



УДК 69.00.25

А. Т. Свідерський, канд. техн. наук, доцент КНУБА

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПРИНЦИПИ РОЗРАХУНКУ ТРИМАСНИХ ВІБРОУДАРНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАМБІВОК

В будівництві для ущільнення ґрунтів та будівельних сумішей все ширше використовуються віброплити та вібротрамбівки, особливо в стислих умовах та при невеликих об'ємах виконуваних робіт. Розвиток науки та промислове використання революційних технологій в області створення нових матеріалів, застосування сучасних технологічних процесів, комп'ютерної техніки зробив економічно вигідним використання цих машин та їх подальше вдосконалення. Відносна складність подібних машин та підвищена собівартість сьогодні відступають на другий план у порівнянні з можливостями використання значних конструктивних переваг, розширення функціональних можливостей подібних машин, а також можливості автоматизації робочого процесу. Удосконалення конструкцій цих машин спрямоване в напрямку реалізації безвідривних вібраційних, поліфазних, віброударних та комбінованих методів ущільнення однією окремо взятою, фактично універсальною, установкою з можливістю зміни в широких межах частоти коливань та статичного моменту коливальних мас. Одним із пріоритетних та перспективних напрямків розвитку цієї теми є створення віброущільнюючого обладнання з гідромеханічним і, особливо, гідравлічним приводом, які, теоретично, якнайкраще підходять для вирішення цієї технічної проблеми. На відміну від існуючих багатомасні конструкції з гідроприводом у вигляді навісного або причіпного обладнання мають принципову можливість до створення самоадаптованих систем та до зменшення маси ущільнюючого механізму при максимальному використанні потужності базової машини.

На кафедрі МОТП КНУБА розроблено конструкцію гідравлічної трамбівки, яка дозволяє плавно і швидко змінювати амплітудно-частотні характеристики робочого органу машини та динамічний тиск під трамбуючою плитою в процесі ущільнення по наперед заданому закону, або в залежності від ступеня щільності будівельної суміші. Завдяки створеним гідравлічним установкам з'явилася можливість реально враховувати вплив середовища на машину і навпаки, у будь-який конкретний момент часу вносити корективи у коливальний рух робочого органу, що суттєво впливає на ефективність процесу ущільнення.

Загальноприйнято, що при розробці того чи іншого зразка трамбівки вибирається та конструктивна схема машини, яка дозволяє максимально використати переваги як конкретно заданого приводу, так і вібробуджувача. Недоліки, притаманні їм, зводяться до мінімуму за рахунок реалізації найбільш оптимальних режимів коливань, та обмеження умов використання.

В процесі ущільнення машина та середовище здійснюють коливання по своїм, властивим лише їм, законам. І від того, як режим руху машини відповідає режиму коливань будівельної суміші, залежить ефективність передачі енергії робочим органом, а значить і якість віброущільнення. Передача енергії повинна враховуватись на всіх її етапах: в самій машині, при взаємодії робочої плити з ущільнюючим середовищем, та у самій будівельній суміші.

Рішення цієї задачі через ускладнення отримують, користуючись моделями, які в тій чи іншій мірі наближаються до дійсного руху системи: "машина-робоча суміш". Для спрощення розрахунків, часто дію середовища замінюють дією сил, нехтуючи при цьому рухом суміші; або замінюючи віброущільнювач гармонічною силою. При цьому використана в першому випадку заміна, призводить до виключення суттєвого впливу суміші на роботу вібратора, що не відповідає дійсності; а в другому випадку дія

ущільнювача враховується дуже наближено і не описує реальну картину зміни контактного тиску під плитою. Тому для отримання правильної уяви про рух машини необхідно розглядати спільний рух будівельної суміші та трамбівки з максимальним урахуванням фізико-механічних властивостей середовища та характеристик руху ущільнюючої машини.

Для врахування дії середовища та розрахунку ущільнюючих машин використовують наступні моделі:

1. модель з двома пружними характеристиками (рис. 1).

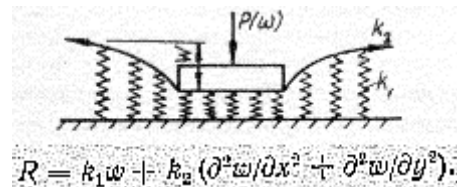


Рис. 1.

При цьому ґрунту представлений основою з пружин жорсткістю  $k_1$  на яку накладена розтягнута мембрана жорсткістю  $k_2$ . Ця модель визначає зв'язок між переміщеннями середовища  $w$  та динамічним навантаженням на нього.

2. модель Вінклера-Фойгта (рис. 2).

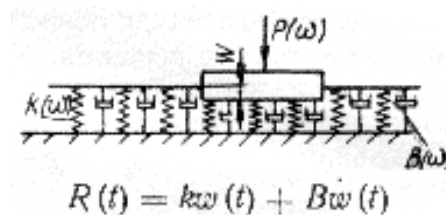


Рис. 2.

На основі цієї моделі були розроблені всі нормативні документи в СРСР.

3. модель однорідного ізотропного пружного на півпростору (рис. 3).

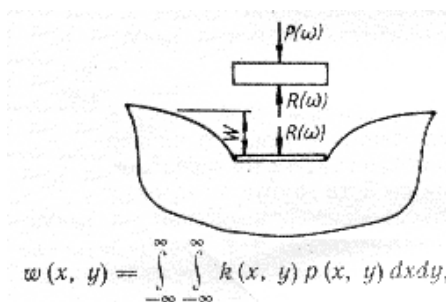


Рис. 3.

Ця модель була використана Д.Барканом для отримання коефіцієнтів пружного рівномірного стискання, зсуву. Модель не враховує інерційність середовища та хвильову взаємодію машини та середовища.

Згідно з СНиП 11-19-79 середовище у взаємодії з машиною розглядається як пружно-в'язке, лінійно деформоване та без інерційне, пружні властивості якого характеризуються коефіцієнтами пружного рівномірного та нерівномірного стискання та зсуву, а дисипативні властивості – коефіцієнтами демпфування. При цьому диференціальне рівняння вимушених коливань матиме вигляд (для одномасної системи)

$$m\ddot{z} + B_z\dot{z} + k_z z = F_z e^{i\omega t},$$

де  $k_z z$  - сила пружності;  $B_z \dot{z}$  - сила демпфування.

При цьому,  $k_z = C_z \cdot A$ , де  $A$  - площа контакту,  $C_z$  - узагальнена пружна характеристика ґрунту,

$$C_z = b_0 \cdot E \left(1 + \sqrt{\frac{A_0}{A}}\right).$$

Корективи у диференціальне рівняння коливань машини у взаємодії з середовищем вносять:

- конструкція машини (одно-, дво-, тримасна) – від неї залежить кількість рівнянь у системі;
- характер динамічної вимушеної сили  $F_z$  – змінює рівняння самої сили;
- характеристики середовища –  $k_z, B_z$ .

Для більш точного розрахунку коливань системи "машина-середовище" вводять поняття приєднаної маси  $m_{пр}$ , яка для різних будівельних сумішей розраховується по-різному. У загальному випадку

$$m_{пр} = \rho_{гр} \cdot c_B \cdot \frac{S_{пл}}{\omega}.$$

Даний підхід використовується і при розрахунку ущільнюючих машин з гідроприводом, при цьому додається гідравлічне рівняння зв'язку. Так, для тримасної віброударної гідравлічної трамбівки, динамічна модель якої зображена на рис. 4, а принципова конструктивна схема на рис. 5.

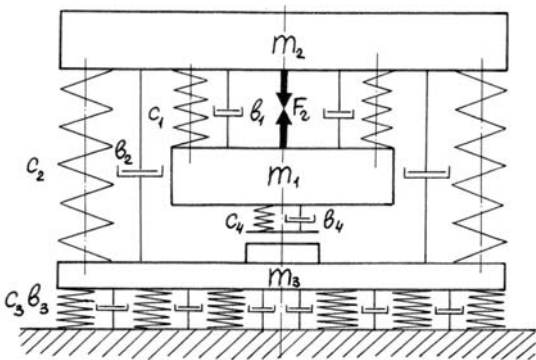


Рис. 4. Динамічна модель трамбівки

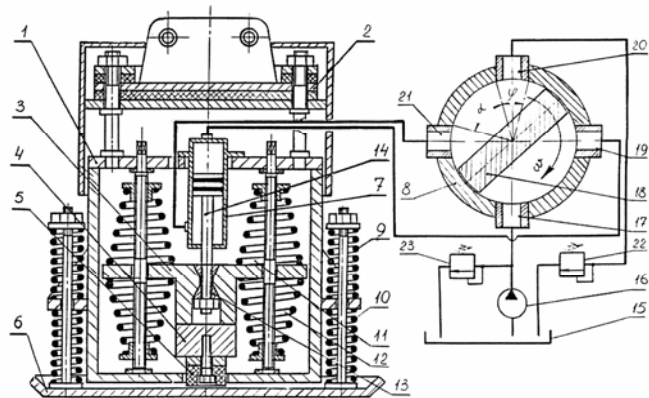


Рис. 5. Принципова конструктивна схема трамбівки

Досліджувана система складається з маси  $m_1$  - ударника, маси  $m_2$  - верхньої маси трамбівки, маси  $m_3$  - маси ущільнюючої плити разом з приєднаною масою ґрунту. Коливання мас збуджується гідравлічним вібратором (циліндром) з силою тяги  $F_T$ . Зіткнення мас  $m_1$  і  $m_3$  відбувається через пружний елемент (гумовий буфер) жорсткістю  $c_4$  з коефіцієнтом опору  $b_4$ . Взаємне рух мас забезпечується за рахунок пружних елементів підвіски ударника жорсткістю  $c_1$  з коефіцієнтом опору  $b_1$  та пружних елементів ущільнюючої плити жорсткістю  $c_2$  з коефіцієнтом опору  $b_2$ . Коливання конструкції трамбівки відбувається на ґрунті зі змінною жорсткістю  $c_3$  та змінним коефіцієнтом опору  $b_3$ .

Розрахункова схема дослідної моделі співпадає з динамічною. Її динаміка описується рівняннями руху гідравлічної змушуючої сили.

Рівняння руху ударника (маси  $m_1$ )

$$m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - b_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_2) - c_4(x_1 - x_3) = F_\Gamma, \quad (1)$$

де  $x_1, x_2, x_3$  - переміщення мас  $m_1, m_2, m_3$ ;  $F_\Gamma = S_{\text{цил}} \Delta p$  - гідравлічна змушуюча сила;  $S_{\text{цил}}$  - площа циліндра;  $\Delta p$  - перепад тиску на поршні.

Рівняння руху верхньої маси (корпуса)  $m_2$

$$m_2 \ddot{x}_2 - b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_1(x_1 - x_2) - c_2(x_2 - x_3) = -F_\Gamma, \quad (2)$$

Рівняння руху ущільнюючої плити  $m_3$

$$m'_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - b_3 \dot{x}_3 + b_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_2(x_2 - x_3) + c_3 x_3 + c_4(x_1 - x_3) = 0 \quad (3)$$

$m'_3 = m_3 + m_{\text{гр}}$  - коливальна маса ущільнюючої плити разом з приведеною масою будівельної суміші.

Враховуючи, що рух ударника, викликаний гідравлічною змушуючою силою, обмежується номінальною подачею насоса та нерозривністю потоку робочої рідини, запишемо рівняння зв'язку

$$S_{\text{цил}}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = \mu f_{\text{ш}} \sqrt{\frac{2(p_0 - \Delta p)}{\rho}}, \quad (4)$$

де  $\dot{x}_1 - \dot{x}_2 \leq \frac{Q_n}{S_{\text{цил}}}$  - швидкість висування штоку поршня;  $Q_n$  - номінальна подача гідронасосу;  $\mu$  - коефіцієнт витрат через робоче вікно гідророзподільника;  $p_0 = p_n - p_{\text{зл}} - \frac{F_{\text{тр}}}{S_{\text{цил}}} - P_{\text{труб}}$  - максимальний тиск, створюваний насосом у напірній порожнині циліндра;  $p_n$  - номінальний тиск у гідросистемі;  $p_{\text{зл}}$  - тиск на виході із зливної порожнини циліндра;  $p$  - питомий об'єм робочої рідини;  $P_{\text{труб}}$  - втрати тиску в трубопроводах;  $F_{\text{тр}}$  - сила тертя ущільнень поршня в циліндрі.

$$F_{\text{тр}} = 1,7 P_n \pi \cdot D_{\text{ц}} l_1 f_{\text{рез}}, \quad (5)$$

де  $D_{\text{цил}}, l_1$  - діаметр циліндра та довжина поверхні контакту поршня з циліндром;  $f_{\text{рез}}$  - коефіцієнт тертя гуми по сталі.

Виділимо проміжну змінну  $\Delta p$  в рівнянні (4)

$$\Delta p = p_0 - \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{S_{\text{цил}}^2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2}{f_{\text{ш}}^2}. \quad (6)$$

З іншого боку

$$\Delta p = p_0 - \Delta p_{\text{розп}}, \quad (7)$$

де  $\Delta p_{\text{розп}} = \Delta p_1 + \Delta p_2$  - втрати тиску на розподільнику;  $\Delta p_1$  - втрати тиску від в'язкості робочої рідини

$$\Delta p_1 = \frac{1}{40} \nu \frac{V_{\text{ш}}^2}{2g}. \quad (8)$$

$\nu$  - кінематична в'язкість рідини;  $\Delta p_2$  - втрати тиску від опору при перетіканні крізь отвір розподільника.

$$\Delta p_2 = \xi \frac{\gamma}{2g} - V_{\text{ш}}^2 = 0,5 \left( 1 - \frac{f_{\text{ш}}}{F_{\text{в3}}} \right) \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{S_{\text{цил}}^2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2}{f_{\text{ш}}^2}, \quad (9)$$

де  $\xi$  - безрозмірний коефіцієнт опору;  $F_{\text{в3}}$  - ефективна площа впускного вікна



розподільника;  $\gamma$  - питома вага робочої рідини;  $V_{ш}$  - швидкість перетікання рідини через дроселюючий отвір

$$V_{ш} = \frac{S_{шпл}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)}{f_{ш}}. \quad (10)$$

У порівнянні з  $\Delta p_2$ ,  $\Delta p_1$  має дуже мале значення і при розрахунках більшістю авторів не враховується ( $\Delta p_1 \approx 0$ ). Тоді, для проміжної змінної  $\Delta p$  з (7) маємо

$$\Delta p = p_0 - 0,5 \left( 1 - \frac{f_{ш}}{F_{в3}} \right) \frac{\rho S_{шпл}^2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2}{f_{ш}^2}. \quad (11)$$

Порівнявши (6) та (11) отримуємо залежність коефіцієнта витрат  $\mu$  від площі відкриття впускного отвору  $f_{ш}$

$$\mu = \sqrt{\frac{2}{\left( \frac{f_{ш}}{F_{в3}} \right)}}. \quad (12)$$

Виділимо прискорення мас  $m_1, m_2, m_3$  і запишемо систему рівнянь на основі (1), (2), (3) з урахуванням (11) у зручному для розрахунків вигляді

$$\begin{aligned} \frac{dV_1}{dt} &= \frac{1}{m_1} \left[ S_{шпл} p_H - F_{тр} - \frac{S_{шпл}^3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 \rho}{2 f_{ш}^2} \cdot \left( 0,5 + \frac{f_{ш}}{2 F_{в3}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - b_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_4 (\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - c_1 (x_1 - x_2) + c_4 (x_1 - x_3) \right]; \\ \frac{dV_2}{dt} &= \frac{1}{m_2} \left[ - S_{шпл} p_H + F_{тр} + \frac{S_{шпл}^3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 \rho}{2 f_{ш}^2} \cdot \left( 0,5 + \frac{f_{ш}}{2 F_{в3}} \right) + \right. \\ &\quad \left. + b_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + b_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_1 (x_1 - x_2) + c_2 (x_2 - x_3) \right]; \\ \frac{dV_3}{dt} &= \frac{1}{m_3} \left[ - b_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + b_3 \dot{x}_3 - b_4 (\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - c_2 (x_2 - x_3) + c_3 x_3 - c_4 (x_1 - x_3) \right]. \end{aligned} \quad (13)$$

Досліджувана система має три характерні періоди руху: період робочого ходу, період удару та період зворотного ходу (руху вгору) ударника. Система рівнянь (13) описує всі періоди, але потрібно враховувати такі фактори:

1) рух поршня, а з ним і маси  $m_1$ , почнеться лише тоді, коли теоретично можлива гідравлічна сила  $F_2 = S_{шпл} p_H$  буде більше суми сил гідравлічного опору системи, тобто при  $f_{ш}$ , знайденому із рівняння

$$S_{шпл} p_H \geq F_{тр} + \frac{S_{шпл}^3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 \rho}{2 f_{ш}^2} \cdot \left( 0,5 + \frac{f_{ш}}{2 F_{в3}} \right). \quad (14)$$

2) при  $0 < f_{ш} < f'_{ш}$  - система не рухається і  $F_r = 0$ .

3) коефіцієнти жорсткості  $c_4$  та демпфування буферу  $b_4$  використовуються в розрахунках тільки в період удару.

4) якщо  $x_1 - x_3 \geq 0$ , то  $b_4 = 0$ ,  $c_4 = 0$  - кінець робочого ходу і початок удару - відповідають нульовому зазору в буфері. Кінець удару і початок зворотного ходу починаються при рівності сил пружності і опору в буферах.

5) в кінці зворотного ходу та на початку робочого ходу відбувається зміна знаку швидкості  $V_{i-1} > 0$ ;  $V_i = 0$ ;  $V_{i+1} < 0$ .

З метою оптимізації гідроприводного механізму трамбівки було визначено теоретично режим зворотно-поступального руху ударника, який зводить до мінімуму

динамічні навантаження, що передаються на раму базової машини. Виходячи з отриманих рівнянь, було визначено площі та конфігурацію впускних вікон розподільника.

Ґрунтуючись на вищевикладеному, складається алгоритм розв'язання системи рівнянь чисельним методом, який реалізовується на ПЕОМ IBM PC мовою програмування Visual Basic 5.0 версії фірми Microsoft. При цьому алгоритм роботи гідравлічної трамбівки можна представити у вигляді схеми (рис. 6).

Програма включає в себе такі основні процедури: вибір вихідних даних; вибір коефіцієнтів та констант, які необхідні для попереднього розрахунку параметрів системи; вибір режиму розрахунку циклу; попередній розрахунок параметрів, які необхідні для розв'язання системи рівнянь; задавання графічного режиму монітора для візуального спостереження за зміною параметрів в процесі розрахунку; виведення результатів розрахунку на дисплей або принтер; моделювання параметрів та коефіцієнтів, що входять у рівняння динаміки.

Для розв'язування рівнянь динаміки досліджуваної системи визначались коефіцієнти та початкові значення параметрів, які до них входять. Вихідними даними до розрахунку є: номінальний тиск у гідросистемі базової машини або стенду  $p_n$ , номінальна подача гідронасосу  $Q_n$ , частота ударів  $f$ , або межі частот  $f_{\min}, f_{\max}$ , або закон  $f(t)$  зміни в часі ударів, бажана амплітуда коливань при оптимальній частоті  $Z$  метою оптимізації гідроприводного механізму трамбівки теоретично визначається режим зворотно-поступального руху ударника, який зводить до мінімуму динамічні навантаження, що передаються на раму базової машини. Виходячи з отриманих рівнянь, визначаються площі та конфігурацію впускних вікон розподільника.

Вплив будівельної суміші враховується інерційно-пружними та дисипативними силами, які змінюються в процесі взаємодії з робочим органом, а також характеристиками середовища: межею міцності  $\sigma_p$ , допустимим ударним імпульсом  $i_p$ , власною частотою коливань  $\omega_0$ , швидкістю зміни напруженого стану  $V_u$ , закономірність зміни навантажень в часі  $\sigma=f(t)$ , загальним часом напруженого стану та удару  $t_{уд}$ . За допомогою програми на основі отриманих формул розраховуються: оптимальна форма впускних вікон розподільника, амплітуди коливальних мас, ударний імпульс ударника, динамічний тиск під ущільнюючою плитою на різних частотах та при різних співвідношеннях мас  $m_1, m_2, m_3$  та жорсткостей  $C_1, C_2, C_4$ .



Рис. 6. Алгоритм роботи гідравлічної трамбівки в процесі ущільнення ґрунту

Аналіз отриманих залежностей дозволяє визначити оптимальні межі значень коефіцієнтів та констант, які необхідні для розрахунку параметрів системи. Нижче наведено приклад розрахунку динамічної системи, отримані графіки переміщень та числові результати проведеного комп'ютерного експерименту.

**Введення даних**

Введіть масу ударника  $m_1$ , кг:

- вибрати зі списку
- ввести самостійно

22

---

Введіть значення верхньої маси  $m_2$ , кг:

- вибрати зі списку
- ввести самостійно
- обчислити ( $m_2=4*m_1$ )

65

---

Введіть масу ущільнюючої плити  $m_3$ , кг:

- вибрати зі списку
- ввести самостійно
- обчислити ( $m_3=1,2*m_1$ )

69

---

Введіть площу ущільнюючої плити,  $m^2$ :

- вибрати зі списку
- ввести самостійно

0,2899999916553

---

Введіть амплітуди переміщень та швидкостей, м:

Амплітуда переміщення X1:	<input type="text" value="0"/>	Амплітуда швидкості V1:	<input type="text" value="0"/>
Амплітуда переміщення X2:	<input type="text" value="0"/>	Амплітуда швидкості V2:	<input type="text" value="0"/>
Амплітуда переміщення X3:	<input type="text" value="0"/>	Амплітуда швидкості V3:	<input type="text" value="0"/>

Рис. 7. Екранна форма введення даних

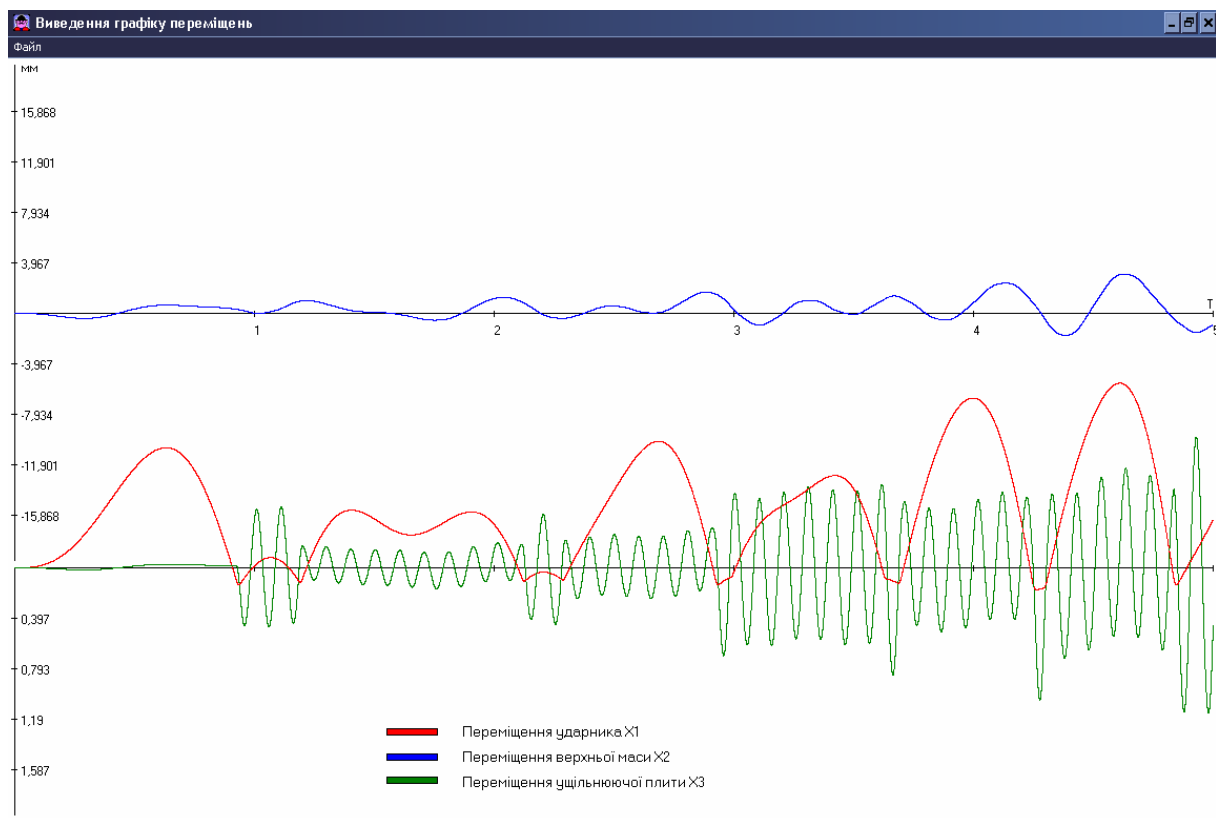


Рис. 8. Графіки переміщень



Перегляд результатів

Виберіть проект: 1. стандарт1

До меню Вийти

Переміщення ударника, мм	Переміщення верхньої маси, мм	Переміщення ущільнюючої плити, мм	Частота, Гц	Час, сек
0	0	0	20	4.9999987368938E-6
0	0	0	20.0149993896484	0.00013000000353903
0	0	0	20.0443992614746	0.000375000003259629
0	0	0	20.0743999481201	0.000624999986030161
0.00100000004749745	0	0	20.1044006347656	0.000875000027008355
0.0020000000949949	-0.00100000004749745	0	20.1343994140625	0.00112499995157123
0.00300000002607703	-0.00100000004749745	0	20.164400100708	0.0013749999254942
0.0049999988824129	-0.0020000000949949	0	20.1944007873535	0.0016250000352761
0.00700000021606684	-0.00300000002607703	0	20.2243995666504	0.0018749998609048
0.010999993403954	-0.0040000001899981	0	20.2549991607666	0.0021299992072582
0.014999996647239	-0.0060000005215406	0	20.2849998474121	0.0023799996170402
0.01999999529652	-0.00800000037997961	0	20.3150005340576	0.0026300000268221
0.0270000007003546	-0.0099999977648258	0	20.3449993133545	0.0028800000436604
0.034000001847744	-0.0130000002682209	0	20.375	0.0031300000846386
0.0430000014603138	-0.0160000007599592	0	20.4050006866455	0.0033799998278615
0.052999993741512	-0.01999999529652	0	20.4349994659424	0.0036299993376434
0.0649999976158142	-0.0240000002086163	0	20.4650001525879	0.00387999997474253
0.0780000016093254	-0.02899999165535	0	20.4950008392334	0.00412999978289008
0.0930000022053719	-0.034000001847744	0	20.5249996185303	0.00437999982386827
0.10899997377396	-0.039999991059303	0	20.5550003051758	0.0046299998484647
0.128000006079674	-0.04600000089407	0	20.5849990844727	0.00487999990582466
0.148000001907349	-0.052999993741512	0	20.614999771182	0.00512999994680285
0.170000001788139	-0.061000006854534	-0.00100000004749745	20.6450004577637	0.00537999998778105
0.194000005722046	-0.068000003695488	-0.00100000004749745	20.6749992370605	0.00563000002875924
0.21999998807907	-0.076999995827675	-0.00100000004749745	20.704999237061	0.00588000006973743
0.247999995946884	-0.0860000023206276	-0.00100000004749745	20.7350006103516	0.00613000011071563
0.279000014066696	-0.094999998079071	-0.00100000004749745	20.7649993896484	0.00638000015169382
0.310999989509583	-0.104999996721745	-0.00100000004749745	20.7950000762939	0.00663000019267201
0.345999985933304	-0.115000002086163	-0.00100000004749745	20.8250007629395	0.00687999976798892
0.38400000333786	-0.125	-0.00100000004749745	20.8549995422363	0.00712999980896711
0.423000007867813	-0.136000007390976	-0.00100000004749745	20.8850002288818	0.00737999984994531
0.465000003576279	-0.14699999980791	-0.00100000004749745	20.9150009155273	0.0076299998909235
0.509999990463257	-0.158999994397163	-0.00100000004749745	20.9449996948242	0.00788000039756298

Рис. 9. Перегляд результатів проведеного експерименту

### Література

1. Ловейкін В. С., Назаренко І. І., Свідерській А. Т. Оптимізація гідроприводного механізму машини для ущільнення ґрунту// Збірка наукових праць Національного аграрного університету. – К.: Видавництво НАУ.– 1998. – Том 4. – С.239-245.
2. Ловейкін В. С., Назаренко І. І., Свідерській А. Т. Теоретичні дослідження динаміки тримасових ударно-вібраційних ущільнюючих машин з гідроприводом// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1999. – Вип. 54. – С.60-63.