

**MODELING, OPTIMIZATION,
STRUCTURAL ANALYSIS AND
SYNTHESIS OF TECHNOLOGICAL
COMPLEXES**

**МОДЕЛЮВАННЯ, ОПТИМІЗАЦІЯ,
СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І СИНТЕЗ
ТЕХНОЛОГІЧНИХ КОМПЛЕКСІВ**

UDC 662.763

Zinko R., Ph.D. in Engineering,
Serkiz O., Ph.D. in Engineering

Lviv Polytechnic National University / Ukraine

GROUNDING OF CRUSHING MACHINE PARAMETERS FOR RECYCLING

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОДРІБНЮВАЛЬНОЇ
МАШИНИ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ВІДХОДІВ**

Abstract: Almost all recycling methods include grinding to a certain size of particles with their subsequent usage. Using the general equation of dynamics of discrete mechanical systems in generalized coordinates was recorded generalized mathematical model of rotor crushing machine for recycling. This model will allow investigating the performance characteristics of crushing machine depending on the structural features of its elements.

Keywords: crushing machine, rotor, engine rotor, vibration frequency, half-coupling

INTRODUCTION

Hammer crushers, disintegrants and mills are widely used in various fields of manufacturing: agriculture and forestry, food and pharmaceutical industries. They are also used in the processing of thermoplastic, wood and construction waste. Improving of parameters and characteristics of crushers is promising direction of increasing the lines speed of recycling.

PROBLEM STATEMENT

Almost all recycling methods include grinding to a certain size of particles with their subsequent usage. In theoretical studies the choice of technological modes of crushing machines was grounded and individual processes was simulated [1-6].

There are no studies in which presented mathematical models with sufficiently full functional interconnection between design factors of crushing machines, technological modes of their running and physical and mechanical properties of the material. In the known models the individual interconnections are presented. That is why the purpose of the article is to explain the choice of design of rotor crushing machine depending on the requirements of operating conditions.

MAIN ARTICLE

Hammer crushers are applied when it is necessary to obtain a relatively finely divided and

Анотація: Практично всі способи переробки відходів передбачають подрібнення до певного розміру часток з наступним їх використанням. Використовуючи загальне рівняння динаміки дискретних механічних систем в узагальнених координатах, була записана узагальнена математична модель роботи роторної подрібнювальної машини для переробки відходів. Така модель дозволить досліджувати експлуатаційні властивості подрібнювальної машини залежно від конструкційних особливостей її елементів.

Ключові слова: подрібнювальна машина, ротор, ротор двигуна, частота коливань, напіумфута.

ВСТУП

Молоткові дробарки, дезінтегратори і млини широко використовуються в різних областях виробництва: сільському і лісовому господарствах, харчовій і переробній промисловості. Використовуються і при переробці термопластичних, деревних і будівельних відходів. Покращення параметрів і характеристик дробарок є перспективним напрямком підвищення продуктивності ліній по переробці відходів.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Практично всі способи переробки відходів передбачають подрібнення до певного розміру часток з наступним їх використанням. В теоретичних дослідженнях обґрунтовувався вибір технологічних режимів подрібнювальних машин, моделювалися окремі процеси [1-6].

Немає досліджень в яких наведені математичні моделі з достатньо повним функціональним взаємозв'язком між конструктивними параметрами подрібнювальних машин, технологічними режимами їх роботи і фізико-механічними властивостями матеріалу. В відомих моделях наведено окремі взаємозв'язки. Тому, метою роботи є обґрунтувати вибір конструкції роторної подрібнювальної машини залежно від вимог умов експлуатації.

ОСНОВНИЙ ТЕКСТ СТАТТІ

Молоткові дробарки застосовуються в тих випадках, коли необхідно отримати відносно дрібно по-

uniform product without further usage of sorting devices. They are effective in grinding fragile products (limestone, wood, plastic, corn, bone, salt, sugar). The product in hammer crusher is grind by hammer blows on particles of product, particles strikes against crusher cover and in the event of particles abrasion.

The most widely used crushers are one with freely suspended hammers. It is believed that the initial destruction of the product is when particles encounter with a hammer. But depending on the crushing material, requirements for the design of basic elements (hammers, rotors, deck, etc.) and modes of operation are changed.

дрібнений і однорідний продукт без подальшого застосування сортувальних пристроїв. Вони ефективні при подрібненні крихких продуктів (вапняк, дерево, пластмаси, зерно, кістка, сіль, цукор). Продукт в молоткових дробарках подрібнюється ударами молотків по частках продукту, ударами часток об кожух дробарки і в результаті стирання часток.

Найбільше поширення отримали дробарки з вільно підвішеними молотками. Вважається, що первинне руйнування продукту повинне відбуватися при зустрічі частки з молотком. Але залежно від матеріалів подрібнення змінюються вимоги до конструкції основних елементів (молотків, ротора, деки тощо) і режимів їх роботи.

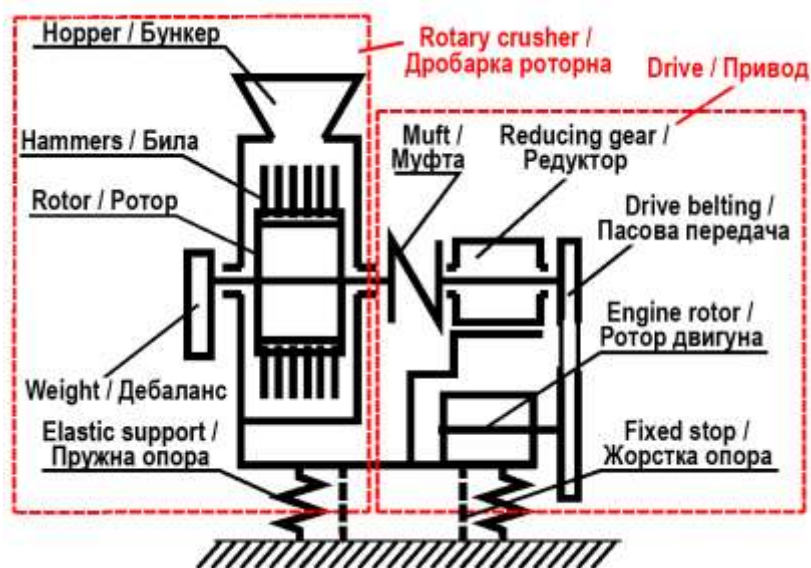


Fig.1 – Construction scheme of rotor crushing machine on fixed stop and elastic foundation / Конструктивна схема роторної подрібнювальної машини на жорсткій і пружній основах

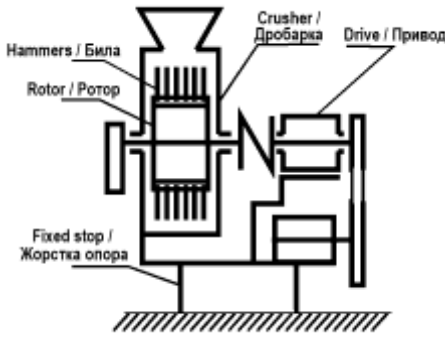
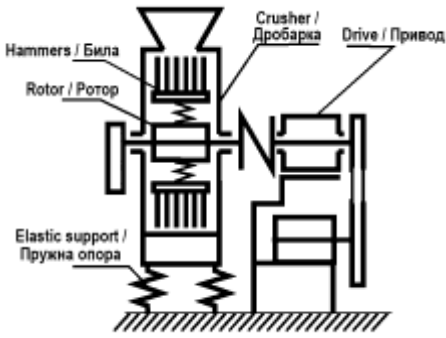
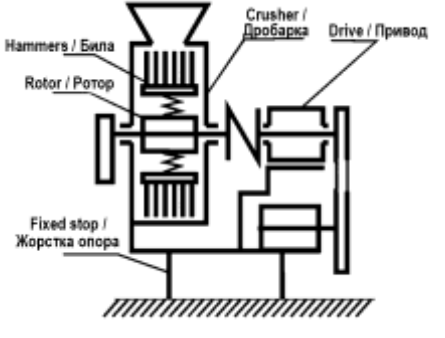
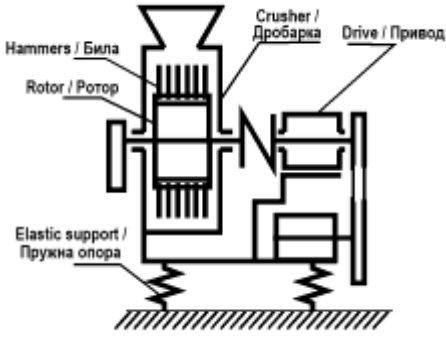
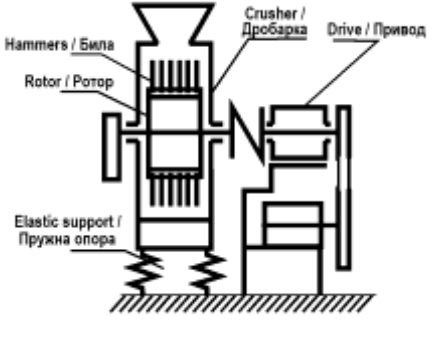
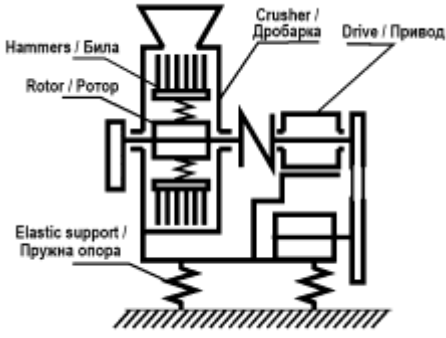
To investigate operating conditions of crusher considering constructive scheme of rotor crushing machine (Fig. 1), modes of its operation and physical and mechanical properties of the material was recorded generalized mathematical model of rotor crushing machine operating with crusher on elastically fixed base and rigidly fixed hard drive [7]. Analytical model written on the basis of constructive scheme allows investigating the dynamics of plane-parallel motion of crusher shell, complex motion of its rotor with eccentric weight and hammers, rotational movements of drive elements of crushing machine, grinding workflow and, consequently, investigating the effect of vibration of crusher to process of grinding; to find out the features of the interaction of system elements "source of energy - vibration generator - operator body - process duty" in various modes of the machine with constant or variable weights process duty.

The generalized mathematical model of rotor crushing machine allows investigating of different options of machine constructive schemes presented in Table 1.

Для дослідженні умов роботи дробарки з урахуванням конструктивної схеми роторної подрібнювальної машини (рис. 1), режимів її роботи і фізико-механічними властивостями матеріалу була записана узагальнена математична модель роботи роторної подрібнювальної машини з дробаркою на пружно закріпленій основі та жорстко закріпленім жорстким приводом [7]. Розрахункова схема, записана на основі конструктивної схеми, дозволяє досліджувати динаміку плоскопаралельного руху корпусу дробарки, складного руху її ротора разом з дебалансом та билами, обертальні рухи елементів приводу подрібнювальної машини, робочий процес подрібнення і, як наслідок, дослідити вплив вібрацій дробарки подрібнювальної машини на процес подрібнення; з'ясувати особливості взаємодії елементів системи «джерело енергії – вібробудник – робочий орган – технологічне завантаження» у різних режимах роботи машини із сталою або змінною масами технологічного завантаження.

Узагальнена математична модель роботи роторної подрібнювальної машини дозволяє досліджувати різні варіанти конструктивних схем машин представлених в табл. 1.

Options of rotary crusher machines of various designs / *Варіанти роторних подрібнювальних машин різної конструкції*

	The schematic construction of machine / <i>Конструктивна схема машини</i>		The schematic construction of machine / <i>Конструктивна схема машини</i>
1a		2b	
1b		3a	
2a		3b	

In generalized mathematical model of rotor crushing machine considered common assumption in studies of the dynamics of machines [8]: - crusher shell, which is in a plain parallel movement in the vertical plane, the rotor with eccentric weight and hammers which are in a complex movement in the vertical plane, are considered as rigid and inert bodies; - bearer elastic elements of crusher shell - inertialless bodies with rigidity and tensile shear. Neglecting of elements elasticity of drive in rotor crushing machine we consider it as tough inertial body, rotation of which is done under driving torque; it changes according to the external static mechanical characteristics.

On the bases of the first assumption was adopted plain coordinate XOY system, which is rigidly connected to the ground and located in the vertical plane. In addition, with crusher shell of rotor crushing machine was tightly connected $X_1O_1Y_1$ system, the axis of which form a plane parallel to the coordinate plane XOY. For convenience, later we used the term "free condition of the mechanical system". In the rotor

В узагальненій математичній моделі роботи роторної подрібнювальної машини враховані загальноприйняті у дослідженнях динаміки машин припущення [8]: - корпус дробарки, який перебуває в плоскопаралельному русі у вертикальній площині, ротор разом з дебалансами та билами, які перебувають в складному русі у вертикальній площині, вважаємо жорсткими інерційними тілами; - пружні елементи опори корпусу дробарки – безінерційні тіла, що мають жорсткість на розтяг та зсув; - нехтуючи пружністю елементів приводу роторної подрібнювальної машини вважаємо його жорстким інерційним тілом, обертання якого відбувається під дією обертального моменту приводного двигуна; він змінюється відповідно до зовнішньої статичної механічної характеристики.

На основі першого припущення була прийнята плоска координатна система XOY, яка жорстко пов'язана із землею і розташована у вертикальній площині. Крім цього, з корпусом дробарки роторної подрібнювальної машини була жорстко пов'язана система $X_1O_1Y_1$, осі якої утворюють площину паралельну до координатної площини XOY. Для зручності

crushing machine case it is a condition of immovability of its inertial elements that are beyond the forces of gravity and electromagnetic forces (machine motor drive is disconnected from electric power).

ті, в подальшому користувалися поняттям «вільний стан механічної системи». У випадку роторної подрібнювальної машини – це стан, спокою її інерційних елементів, які знаходяться поза дією сил тяжіння та електромагнітних сил (двигун привода машини відключений від джерела електричної енергії).

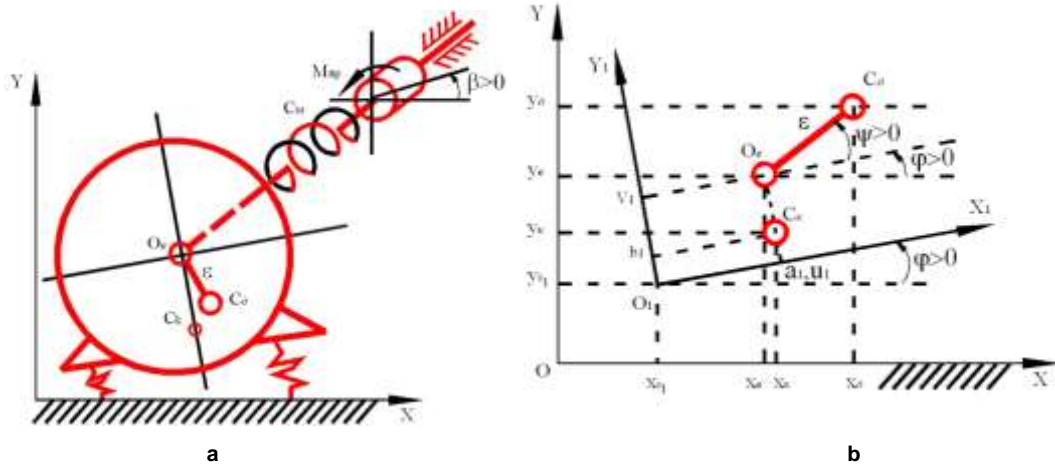


Fig. 2 – Analytical model of rotor crushing machine with crusher based on fixed elastic foundation and rigidly fixed solid drive, rigid fixing of hammers a); adopted coordinate systems and joint coordinates b) / Розрахункова схема роторної подрібнювальної машини з дробаркою на пружно закріпленій основі та жорстко закріпленим жорстким приводом, жорстким кріпленням бил а); прийняті системи координат та узагальнені координати б).

With objectives of the research, in mathematical models of rotor crushing machine the generalized coordinates are:

q_1, q_2, q_3 – coordinates of O_1 coordinate origin $X_1O_1Y_1$ in a fixed coordinate system XOY and angle of its rotation to fixed system, i.e.: $q_1 = x_{01}$; $q_2 = y_{01}$; $q_3 = \varphi$; $q_4 = \psi$ – rotation angle of rotor crusher with eccentric weight and hammers to moving coordinate system $X_1O_1Y_1$; $q_5 = \beta$ – angle of shaft rotation of machine drive coupling, rotational angle of bodies anti clockwise were considered as additional.

Using general dynamic equation [8] of discrete mechanical systems in generalized coordinates (1), the mathematical model of operating rotor crushing machine is made.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s, \quad s=1, n; \quad (1)$$

where, T is total kinetic energy of the moving inertia elements of rotor crushing machine; \dot{q}_s is the time derivative of the generalized coordinates; n – degrees number of elements freeness of rotor crushing machine; Q_s – generalized force corresponding to the generalized coordinate q_s . The total kinetic energy T of the entire mechanical system is: $T = T_k + T_\psi + T_\delta + T_{\delta\psi}$;

$$\text{where, } T_k = \frac{1}{2} [m_k \cdot (\dot{x}_k^2 + \dot{y}_k^2) + I_k \cdot \dot{\varphi}_1^2] -$$

the kinetic energy of the crusher shell; m_k, I_k – mass of the shell and its central moment of inertia; x_k, y_k – coordinates of the shell weight center in the coordinate system XOY ;

$$T_\psi = \frac{1}{2} [m_\psi (\dot{x}_\psi^2 + \dot{y}_\psi^2) + I_\psi (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2] - \text{the kinetic}$$

З врахуванням задач дослідження, в математичній моделі роботи роторної подрібнювальної машини за узагальнені координати приймалися:

q_1, q_2, q_3 – координати точки O_1 початку системи координат $X_1O_1Y_1$ в нерухомій системі координат XOY та кут її повороту відносно нерухомої системи, тобто: $q_1 = x_{01}$; $q_2 = y_{01}$; $q_3 = \varphi$; $q_4 = \psi$ – кут повороту ротора дробарки разом з дебалансом та билами відносно рухомої системи координат $X_1O_1Y_1$; $q_5 = \beta$ – кут повороту валу ведучої півмунфти привода машини; за додатні вважалися кути повороту тіл проти ходу стрілок годинника.

Використовуючи загальне рівняння динаміки [8] дискретних механічних систем в узагальнених координатах (1), побудована математична модель роботи роторної подрібнювальної машини.

де, T – сумарна кінетична енергія рухомих інерційних елементів роторної подрібнювальної машини; \dot{q}_s – похідна за часом від узагальненої координати; n – число ступенів вільності елементів роторної подрібнювальної машини; Q_s – узагальнена сила, яка відповідає узагальненій координаті q_s . Сумарна кінетична енергія T всієї механічної системи дорівнює: $T = T_k + T_\psi + T_\delta + T_{\delta\psi}$;

$$\text{де } T_k = \frac{1}{2} [m_k \cdot (\dot{x}_k^2 + \dot{y}_k^2) + I_k \cdot \dot{\varphi}_1^2] - \text{кінетична}$$

енергія корпусу дробарки; m_k, I_k – маса корпусу та його центральний момент інерції; x_k, y_k – координати центра ваги корпусу в системі координат XOY ;

$$T_\psi = \frac{1}{2} [m_\psi (\dot{x}_\psi^2 + \dot{y}_\psi^2) + I_\psi (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2] - \text{кінетична}$$

енергія валу ротора дробарки разом з билами і пів-

energy of the rotor shaft of crusher with hammers and half-coupling; m_e, I_e - accordingly mass and inertia of the shaft moment with hammers and half-coupling elastic couplings in regard to axis of its rotation in the crusher shell; x_e, y_e - coordinate axis of shaft rotation with hammers in a coordinate system XOY;

$$T_o = \frac{1}{2} [m_o (\dot{x}_o^2 + \dot{y}_o^2) + I_o (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2] - \text{kinetic}$$

energy of eccentric weight; m_o, I_o - mass and moment of eccentric weight inertia to the axis of shaft rotation of the crusher rotor in its shell; x_o, y_o - coordinates of the weight center of eccentric weight in the coordinate system XOY;

$$T_{oe} = \frac{1}{2} I_{oe} \cdot \dot{\beta}^2 - \text{the kinetic energy of elements}$$

machine drive that are in rotational motion; I_{oe} - the total moment of inertia of these elements brought to the axis of the shaft of driving half-coupling drive of the machine; $\dot{\beta}$ - angular velocity of the shaft of driving half-coupling.

муфтою; m_e, I_e - відповідно маса та момент інерції валу разом з билами і півмуфтою пружної з'єднаною муфти відносно осі їх обертання в корпусі дробарки; x_e, y_e - координати осі обертання валу з билами в системі координат XOY;

$$T_o = \frac{1}{2} [m_o (\dot{x}_o^2 + \dot{y}_o^2) + I_o (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2] - \text{кінетична}$$

енергія дебалансів; m_o, I_o - маса і момент інерції дебалансів відносно осі обертання валу ротора дробарки в її корпусі; x_o, y_o - координати центра ваги дебалансів в системі координат XOY;

$$T_{oe} = \frac{1}{2} I_{oe} \cdot \dot{\beta}^2 - \text{кінетична енергія елементів}$$

привода машини, які перебувають в обертальному русі; I_{oe} - сумарний момент інерції цих елементів приведені до осі валу ведучої напівмуфти привода машини; $\dot{\beta}$ - кутова швидкість валу ведучої напівмуфти.

$$\left\{ \begin{aligned} q_1 &= x_{o1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_{o1}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_{o1}} &= m_k [\ddot{x}_{o1} - \ddot{\varphi} \cdot L_1(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_2(\varphi)] + m_e [\ddot{x}_{o1} - \ddot{\varphi} \cdot l_1(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot l_2(\varphi)] + \\ &+ m_o [\ddot{x}_{o1} - \ddot{\varphi} \cdot l_1(\varphi) - (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot l_3(\varphi, \psi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot l_2(\varphi) - (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2 \cdot l_4(\varphi, \psi)]. \\ q_2 &= y_{o1}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_{o1}} \right) - \frac{\partial T}{\partial y_{o1}} &= m_k [\ddot{y}_{o1} + \ddot{\varphi} \cdot L_2(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot L_1(\varphi)] + m_e [\ddot{y}_{o1} + \ddot{\varphi} \cdot l_2(\varphi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot l_1(\varphi)] + \\ &+ m_o [\ddot{y}_{o1} + \ddot{\varphi} \cdot l_2(\varphi) + (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot l_4(\varphi, \psi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot l_1(\varphi) - (\dot{\varphi} + \dot{\psi})^2 \cdot l_3(\varphi, \psi)]. \\ q_3 &= \varphi; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= m_k \cdot \{-\ddot{x}_{o1} \cdot L_1(\varphi) + \ddot{\varphi} \cdot (a_1^2 + b_1^2) + \ddot{y}_{o1} \cdot L_2(\varphi)\} + I_k \cdot \ddot{\varphi} + \\ &+ m_e \cdot \{-\ddot{x}_{o1} \cdot l_1(\varphi) + \ddot{\varphi} \cdot (u_1^2 + v_1^2) + \ddot{y}_{o1} \cdot l_2(\varphi)\} + I_e \cdot (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) + \\ &+ m_o \cdot \{-\ddot{x}_{o1} \cdot [l_1(\varphi) + l_3(\varphi, \psi)] + \ddot{y}_{o1} \cdot [l_2(\varphi) + l_4(\varphi, \psi)] + \ddot{\varphi} \cdot [u_1^2 + v_1^2] + \\ &+ 2 \cdot \ddot{\varphi} \cdot \varepsilon \cdot l_5(\psi) + \ddot{\psi} \cdot \varepsilon \cdot l_5(\psi) + 2 \cdot \ddot{\varphi} \cdot \dot{\psi} \cdot \varepsilon \cdot l_6(\psi) + (\dot{\psi})^2 \cdot l_6(\psi)\} + \\ &+ I_o \cdot (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}). \\ q_4 &= \psi; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \psi} &= m_o \cdot \{-\ddot{x}_{o1} \cdot l_3(\varphi, \psi) + \ddot{\varphi} \cdot \varepsilon \cdot l_5(\psi) + \ddot{y}_{o1} \cdot l_4(\varphi, \psi) - (\dot{\varphi})^2 \cdot \varepsilon \cdot l_6(\psi)\} \\ &+ (\ddot{\varphi} + \ddot{\psi}) \cdot [I_e + (m_o \cdot \varepsilon^2 + I_o)] \\ q_4 &= \beta; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta} &= I_{np} \cdot \ddot{\beta}. \end{aligned} \right.$$

$$q_1 = x_{o1}; Q_{x_{o1}} = -(F_{II}^x + F_{II}^x).$$

$$q_2 = y_{o1}; Q_{y_{o1}} = -(F_{II}^y + F_{II}^y + G_K + G_B + G_M + G_{II}).$$

$$q_3 = \varphi; Q_{\varphi} = +M(F_{II}^x) + M(F_{II}^x) - M(F_{II}^y) - M(F_{II}^y) - M_{CK} - M_{CB} - M_{GD}. \quad (3)$$

$$q_4 = \psi; Q_{\psi} = c_m \cdot (\beta - \psi - \varphi) - \left[m_{\rho} \cdot g \cdot \varepsilon \cdot \cos(\varphi + \psi) + \int_{R_{\rho} - h_{\omega}}^{R_{\rho}} \alpha_{\omega} \cdot L_3 \cdot \Delta v^2(r) \cdot \rho(r) \cdot dr \right]$$

$$q_5 = \beta; Q_{\beta} = M_{IP}(\dot{\beta}) - c_m \cdot (\beta - \psi - \varphi),$$

where, $F_{\left(\frac{x}{l}\right)}^x, F_{\left(\frac{x}{l}\right)}^y$ – projection on a fixed axis

coordinate system XOY forces $F_{\left(\frac{x}{l}\right)}$, with which

right and left elastic support operate on the crusher shell; GK, GB, GM, GD – gravity of the crusher shell, rotor shaft, hammers, eccentric weight; $M(F_{\left(\frac{x}{l}\right)}^x), M(F_{\left(\frac{x}{l}\right)}^y), M(F_{\left(\frac{y}{l}\right)}^x), M(F_{\left(\frac{y}{l}\right)}^y)$ – torques

$F_{\left(\frac{x}{l}\right)}$, with which right and left elastic support operate on the crusher shell to the origin of the coordinate system $X_1O_1Y_1$ (point O_1); M_{GK}, M_{GB}, M_{GD} – moments of gravity inertial elements of crusher to the origin of the coordinate system $X_1O_1Y_1$; C_m – coefficient of angular muft stiffness; $M_{IP} = M_{IP}(\dot{\beta})$ – mechanical characteristics of the drive of rotor crushing machine; ε – eccentricity of eccentric weight; α_{ω} – proportionality factor, which takes into account the mechanical properties of the material and the required degree of crushing it; L_3 – the width of the grinding chamber; $\rho(r), \Delta v(r)$ – changing of specific mass of air material mixture and its relative speed in a function of the distance to the shredding camera.

де: $F_{\left(\frac{x}{l}\right)}^x, F_{\left(\frac{x}{l}\right)}^y$ – проекції на осі нерухомої

координатної системи XOY сил $F_{\left(\frac{x}{l}\right)}$, з якими діють

права і ліва пружні опори на корпус дробарки; GK, GB, GM, GD – сили тяжіння корпусу дробарки, роторного вала, бил, дебаланса; $M(F_{\left(\frac{x}{l}\right)}^x), M(F_{\left(\frac{x}{l}\right)}^y), M(F_{\left(\frac{y}{l}\right)}^x), M(F_{\left(\frac{y}{l}\right)}^y)$ – моменти сил $F_{\left(\frac{x}{l}\right)}$, з якими діють

права і ліва пружні опори на корпус дробарки відносно початку координатної системи $X_1O_1Y_1$ (точки O_1); M_{GK}, M_{GB}, M_{GD} – моменти сил тяжіння інерційних елементів дробарки відносно початку координатної системи $X_1O_1Y_1$; C_m – коефіцієнт кутової жорсткості муфти; $M_{IP} = M_{IP}(\dot{\beta})$ – механічна характеристика привода роторної подрібнювальної машини; ε – ексцентриситет дебалансів; α_{ω} – коефіцієнт пропорційності, який враховує механічні властивості матеріалу і необхідну ступінь його подрібнення; L_3 – ширина камери подрібнення; $\rho(r), \Delta v(r)$ – зміна питомої маси повітряної суміші матеріалу і її відносної швидкості в функції відстані до камери подрібнення.

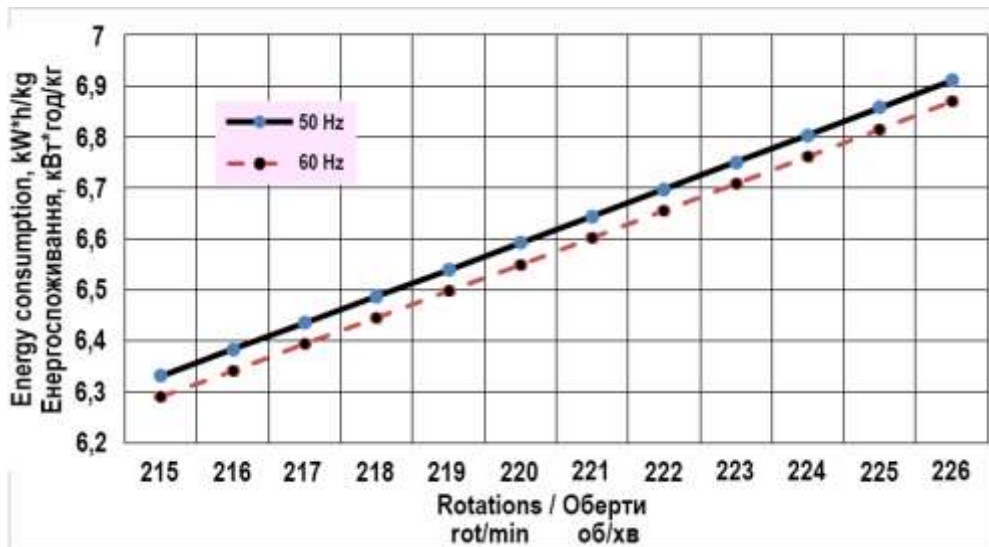


Fig. 3 – Changing of energy consumption during grinding, depending on the speed at vibration drill frequency in 50 and 60 Hz / *Зміна енергоспоживання при помолі залежно від обертів при частоті віброзбурень 50 і 60 Гц*

Dependencies (2) and (3) is a set of left and right sides of the equations of mathematical model of rotor crushing machine with crusher of elastic fixed base and rigidly fixed hard drive.

In carrying out computer experiments were performed tests. In fig. 3 and fig. 4 is shown a change in the energy consumption of crushing machine while grinding depending on rotations and vibration frequency.

Залежності (2) та (3) представляють собою набори лівих та правих частин рівнянь математичної моделі роботи роторної подрібнювальної машини з дробаркою на пружно закріпленій основі та жорстко закріпленим жорстким приводом.

При проведенні комп'ютерного експерименту були виконані тестові задачі. На рис. 3 і 4 представлено зміну енергоспоживання подрібнювальної машини при помолі залежно від обертів і частоти віброзбурень.

Exploring options for working rotary crushing machines of various designs one can determine the impact of different design elements onto parameters of the machine efficiency.

Досліджуючи роботу варіантів роторних подрібнювальних машин різної конструкції можна визначити вплив різних конструктивних елементів на параметри ефективності машини.

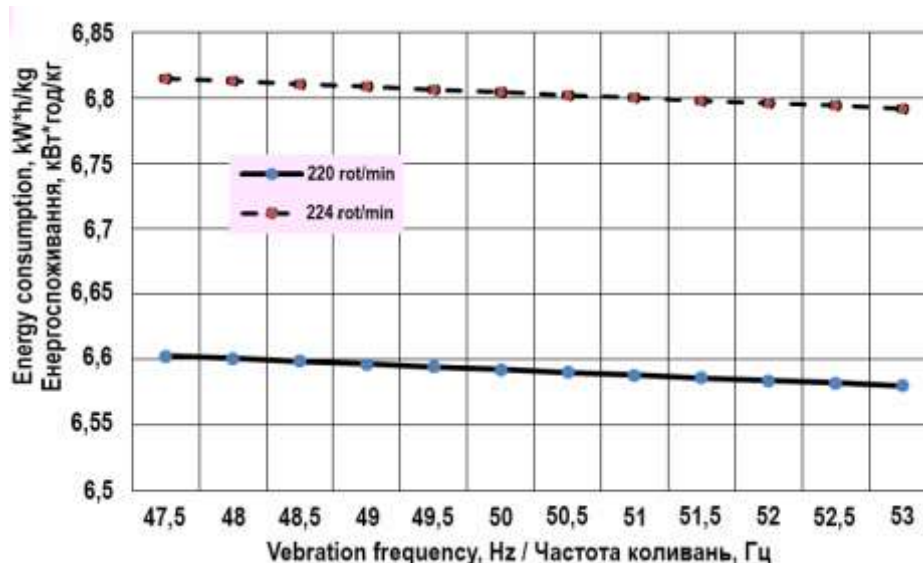


Fig. 4 – Changing of energy consumption during grinding, depending on vibration drill frequency in 220 and 224 rot/min / Зміна енергоспоживання при помолі залежно від частоти віброзбурень при 220 і 224 об/хв

CONCLUSIONS

The generalized mathematical model of rotor crushing machine allows to explore different options of the schematic construction of machines and to determine the impact of different elements on the parameters of machine efficiency.

REFERENCES

- [1]. Akulov V.I. About efficiency factor of grinding operation and specific energy consumption [Text] // Chemical industry. - 1996. - # 10. - P. 7-10.
- [2]. Pylypenko A. M. Analysis and selection of fundamental technical solutions for use in the construction of grain grinder on small farms [Text] / O.M. Pylypenko, L.M. Pavlichenko, S.M. Chybys // Visnyk HDTUSG. - Kharkiv, 2001. - Pub.8. - T.2. - P. 295-299
- [3]. Skiba M.E. Simulation of grinding of composite materials using the finite element method [Text] /M.E. Skiba, Y.B. Myhaylovskyy, H.S. Holovko // Visnyk of Technological University in Podyllya. - 2003. -# 6. -P. 7-10.
- [4]. Misyats' V.P. Analytical study of process kinetics of reduction in size of waste polymer in rotary crushers [Text] // Visnyk KNUTD. – 2007. - #1. - P.35-39
- [5]. Solomka O.V. Grounding of construction and of the main parameters of grain grinder [Text] // Visnyk HNTUSG after Petro Vasylenko. – H.: HNTUSG, 2008. - Pub.75. - T.1.– P. 230-236.
- [6]. Voytov V.A., Drygulya S.V. Experimental study of dispersion grinding of biomass in disintegrator [Text] / Visnyk HNTUSG, Pub. 136. – Kharkiv: HNTUSG, 2013. – P. 236-246.
- [7]. Zinko R.V. Morphological environment for study of technical systems: monograph / Zinko R.V. – Lviv: Lviv Polytechnic National University Publishing House, 2014. - 386 p.
- [8]. Lurie A.I. Analytical Mechanics. - M.: PMSPH, 1961. - 824 p.

ВИСНОВКИ

Узагальнена математична модель роботи роторної подрібнювальної машини дозволяє досліджувати різні варіанти конструктивних схем машин і визначати вплив різних елементів на параметри ефективності машини.

БІБЛІОГРАФІЧНІ ПОСИЛАННЯ

- [1]. Акулов В.И. О коэффициентах полезного действия процессов измельчения и удельных энергозатрат [Текст] // Химическая промышленность. – 1996. – № 10. – С. 7-10.
- [2]. Пилипенко О.М. Аналіз і вибір принципових технічних рішень для застосування в конструкціях зернових дробарок малих ферм [Текст] / О.М. Пилипенко Л.М. Павліченко Л.М., С.М. Чибис // Вісник ХДТУСГ. – Харків, 2001. - Вип. 8. - Т. 2. - С. 295-299.
- [3]. Скиба М.Є. Моделювання процесу подрібнення композиційних матеріалів з використанням методу скінчених елементів [Текст] /М.Є. Скиба, Ю.Б. Михайловський, Г.С.Головко // Вісник Технологічного університету Поділля. – 2003. -№ 6. –С. 7-10.
- [4]. Місяць В.П. Аналітичне дослідження кінетики процесу подрібнення відходів полімерів в роторних дробарках [Текст] // Вісник КНУТД. – 2007. - № 1. - С.35-39
- [5]. Соломка О.В. Обґрунтування конструкції та основних параметрів подрібнювача зерна [Текст] // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2008. - Вип.75. - Т.1.– С. 230-236.
- [6]. Войтов В.А., Дригуля С.В. Експериментальні дослідження дисперсності помолу біомаси в дезінтеграторі [Текст] / Вісник ХНТУСГ, вип. 136. – Харків: ХНТУСГ, 2013. – С. 236-246.
- [7]. Зінко Р.В. Морфологічне середовище для дослідження технічних систем: монографія / Р.В.Зінко. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2014. – 386 с
- [8]. Лурье А.И. Аналитическая механика. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с.