

**Моделювання технологічних процесів**

УДК 69.002.5:001.57

М.М. Забродський к.т.н., КНУБА

**СИСТЕМНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ВІБРАЦІЙНОГО ГРОХОТА З КРУГОВИМИ КОЛИВАННЯМИ**

**АНОТАЦІЯ.** В статті представлена технологія системного моделювання методики проектного розрахунку вібраційного грохота з круговими коливаннями. Побудовано цільову функцію та проведено параметричну оптимізацію за енергетичним критерієм.

**ABSTRACT.** Paper is dedicated technology system simulation design calculation methods of vibrating screen with circular vibrations. Built objective function and conducted a parametric optimization of the energy criterion.

В сучасних умовах розвитку інформаційних технологій, інформаційні методи і моделі розповсюджуються у всіх галузях, зокрема варто їх впроваджувати в проектування машин для виробництва будівельних матеріалів. Інформаційні технології змушують глибше використовувати властиві їм уявлення на різних етапах створення машин. Універсальними засобами для вирішення подібних задач є технології системного моделювання і зокрема задачі створення системних моделей для основних типів машин для виробництва будівельних матеріалів [1].

Розділення системи машина-середовище на окремі елементи представляє собою декомпозицію у послідовну структуру. Такі уявлення при побудові системної моделі відтворюють більш зручну і складну форму декомпозиції. Ця форма з'являється з принципу сортування параметрів які характеризують машину за ознаками входу  $U$ , стану  $X$ , виходу  $Y$  (рис. 1).



Рисунок 1. Загальний вид системної моделі.

Таким чином системна модель складається з множин  $(U, X, Y)$ . І двох відображень перехідного  $f: U \rightarrow X$  і вихідного  $h: X \rightarrow Y$  [2,3,4]. У нашому випадку множина вхід являє собою набір параметрів які за технологічними вимогами відомі проектувальнику з

попереднього досвіду. Вектор  $U(u_1, u_2, u_3)$  складається із трьох компонент:  $u_1$  – продуктивність машини вона задається за технологічними вимогами і відома з характеристик машин прототипів, які вже існують і мають множину власних технічних характеристик. В окремих випадках параметр  $u_1$  доповнюється геометричними характеристиками вихідного матеріалу виробу, шару суміші;  $u_2$  – множина емпіричних експериментальних параметрів, яка потребує детального аналізу і узгодження, вона вміщує можливість вибору групи керованих параметрів, які використовуються в подальшому для параметричної оптимізації і створення оптимальних за енергетичними вимогами методик проектного розрахунку основних типів машин;  $u_3$  – множина довідкових параметрів загально технічного вжитку, це щільність, в'язкість, коефіцієнти тертя, коефіцієнти корисної дії.

Перехідне відображення  $f$  складається із множини формул що перетворюють вхідні параметри у вихідні. В нашому випадку це здійснюється безпосередньо, тому вихідне відображення ідентичне і не впливає на структуру перетворення [5].



При проектуванні машини на етапі проектних розрахунків цікавляться як правило габаритами машини, її кінематичними і динамічними характеристиками і потужністю привода. Це вимагає щоб вихідний вектор  $Y(y_1, y_2, y_3)$  вмщував ці характеристики:  $y_1$  – геометричні параметри,  $y_2$  – динамічні параметри,  $y_3$  – потужність привода.

Використовуючи розроблену системну модель представимо методику проектного

$U(u_1, u_2, u_3, u_k)$ вхід	$X(x_1, x_2, x_3, x_n)$ стан	$Y(y_1, y_2, y_3)$ вихід
<p><u>Вхідні дані:</u>  <math>Q, \text{м}^3/\text{год};</math>  <math>l_{\text{сп}}, \text{м};</math>  <math>\alpha, \text{град}.</math></p> <p><u>Емпіричні дані:</u>  <math>k_1 = (0,58 \dots 1,25);</math>  <math>k_2 = (0,63 \dots 1,37);</math>  <math>k_3 = (0,45 \dots 1,37);</math>  <math>m = (0,5 \dots 0,6);</math>  <math>k_{\text{вт}} = 1; (0,25 \dots 0,75);</math>  <math>\psi = 65 \text{ м/с}^2;</math>  <math>s = 2,8.</math></p> <p><u>Керовані параметри:</u>  <math>q = (12 \dots 82) \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{год}</math>  <math>\lambda = (0,4 \dots 0,6).</math></p> <p><u>Довідкові дані:</u>  <math>n = 2, u = 1.</math>  <math>d_u = (0,05 \dots 0,08) \text{ м};</math>  <math>\mu = (0,001 \dots 0,005);</math>  <math>\eta = (0,8 \dots 0,9).</math></p>	<p><u>Перетворення:</u>  <math>l = p l_{\text{сп}};</math></p> $B = \sqrt{\frac{Q}{2,5 q m k_1 k_2 k_3 k_{\text{вт}}}};$ $L = 2,5 B;$ $x = \frac{s^2 l \cos \alpha}{\psi};$ $\omega = \frac{s \sqrt{l} \cos \alpha}{x}$ $F = 70 \cdot \lambda \cdot B L n x \omega^2;$ $c = (1,98 B L h \gamma) \left( \frac{\omega}{4} \right)^2;$ $P_p = \frac{F \omega}{u \eta} \left( x + \mu \left( \frac{d_u}{2} \right) \right).$	<p><u>Основні проектні розміри:</u></p> $l, \text{ м};$ $B, \text{ м};$ $L, \text{ м}.$ <p><u>Рациональний режим роботи:</u>  <math>x, \text{ м};</math>  <math>\omega, \text{ рад/с}.</math></p> <p><u>Навантаження на конструкцію:</u>  <math>F, \text{ Н};</math>  <math>c, \text{ Н/м}.</math></p> <p><u>Потужність привода:</u>  <math>P_p, \text{ кВт}.</math></p>

Рисунок 2. Системна методика проектного розрахунку вібраційного грохота з круговими коливаннями.

розрахунку основних параметрів вібраційного грохота з круговими коливаннями у вигляді системи. Структура методики та її системний вигляд представлено на рис. 2.

За розробленою системною методикою були проведені розрахунки множини типорозмірів вібраційних грохотів з круговими коливаннями. В якості вхідних даних  $(Q, l_{\text{сп}}, \alpha)$  задавалися значення, що відповідають паспортним даним вібраційних грохотів типу ГІЛ та ГІС. Результати розрахунків за системною методикою та порівняння з існуючими методиками представлені на графіках а - д рис. 3.

Побудова цільової функції для проведення параметричної оптимізації для окремо взятого типорозміру машини відбувається наступним чином.

Формуються списки параметрів і розрахункових залежностей:

$$Q, l_{\text{сп}}, \alpha, p, q, k_1, k_2, k_3, m, k_{\text{вт}}, \psi, s, n, \lambda, u, d_u, \mu, \eta;$$

$$l = l(p, l_{\text{сп}}); B = B(Q, q, m, k_1, k_2, k_3, k_{\text{вт}}); L = L(B); x = x(s, l, \alpha, \psi); \omega = \omega(s, l, \alpha, x);$$

$$F = F(\lambda, B, L, n, x, \omega); c = c(B, L, h, \gamma, \omega); ,$$

$$P_p = P_p(F, \omega, u, \eta, x, \mu, d_u); l, B, L, x, \omega, F, c, P_p.$$

Список параметрів сортується за ознаками системної моделі машини  $(U, X, Y)$  за даними аналізу існуючих методик розрахунку різних авторів [6 -10].

Формується вектор вхідних параметрів  $U(u_1, u_2, u_3 \dots u_k)$ , у нашому випадку  $u_1 = (Q, l_{\text{сп}}, \alpha); u_2 = (p, k_1, k_2, k_3, m, k_{\text{вт}}, s); u_k = (q, \lambda), u_3 = (n, u, d_u, \mu, \eta).$

Формується стан  $X = (x_1, x_2, x_3 \dots x_n)$ , як множина функцій перетворення вхідних параметрів у вихідні

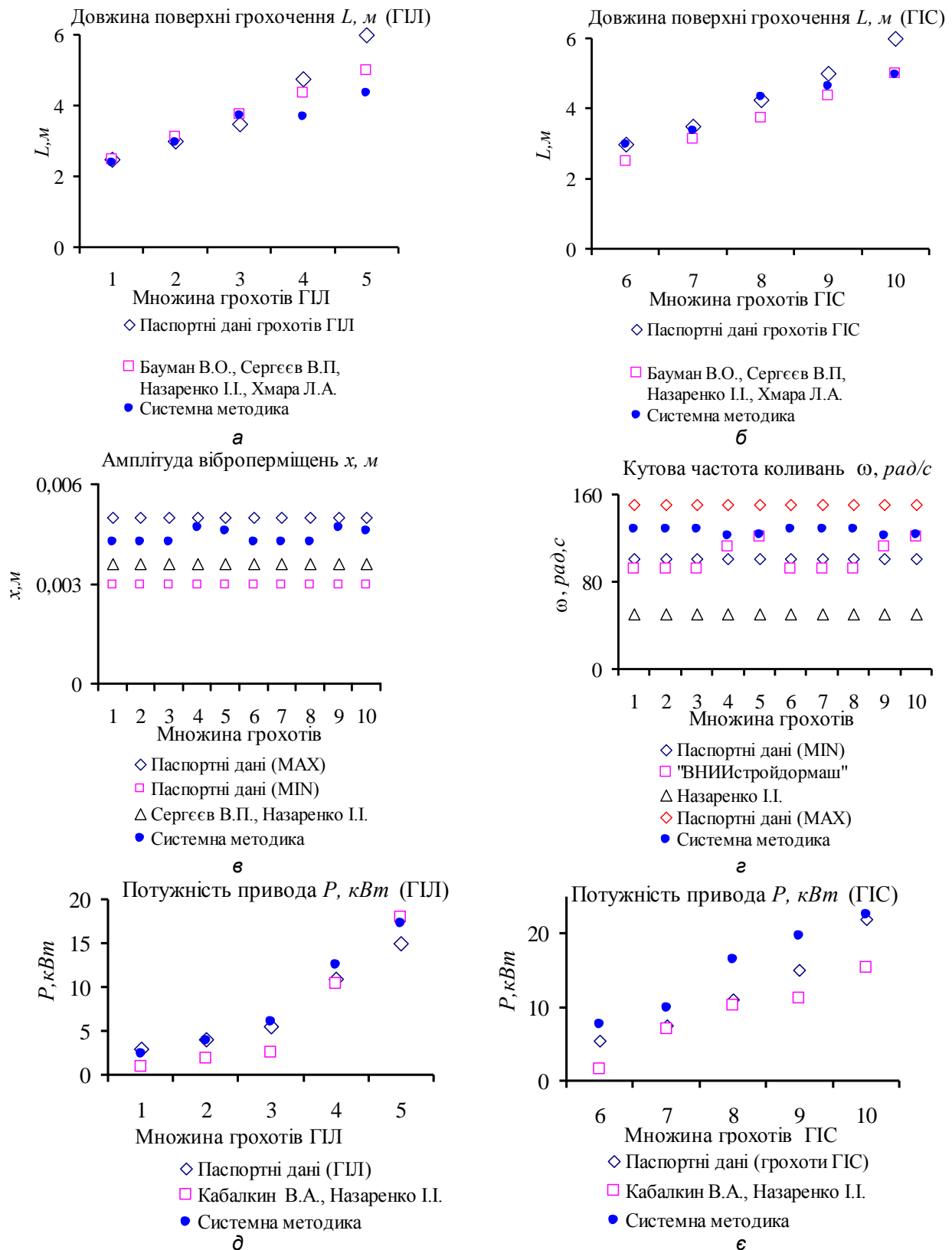


Рисунок 3. Результати розрахунку параметрів вібраційних грохотів за системною методикою, існуючими методиками та їх порівнянні з паспортними даними реальних моделей грохотів.

$$x_1 = pl_{ep}; x_2 = \sqrt{\frac{Q}{2,5qmk_1k_2k_3k_{BT}}}; x_3 = 2,5B; x_4 = \frac{s^2l \cos \alpha}{\psi}; x_5 = \frac{s\sqrt{l \cos \alpha}}{x};$$

$$x_6 = 70 \cdot \lambda \cdot BLn\omega^2; x_7 = (1,98BLh\gamma) \left( \frac{\omega}{4} \right)^2; x_8 = \frac{F\omega}{u\eta} \left( x + \mu \left( \frac{d_y}{2} \right) \right).$$

Формується вектор вихідних параметрів  $Y = Y(y_1, y_2, y_3, y_4)$ , де  $y_1 = (l, B, L)$ ;  
 $y_2 = (x, \omega)$ ;  $y_3 = (F, c)$ ;  $y_4 = (P_p)$ .

Цільова функція для параметричної оптимізації:

$$F(U) = \Delta Y = k_1 k_2 P_n - P_p = k_1 k_2 P_n - \left( \frac{70\lambda Qn\psi^2}{qm k_1 k_1 k_{el} su\eta \sqrt{pl_{zp} \cos \alpha}} \times \left( \frac{s^2 l \cos \alpha}{\psi} + \frac{\mu d_y}{2} \right) \right) \rightarrow \min$$

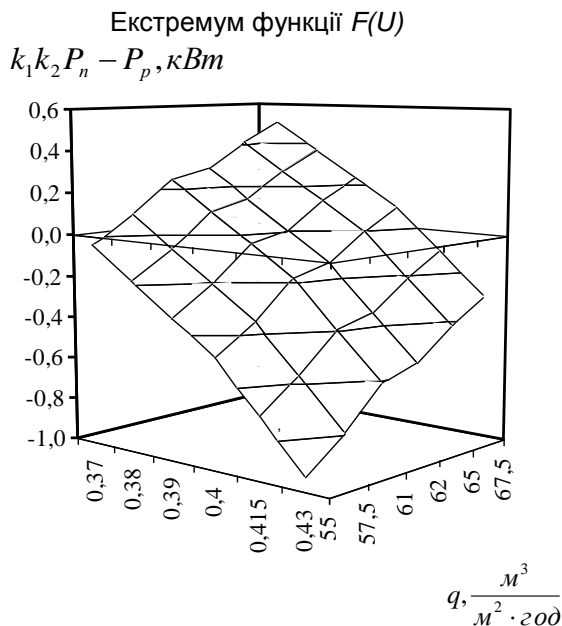


Рисунок 4. Екстремум цільової функції при параметричній оптимізації вібраційного грохота.

В цій функції два керованих параметри  $q = (12...82) m^3 / m^2 \cdot 20d$  і  $\lambda = (0,4...0,6)$  найбільш суттєво впливають на загальну точність методики розрахунку. Змінюючи ці параметри визначаємо значення, за умови забезпечення екстремуму цільової функції. Результати параметричної оптимізації представлені на рис. 4.

З побудованих графіків (рис. 3) видно, що результати розрахунку параметрів вібраційних грохотів отримані за системною методикою є точнішими і максимально наближені до значень паспортних даних. Результати розрахунку раціонального режиму роботи (рис. 3 в, з) та потужності приводу (рис. 3 д, е) підтверджують спроможність нової методики охопити множину типорозмірів вібраційних грохотів. В порівнянні з існуючими методиками відносна похибка розрахунку в абсолютному значенні не перевищує 15%, що є прийнятним результатом для інженерних розрахунків.

### Література

1. Резников Б.А. Системный анализ и методы системотехники: Учеб. пособие/ Резников Б.А. – М.: Мин. обороны, 1990 – 519 с.
2. Моисеев Н.Н. Математические задачи системного анализа./ Моисеев Н.Н. – М.: Наука, 1972. – 487 с.
3. Крон Г. Исследование сложных систем по частям: Диакоптика. / Крон Г. – М.: Наука, 1981. – 544 с.
4. Мороз А.И. Курс теории систем./ Мороз А.И. – М.: Высш. шк., 1987. – 304с
5. Хорафос Д.Н. Системы и моделирование. Монография/ Перевод с англ. под ред. Коваленко И.Н. – М.: Мир, 1967. - 416 с.
6. Бауман В.А. Механическое оборудование предприятий строительных материалов изделий и конструкций. /В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев, В.Д. Мартынов.– 2-е изд., перераб. –М., «Машиностроение», –1981.– 324с., ил
7. Сергеев В.П. Строительные машины и оборудование: Учеб. для вузов / Сергеев В.П.– М.: Высш. шк., 1987. – 376 с.: ил.
8. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів / Назаренко І.І.– Підручник. – К.: КНУБА, – 1999.-488с.
9. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів: Підручник./ Сівко В.Й. –К.: ІСДО,1994.- 359 с.
10. Хмара Л.А., О.С. Шипілов, О.Г. Онищенко. Дробильно-сортировочные заводы и оборудование. Методическое пособие.– Днепропетровск – Полтава: Изд-во ПолтНТУ, 2008г. – 209с.