6; 2.5; \dots \}. \end{aligned}$$

Further on the only unit of measure considered for F_N will be only the kN.

Raportul dintre oricare două relații (3) vecine determină implicit că

adică valorile forțelor nominale se ordonează în serie geometrică cu rația φ :

Mai mult decât atât, în baza relațiilor (3) și (5) se impune ca valorile coeficienților $(k_F)_{\min}$ și $(k_F)_{\max}$ să se afle în relația

Relația anterioară exprimată sub forma

permite determinarea valorii optime a rației de dispunere a valorilor forțelor nominale pentru o familie de prese în condițiile stabilirii unor limite ale solicitărilor maxime pentru preșele respective.

Se poate considera că solicitarea mașinii este bună dacă $(k_F)_{\min} = 0,5$ și $(k_F)_{\max} = 0,75$, foarte bună dacă $(k_F)_{\min} = 0,7$ și $(k_F)_{\max} = 0,85$, și excelentă dacă $(k_F)_{\min} = 0,8$ și $(k_F)_{\max} = 0,95$. În aceste condiții, rațiile de ordonare a valorilor forțelor nominale ar fi

Cele mai apropiate valori normalizate [17] care corespund valorilor de mai sus sunt $\varphi_1 = 1,6$; $\varphi_2 = 1,25$ și $\varphi_3 = 1,18$.

În mod tradițional, pentru forța nominală se folosește ca unitate de măsură tona forță (tf). Este de precizat că în ultimele decenii atât în lucrări de specialitate, cât și în cataloage și chiar în industrie se utilizează din ce în ce mai frecvent ca unitate de măsură kN sau MN, în foarte bun acord cu sistemul internațional de unități de măsură [3, 10, 11].

La preșele mecanice cu manivelă (și nu numai) valorile forțelor nominale se ordonează cel mai adesea în serie geometrică cu rația $\varphi_F = 1,6$ [11]. Ca urmare, exemple corespondente de mulțimi de valori pentru forța nominală sunt următoarele:

În cele ce urmează se va lua în considerare ca unitate de măsură pentru F_N doar kN.

Crank presses are divided into fast and slow presses. In fast presses the nominal force has an upper limit, $F_N \leq 630$ kN, and in slow presses the nominal force has a lower limit, $F_N \geq 250$ kN [11]. It follows that presses of 250, 400 and 630 kN nominal forces can be either fast or slow presses, according to their specific destination. Still, most often, mechanical presses of 250, 400 or 630 kN nominal force are fast presses. Consequently the set of nominal force values consists of two subsets,

$$\mathcal{M}_R(F_N)_{kN} = \{ \dots; 100; 160; 250; 400; 630 \};$$

$$\mathcal{M}_L(F_N)_{kN} = \{ 1000; 1600; 2500; \dots \},$$

the first being the set of nominal force values for fast presses, and the second one being the set of nominal force values for slow presses. Evidently,

$$\mathcal{M}_R(F_N)_{if} \cup \mathcal{M}_L(F_N)_{if} = \mathcal{M}(F_N).$$

3. Determining the value of the slide stroke maximum length

The values of the maximum slide stroke lengths are ordered, on their turn, in a geometric series, but have different values for fast and slow crank presses, respectively:

$$\varphi_{HR} = 1.12 \text{ for fast presses, with } F_N \leq 630 \text{ kN,}$$

$$\varphi_{HL} = 1.25 \text{ for slow presses, with } F_N \geq 1000 \text{ kN.}$$

Consequently an equation of the below form can be written

$$H_{\max} = k_H \cdot (F_N)^p \quad (9)$$

where k_H (k_{HR} or k_{HL}) is a coefficient measurable in mm/kN^{1/p}, depending on the unit used for F_N and on the series of values $\mathcal{M}_x(H_{\max})$ that corresponds to the series of values $\mathcal{M}(F_N)$.

Be $(H_{\max})_0$ and $(F_N)_0$ corresponding reference values for the quantities maximum slide stroke and nominal force of the one same press. Any other value of the maximum stroke length $(H_{\max})_x$ and any other value of the nominal force $(F_N)_x$ are expressed by equations (10) and (11):

$$(H_{\max})_x = (H_{\max})_0 \cdot \varphi_H^x, \quad (10)$$

$$(F_N)_x = (F_N)_0 \cdot \varphi_F^x. \quad (11)$$

The general expression of the correspondence between $(H_{\max})_x$ and $(F_N)_x$ is given by equation (12):

$$(H_{\max})_x = (k_H)_x \cdot (F_N)_x^p \quad (12)$$

which, considering equations (10) and (11) becomes

$$(H_{\max})_0 \cdot \varphi_H^x = (k_H)_x \cdot ((F_N)_0 \cdot \varphi_F^x)^p. \quad (13)$$

Presele mecanice cu manivelă se subîmpart în prese rapide și lente. La presele rapide forța nominală este limitată superior, $F_N \leq 630$ kN, iar la presele lente forța nominală este limitată inferior, $F_N \geq 250$ kN [11]. Rezultă că presele cu forțe nominale de 250, 400 și 630 kN pot fi fie prese rapide, fie prese lente, în funcție de destinația lor specifică. Totuși, cel mai adesea presele mecanice cu forță nominală de 250, 400 sau 630 kN sunt prese rapide. Ca urmare mulțimea valorilor forței nominale este compusă din două submulțimi,

prima fiind mulțimea valorilor forțelor nominale pentru presele rapide, iar cea de-a doua fiind, mulțimea valorilor forțelor nominale pentru presele lente. Evident,

3. Stabilirea valorii lungimii maxime a cursei culisorului

Valorile lungimilor maxime ale cursei culisorului se ordonează, la rândul lor, tot în serie geometrică, dar având valori diferite pentru prese mecanice cu manivelă rapide sau lente:

$$\varphi_{HR} = 1,12 \text{ pentru presele rapide, cu } F_N \leq 630 \text{ kN,}$$

$$\varphi_{HL} = 1,25 \text{ pentru presele lente, cu } F_N \geq 1000 \text{ kN.}$$

Ca urmare se poate pune în evidență o relație de tipul

unde k_H (k_{HR} sau k_{HL}) este un coeficient, măsurabil în mm/kN^{1/p}, dependent de unitatea de măsură utilizată pentru F_N și de seria de valori $\mathcal{M}_x(H_{\max})$ ce corespunde seriei de valori $\mathcal{M}(F_N)$.

Fie $(H_{\max})_0$ și $(F_N)_0$ valori de referință aflate în corespondență pentru mărimile cursă maximă a culisorului și forță nominală ale unei aceleiași prese. Orice altă valoare de lungime de cursă maximă $(H_{\max})_x$ și orice altă valoare de forță nominală $(F_N)_x$ se exprimă prin relațiile

Expresia generală a corespondenței dintre $(H_{\max})_x$ și $(F_N)_x$ se exprimă prin relația

care, ținând cont de relațiile (10) și (11), devine

The previous equation can also be written as

$$(H_{\max})_0 = (k_H)_x \cdot (F_N)_0^p \cdot \left(\frac{\varphi_F^p}{\varphi_H} \right)^x = (k_H)_x \cdot (F_N)_0^p \cdot a^x. \quad (14)$$

Equation (14) becomes perfectly conform with equation (9) if factor a^x is equal to the unit, what is the case if

$$\varphi_F^p = \varphi_H \Leftrightarrow p = \frac{\ln \varphi_H}{\ln \varphi_F}. \quad (15)$$

Equation (16) will be used in order to determine k_H

$$(k_H)_x = \frac{(H_{\max})_0}{(F_N)_0^p} = \frac{(H_{\max})_x}{(F_N)_x^p}. \quad (16)$$

Considering the values of ratios φ_H and φ_F , based on eq. (15) for fast presses $p = 1/4$ and for slow presses $p = 1/2$ is obtained.

For fast presses three examples of sets of maximum slide strokes encountered in practice and corresponding to previously mentioned set $\mathcal{M}_{\mathcal{R}}(F_N)$ of nominal force values are:

$$\mathcal{M}_{1\mathcal{R}}(H_{\max})_{\text{mm}} = \{ \dots; 80; 90; 100; 112; 125 \};$$

$$\mathcal{M}_{2\mathcal{R}}(H_{\max})_{\text{mm}} = \{ \dots; 71; 80; 90; 100; 112 \};$$

$$\mathcal{M}_{3\mathcal{R}}(H_{\max})_{\text{mm}} = \{ \dots; 63; 71; 80; 90; 100 \}.$$

If set $\mathcal{M}_{1\mathcal{R}}(H_{\max})$ corresponds to set $\mathcal{M}_{\mathcal{R}}(F_N)$, then for $(k_H)_x$ the following set of values is obtained

$$\mathcal{M}(k_H)_{\text{mm/kN}^{1/4}} = \{ \dots; 25.3; 25.3; 25.1; 25; 25 \}.$$

In the analysed case the deviations between the values obtained for $(k_H)_x$ are sufficiently small to allow the conclusion that $(k_H)_x \cong k_{H\mathcal{R}} = \text{ct}$. More so, considering $(F_N)_0 = 400 \text{ kN}$ as a reference, the value $k_{H\mathcal{R}} = 25 \text{ mm/kN}^{1/4}$ can be recommended.

For the correspondence $\mathcal{M}_{\mathcal{R}}(F_N) \leftrightarrow \mathcal{M}_{2\mathcal{R}}(H_{\max})$ the recommended value is $k_{H\mathcal{R}} = 22.5 \text{ mm/kN}^{1/4}$, and for the correspondence $\mathcal{M}_{\mathcal{R}}(F_N) \leftrightarrow \mathcal{M}_{3\mathcal{R}}(H_{\max})$ there follows $k_{H\mathcal{R}} = 20 \text{ mm/kN}^{1/4}$.

Literature [1,2] indicates $k_{H\mathcal{R}} = 35.5 \text{ mm/tf}^{1/4}$, equivalent to $k_{H\mathcal{R}} = 20 \text{ mm/kN}^{1/4}$, thus considering set $\mathcal{M}_{3\mathcal{R}}(H_{\max})_{\text{mm}}$ for the lengths of the maximum slide strokes of fast presses.

For slow presses various sets of values of the maximum slide stroke can correspond to set $\mathcal{M}_{\mathcal{L}}(F_N)$. The following two are given as examples:

$$\mathcal{M}_{1\mathcal{L}}(H_{\max})_{\text{mm}} = \{ 100; 125; 160; \dots \};$$

$$\mathcal{M}_{2\mathcal{L}}(H_{\max})_{\text{mm}} = \{ 125; 160; 200; \dots \}.$$

For the correspondence $\mathcal{M}_{\mathcal{L}}(F_N) \leftrightarrow \mathcal{M}_{1\mathcal{L}}(H_{\max})$ a

Relația anterioară se poate pune și sub forma

Relația (14) devine perfect conformă cu relația (9) dacă factorul a^x este unitar, ceea ce se întâmplă dacă

Pentru determinarea k_H se va utiliza relația

Având în vedere valorile rațiilor φ_H și φ_F , pe baza relației (15) se obține $p = 1/4$ pentru prese rapide și $p = 1/2$ pentru prese lente.

Pentru prese rapide trei exemple de mulțimi de valori ale cursei maxime a culisorului, întâlnite în practică și aflate în corespondență cu mulțimea $\mathcal{M}_{\mathcal{R}}(F_N)$ menționată anterior a valorilor forței nominale, sunt:

Dacă mulțimii $\mathcal{M}_{\mathcal{R}}(F_N)$ îi corespunde mulțimea $\mathcal{M}_{1\mathcal{R}}(H_{\max})$, atunci pentru $(k_H)_x$ se obține mulțimea de valori

Pentru cazul analizat abaterile dintre valorile obținute pentru $(k_H)_x$ sunt suficient de mici pentru a concluziona că $(k_H)_x \cong k_{H\mathcal{R}} = \text{ct}$. Mai mult chiar, luând ca referință $(F_N)_0 = 400 \text{ kN}$, se poate recomanda valoarea $k_{H\mathcal{R}} = 25 \text{ mm/kN}^{1/4}$.

Pentru corespondența $\mathcal{M}_{\mathcal{R}}(F_N) \leftrightarrow \mathcal{M}_{2\mathcal{R}}(H_{\max})$ se poate recomanda valoarea $k_{H\mathcal{R}} = 22,5 \text{ mm/kN}^{1/4}$, iar pentru corespondența $\mathcal{M}_{\mathcal{R}}(F_N) \leftrightarrow \mathcal{M}_{3\mathcal{R}}(H_{\max})$ rezultă $k_{H\mathcal{R}} = 20 \text{ mm/kN}^{1/4}$.

În literatura de specialitate [1, 2] se indică $k_{H\mathcal{R}} = 35,5 \text{ mm/tf}^{1/4}$, echivalent cu $k_{H\mathcal{R}} = 20 \text{ mm/kN}^{1/4}$, deci se ia în considerare mulțimea $\mathcal{M}_{3\mathcal{R}}(H_{\max})_{\text{mm}}$ pentru lungimile curselor maxime ale culisoarelor la presele rapide.

Pentru prese lente, mulțimii $\mathcal{M}_{\mathcal{L}}(F_N)$ îi pot corespunde diverse mulțimi de valori ale cursei maxime a culisorului. Se iau ca exemple următoarele două:

Pentru corespondența $\mathcal{M}_{\mathcal{L}}(F_N) \leftrightarrow \mathcal{M}_{1\mathcal{L}}(H_{\max})$ se

value of $k_{HL} = 3.16 \text{ mm/kN}^{1/2}$ is obtained, and for correspondence $\mathcal{M}_L(F_N) \leftrightarrow \mathcal{M}_{2L}(H_{\max})$ a value of $k_{HL} = 4 \text{ mm/kN}^{1/2}$, respectively. Literature [11] indicates $k_{HL} = 3.8 \text{ mm/kN}^{1/2}$, a coefficient to that corresponds the set $\mathcal{M}_{2L}(H_{\max})$ of the maximum slide stroke lengths of slow presses.

4. Establishing the value of the maximum load stroke length of the slide

The translation of a mechanical press slide is obtained by transforming the rotation of the main shaft by means of an adequate mechanism ("transformation mechanism"). Regardless of the mechanism the law of motion can be determined analytically and implicitly also the expression for the maximum nominal load stroke length, h_N . Most often a crank-connecting-rod-slide mechanism is used, in which case the expression of h_N is

$$h_N = s(\alpha_N) = R_{\max} \cdot \left[(1 - \cos \alpha_N) + \frac{\lambda_0}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha_N) + k_0 \cdot \lambda_0 \cdot \sin \alpha_N + \frac{k_0^2 \cdot \lambda_0^2}{2 \cdot (1 + \lambda_0)} \right], \quad (17)$$

thus depending on the maximum radius of the crank R_{\max} ($= H_{\max}/2$) and on the nominal angle α_N , the latter being often adopted as of 30° , traditional for crank presses. Consequently an equation of the following type can be written

$$(h_N)_x = k_h \cdot (F_N)_x^m. \quad (18)$$

For the particular but frequently encountered case described by the quantities $\alpha_N = 30^\circ$, $\lambda_0 = 0.1$, $k_0 = 0$, based on eq. (17) there follows

$$(h_N)_x \cong \frac{(H_{\max})_x}{2} \cdot 0.1465. \quad (19)$$

Considering equation (12), the previous expression becomes

$$(h_N)_x \cong 0,07325 \cdot (k_H)_x \cdot (F_N)_x^p, \quad (20)$$

what represents a computational relationship for coefficient k_h : $k_h \cong 0,07325 \cdot k_H$.

Upon correlating equations (18) and (20):

\Rightarrow for fast presses $m = p = 1/4$ and, for example if $k_H = 20 \text{ mm/kN}^{1/4}$, $k_{hR} = 1.465 \text{ mm/kN}^{1/4}$, thus $(h_N)_x \cong 1.465 \cdot \sqrt[4]{(F_N)_x}$;

\Rightarrow for slow presses $m = p = 1/2$ and, for example if $k_H = 4 \text{ mm/kN}^{1/2}$, $k_{hL} = 0.293 \text{ mm/kN}^{1/2}$, thus $(h_N)_x \cong 0.293 \cdot \sqrt{(F_N)_x}$.

The above presented aspects implicitly reveal that nominal load stroke lengths are ordered in geometric series similarly to the total stroke lengths.

obține $k_{HL} = 3,16 \text{ mm/kN}^{1/2}$, iar dacă se consideră corespondența $\mathcal{M}_L(F_N) \leftrightarrow \mathcal{M}_{2L}(H_{\max})$ se obține $k_{HL} = 4 \text{ mm/kN}^{1/2}$. În literatură [11] se indică $k_{HL} = 3,8 \text{ mm/kN}^{1/2}$, coeficient căruia îi corespunde mulțimea $\mathcal{M}_{2L}(H_{\max})$ a valorilor lungimilor curselor maxime ale culisoarelor la presele lente.

4. Stabilirea valorii lungimii maxime a cursei sub sarcină a culisorului

Mișcarea de translație a culisorului unei prese mecanice se obține transformând mișcarea de rotație a arborelui principal utilizând un mecanism („de transformare”) adecvat. Indiferent de mecanism este determinabilă analitic legea de mișcare și implicit expresia lungimii cursei nominale maxime sub sarcină, h_N . Cel mai adesea se utilizează mecanismul manivelă-bielă-culisor, caz în care expresia pentru h_N este

deci dependentă de raza maximă a manivelei R_{\max} ($= H_{\max}/2$) și de unghiul nominal α_N , acesta din urmă fiind deseori adoptat la valoarea de 30° , tradițională pentru presele mecanice cu manivelă. Rezultă că se poate pune în evidență o relație de tipul

Pentru cazul particular, dar frecvent întâlnit, caracterizat prin mărimile $\alpha_N = 30^\circ$, $\lambda_0 = 0,1$, $k_0 = 0$, pe baza relației (17) se obține

Ținând cont de relația (12), expresia anterioară capătă forma

ceea ce constituie o relație de calcul pentru coeficientul k_h : $k_h \cong 0,07325 \cdot k_H$.

Coroborând relațiile (18) și (20) rezultă că:

\Rightarrow pentru prese rapide $m = p = 1/4$ și, de exemplu, dacă $k_H = 20 \text{ mm/kN}^{1/4}$, $k_{hR} = 1,465 \text{ mm/kN}^{1/4}$, deci $(h_N)_x \cong 1,465 \cdot \sqrt[4]{(F_N)_x}$;

\Rightarrow pentru prese lente $m = p = 1/2$ și, de exemplu, dacă $k_H = 4 \text{ mm/kN}^{1/2}$, $k_{hL} = 0,293 \text{ mm/kN}^{1/2}$, deci $(h_N)_x \cong 0,293 \cdot \sqrt{(F_N)_x}$.

Cele prezentate mai sus pun implicit în evidență faptul că lungimile nominale sub sarcină ale curselor se ordonează în serii geometrice similar lungimilor totale ale curselor.

5. Establishing the maximum working frequency of the press (identical with the main shaft speed)

Regarding the „*pressing speed*”, v_p , considering that this varies between a maximum value, „*velocity at the beginning of pressing (start velocity)*”, v_h , and a minimum value, the “*optimum pressing velocity*” v_{pvo} can be associated either to the “*maximum pressing velocity*” or to the “*mean pressing velocity*”, v_{pm} . The start velocity pressing can be defined as the relative velocity between tool and workpiece at the moment of contact between these two, being actually the instantaneous velocity of the slide at the time when the tool attached to the slide achieves contact with the workpiece. Angle α of the beginning of pressing is associated to the start velocity, which angle is typically smaller than the nominal angle α_N , but can also be greater than this. The minimum pressing velocity is the velocity of the slide at the end of the pressing operation. Frequently the minimum pressing velocity is or is considered zero. Even if the variation of the velocity is not linear, the mean pressing velocity is determined as the arithmetic mean of the start velocity and the minimum pressing velocity, typically $v_{pm} = v_h/2$. Not knowing the real effective load stroke, h , the theoretical considerations concern “*the nominal load stroke length*”, $h_N = s(\alpha_N)$, and implicitly „*the nominal start velocity*”, $v_N = v(\alpha_N)$. Within this context the maximum pressing velocity is exactly the nominal start velocity.

Evidently, as in other complex manufacturing processes, the values of the pressing velocity depend on several parameters, the essential ones being the type of the pressing operation (cutting, deep-drawing, folding, upsetting, flanging, etc.) and the type of the workpiece material.

Indications concerning the optimum pressing velocities for various materials and manufacturing processes are absent or occur but accidentally in Romanian literature [1, 3, 7÷14, 16], in general works on cold forming, in works dedicated to a certain manufacturing process or in works on cold forming machine-tools, leaving the impression that the (start) pressing velocity is of small significance to the pressing process, or that its influence has not been studied.

The values given in literature for the pressing velocity (without mentioning whether this is the start or the mean pressing velocity) are typically a reflection of the existing machines' performance and not information to underlie the determination of the optimum frequency in new machines. For

5. Stabilirea frecvenței maxime de lucru a presei (identică cu turația arborelui principal)

În ceea ce privește „*viteza de presare*”, v_p , având în vedere că aceasta variază între o valoare maximă, „*viteza de început de presare*”, v_h , și o valoare minimă, se poate asocia „*viteza optimă de presare*”, v_{pvo} , fie „*vitezei maxime de presare*”, fie „*vitezei medii de presare*”, v_{pm} . Viteza de început de presare se poate defini drept viteza relativă dintre sculă și semifabricat la momentul realizării contactului între acestea, fiind în fapt viteza instantanee a culisorului la momentul în care scula solidară cu culisorul ia contact cu semifabricatul. Vitezei de început de presare i se asociază unghiul α de început de presare, în mod uzual mai mic decât unghiul nominal α_N , dar posibil și mai mare decât acesta. Viteza minimă de presare este viteza culisorului la momentul finalizării operației de presare. Foarte frecvent viteza minimă de presare este sau se consideră nulă. Chiar dacă variația vitezei nu este liniară, viteza medie de presare se determină ca fiind media aritmetică dintre viteza de început de presare și viteza minimă de presare, în mod uzual $v_{pm} = v_h/2$. În absența cunoașterii cursei reale efective sub sarcină, h , considerațiile teoretice se fac în legătură cu „*lungimea nominală a cursei sub sarcină*”, $h_N = s(\alpha_N)$, și implicit cu „*viteza nominală de început de presare*”, $v_N = v(\alpha_N)$. În acest context viteza maximă de presare este chiar viteza nominală de început de presare.

Evident, ca și în cazul altor procedee de prelucrare complexe, valorile vitezei optime de presare sunt dependente de mai mulți parametri, dar esențiali sunt tipul operației de presare (tăiere, ambutisare, îndoire, refulare, extrudare, bordurare etc.) și natura materialului semifabricatului.

În literatura română de specialitate [1, 3, 7÷14, 16], lucrări generaliste de tehnologia presării la rece, lucrări dedicate unui anume procedeu de prelucrare sau lucrări referitoare la mașinile-unelte de prelucrat prin deformare, indicații privind vitezele optime de presare pentru diferite materiale și diferite procedee de prelucrare lipsesc sau apar accidental, lăsând impresia că viteza (de început) de presare are importanță redusă asupra procesului de presare sau că influența acesteia nu a fost studiată.

Valorile date în literatură pentru viteza de presare (fără a se preciza că se referă la viteza de început de presare sau la cea medie) sunt de regulă reflectarea performanțelor mașinilor existente și nu informații care să stea la baza stabilirii frecvenței optime a mașinilor noi. De exemplu, în diverse

example various works indicate:

- $v = 0.08 \div 0.25$ m/s – small velocity stamping;
- $v > 0.25$ m/s – high velocity stamping;
- $v = 0.004 \div 0.025$ m/s – punching, cutting out, precision cutting;
- $v = 0.5 \div 0.87$ m/s – deep-drawing of aluminium;
- $v = 0.175 \div 0.275$ m/s – deep-drawing of laminated carbon steel.

In the absence of certain information or requirements and also by considering that the (start) pressing velocity is of small or insignificant influence on the pressing process, $v_{op} = 0.3$ m/s can be considered as an optimum value for the start pressing velocity for steel parts, this being the most frequently used material.

The working frequency of crank presses is established so that the nominal start velocity (for that the analytical expression is always known or easily determined) is equal to the optimum pressing velocity, $v_N = v(\alpha_N) = v_{op}$.

The expression of the nominal start pressing velocity for crank presses is known to be [3]:

$$v(\alpha_N) = \frac{\pi \cdot n_{AP}}{30} \cdot R_{\max} \cdot \left(\sin \alpha_N + \frac{\lambda_0}{2} \cdot \sin 2\alpha_N + k_0 \cdot \lambda_0 \cdot \cos \alpha_N \right). \quad (21)$$

In the particular case discussed previously, characterised by the quantities $\alpha_N = 30^\circ$, $\lambda_0 = 0.1$, $k_0 = 0$, based on eq. (21) there follows

$$v_N \cong \frac{\pi \cdot (n_{cd})_x \cdot (H_{\max})_x}{30 \cdot 2} \cdot 0.5433, \quad (22)$$

in which equation v_N is measured in mm/s, n_{cd} in min^{-1} , and H_{\max} in mm.

Considering also equation (12), it follows that the number of double strokes that a crank press needs to be able to carry out is determined by equation (23):

$$(n_{cd})_x \cong \frac{60}{\pi \cdot 0.5433} \cdot \frac{v_N}{(k_H)_x \cdot (F_N)_x^p} = (k_n)_x \cdot (F_N)_x^r, \quad (23)$$

directly depending on the nominal force by a coefficient $(k_n)_x$. Exponent r has the value $r = -p = -1/4$ for fast presses and $r = -p = -1/2$ for slow presses. Implicitly it follows that the working frequencies of mechanical presses are ordered in geometric series with the ratios:

- $\varphi_{nR} = 1.12$ for fast presses, with $F_N \leq 630$ kN,
- $\varphi_{nL} = 1.25$ for slow presses, with $F_N \geq 1000$ kN.

Coefficient $(k_n)_x$ depends on the value of the nominal velocity and the value of coefficient $(k_H)_x$, being computed by eq. (24):

lucrări se indică:

- $v = 0,08 \div 0,25$ m/s – ștanțare cu viteze mici;
- $v > 0,25$ m/s – ștanțare cu viteze mari;
- $v = 0,004 \div 0,025$ m/s – perforare, decupare, debitare de precizie;
- $v = 0,5 \div 0,87$ m/s – ambutisare aluminiu;
- $v = 0,175 \div 0,275$ m/s – ambutisare oțel-carbon laminat.

În absența unor informații sau cerințe certe, considerând și că viteza (de început) de presare are influență redusă sau nesemnificativă asupra procesului de presare, se poate lua ca valoare optimă pentru viteza de început de presare valoarea $v_{op} = 0,3$ m/s, pentru prelucrarea pieselor din oțel, acesta fiind materialul cel mai frecvent utilizat.

Frecvența de lucru a preselor mecanice cu manivelă se stabilește astfel încât viteza nominală de început de presare (pentru care întotdeauna se cunoaște sau se determină relativ ușor expresia analitică) să fie egală cu viteza optimă de presare, $v_N = v(\alpha_N) = v_{op}$.

Pentru prese mecanice cu manivelă este cunoscută expresia vitezei nominale de început de presare [3]:

Pentru cazul particular abordat și anterior, caracterizat prin mărimile $\alpha_N = 30^\circ$, $\lambda_0 = 0,1$, $k_0 = 0$, pe baza relației (21) se obține

relație în care v_N se măsoară în mm/s, n_{cd} în min^{-1} , iar H_{\max} în mm.

Ținând seama și de relația (12), rezultă că numărul de curse duble pe care trebuie să îl poată efectua o presă mecanică cu manivelă se determină cu relația

direct dependentă de forța nominală printr-un coeficient $(k_n)_x$. Exponentul r ia valorile $r = -p = -1/4$ pentru prese rapide și $r = -p = -1/2$ pentru prese lente. Implicit rezultă că frecvențele de lucru ale preselor mecanice se ordonează în serii geometrice cu rațiile:

- $\varphi_{nR} = 1,12$ pentru presele rapide, cu $F_N \leq 630$ kN,
- $\varphi_{nL} = 1,25$ pentru presele lente, cu $F_N \geq 1000$ kN.

Coefficientul $(k_n)_x$ este dependent de valoarea vitezei nominale și de valoarea coeficientului $(k_H)_x$, relația de calcul fiind

$$(k_n)_x = \frac{60}{\pi \cdot 0.5433} \cdot \frac{v_N}{(k_H)_x} \quad (24)$$

For example considering $v_N = v_{op} = 300$ mm/s, for a fast press with $F_N \leq 630$ kN and $k_{HR} = 20$ mm/kN^{1/4}, there results $k_{nR} = 527.3 \text{ min}^{-1} \cdot \text{kN}^{1/4}$, meaning that equation (25) can be used to determine the main shaft speed:

$$n_{cd} = \frac{527.3}{\sqrt[4]{F_N}}, \quad (25)$$

the nominal force being measured in kN, and the frequency resulting in min⁻¹.

Similarly, for a slow press with $F_N \geq 1000$ kN, where $k_{HL} = 4$ mm/kN^{1/2}, there results $k_{nL} = 2636.5 \text{ min}^{-1} \cdot \text{kN}^{1/2}$ and implicitly the correspondence

$$n_{cd} = \frac{2636.5}{\sqrt{F_N}} \quad (26)$$

6. Establishing the value of the maximum available work

The maximum available work is determined in dependence on the nominal force (F_N), the maximum available load stroke length (h_N) and the type of operation the machine was conceived for, the type of operation determining the variation of the technological force during the load stroke. Considering for example stamp cutting, equation (27) can be used to determine the maximum available work:

$$(L_{\max})_x = (F_N)_x \cdot \frac{(h_N)_x}{2} \quad (27)$$

the obtained result being expressed in kN·mm (or N·m).

Previously a dependency $h_N = f_h(F_N)$ was highlighted in eq. (18), and consequently the maximum available work can be expressed only depending on the nominal force by an equation like (28):

$$(L_{\max})_x = (F_N)_x \cdot \frac{k_h \cdot (F_N)_x^m}{2} = k_L \cdot (F_N)_x^q \quad (28)$$

Evidently there results $k_L = k_h/2$ and $q = m + 1$. Exponent m will be $m = 1/4$ for fast presses and $m = 1/2$ for slow presses. Implicitly it follows that the values of the maximum available work are ordered in geometric series of ratios

$\varphi_{LR} = 1.8$ for fast presses, with $F_N \leq 630$ kN,

$\varphi_{LL} = 2$ for slow presses, with $F_N \geq 1000$ kN.

Illustrating this on the previously discussed particular case and examples characterised by quantities $\alpha_N = 30^\circ$, $\lambda_0 = 0.1$, $k_0 = 0$, there follows:

De exemplu, considerând $v_N = v_{op} = 300$ mm/s, pentru o presă rapidă cu $F_N \leq 630$ kN și $k_{HR} = 20$ mm/kN^{1/4}, se determină $k_{nR} = 527,3 \text{ min}^{-1} \cdot \text{kN}^{1/4}$, adică pentru stabilirea turației arborelui principal al presei se poate utiliza expresia

forța nominală măsurându-se în kN, iar frecvența rezultând în min⁻¹.

Similar, pentru o presă lentă cu $F_N \geq 1000$ kN, la care $k_{HL} = 4$ mm/kN^{1/2}, se determină $k_{nL} = 2636,5 \text{ min}^{-1} \cdot \text{kN}^{1/2}$ și implicit corespondența

6. Stabilirea valorii lucrului mecanic maxim disponibil

Lucrul mecanic maxim disponibil se determină în funcție de forța nominală (F_N), de lungimea maximă disponibilă a cursei sub sarcină (h_N) și de natura operației pentru care mașina este destinată, natura operației fiind determinantă pentru variația forței tehnologice de-a lungul cursei sub sarcină. Luând ca exemplu operațiile de tăiere prin ștanțare, pentru determinarea lucrului mecanic maxim disponibil se poate utiliza relația:

rezultatul obținut fiind exprimat în kN·mm (sau N·m).

Anterior a fost pusă în evidență o dependență $h_N = f_h(F_N)$, relația (18), și ca urmare lucrul mecanic maxim disponibil se poate exprima doar în funcție de forța nominală printr-o relație de forma

Evident se obține $k_L = k_h/2$ și $q = m + 1$. Exponentul m ia valorile $m = 1/4$ pentru prese rapide și $m = 1/2$ pentru prese lente. Implicit rezultă că valorile lucrului mecanic maxim disponibil se ordonează în serii geometrice cu rațiile

$\varphi_{LR} = 1,8$ pentru prelele rapide, cu $F_N \leq 630$ kN,

$\varphi_{LL} = 2$ pentru prelele lente, cu $F_N \geq 1000$ kN.

Explicitând pentru același caz particular luat în considerare și la exemple anterioare, caracterizat prin mărimile $\alpha_N = 30^\circ$, $\lambda_0 = 0,1$, $k_0 = 0$, se obține:

⇒ for fast presses $q = 5/4$ and, for example if $k_H = 20$ mm/kN^{1/4} there results $k_{hR} = 1.465$ mm/kN^{1/4} and implicitly $k_{LR} = 0.7325$ mm/kN^{1/4}, thus

$$(L_{\max})_x = 0.7325 \cdot \sqrt[4]{(F_N)_x^5};$$

⇒ for slow presses $q = 3/2$ and, for example if $k_H = 4$ mm/kN^{1/2} there results $k_{hL} = 0.293$ mm/kN^{1/2} and implicitly $k_{LL} = 0.1465$ mm/kN^{1/2}, thus $(L_{\max})_x = 0.1465 \cdot \sqrt{(F_N)_x^3}$.

⇒ pentru prese rapide $q = 5/4$ și, de exemplu, dacă $k_H = 20$ mm/kN^{1/4} rezultă $k_{hR} = 1,465$ mm/kN^{1/4} și implicit $k_{LR} = 0,7325$ mm/kN^{1/4}, deci

$$(L_{\max})_x = 0,7325 \cdot \sqrt[4]{(F_N)_x^5};$$

⇒ pentru prese lente $q = 3/2$ și, de exemplu, dacă $k_H = 4$ mm/kN^{1/2} rezultă $k_{hL} = 0,293$ mm/kN^{1/2} și implicit $k_{LL} = 0,1465$ mm/kN^{1/2}, deci $(L_{\max})_x = 0,1465 \cdot \sqrt{(F_N)_x^3}$.

7. Establishing the power of the machine

The maximum power consumed strictly for the pressing process is determined as the product of the maximum work consumed for conducting one operation and the maximum possible number of operations to be conducted by the machine in a time unit, in automatic mode:

$$(P_{\max})_x = (L_{\max})_x \cdot \frac{(n_{cd})_x}{60}. \quad (29)$$

Tin the above equation L_{\max} is measured in N·m, n_{cd} in min⁻¹, and P_{\max} is obtained in W.

Considering equations (23) and (28), the expression of the maximum power consumed strictly for the pressing process can be written as

$$(P_{\max})_x = \frac{1}{60} \cdot k_L \cdot (F_N)_x^q \cdot k_n \cdot (F_N)_x^r = k_P \cdot (F_N)_x^u, \quad (30)$$

where evidently $u = q + r$, and $k_P = (k_L \cdot k_n) / 60$.

For fast presses $q = 5/4$, $r = -1/4$, and there results $u = 1$, while for slow presses $q = 3/2$, $r = -1/2$, and there results $u = 1$ (as for fast presses). Implicitly it follows that the values for the maximum power consumed strictly for the pressing process are ordered in a geometric series with a ratio identical with that of the series of nominal force values, regardless whether the presses are normal (fast) or slow: $\varphi_{P_R} = \varphi_F = 1.6$.

Considering $\alpha_N = 30^\circ$, $\lambda_0 = 0.1$, $k_0 = 0$, $v_N = 300$ mm/s, there results $k_P = k_{P_R} = k_{P_L} = 6.4375$ mm/s regardless whether the press is fast or slow. It is thus highlighted that the maximum power available for the pressing process has the same value for presses of the same nominal force, regardless if fast (normal) or slow. The value of the power in kW, is determined depending on the value of the nominal force (expressed in kW) by equation (31):

$$(P_{\max})_x = \frac{6.4375}{1000} \cdot (F_N)_x. \quad (31)$$

The power of the electric motor driving the main linkage is greater than the maximum power

7. Stabilirea valorii puterii mașinii

Puterea maximă consumată strict pentru procesul de presare se determină ca produs între lucrul mecanic maxim consumat pentru executarea unei operații și numărul maxim de operații posibil de executat de mașină în unitatea de timp, considerând că aceasta lucrează în regim automat:

$$(P_{\max})_x = (L_{\max})_x \cdot \frac{(n_{cd})_x}{60}. \quad (29)$$

În relația anterioară L_{\max} se măsoară în N·m, n_{cd} în min⁻¹, iar P_{\max} rezultă în W.

Ținând cont de relațiile (23) și (28), expresia puterii maxime consumată strict pentru procesul de presare se poate pune sub forma

$$(P_{\max})_x = \frac{1}{60} \cdot k_L \cdot (F_N)_x^q \cdot k_n \cdot (F_N)_x^r = k_P \cdot (F_N)_x^u, \quad (30)$$

unde, evident, $u = q + r$, iar $k_P = (k_L \cdot k_n) / 60$.

Pentru presele rapide $q = 5/4$, $r = -1/4$ și rezultă $u = 1$, iar pentru presele lente $q = 3/2$, $r = -1/2$ și rezultă $u = 1$ (ca și la presele rapide). Rezultă implicit că valorile pentru puterea maximă consumată strict pentru procesul de presare se ordonează în serie geometrică cu rație identică cu cea de ordonare a valorilor forței nominale, indiferent dacă presele sunt normale (rapide) sau lente: $\varphi_{P_R} = \varphi_F = 1,6$.

Considerând $\alpha_N = 30^\circ$, $\lambda_0 = 0,1$, $k_0 = 0$, $v_N = 300$ mm/s, se obține $k_P = k_{P_R} = k_{P_L} = 6,4375$ mm/s indiferent dacă presa este rapidă sau lentă. Se pune astfel în evidență că puterea maximă disponibilă pentru desfășurarea procesului de presare are aceeași valoare pentru presele de aceeași forță nominală indiferent dacă acestea sunt rapide (normale) sau lente. Valoarea puterii, în kW, se determină în funcție de valoarea forței nominale (exprimată în kN) cu relația

$$(P_{\max})_x = \frac{6.4375}{1000} \cdot (F_N)_x. \quad (31)$$

Puterea motorului electric destinată antrenării lanțului cinematic principal este mai mare decât

available for the pressing process, being dependent on the efficiency of the transmission:

$$(P_M)_x = \frac{(P_{\max})_x}{\eta_{tr}} \quad (32)$$

8. Establishing the value of the maximum torque available at the main shaft

The maximum torque available at the main shaft is a most important quantity for a mechanical press, as important as the machine's main characteristic, the nominal force. To be remembered that all components of the main linkage between the flywheel and the eccentric shaft are dimensioned by the maximum torque available at the main shaft.

Regardless of the mechanism used at the end of the main linkage of a crank press, the expression of the torque is known or can be determined from the expression of the torque at the main shaft, which depends on the nominal force F_N , the nominal angle α_N , and the dimensional and functional performance of the utilised transformation mechanism. Consider the example of the expression of the torque at the main shaft of a simple action crank press, with its main shaft parallel to the machine front [3]:

$$(M_t)_O^{\parallel} = F_b \cdot \left\{ R_{\max} \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda_0}{2} \cdot \sin 2\alpha + k_0 \cdot \lambda_0 \cdot \cos \alpha \right) + \frac{\mu}{2} \cdot \left[(1 + \lambda_0) \cdot d_A + \lambda_0 \cdot d_B + d_O \right] \right\} \quad (33)$$

Using the above expression as an example, the expression of the maximum torque available at the main shaft can be written as:

$$(M_{tAP})_x = (F_N)_x \cdot \left(k_{M1} \cdot \frac{(H_{\max})_x}{2} + k_{M2} \right) = (F_N)_x \cdot k_{M1} \cdot k_{cor} \cdot \frac{(H_{\max})_x}{2} \quad (34)$$

Considering the dependence $H_{\max} = f_H(F_N)$, the previous expression can be written as

$$(M_{tAP})_x = (F_N)_x \cdot k_{M1} \cdot k_{cor} \cdot \frac{1}{2} \cdot k_H \cdot (F_N)_x^p = k_M \cdot (F_N)_x^{p+1} \quad (35)$$

Considering the values of exponent p it follows that the values of the maximum torque available at the machine shaft are ordered implicitly in geometric series of ratios:

$\varphi_{MR} = 1.8$ for fast presses, with $F_N \leq 630$ kN,

$\varphi_{ML} = 2$ for slow presses, with $F_N \geq 1000$ kN,

that is similarly to the ordering of the values of the maximum available work.

For $\alpha_N = 30^\circ$, $\lambda_0 = 0.1$, $k_0 = 0$, $\mu = 0.03$ and realistic values of the dimensions d_A , d_B and d_O there results $k_{M1} \cong 0.5433$ and $k_{cor} \cong 1.243$.

puterea maximă disponibilă pentru desfășurarea procesului de presare, fiind dependentă de randamentul transmisiei:

8. Stabilirea valorii momentului de torsiune maxim disponibil la arborele principal

Momentul de torsiune maxim disponibil la arborele principal este o mărime foarte importantă pentru o presă mecanică, la fel de importantă ca și caracteristica principală a mașinii, forța nominală. De reținut că în funcție de momentul de torsiune maxim disponibil la arborele principal se dimensionează la torsiune toate componentele lanțului cinematic principal cuprinse între volant și arborele cu excentric.

Pentru indiferent ce mecanism utilizat la finalul lanțului cinematic principal al unei prese mecanice cu manivelă este cunoscută sau determinabilă expresia momentului de torsiune la arborele principal, aceasta fiind funcție de forța nominală F_N , unghiul nominal α_N , caracteristici dimensionale și performanțe funcționale ale mecanismului de transformare utilizat. Se poate da ca exemplu expresia momentului de torsiune la arborele principal pentru o presă mecanică cu manivelă, cu simplă acțiune, cu arborele principal paralel cu fața frontală a mașinii [3]:

Având ca exemplu expresia de mai sus, expresia momentului de torsiune maxim disponibil la arborele principal se poate scrie sub forma

Cunoscând dependența $H_{\max} = f_H(F_N)$, expresia anterioară se poate pune sub forma

Având în vedere valorile exponentului p , rezultă că valorile momentului de torsiune maxim disponibil la arborele principal se ordonează implicit în serii geometrice cu rațiile:

$\varphi_{MR} = 1,8$ pentru presele rapide, cu $F_N \leq 630$ kN,

$\varphi_{ML} = 2$ pentru presele lente, cu $F_N \geq 1000$ kN,

adică în mod similar modului de ordonare a valorilor lucrului mecanic maxim disponibil.

Pentru $\alpha_N = 30^\circ$, $\lambda_0 = 0,1$, $k_0 = 0$, $\mu = 0,03$ și valori realiste ale dimensiunilor d_A , d_B și d_O se obține $k_{M1} \cong 0,5433$ și $k_{cor} \cong 1,243$.

The values of exponent p and coefficient k_H are different for normal (fast) and slow presses, respectively. For example:

⇒ for fast presses $p = 1/4$ and considering $k_{HR} = 20$ mm/kN^{1/4} there follows $k_{MR} \cong 6.75$ mm/kN^{1/4},

and implicitly $(M_{tAP})_x = 6.75 \cdot \sqrt[4]{(F_N)_x^5}$;

⇒ for slow presses $p = 1/2$ and considering $k_{HL} = 4$ mm/kN^{1/2} there follows $k_{ML} \cong 1.35$ mm/kN^{1/2},

and implicitly $(M_{tAP})_x = 1.35 \cdot \sqrt{(F_N)_x^3}$.

9. Establishing the value of stiffness

Usually the elastic deformation δ of a body or system of bodies is expressed in dependence on its stiffness C and the force F that determines that deformation, considering a static deformation:

$$\delta = \frac{F}{C}. \quad (36)$$

Consequently into consideration should be taken the stiffness of the press C_p , the stiffness of the tool C_s , the stiffness of the effector mechanism C_{me} , the stiffness of the frame C_b [3]. Evidently

$$\delta_t = \frac{F_t}{C_t} = \frac{F_t}{C_s} + \frac{F_t}{C_p} = \frac{F_t}{C_s} + \frac{F_t}{C_{me}} + \frac{F_t}{C_b}. \quad (37)$$

Of interest to the users are the general characteristics of a press, in this case the stiffness C_p and the work for its elastic deformation L_p . Designing however should give careful consideration to each subdivision of the machine, in particular to stiffness C_b , C_{me} and even C_s .

Implementing the option of improving press stiffness in order to reduce their elastic deformation energy requires limiting of the entailed increased metal consumption, such as to render an efficient solution from the technical, economic and ecologic aspects. For this purpose also the following observations should be taken into consideration:

1. Typically stiffness is not specified in the brochure characteristics of presses, although it is a most reliable indicator of part of the performance of these machines. Stiffness can be computed by the equation below [11]

$$C_p = 3.16 \cdot K \cdot \sqrt{F_N}, \quad (38)$$

where K is a coefficient whose values depend on the type and destination of the press. In low precision presses $K = 2.8 \dots 8$, while for high precision operations $K = 20 \dots 100$. In the previous equation F_N is taken in kN, and C_p results in kN/mm (or MN/m).

Valorile exponentului p și ale coeficientului k_H sunt diferite după cum presa este normală (rapidă) sau lentă. De exemplu:

⇒ pentru prese rapide $p = 1/4$ și luând $k_{HR} = 20$ mm/kN^{1/4} se obține $k_{MR} \cong 6,75$ mm/kN^{1/4}, și

implicit $(M_{tAP})_x = 6,75 \cdot \sqrt[4]{(F_N)_x^5}$;

⇒ pentru prese lente $p = 1/2$ și luând $k_{HL} = 4$ mm/kN^{1/2} se obține $k_{ML} \cong 1,35$ mm/kN^{1/2}, și

implicit $(M_{tAP})_x = 1,35 \cdot \sqrt{(F_N)_x^3}$.

9. Stabilirea valorii rigidității

În mod uzual deformația elastică δ a unui corp sau sistem de corpuri se exprimă în funcție de rigiditatea C a acestuia și de forța F care determină respectiva deformație, considerând o solicitare statică:

Ca urmare se poate vorbi de rigiditatea presei C_p , rigiditatea sculei C_s , rigiditatea mecanismului executor C_{me} , rigiditatea batiului C_b [3]. Evident

De interes pentru utilizatori sunt caracteristicile generale ale unei prese, în cazul de față rigiditatea C_p și lucrul mecanic L_p de deformare elastică al acesteia. La proiectare însă se impune a se acorda atenția cuvenită fiecărei subdiviziuni a mașinii, în particular rigidităților C_b , C_{me} și chiar C_s .

Opțiunea de a fi mărită rigiditatea preselor în scopul reducerii energiei de deformare elastică a acestora trebuie pusă în aplicare pe baza stabilirii unor limite ale creșterii consumului de metal până la limita la care soluția identificată este eficientă tehnic, economic și ecologic. În acest scop pot fi luate în considerare și următoarele constatări:

1. De regulă, rigiditatea nu este precizată între caracteristicile de prospect ale preselor, deși parte dintre performanțele acestor mașini sunt foarte fidel descrise de aceasta. Rigiditatea poate fi calculată cu ajutorul relației [11]

în care K este un coeficient ale cărui valori depind de tipul și destinația presei. La preese pentru prelucrări de precizie redusă $K = 2,8 \dots 8$, iar la cele pentru operații ce necesită precizie mare $K = 20 \dots 100$. În relația anterioară F_N se ia în kN, iar C_p rezultă în kN/mm (sau MN/m).

Various recommendations for press stiffness can be found in literature. For example for non-tiltable C-frame presses the recommended value is $C_p = 300 \dots 1200$ MN/m, while for tiltable frame presses $C_p = 200 \dots 1000$ MN/m is recommended [1]. Values in this range are obtained if $K = 5$, namely if expression (38) for the computation of press stiffness becomes

$$C_p = 16 \cdot \sqrt{F_N} . \quad (39)$$

In this situation for presses the nominal force of that is given in kN and ordered in a geometric series with ratio $\phi = 1.6$, that is for presses where $F_N \in \{160; 250; 400; 630; 1000\}$, the stiffness values will be $C_p \in \{200; 250; 315; 400; 500\}$, ordered in a geometric series of ratio $\phi = 1.25$.

2. Some specialist papers provide recommendations for both press and frame stiffness. For example, for c-frame presses with $C_p = 200 \dots 1200$ MN/m frames with $C_b = 800 \dots 1500$ MN/m are recommended.
3. A good balance of the stiffness of the machine as a whole and of the frame is required.
4. The presses are to be loaded such as to utilise as much as possible of their available capacity. Loading the press with a technological force of $F_t = (0.7-0.85) \cdot F_N$ is considered as very good, while using (30-40)% of its nominal force is merely satisfactory. The utilisation of (50-75)% of the maximum capacity of the press can be considered a good loading.
5. The work consumed for the elastic deformation of the press differs depending on the type of technological operations. Thus manufacturing processes requiring large technological forces and small pressing strokes, like cutting, the elastic deformation work in relation to the work consumed for actual processing is greater than the work necessary for processing with smaller technological forces and longer pressing strokes.
6. Most of the operations conducted on C-frame presses involve separation of material – cutting out, punching, chopping a.o. For these operations the consumption of work for the elastic deformation of the machine is significant in relation to the useful one.
7. Increasing press stiffness is recommended as a modality of reducing energy consumption. At the same time conservation of natural resources and containing pollution will be envisaged.
8. The re-dimensioning of the machine frame in view of increasing stiffness needs to harmonise in the middle and long term the technical, economic

În literatură se dau diverse recomandări pentru valorile rigidității preselor. De exemplu, pentru presele uzuale cu batiu deschis neînclinabil se recomandă $C_p = 300 \dots 1200$ MN/m, iar pentru cele cu batiu înclinabil se recomandă $C_p = 200 \dots 1000$ MN/m [1]. Valori în această gamă se obțin dacă $K = 5$, deci dacă expresia (38) de calcul a rigidității preseii devine

- În această situație, pentru presele având forța nominală exprimată în kN și ordonată în serie geometrică cu rația $\phi = 1.6$, deci pentru prese la care $F_N \in \{160; 250; 400; 630; 1000\}$, rigiditățile iau valorile $C_p \in \{200; 250; 315; 400; 500\}$, fiind ordonate în serie geometrică cu rația $\phi = 1.25$.
2. Unele lucrări de specialitate dau recomandări simultan pentru rigiditatea preseii și pentru rigiditatea batiului. De exemplu, pentru prese cu batiul deschis având $C_p = 200 \dots 1200$ MN/m se recomandă batiuri cu $C_b = 800 \dots 1500$ MN/m.
3. Se impune un bun echilibru între rigiditatea mașinii în ansamblu și rigiditatea batiului.
4. Încărcarea cu forță a preselor se face astfel încât să fie folosită cât mai mult din capacitatea disponibilă a acestora. Încărcarea preseii cu forța tehnologică $F_t = (0,7-0,85) \cdot F_N$ este considerată foarte bună, iar folosirea a (30-40)% din forța nominală este numai satisfăcătoare. Utilizarea a (50-75)% din capacitatea maximă a preseii poate fi considerată o încărcare bună.
5. Lucrul mecanic consumat pentru deformarea elastică a preseii este diferit în funcție de tipul operațiilor tehnologice. Astfel, la prelucrările caracterizate prin forțe tehnologice mari și curse de presare mici, așa cum sunt tăierile, lucrul mecanic pentru deformare elastică raportat la cel pentru executarea prelucrării este mai mare decât cel necesar prelucrărilor efectuate cu forțe tehnologice mai mici și curse de presare mai lungi.
6. Pe presele cu batiul deschis se execută preponderent operații finalizate cu separare de material – decupare, perforare, retezare, debitare ș.a. La acestea consumul de lucru mecanic pentru deformarea elastică a mașinii este semnificativ în raport cu cel util.
7. Se recomandă creșterea rigidității preselor pentru a se asigura în acest mod reducerea consumului de energie. Se are în vedere protejarea resurselor naturale și reducerea poluării.
8. Redimensionarea batiului în vederea creșterii rigidității trebuie astfel realizată încât să armonizeze – pe termen mediu și lung – cerințele

and ecological requirements of sustainable development [4÷6, 15]. This desideratum can be achieved by including environmental requirements among the designing conditions.

In presses with a certain nominal force, as stiffness increases the energy consumption for their elastic deformations decreases. A large consumption of work for the elastic deformation corresponds to small values of stiffness. ($C_p = 200 \dots 800 \text{ MN/m}$). Increasing stiffness over a certain magnitude causes lesser and lesser significant decreases of the work consumed for elastic deformation.

Increasing press stiffness has also other direct effects, like increased service life of the pressing tools and improved processing accuracy.

10. Conclusions

Each mechanical press, as any press in general, has a number of characteristics, which are geometrical, kinematical and energy related. The kinematical and energy related ones are functional characteristics, all concerning functional performance of the respective press.

The very important functional characteristics are the nominal force F_N , the maximum length of the slide stroke H_{\max} , the nominal load stroke length h_N , the frequency of the main motion n_{cd} , the maximum available work L_{\max} , the maximum power P_{\max} , the maximum torque admitted at the main shaft M_{tAP} and the stiffness of the press C .

Known explicit relationships exist between the various functional parameters of a (mechanical) press. Consequently, the optimum design of any given press requires adequately correlated establishing of its functional parameters. The paper highlights these correlations and specifies in a justified manner each time the equations for determining the various functional parameters of a (mechanical) press.

In practice families of presses are deployed consisting of typewise similar machines, but different as to their characteristics, both functional and geometrical. In order to ensure the conceiving and efficient deployment of machinery of a certain type, the values of each functional parameter need ordering. The paper emphasizes that the values of the various characteristic functional parameters of (mechanical) presses are efficiently ordered in geometric series with certain ratios that can be determined mathematically.

tehnice, economice și ecologice impuse de dezvoltarea economică durabilă [4÷6, 15]. Un astfel de obiectiv poate fi atins prin includerea cerințelor de mediu între condițiile de proiectare.

La presele cu o anumită forță nominală, pe măsură ce crește rigiditatea scade consumul de energie pentru deformarea elastică a acestora. Consum mare de lucru mecanic pentru deformarea elastică corespunde valorilor mici ale rigidității ($C_p = 200 \dots 800 \text{ MN/m}$). Creșterea rigidității peste o anumită mărime are ca efect descreșteri din ce în ce mai puțin semnificative ale consumului de lucru mecanic pentru deformarea elastică.

Creșterea rigidității preselor are nemijlocit și alte efecte, așa cum sunt creșterea durabilității sculelor de presare și creșterea preciziei de prelucrare.

10. Concluzii

Fiecărei prese mecanice, în general oricărei prese, îi sunt proprii un număr de caracteristici, acestea fiind geometrice, cinematice și energetice. Cele cinematice și energetice sunt caracteristicile funcționale, toate fiind referitoare la performanțe legate de funcționarea presei respective.

Caracteristicile funcționale foarte importante sunt forța nominală F_N , lungimea maximă a cursei culisorului H_{\max} , lungimea nominală a cursei sub sarcină h_N , frecvența mișcării principale n_{cd} , lucrul mecanic maxim disponibil L_{\max} , puterea maximă P_{\max} , momentul de torsiune maxim admis la arborele principal M_{tAP} și rigiditatea presei C .

Între diverșii parametri funcționali ai unei prese (mecanice) există relații explicite cunoscute. Ca urmare proiectarea optimă a unei prese oarecare reclamă stabilirea corelată adecvată a parametrilor funcționali ai acesteia. În lucrare sunt surprinse aceste corelații și se indică, de fiecare dată motivat, relații de stabilire a valorilor diverșilor parametri funcționali ai unei prese (mecanice).

În practică se utilizează familii de prese, formate din mașini similare ca tip, dar diferențiate din punct de vedere al valorilor caracteristicilor lor, atât funcționale, cât și geometrice. Pentru a asigura conceperea și exploatarea eficientă a unui parc de mașini de un tip anume se impune pentru fiecare parametru funcțional ordonarea valorilor acestuia. Lucrarea pune în evidență că valorile diverșilor parametri funcționali caracteristici preselor (mecanice) se ordonează eficient în serii geometrice având anumite valori ale rațiilor, determinabile matematic.

References

1. Tabără, V., Tureac, I.: *Mașini pentru prelucrări prin deformare (Machine-tools for cold forming)*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1984 (in Romanian)
2. Tabără, V., Catrina, D., Ganea, V.: *Calculul, proiectarea și reglarea preselor (Computation, design and adjustment of presses)*. Editura Tehnică, București, 1976 (in Romanian)
3. Cioară, R.: *Mașini-unelte pentru prelucrat prin deformare (Machine tools for cold forming)*. Editura Universității Transilvania Brașov, ISBN 978-973-598-306-2, Romania, 2008 (in Romanian)
4. * * *: STAS 283-69. *Numere normale (Normal numbers)* (in Romanian)
5. Zgură, Gh., Ciocîrdia, C., Bude, G.: *Prelucrarea metalelor prin deformare la rece (Metal processing by cold forming)*. Editura Tehnică, București, 1977 (in Romanian)
6. Hecht, Gh., Irimie, I.: *Îndrumător pentru tehnologia ștanțării și matrițării la rece (Guide for punching and stamping)*. Vol. I, II. Editura Tehnică, București, 1981 (in Romanian)
7. Iliescu, C.: *Tehnologia presării la rece (Technology of cold forming)*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1984 (in Romanian)
8. Iliescu, C., Tureac, I., Gaspar, L.: *Tehnologia debitării, decupării și perforării de precizie (Technology of precision cutting and punching)*. Editura Tehnică, București, 1980 (in Romanian)
9. Teodorescu, Al., ș.a.: *Tehnologia presării la rece (Technology of cold forming)*. Vol. I, II. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1984 (in Romanian)
10. Tapalagă, I., Berce, P., Achimaș, Gh.: *Extrudarea metalelor la rece (Cold extrusion of metals)*. Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1986 (in Romanian)
11. Tureac, I., Cojocaru, Șt., Bănică, I.: *Exploatarea, întreținerea și reglarea preselor (Deployment, maintenance and adjustment of presses)*. Editura Tehnică, București, 1984 (in Romanian)
12. Banketov, A.N., Lanskov, E.N.: *Kuznecino ștampovocinoe oborudovanie (Forging and stamping equipment)*. Mașinostroenie, Moskova, 1982 (in Russian)
13. Tureac, I., ș.a.: *Reconsideration brought to matter and energy consumption as regards products design in machine-tools construction industry*. Internațional Conference on Economic Engineering and Manufacturing Systems, ICEEMS 2003, ISBN 973-635-215-3, p. 436-440, 23-24 October 2003, Brașov, România
14. Gheorghe, C.: *Optimizarea multicriterială a componentelor de bază din structura mașinilor-unelte (Multi-criterial optimisation of the basic components of machine-tools)*. Teză de doctorat. Universitatea Transilvania din Brașov, 2006 (in Romanian)
15. Gheorghe, C.: *Dimensionarea ecologică a produselor industriale (Ecological dimensioning of industrial products)*. Editura „TEHNICA-INFO”, ISBN 978-9975-63-303-1, Chișinău, Republica Moldova, 2009 (in Romanian)
16. Dan, I.: *Cercetări inovative privind construcția batiului deschis al preselor mecanice (Innovative Research Regarding C-Frame Construction of Mechanical Presses)*. PhD thesis. Transilvania University of Brașov, Romania, 2014 (in Romanian)
17. Botiș, V.: *Stabilirea caracteristicilor funcționale ale preselor cu excentric (Determination of the functional characteristics of eccentric presses)*. Construcția de mașini, vol. 19 (1967), nr. 7, p. 365-371, 1967 (in Romanian)

Received in January 2015

Lucrare primită în Ianuarie 2015