

## ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРИМАСНОЇ ТРАМБІВКИ

*Сформульовано принцип вибору математичної моделі вібросистеми “трамбівка - ґрунт” та складені рівняння руху, рішення яких здійснено на ЕОМ. Отримані віброграми відображають реальний рух в різних умовах роботи трамбівки.*

*Ключові слова: вібромашина, трамбівка, тримасна система.*

*Сформулировано принцип выбора математической модели виброисистемы “трамбовка - ґрунт” и составлено уравнения движения, решения которых произведено на ЭВМ. Полученные виброграммы отражают реальное движение в разных условиях работы трамбовки.*

*Ключевые слова: вибромашина, трамбовка, трехмассная система.*

*The author formulates the principle of a choice of vibrating system “ramming - ground” mathematical model and makes up the equations of motion which are solved on the computer. The received diagrams display the real motion at various operating conditions of a ramming.*

*Key words: vibration machine, ramming, three-mass system.*

**Постановка проблеми.** При сучасному стані будівництва виникає необхідність під час реконструкції будівель і споруд здійснювати ущільнення будівельних сумішей у стислих умовах. Традиційні способи (катки, трамбуєчі плити) використовувати при цьому неможливо, тому виникає потреба у застосування спеціальних пристроїв. Одним із напрямів розв'язання проблеми є використання гідравлічних трамбівок [1], аналізу та розрахунку яких присвячена ця робота.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Проблемі використання гідропривода у вібраційних машинах присвячені роботи [2,3], де розглядається процес ущільнення порошкових матеріалів [2], ущільнення будівельних сумішей [3] на застосуванні дискретних моделей машини за двомасовою схемою. Однак для підвищення ефективності робочого процесу необхідно застосовувати режими, які наближені до резонансного, що потребує уточнення моделі і зміни конструктивної схеми машини. Такий аналіз виконано в роботі [4], де сформульовані напрями вдосконалення конструктивних та технологічних параметрів.

**Формулювання цілей статті.** Для забезпечення ефективної роботи вібраційної машини необхідно досконало знати вплив конструктивних

параметрів системи на її режими руху. Оскільки загальноприйнятої моделі та методів розрахунку багатомасних динамічних систем не існує, тому були складені рівняння руху тримасної системи, рішення яких виконано за допомогою розробленого алгоритму та програми на ЕОМ.

**Виклад основного матеріалу.** Система, що розглядається, складається з трьох мас [1], тому очевидно, що одним із головних параметрів є взаємне співвідношення мас, а саме: співвідношення верхньої маси до маси ударника та маси ущільнюючої плити. Для визначення співвідношення верхньої маси до маси ударника, спростимо систему (рис. 1). При цьому розглянемо вібраційний безвідривний режим роботи трамбівки (удар мас відсутній та маса ущільнюючої плити не відривається від середовища), сили опору в системі відсутні, елементи жорсткості  $c_1$ ,  $c_2$  розраховуються з умови віброізоляції, а жорсткість  $c_2$  – з умови резонансу приведеної маси  $M_{23} M = \frac{m_2 \cdot m_3}{m_2 + m_3}$ . В такому випадку ми

отримаємо систему, яка фактично буде еквівалентна двомасній системі, тому для її дослідження використаємо загальновідомі закономірності [5].

Для об'єктивного аналізу співвідношення мас використаємо умову, за якою загальна маса трамбівки, маса ущільнюючої плити, потужність приводу залишаються сталими.

Маса  $m_2$  та  $m_3$  змінюються за лінійним законом: при зростанні маси  $m_2$  маса  $m_3$  зменшується. Характер зміни маси ударника, верхньої маси та відповідно приведеної маси наведено на рисунку 2.

Оцінку впливу співвідношення маси ударника та верхньої маси проведемо на основі порівняння амплітуди маси ударника при різному співвідношенні мас та різних частотах, тому що при вібраційному режимі максимальне значення амплітуди буде відповідати максимальному значенню прискорення даної маси. Оскільки маса ударника при віброударному режимі буде здійснювати удари по ущільнюючій плиті, то критерій максимального прискорення (амплітуди) є цілком обґрунтований.

Таким чином, за прийнятими допущеннями та передумовами було проведено ряд теоретичних дослідів. На рисунку 3 наведено залежність амплітуди маси  $m_2$  від співвідношення  $m_3/m_2$  при частотах 5-35Гц. При цьому розглядалась система загальною масою 250кг із масою ущільнюючої плити  $m_1$  50кг. Також отримано аналогічні залежності для інших мас трамбівки та частотних діапазонів.

Отримані графіки залежності амплітуди коливань маси  $m_2$  від співвідношення  $m_3/m_2$  мають схожий характер та дві чіткі зони:

- перша, що характеризується стрімким зростанням амплітуди;
- друга з більш пологим зростанням амплітуди.

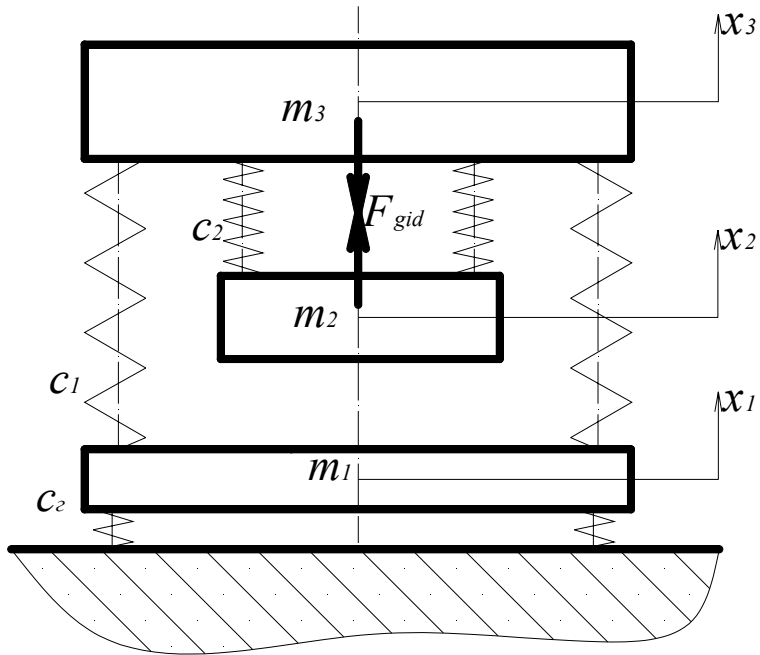


Рисунок 1 – Схема для дослідження

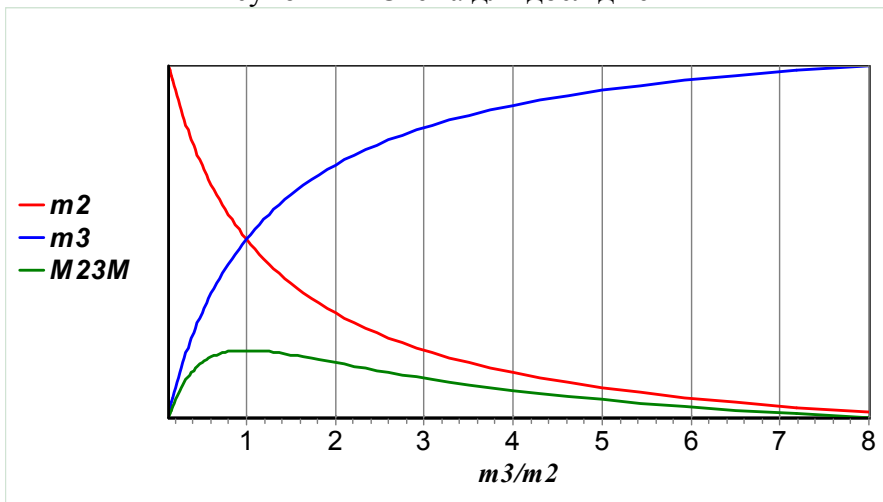


Рисунок 2 – Характер зміни приведеної маси M23M від співвідношення мас  $m_3/m_2$

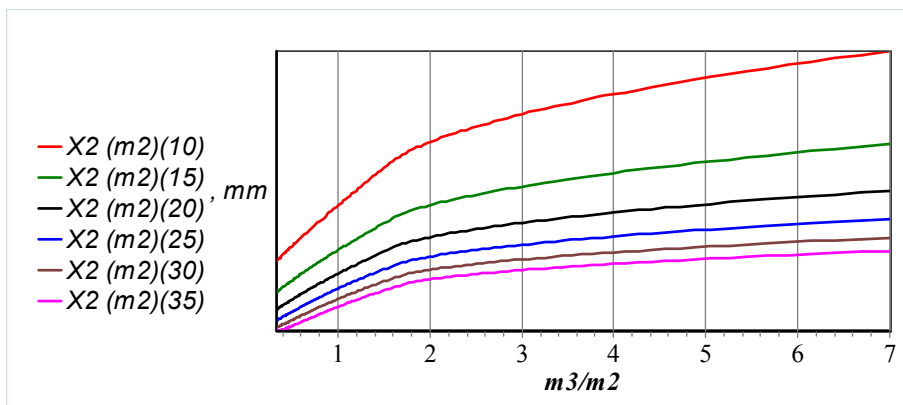


Рисунок 3 – Залежність амплітуди коливань маси  $m_2$  від співвідношення мас  $m_3/m_2$

Зростання амплітуди  $x_2$  у першій зоні пояснюється зростанням амплітуди верхньої маси  $x_3$  (рисунок 4), із зростанням співвідношення  $m_3/m_2$  амплітуда коливань  $x_3$  зменшується, при цьому зростання амплітуди маси ударника набуває монотонного характеру.

Отже, щоб отримати максимальне значення переміщення коливань маси ударника необхідно використовувати якомога більше значення співвідношення  $m_3/m_2$ , але це лише на перший погляд. Оскільки використання багатомасних систем передбачає максимальне використання потенційних можливостей конструктивних параметрів, то з точки зору можливості передачі енергії верхньою масою  $m_3$  до маси ущільнюючої плити  $m_1$  через жорсткість  $c_1$ , амплітуда маси  $m_3$  є не менш важливим фактором.

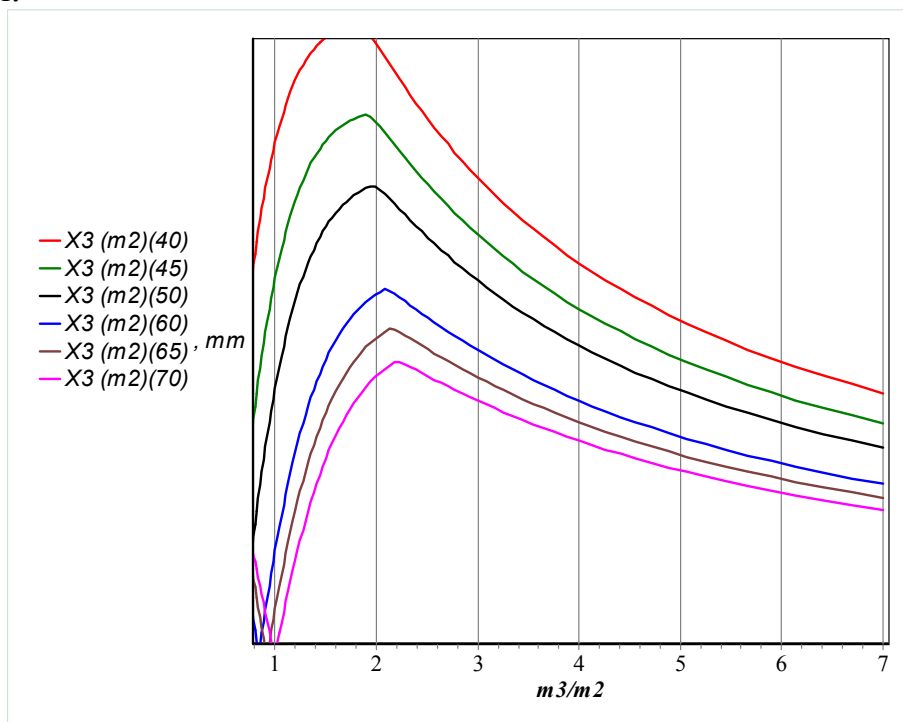


Рисунок 4 – Залежність амплітуди коливань маси  $m_3$  від співвідношення мас  $m_3/m_2$

Тому на основі отриманих результатів та керуючись умовою максимальної передачі енергії до ущільнюючої плити на першому етапі теоретичних досліджень співвідношення  $m_3/m_2$  варто прийняти в межах 3-4. У подальших дослідженнях буде перевірено правильність такого вибору та можливе його уточнення.

**Аналіз впливу жорсткості  $c_1$  та її розрахунок.** Наступним етапом теоретичного дослідження тримасної трамбівки є визначення впливу жорсткості  $c_1$  на характер руху мас системи (рисунок 1). Розглянемо систему з використанням вищенаведених умов та припущень, але жорсткість  $c_1$  розраховуємо з умови резонансу приведеної маси

$M_{13}M = \frac{m_1 \cdot m_3}{m_1 + m_3}$ . При цьому скористаємось попередніми дослідженнями, тобто співвідношення мас  $m_3/m_2$  приймаємо таким, що дорівнює 3, а масу  $m_1$  прийmemo таку, щоб співвідношення  $m_3/m_1$  коливалось у межах від 0,5 до 3.

У такому випадку ми отримаємо систему, в якій енергія коливань мас  $m_2$  та  $m_3$  буде передаватись до маси  $m_1$  через жорсткість  $c_1$ . Оскільки маса  $m_1$  є масою ущільнюючої плити, тому максимальна ефективність ущільнення буде досягнута при максимальній амплітуді коливань цієї маси, таким чином, за критерій оцінки впливу жорсткості  $c_1$  приймаємо амплітуду коливань  $x_1$ .

Залежність амплітуд коливання мас від жорсткості  $c_1$  (рисунок 5) має декілька максимумів амплітуди  $x_1$ , тобто умови роботи системи задовольняє декілька значень жорсткості.

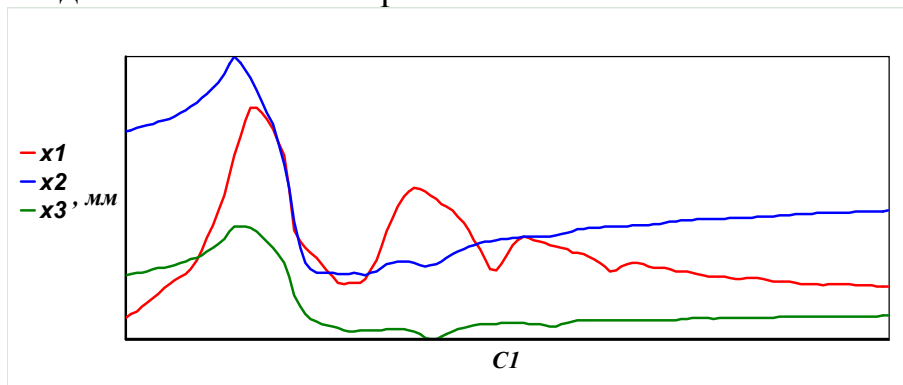


Рисунок 5 – Залежність амплітуд мас від жорсткості  $c_1$

При режимі роботи (рисунок 6, а) маси  $m_1$  і  $m_2$  рухаються в одній фазі та перебувають в протифазі з масою  $m_3$ . Такий режим дозволяє отримати максимальну амплітуду коливання маси  $m_1$ , але якщо прийняти до уваги, що буде використано ударний режим, то рух мас, між якими відбуватиметься удар, повинен бути протифазним. Режими руху (рисунок 6, б, в) задовольняють умови використання ударного режиму (маси  $m_1$  і  $m_2$  перебувають в протифазі).

Оскільки за критерій оцінювання впливу жорсткості  $c_1$  приймаємо амплітуду коливань  $x_1$ , то найбільш раціональним режимом руху буде режим при використанні значення другого максимуму (рисунок 5) жорсткості  $c_1$ .

На основі комп'ютерного експерименту було побудовано графіки залежності жорсткості  $c_1$  від приведеної маси  $M_{13}M = \frac{m_1 \cdot m_3}{m_1 + m_3}$  (рис. 7).

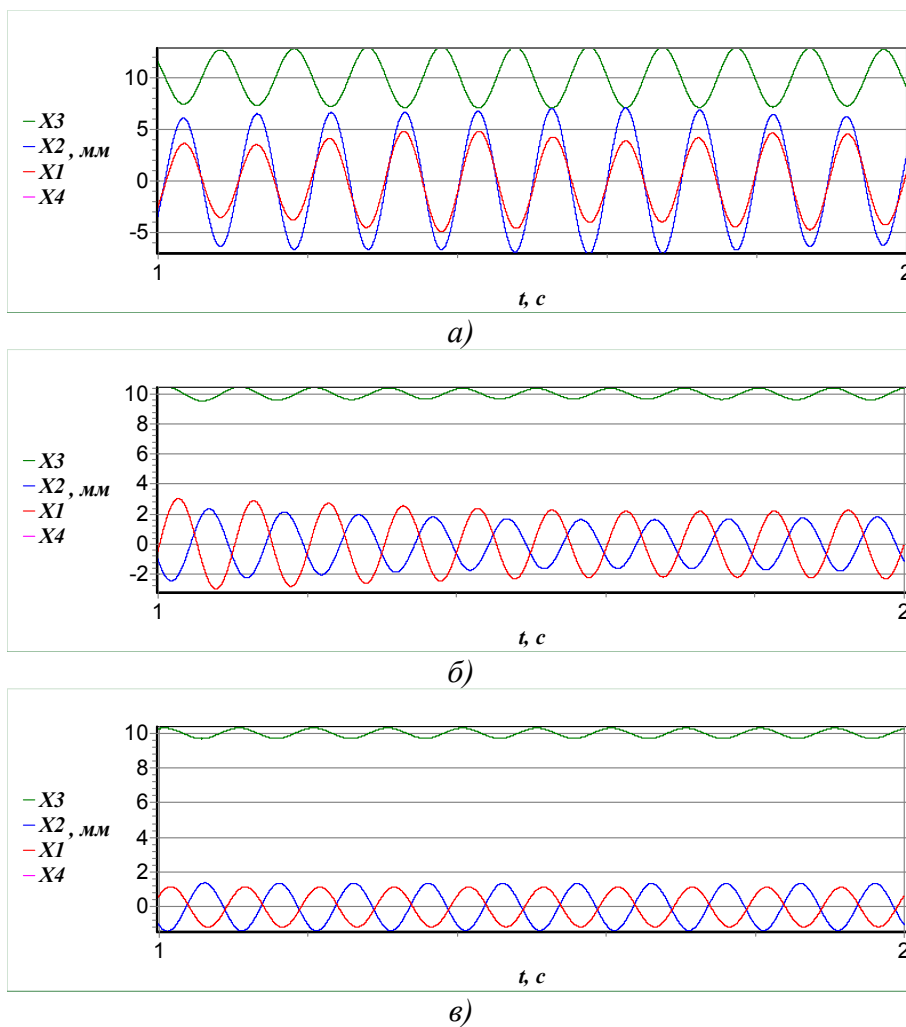


Рисунок 6 – Залежність переміщень мас при різних значеннях жорсткості  $C_1$

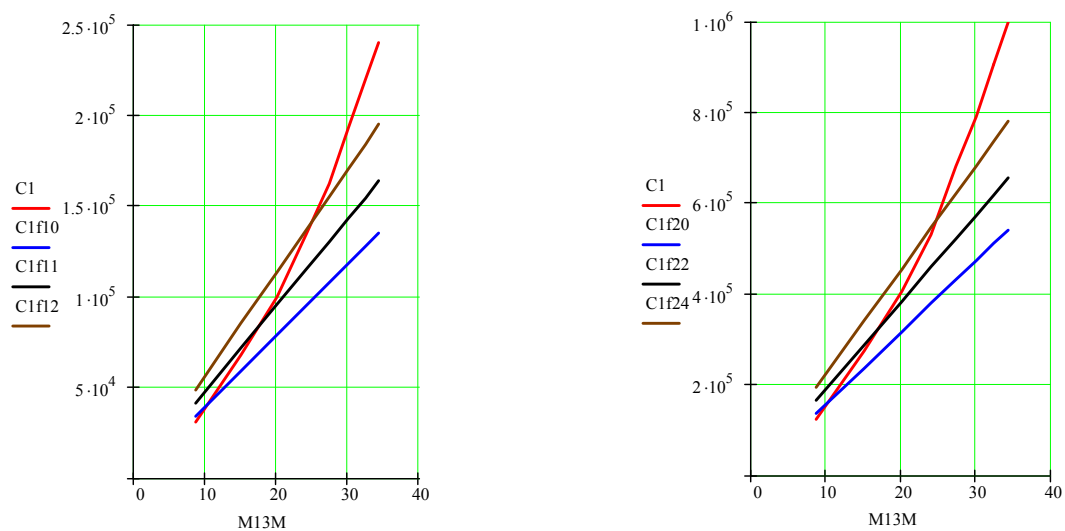


Рисунок 7 – Залежності жорсткості  $C_1$  від приведеної маси  $M_{13}M$  (при частотах коливань 10, 20Гц відповідно)

При проведенні досліджень виявлено, що частота резонансу системи не збігається з частотою, яка приймається для розрахунку жорсткості  $c_1$  та  $c_2$ , характер зміни значення амплітуди від співвідношення розрахункової та резонансної частоти коливань наведено на рис. 8.

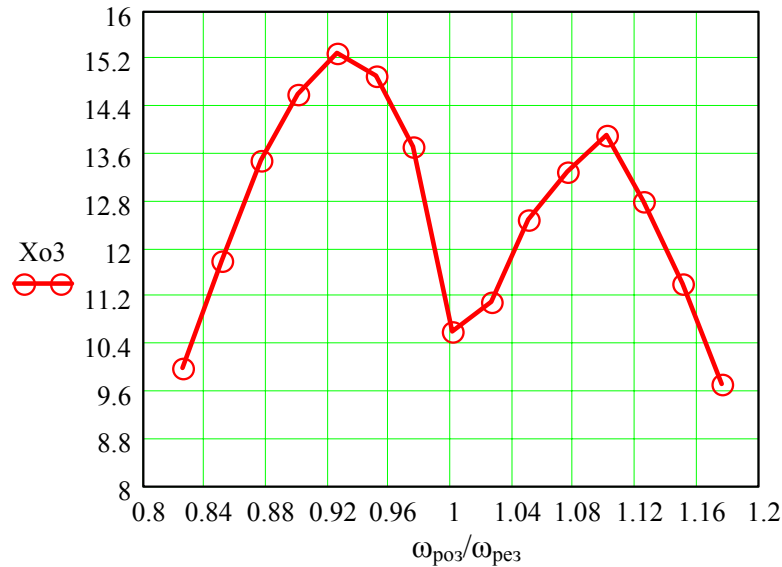


Рисунок 8 – Залежність амплітуди коливань ущільнюючої плити від співвідношення розрахункової та резонансної частоти коливань

Таким чином, для розрахункової системи (рисунок 1) при співвідношенні мас  $m_3/m_2 = 3$  для розрахунку жорсткостей  $c_1$  та  $c_2$  можна скористатись наступними виразами:

$$c_1 = 0,68\omega_{рез}^2 \cdot M_{13}M \cdot e^{0,047M_{13}M}; \quad (1)$$

$$c_2 = \frac{\omega_{рез}^2}{0,81} \frac{m_2 \cdot m_3}{m_2 + m_3}; \quad (2)$$

де  $M_{13}M = \frac{m_1 \cdot m_3}{m_1 + m_3}$ .

### Висновки.

1. Установлено вплив маси на динаміку вібромашини.
2. Характер залежності жорсткості  $c_1$  від мас є ідентичним у межах виконаних досліджень і змінюється за експонентним законом.
3. У результаті апроксимації виконаних досліджень отримана залежність для визначення коефіцієнта жорсткості для подібних розрахункових схем вібраційних машин.

### ЛІТЕРАТУРА

1. Деклараційний патент на корисну модель UA11325. Гідравлічна віброударна трамбівка / І.І. Назаренко, Ю.О. Баранов, М.О. Клименко, А.Т. Свідерський, О.П. Дедов.

2. *Пентюк Б.М. Високоєфективні машини і процеси у керамічному виробництві / Б.М. Пентюк. – К.: МП Леся, 2005. – 250с.*
3. *Анализ методов расчёта виброуплотняющих машин / А.Т. Свідерський // Техника строительства. – 1997. – Вып. 18.*
4. *Оцінка та аналіз конструктивних та технологічних параметрів вібротрамбовок / О.П. Дєдов // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2005. – Вып.66. – С. 11–16.*
5. *Назаренко І.І. Прикладные задачи теории вибрационных систем / І.І. Назаренко. – К.: ИСИО, 1993. – 216с.*