УДК 621.002.5

М.М. Забродський аспірант (КНУБА, Київ)

СИСТЕМНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ВІБРОМАЙДАНЧИКА З ВЕРТИКАЛЬНО НАПРАВЛЕНИМИ КОЛИВАННЯМИ

Вступ. Вібромайданчики – це машини, які забезпечують добре і швидке ущільнення жорстких бетонних сумішей по всьому об'єму формуємих залізобетонних виробів, особливо при їх важкій конфігурації та великих розмірах.

Вібромайданчики зазвичай включають в себе один або декілька віброзбудужувачів, встановлених еластично відносно фундаменту, електричний привід віброзбуджувача, синхронізатори та інші вузли. В залежності від типу формуємого виробу конструктивно вібромайданчики бувають: ударно вібраційні, з вертикально направленими гармонійними коливаннями, резонансні з горизонтально направленими коливаннями. В даному випадку буде проведено системне моделювання проектного розрахунку вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями, який широко застосовують для ущільнення плоских виробів.

Зробивши пошук по матеріалом вітчизняних і закордонних джерел була складена множина вібромайданчиків в залежності від вантажопідйомності та габаритних розмірів формуємих виробів. Вантажопід'ємність вибраних вібромайданчиків знаходиться в межах $Q_{гр} = 10...40m$. Даний тип вібромайданчиків серійно випускається на заводі «Промстроммашина» (Російської Федерації) та «Ярославский завод «Красный Маяк» (Республіка Беларусь).

Мета та постановка задачі. Методи проектування вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями розроблені теоретично, експериментально та підтверджуються практично, але як правило вони представлені в загальному вигляді, тому не представляється можливим в окремих випадках з необхідною точністю визначити інерційні характеристики, раціональний режим роботи, навантаження яке діє на конструкцію та потужність приводу. Тому є доцільним виконати аналіз існуючих методів розрахунку і результатів експериментальних досліджень вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями з метою встановлення всіх вхідних (включаючи експериментальні дані) та вихідних параметрів. Оцінити можливість застосування цих даних при розробці системної методики проектного розрахунку.

Актуальність дослідження полягає в тому, що спираючись на існуючі методи розрахунку, розробити нову методику проектного розрахунку, яка відрізняється від існуючих тим, що охоплює множину вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями в залежності від типорозміру, дана методика дозволить визначати основні параметри вібромайданчиків в межах діапазону, що розглядається з деякою похибкою, величину якої можна оцінити за допомогою порівняння з характеристиками, що відповідають паспортним даним вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями з множини яка розглядається.

Застосовуючи методи системного моделювання дану методику можна представити як систему, що дає змогу впровадити інформаційні технології в процес проектування вібромайданчиків та розробити систему комп'ютерної підтримки інженерних розрахунків основних параметрів.

На підставі вище вказаного детально розглянемо існуючі методики розрахунку.

Виклад основного матеріалу. В загальному вигляді методика розрахунку вібромайданчика включає в себе: вибір конструктивної схеми вібромайданчика та встановлення її розмірів; визначення мас, що коливаються; вибір необхідного режиму

коливань і визначення жорсткості опор; визначення змушуючої сили необхідної для заданого режиму коливань; визначення потужності двигуна [2].

Розробка методики проектного розрахунку вібраційного грохоту з коловими коливаннями.

В результаті проведеного аналізу робіт [1,2,3,4,5,7] , було встановлено всі вхідні, довідкові (експериментальні) дані та визначені цілі розрахунку. Принципова схема вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями представлена на рис.1.

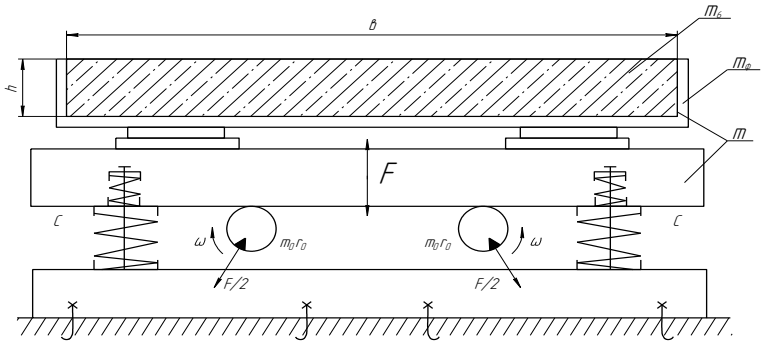

Рисунок 1. Розрахункова схема вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями.

Інерційні і конструктивні характеристики:

Маса виробу, що формується:

Визначаємо об'єм суміші який підлягає ущільненню $V, м^3$:

$$V = hbl, \tag{1}$$

де h – висота виробу, що формується, згідно рекомендацій $h = 0{,}1...0{,}5$ [2 стр. 102].

b, l – відповідно, ширина та довжина виробу, м.

Маса бетонної суміші знаходиться, по заданій щільності ρ, тобто:

$$m_б = V\rho \text{ або } m_б = bhl\rho, \tag{2}$$

де ρ – щільність бетонної суміші, в залежності від її типу приймаємо $\rho = 1800...2400, кг/м^3$.

Маса вібруючих частин:

Аналіз існуючих методик розрахунку вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями показав, що вираз для визначення загальної маси вібруючих частин має наступний вигляд [1,2,3]:

$$m_з = m_ф + m_к + \alpha m_б. \tag{3}$$

де $m_ф$ – маса форми, при відсутності даних для попередніх розрахунків можна прийняти: $m_ф = (0{,}6...1)m_б$ [4, стр.184.], для нашого випадку приймаємо $m_ф = 0{,}8m_б$.

$m_к$ – маса вібруючих частин вібромайданчика, кг.

Існує декілька залежностей для визначення розглядаємої маси, всі вони мають емпіричний характер. Результати дослідження зведені до таблиці 1.

В представлених формулах Q це вантажопідйомність вібромайданчика, фактично вона складається з маси форми та маси бетонної суміші, тобто $Q = m_ф + m_б$, таким чином можна зробити висновок, що залежності представлені роботах Баумана В.О. , Сергєєва В.П., Назаренко І.І. мають однаковий вигляд, тому в подальших розрахунках для визначення маси вібруючих частин вібромайданчика будемо використовувати наступні вирази [3, стр.184.]:

– для блокових: $m_к = (0{,}2...0{,}4)(m_ф + m_б)$, (4)

– для рамних: $m_к = (0{,}6...1{,}2)(m_ф + m_б)$. (5)

Таблиця 1. Маса вібруючих частин вібромайданчика.

Автори методики	Маса вібруючих частин вібромайданчика $m_к, кг$
Бауман В.О.	для блокових: $m_к = (0{,}2...0{,}4)Q$, для рамних: $m_к = (0{,}6...1{,}2)Q$.
Сергєєв В.П.	$m_к = 0{,}35Q$,
Назаренко І.І.	для блокових: $m_к = (0{,}2...0{,}4)(m_ф + m_б)$, для рамних: $m_к = (0{,}6...1{,}2)(m_ф + m_б)$.

або враховуючи що $m_ф \approx 0{,}8m_б$, отримаємо:

– для блокових: $m_к = (0{,}2...0{,}4)(0{,}8m_б + m_б) \approx 0{,}3 \cdot 1{,}8m_б \approx 0{,}54m_б$, (6)

– для рамних: $m_к = (0{,}6...1{,}2)(0{,}8m_б + m_б) \approx 0{,}9 \cdot 1{,}8m_б \approx 1{,}62m_б$. (7)

Остаточно після всіх перетворень загальна маса вібруючих частин вібромайданчика буде дорівнювати:

– для блокових: $m_з = 0{,}8m_б + 0{,}54m_б + \alpha m_б = (\alpha + s)m_б$, (8)

– для рамних: $m_з = 0{,}8m_б + 1{,}62m_б + \alpha m_б = (\alpha + s)m_б$. (9)

де s –коефіцієнт металоємності, для блокових $s = 1{,}34$, для рамних $s = 2{,}42$.

α – коефіцієнт приєднаної бетонної суміші.

Вантажопідйомність вібромайданчика:

За даними джерел [1,2,3] вантажопідйомність вібромайданчика складається з ваги форми та ваги виробу, тобто:

$$Q = (m_ф + m_б) \cdot g, \quad (10)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g \approx 10 м/с^2$,

Враховуючи, що $m_ф \approx 0{,}8m_б$, вантажопідйомність Q буде дорівнювати, Н:

$$Q = 18m_б. \quad (11)$$

Зусилля, що діють в конструкції:

Змушуюча сила віброзбудника:

У вібромайданичиків з вертикально направленими коливаннями, джерелом збудження гармонічних коливань виступає відцентровий віброзбуджувач, даний тип вібромайданчиків працює в зарезонансному режимі, при якому частота вимушених коливань набагато більше частоти власних коливань системи ($\omega > \omega_0$). Змушуючи сила визначається з умови забезпечення амплітуди коливань $x_б$, необхідної для ущільнення бетонної суміші. Таким чином в системах з відцентровим віброзбуджувачем амплітуда вібропереміщень починається з нуля, потім по мірі зростання частоти різко збільшується до нескінченності. Переходячи через резонанс, амплітуда стає від'ємною в зв'язку з рухом маси в протифазі з вимушеною силою. Подальше збільшення частоти після резонансу приводить до стабілізації та її асимптотичному наближенню к значенню, яке визначається без врахування пружності і опору бетоної суміші. Це пояснюється тим, що змушуючи сила росте зі збільшенням частоти в такій же мірі, як і сила інерції маси що рухається. Врівноваженість цих сил забезпечується при будь-якому їх значенні. Питома вага сил опору та пружності при віддалені від резонансу становляться незначними, і амплітуда може визначатися без їх врахування, тобто змушуючи сила буде дорівнювати силі інерції:

$$F_0 = m_з x_б \omega^2, \quad (12)$$

де ω – кутова частота вібрування, рад/с. Блочні вібромайданчики в своїй більшості працюють на кутовій частоті $\omega = 314 рад/с$.

$x_б$ – амплітуда вібропереміщень, що достатня для ущільнення бетонної суміші заданої жорсткості на визначеній кутовій частоті, мм. Згідно рекомендацій, для частоти $\omega = 314 рад/с$ (50 Гц) [3 стр. 102] $x_б = 0{,}3...0{,}6$.

m_3 – загальна маса вібруючих частин вібромайданчика, кг. Як вже зазначалось в залежності від типу вібромайданичика вона складає: для блокових: $m_з = (\alpha + s)m_б$, для рамних: $m_з = (\alpha + s)m_б$.

В представлених залежностях α – це коефіцієнт приєднаної бетонної суміші, яка коливається разом з корпусом вібромайданчиком, і враховує вплив бетонної суміші на процес ущільнення. В роботах які присвячувались дослідженню роботи вібромайданчиків існує декілька підходів за допомогою яких враховується вплив середовища (бетонної суміші) на процес ущільнення. Розглянемо кожен з підходів більш детально. В результаті дослідження робіт [2,6,7], отримано наступні результати таблиця 2.

Таблиця 2. Змушуюча сила віброзбудника.

Автор методики	Змушуюча сила віброзбудника, F_0, H
Бауман В.О., Биховський І.І., Гольдштейн Б.Г.	$F_0 = (\alpha + s)m_б x_б \omega^2$ $\alpha_б = 0{,}25...0{,}4$
Сергєєв В.П.	$F_0 = (\alpha + s)m_б x_б \omega^2$ $\alpha_б = 0{,}25...0{,}35$, при $h < 0{,}3м$ $\alpha_б = 0{,}2...0{,}25$, при $h > 0{,}3м$.
Назаренко І.І.	для зарезонансного режиму: $F_0 = x_б \sqrt{\left[m_к \omega^2 + m_б \omega^2 a)\right]^2 + \left[m_б \omega^2 d)\right]^2}$ де a, d – хвильові коефіцієнти.
Сівко В.Й.	для зарезонансного режиму: $F_0 = x_б M \omega^2 + \sigma_0 S$
Яковенко В.Б.	$F_0 = \omega \cdot x_б \sqrt{\left[(m_к + \rho Sh)\omega\right]^2 + \left[(\rho Sh\gamma\omega)\right]^2}.$

З метою встановлення найбільш точно підходу по визначенню змушуючої сили необхідної для найкращого ущільнення бетонної суміші було проведено розрахунок, в результаті якого встановлено що найкращі результати дають методики Назаренко І.І. та Сівко В.Й (графік рис.3). Для нашого випадку доцільніше використовувати методику Назарено І.І. з огляду на повноту експериментальних даних, а саме хвильових коефіцієнтів a, d [5 стр. 186]

Жорсткість опорних пружин

Для виконання умов санітарно-гігієнічних норм і забезпечення зарезонансного режиму коливань приймається власна кутова частота коливань системи [3 стр. 105]:

$$\omega_0 \le \frac{\omega}{7...10}, \qquad (13)$$

де ω_0, ω – відповідно власна та вимушена кутова частота коливань системи.

Дослідженнями встановлено існування наступних залежностей для визначення жорсткості опорних пружин, таблиця 3.

Таблиця 3. Сумарна жорсткість опорних пружин.

Автор методики	Сумарна жорсткість опорних пружин, c, Н/м
Бауман В.О., Биховський І.І., Гольдштейн Б.Г.	$c = \frac{\omega}{\alpha^2}\frac{G_{пол}}{10^3}$, де $\alpha = \frac{\omega}{\omega_0} = (7...10)$
Сергєєв В.П.	$c = \frac{m_з}{n}\omega_0^2 \approx \frac{m_з}{n}28^2$.
Назаренко І.І.	$c = m_з\omega_0^2$

Аналізуючи залежності для визначення сумарної жорсткості опорних пружин, можна зробити висновок, що вони ґрунтуються на спільному підході, тому в подальших розрахунках будемо використовувати формулу [5 стр. 185]:

$$c = m_з\omega_0^2. \quad (14)$$

де $m_з$ – загальна маса вібруючих частин вібромайданчика, кг.

Для розрахунків приймаємо, що $\omega_0 = \omega/10$, тоді сумарна жорсткість пружин буде дорівнювати, Н/м:

$$c = m_з\left(\frac{\omega}{10}\right)^2. \quad (15)$$

Потужність приводу. В загальному вигляді енергія вібромайданчика складається з енергії, що витрачається на подолання активних (дисипативних) опорів у самій машині і бетонній суміші при коливаннях та енергії на подолання сил тертя в підшипниках віброзбуджувача. Отже, необхідна потужність має дві складові: потужність коливань P_k і потужність сил тертя $P_{тр}$, тоді загальна потужність приводу буду складати з врахуванням КПД передачі, Вт:

$$P_д = \frac{P_k + P_{тр}}{\eta}. \quad (16)$$

де η – ККД приводу.

Проаналізував існуючи методики розрахунку вібромайданчиків [1,2,3,4,6,7] було встановлено існування різних формул для визначення потужності приводу вібромайданчика. Результати дослідження зведені до таблиці 4 .

Таблиця 4. Потужність приводу.

Автор методики	Потужність приводу P, Вт
Бауман В.О., Биховський І.І., Гольдштейн Б.Г.	З направленими коливаннями, кВт: $P = \frac{K\omega^3}{4\cdot10^7\eta_m\eta_c}(a + \frac{d_ц}{2}\mu)$, З круговими коливаннями: $P = \frac{K\omega^3}{2\cdot10^7\eta_m\eta_c}(a + \frac{d_ц}{2}\mu)$
Сергєєв В.П.	$P = (1{,}25...1{,}3)\frac{F_0 n d_ц \mu K\omega^3}{19{,}5\cdot10^4}$.

Сівко В.Й.	На коливання: $\max P_к = \frac{1}{2}\sigma_0 S x_0 \omega k$ На тертя: $P_{тр} = F_0 \mu \frac{d_ц}{2}\omega$.
Назаренко І.І.	На коливання: $\max P_{ср} = \frac{1}{4}F_0 x_б \omega$ На тертя: $P_{тр} = F_0 \mu \frac{d_ц}{2}\omega$.

В результаті аналізу представлених формул, для нашого випадку будемо використовувати методику Назаренко І.І. [5 стр. 187]. За якою потужність приводу віброплощадки має вид:

$$P = \frac{P_{ср\max} + P_{тр}}{\mu}, \quad (17)$$

де $P_{ср\max}$ – максимальна середня потужність, необхідна для підтримання вібрації;

$P_{тр}$ – потужність, яка необхідна для подолання опору в підшипниках віброзбуждувача.

При направлених коливаннях максимальна середня потужність дорівнює:

$$P_{ср\max} = \frac{1}{4}F_0 x_б \omega, \quad (18)$$

При кругових коливаннях:

$$P_{ср\max} = \frac{1}{2}F_0 x_б \omega. \quad (19)$$

Потужність необхідна для подолання тертя в підшипниках віброзбуджувача знаходиться за формулою:

$$P_{тр} = F_0 \mu \frac{d_ц}{2}\omega, \quad (20)$$

де $d_ц$ – діаметр цапфи валу, для розрахунків $d_ц = (0{,}06...0{,}1)м$;

μ – коефіцієнт тертя кочення в підшипниках:

– для шарикопідшипників $\mu = 0{,}004...0{,}006$,

– для роликових підшипників $\mu = 0{,}005...0{,}008$.

При частоті $\omega = 314 рад/с$, відповідно для малорухомих та рухомих сумішей $x_б = (0{,}003...0{,}008)$ м.

Для приведених вище залежностей приймаємо, що $x_б = 0{,}005$, $\mu = 0{,}008$ тоді потужність приводу буде дорівнювати:

для направлених коливань: $P = 0{,}45 \cdot 10^{-3} \frac{F_0 \omega}{\eta}$. (21)

для кругових коливань: $P = 0{,}53 \cdot 10^{-3} \frac{F_0 \omega}{\eta}$. (22)

В наведених формулах позначимо числа як коефіцієнт u, і остаточно отримаємо формулу потужності для віброплощадки:

$$P = u \frac{F_0 \omega}{\eta}. \quad (23)$$

Згідно принципам системності представимо проектний розрахунок вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями у вигляді системи (рис.2).

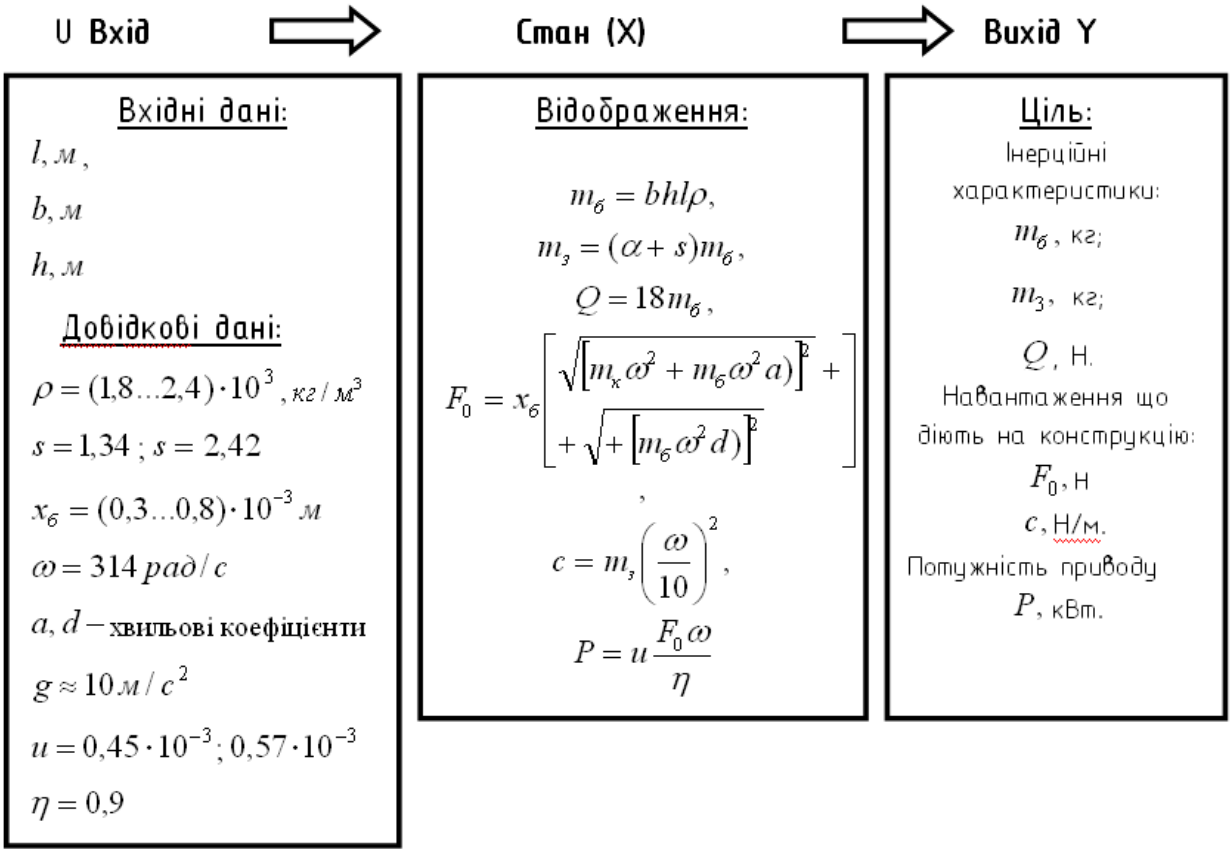

Рисунок 2. Системне представлення проектного розрахунку вібромайданчика з вертикально направленими коливаннями.

За розробленою методикою були проведені розрахунки множини вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями. В якості вхідних даних задавалися значення, що відповідають паспортним даним вже існуючих вібромайданчиків. Результати розрахунків представлені на графіках (рис. 3).

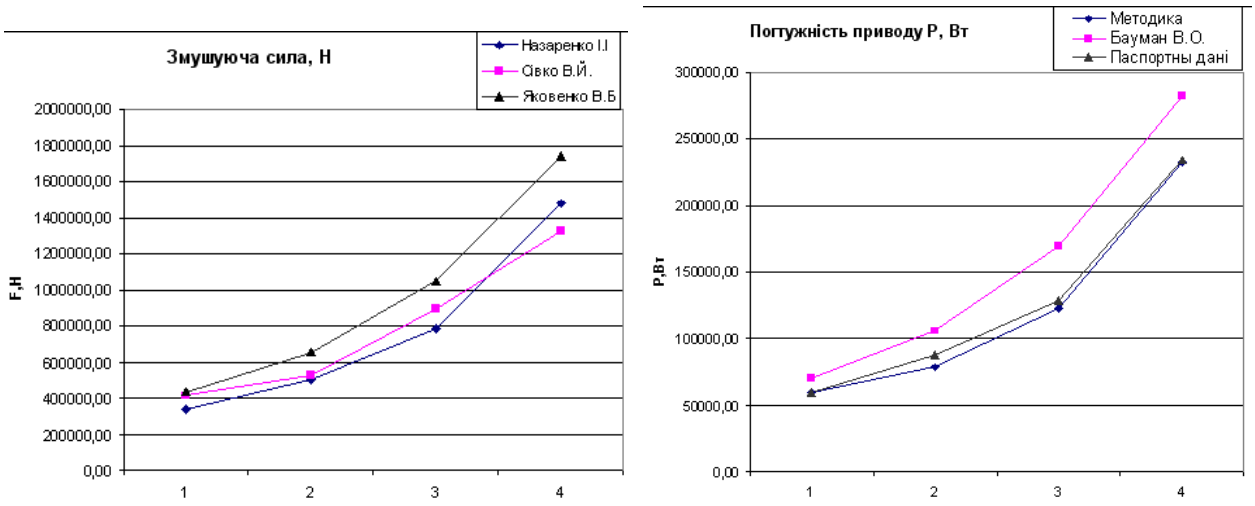

Рисунок 3. Графіки результатів розрахунку та їх порівнянні з паспортними даними.

Висновки. Отримані результати доводять спроможність розробленої методики охоплювати проектним розрахунком не один зразок, а повну множину вібромайданчиків з вертикально направленими коливаннями. Систематизація існуючих методик дозволила визначити всі вхідні дані, в тому числі довідкові та уточнити їх значення. Похибки розрахунку дорівнюють в середньому 9%...10%, що відповідає вимогам попередніх проектних розрахунків. Розроблений алгоритм має системний вид, що дозволяє

використовувати інформаційні технології в процесі розрахунку вібромайданчиків, тим самим зменшити трудомісткість та підвищити ефективність проектних робіт.

Література

1. 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
2. Чубук Ю.Ф., Назаренко І.І., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей.– Чубук Ю.Ф., Назаренко І.І., Гарнец В.Н.– К.: Вища шк.. Головное изд-во, 1985.-168с.
3. Сергеев В.П. Строительные машины и оборудование: Учеб. для вузов / Сергеев В.П.– М.: Высш. шк., 1987. – 376 с.: ил.
4. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів / Назаренко І.І.– Підручник. – К.: КНУБА, – 1999.-488с.
5. Назаренко І.І. Вібраційні машиниі процеси будівельної індустрії: Навчальний посібник.–К.: КНУБА, 2007.-230с.
6. В.Б. Яковенко Моделирование и расчет вибрационных систем. Учебн. пособие / В.Б. Яковенко.– К.:УМК ВО. –1988.–232с.
7. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів: Підручник./ Сивко В.Й. –К.: ІСДО,1994.- 359 с.