

СИСТЕМНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГЛИБИННИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ВІБРОМАШИН

АННОТАЦІЯ. Розроблена нова методика проектного розрахунку глибинних вібромашин, яка відрізняється від існуючих тим, що охоплює певний ряд глибинних вібраторів. Дана методика дозволить проектувати глибинні вібратори в межах певного діапазону. Системне представлення розробленої методики дозволяє застосовувати інформаційні технології для процесу проектування.

Ключові слова: глибинний вібратор, проектний розрахунок, системне моделювання.

АННОТАЦИЯ. Разработана новая методика проектного расчета глубинных вибромашин, которая отличается от существующих тем, что охватывает определенный ряд глубинных вибраторов. Данная методика позволяет проектировать глубинные вибраторы в пределах определенного диапазона. Системное представление разработанной методики дает возможность применять информационные технологии для процесса проектирования.

Ключевые слова: глубинный вибратор, проектный расчет, системное моделирование.

The SUMMARY. The new technique of design calculation of deep vibrators which differs from existing themes that covers the certain number of deep vibrators is created. The given technique allows to design deep vibrators within the limits of the certain range. System representation of the developed technique enables to apply information technologies to process of designing.

Key words: the deep vibrator, design calculation, system modeling

Вступ

В теперішній час ефективність створення машин багато вчому залежить від швидкості і якості проектування. Реалізувати це можливо тільки завдяки розробці нових методик проектного розрахунку, які мали б за мету охоплювати певний ряд машин. Існуючі методи проектування основних видів механічного обладнання не мають цих особливостей. Тому постала проблема в розробці таких методик, створення яких можливо тільки за допомогою використання методів системного моделювання. Ці методи дозволяють систематизувати матеріали досліджень, виявити та сформулювати задачі. Крім того застосування системного підходу дозволяє використовувати інформаційні технології для процесу створення основних видів механічного обладнання.

Одним з видів такого обладнання є циліндричні глибинні вібромашини. Вони являють собою малогабаритні вібраційні механізми які використовуються для ущільнення бетонних або яких-небудь інших сумішей як у вигляді ручного інструменту так і шляхом закріплення їх на різних пристроях, які необхідно приводити в коливальний рух. Глибинні вібромашини складаються з

робочого органа, вібробуджувача та привода. Робочим органом, що занурюється в суміш, може бути: циліндричний корпус (який інколи має оребрення), жорстка плита, просторова конструкція. Вібробуджувачі бувають дебалансні і планетарні, а приводи – електромеханічні та пневматичні. За способом керування віброущільнювачі поділяються на ручні та підвісні. В цьому випадку буде розглянуто циліндричну глибинну вібромашину з дебалансним вібробуджувачем. У цей час в світі найбільш розповсюдженими є ручні глибинні вібратори з вбудованим електродвигуном та дебалансним валом, з частотою вібрування 100...200 Гц. Лідерами виробництва глибинних вібраторів є такі фірми: «Tremix» (Швеція), «Wacker» (Німеччина), «Weber» (Німеччина), «Mikasa» (Японія), «Красный Маяк» (Росія).

Мета та постановка задачі

Методи розрахунку циліндричних вібромашин достатньо повно розроблені теоретично, експериментально та підтверджуються практично, але разом з тим вони розроблені тільки для якоїсь конкретної машини, а частіше представлені в загальному вигляді. Тому представляється доцільним

виконати аналіз існуючих методів розрахунку і результатів експериментальних досліджень глибоких вібротрибок з метою встановлення всіх вхідних (включаючи експериментальні дані) та вихідних параметрів. Визначити можливість застосування цих даних для створення 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 глибоких вібраторів. Дана методика дозволить проектувати глибокі вібратори в межах певного діапазону з деякою похибкою, величину якої можна оцінити за допомогою порівняння з характеристиками, що відповідають реальній машині з представленої множини.

Застосовуючи методи системного моделювання дану методику можна представити як систему, що дає змогу впровадити інформаційні технології в процес проектування вібраторів.

На підставі вище вказаного детально розглянемо методику розрахунку глибокого вібратора. Зобразимо її у вигляді системи.

Виклад основного матеріалу

В загальному вигляді методика розрахунку глибокої циліндричної вібротрибки включає вибір типу машини (ручна, підвісна) та визначення основних розмірів (діаметр, висота робочого органа); встановлення динамічних характеристик (амплітуда і частота коливань); побудова конструктивної схеми та визначення її маси; встановлення координати нульової точки, де відсутні коливання (забезпечення умов віброізоляції: привода, підйомного пристрою або оператора); знаходження змушуючої сили та амплітуди коливань у бетонній суміші; визначення потужності [1].

Розробка методики проектного розрахунку циліндричної глибокої вібротрибки

В результаті проведеного аналізу робіт [1,2,3,4,5], було встановлено всі вхідні, довідкові дані та визначена мета розрахунку (табл. 1). Принципова схема множини вібраторів представлена на рис.1.

Проектний розрахунок основних параметрів

- Основні проектні розміри:

Висота робочого органа h визначається в залежності від товщини шару суміші H , що укладається, м [1]:

$$h \approx (0,8 \dots 0,9)H .$$

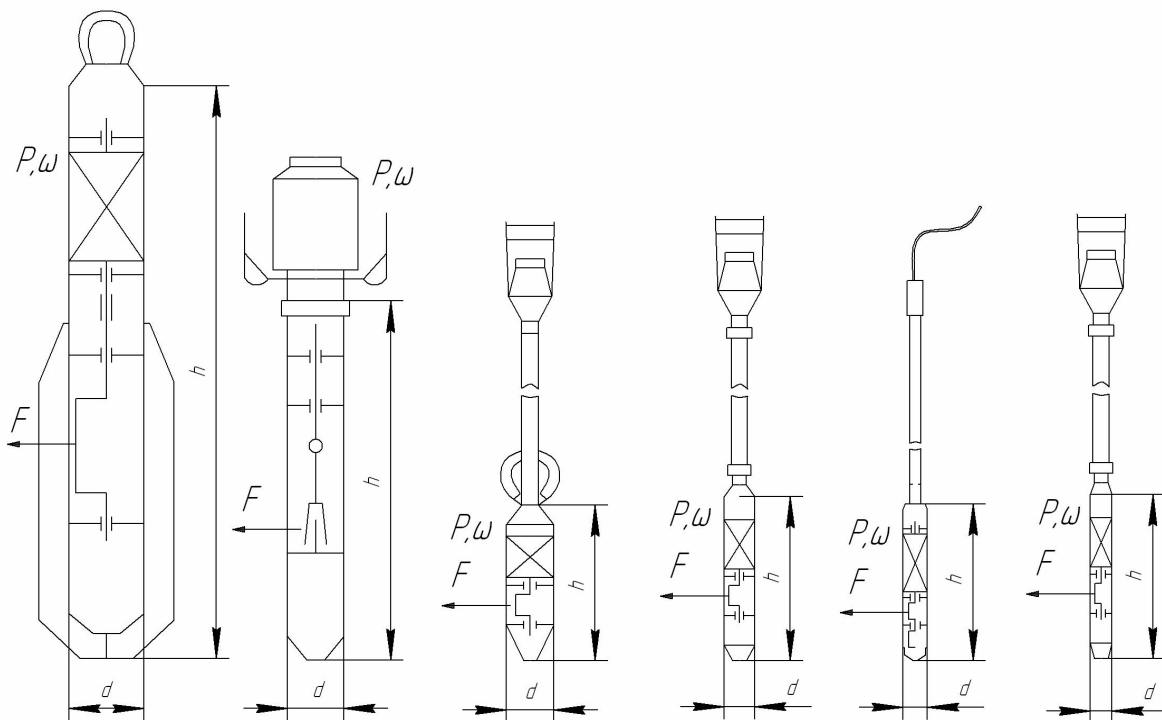


Рис. 1. Циліндричні глибокі вібротрибки з вбудованим електродвигуном

Аналіз існуючих глибинних вібромашин показав наступне значення висоти робочого органа в залежності від діаметра. Результати дослідження зведені до табл. 2.

перекриття зон ущільнення, для глибинного вібратора він складає $k = 0,85$;

t_0 – оптимальний час вібрування в кожному

Таблиця 1

Вхідні, довідкові дані та цілі розрахунку

Вхідні дані	Довідкові дані	Ціль розрахунків
Q – продуктивність, $м^3 / год$; ω – кутова частота вібрування, $рад/с$; h – висота робочого органа, $м$; m' – маса вібромашини, $кг$.	v – лінійна швидкість переміщення вібратора, $v \approx 0,5 м/с$; σ_0 – напруження в контактній зоні вібромашини, $\sigma_0 \approx 540 \cdot 10^{-4} МПа$; ϵ_{y0} – питомий дисипативний опір бетонної суміші ($\epsilon_{y0} = (3...7)10^4$), $Н \cdot с/м^3$; m_{np} – приведена маса бетонної суміші ($m_{np} = 0,3...0,4$), $кг$; μ – коефіцієнт тертя в підшипнику ($\mu = 0,003...0,008$); d_k – внутрішній діаметр підшипника віброзбудника, $м$;	Основні проектні розміри: d – діаметр робочого органа, $м$. Інерційні характеристики вібромашини: m – маса вібромашини, приведена до площини змушуючої сили, $кг$. Зусилля, що діють в конструкції, і динамічні параметри: F – змушуюча сила віброзбудника, $кН$; x_0 – амплітуда переміщень в бетонній суміші, $м$. Потужність привода: P – потужність двигуна $кВт$;

Таблиця 2

Рекомендації по вибору висоти робочого органа

Технічна продуктивність вібратора $Q, м^3 / год$	Діаметр робочого органа $d, м$	Висота робочого органа $h, м$
< 20	0,03...0,045	0,32...0,39
	0,045...0,075	0,39...0,45
> 20	0,08...0,12	0,48...0,55
	0,13...0,2	1...1,5

Діаметр робочого органа визначається з умови продуктивності. Технічна продуктивність вібратора дорівнює [2]:

$$Q = 2 \cdot k \cdot R^2 \cdot H \frac{3600}{(t_0 + t_1)},$$

де k – коефіцієнт, який залежить від схеми укладки бетону та враховуючий часткове

місці заглиблення вібратора $t_0 = (15...30), с$;
 t_1 – час перестановки вібратора з однієї позиції на другу $t_0 = (5...10), с$ (в розрахунках приймаємо $(t_0 + t_1) = 25с$).

H – товщина оброблюваного слою бетоної суміші $H = h - (0,05...0,15), м$. Де h – висота робочого органа, $м$ [3]. Приймаємо $H = (h - 0,1), м$.

R – радіус дії вібромашини визначається ступінню затухання коливань у хвилях, що випромінюються в бетонну суміш та перепадом амплітуд \mathcal{E} [4]. Аналіз різних досліджень показав, що радіус дії залежить від діаметра і складає декілька його значень $R = (4...6)d$ [5].

Підставляючи значення всіх складових в рівняння продуктивності отримаємо наступну формулу:

$$Q = 2 \cdot k \cdot (6 \cdot d)^2 \cdot (h - 0,1) \frac{3600}{(t_0 + t_1)}.$$

Після зроблених перетворень діаметр робочого органа вібратора d , буде дорівнювати, м:

$$d = \frac{1}{360} \sqrt{\frac{Q(t_0 + t_1)}{2 \cdot k \cdot (h - 0,1)}}.$$

При виборі діаметра враховують стандарти за сортаментом холодних безшовних труб по ГОСТ 8734-75. Значення d для ручних машин визначають із ряду 25, 30, 40, 45, 50, 55, 65, 75, 80, 100, 125 мм, а для підвісних – із ряду 120, 150, 175, 200 мм [1].

- *Інерційні характеристики вібромашини:*

Для забезпечення трикутної епюри коливань площина дії змушуючої сили розташована нижче центру мас, тоді вібромашина одночасно здійснює поступальні і поворотні коливання відносно центра мас [4]. Амплітуда переміщень в площині змушуючої сили більше амплітуди переміщень в центрі мас і зворотньо пропорційна масі вібромашини, тобто.

$$m = \frac{1}{1 + \frac{n}{a}} m',$$

де n – відстань від центра мас до площини дії змушуючої сили.

Приведена маса менше дійсної маси вібромашини m , орієнтовно має значення:

$$m = (0,4 \dots 0,8) m'.$$

Для розрахунків приймаємо, що:

$$m = 0,6 m'.$$

- *Зусилля, що діють в конструкції і динамічні параметри.*

Змушуюча сила вібробудника виникає в результаті обертання з кутовою швидкістю ω дебалансу масою m_0 , центр маси якого знаходиться на відстані r_0 від осі обертання. В цьому випадку змушуюча сила буде дорівнювати

$$F = m_0 r_0 \omega^2.$$

де $m_0 r_0$ – статичний момент маси дебалансу вібратора, згідно [4] його можна представити у вигляді

$$m_0 r_0 = m x_0 + \frac{\sigma_0 S}{\omega^2},$$

де σ_0 – напруження в контактній зоні вібромашини, [6]. Значення σ_0 для частоти коливання 200 Гц визначається інтерполяцією. В розрахунках приймаємо значення $\sigma_0 \approx 540 \cdot 10^{-4}$ МПа;

S – площа поздовжнього перерізу робочого органа $S = d \cdot h$, m^2 ;

x_0 – амплітуда вібропереміщень, м. Дана величина пов'язана з лінійною швидкістю переміщення вібратора v , м/с, яка визначається за формулою $v = x_0 \cdot \omega$.

$$\text{Звідки } x_0 = \frac{v}{\omega}.$$

Значення швидкості переміщення вібратора для множини машин, що розглядається, лежить в межах $v = (0,4 \dots 0,6)$, м/с. Приймаємо, що $v \approx 0,5$ м/с. Таким чином амплітуда вібропереміщень x_0 , м буде дорівнювати

$$F = \left(m \frac{v}{\omega} + \frac{\sigma_0 S}{\omega^2} \right) \omega^2 = m v \omega + \sigma_0 d h.$$

Амплітуда вібропереміщень робочого органа в бетонній суміші [4]:

$$x_0 = \frac{F}{\sqrt{\left((m + m_{np}) \omega^2 \right)^2 + \left(\epsilon_{y0} d h \omega \right)^2}}.$$

Емпіричні параметри, які входять в представлену розрахункову модель:

m_{np} – приєднана маса бетонної суміші (реактивна компонента опору);

ϵ_{y0} – питомий на одиницю площі поздовжнього перерізу робочого органа S опір (активна компонента опору).

Розглянемо кожен з цих параметрів більш детально з метою їх уточнення для множини вібраторів, що розглядаються. При розрахунках глибинних вібромашин приєднана маса бетонної суміші m_{np} , зазвичай відноситься до маси робочого органа, і розраховується як частина цієї маси за допомогою коефіцієнта приєднаної маси.

Дані ряду досліджень за коефіцієнтом приєднаної маси при повному зануренні глибинного вібратора в бетон зведені в табл. 3.

В зв'язку з тим, що множина вібраторів має частоту вібування в межах

100...200 Гц, приймаємо, що приєднана маса бетонної суміші дорівнює

$$m_{np} = (0,3...0,4)m.$$

Таблиця 3

Значення коефіцієнта приєднаної маси за даними досліджень різних вчених

Автор	Залежність коефіцієнта приєднаної маси від частоти	Коефіцієнт приєднаної маси
Десов О.Є	з ростом частоти зростає в діапазоні 25-75 Гц	0,15...0,38
Гольдштейн Б.Г Петрунькин Л.П. Биховський І.І. Маклашевський Є.П.	–	0,3...0,4

Фізичний зміст питомого дисипативного опору бетонної суміші $b_{y\delta}$ міститься в тому, що під час руху робочого органа в бетонній суміші частина енергії витрачається на збудження в зоні контакту хвиль зсуву, пов'язаних з в'язким опором розчинної складової бетонної суміші. При цьому частина енергії, яка генерується вібромашиною, перетворюється в тепло. При розрахунках розглядається дискретна модель. В зв'язку з цим коефіцієнт питомого дисипативного опору не враховує поглинання енергії при розповсюдженні хвиль, тобто фактично визначається тільки для пограничного слою.

В роботі [4] приводяться середні значення для коефіцієнта питомого дисипативного опору

$$b_{y\delta} = (3...7) \cdot 10^4 \frac{H \cdot c}{M^3}.$$

Для низьких частот рекомендується приймати менше значення $b_{y\delta}$.

Аналізуючи дані по m_{np} та $b_{y\delta}$ можна зробити висновок, що вони мають загальний характер, і використовуючи їх не можливо розрахувати параметри глибинної вібромашини, враховуючи вплив конкретно заданого середовища. Значення $b_{y\delta}$ можна

розрахувати використовуючи імпеданс для осцилюючого циліндра радіусом R [5]. Для випадку глибинних вібромашин, у яких довжина випромінюваної хвилі більша розмірів випромінювача (діаметр вібратора), активний опір буде дорівнювати

$$b = \frac{1}{4} \rho c S \pi (kR)^3,$$

де S – площа поверхні корпусу вібратора, ($S = \pi d h$); ρ – густина бетону суміші, ($\rho = (2,2...2,6) \text{ кг} / \text{м}^3$); k – хвильове число, ($k = \frac{\omega}{c}$); c – швидкість розповсюдження хвиль, ($c = 50 \text{ м} / \text{с}$), [5]; R – радіус корпусу вібромашини, $R = \frac{d}{2}$.

Питомий на одиницю площі поздовжнього перерізу робочого органа S опір складає

$$b_{y\delta} = \frac{1}{4} \rho c \pi \left(\frac{\omega \cdot d}{2c} \right)^3.$$

Приєднана маса (реактивний опір) дорівнює масі середовища в об'ємі, яка витиснена циліндром висотою h [5]:

$$m_{np} = \rho \frac{\pi d^2}{4} h,$$

де ρ – густина середовища, в нашому випадку це густина бетонної суміші ρ_6 , $\text{кг} / \text{м}^3$.

Враховуючи те, що вібратор має не суцільну конструкцію та його робота розглядається в площині дії змушувальної сили, в вище наведену формулу необхідно ввести поправковий коефіцієнт, тоді

$$m_{np} = 0,6 \rho_6 \frac{\pi d^2}{4} h.$$

Остаточно формула для визначення амплітуди коливань вібратора в бетонній суміші набуває вигляду

$$x_6 = \frac{F}{\sqrt{\left(\left(m + 0,6 \rho_6 \frac{\pi d^2}{4} h \right) \omega^2 \right)^2 + \left(\frac{1}{4} \rho_6 c \pi^2 d^2 h^2 \left(\frac{\omega \cdot d}{2c} \right)^3 \omega \right)^2}}.$$

• *Потужність приводу.*

Потужність приводу глибинного вібратора визначається енергією, яка витрачається на подолання зовнішніх та внутрішніх активних опорів. Зовнішні опори залежать від умов передачі енергії в середовище, характеру коливань, властивостей бетонної суміші. Внутрішній опір створюється тертям, яке виникає в підшипниках вібратора. Таким чином потужність приводу має дві складові

$$P = P_k + P_T,$$

де P_k – потужність, що витрачається на коливання; P_T – потужність, що витрачається на тертя.

Для вбудованих двигунів, які під час роботи охолоджуються бетонною сумішшю, потужність, яка витрачається на коливання, визначається за своїм середнім значенням при кругових коливаннях [5]:

$$P_k = Fx_6\omega \sin \varphi \text{ або } P_k = (x_6\omega)^2 \epsilon_{y0} S,$$

де $S = dh$ – активна площа робочого органа; φ – кут зсуву фаз.

Потужність, що витрачається на тертя,

$$P_T = 0,5Fd_k\omega\mu,$$

де d_k – діаметр внутрішнього кільця підшипника, м. В межах множини вібраторів, що розглядаються, середнє значення діаметра внутрішнього кільця підшипника можна визначити співвідношенням. Данне співвідношення визначається конструктивно

$$d_k \approx d \cdot 0,55,$$

де μ – коефіцієнт тертя кочення (залежить від типу мастила), $\mu = 0,003...0,008$.

Втрати на тертя в підшипниках залежать від:

- опору перекочування тіл кочення по біговій доріжці;
- часткового ковзання тіл кочення по біговій доріжці;
- ковзання сепаратора по тілам кочення, а також по кільцям у випадку його спирання на них або на бортики;
- опір переміщення мастила;
- тертя елементів ущільнення підшипників.

Величина втрат на тертя в підшипниках залежить від навантаження, умов змащення (тип та кількість мастила), а також від швидкості обертання підшипника.

Коефіцієнт μ дається для мінімального навантаження і нормальних робочих умов.

В період пуску тертя може бути більше ніж на 50% [3] розрахованого за допомогою коефіцієнта μ .

Отже потужність приводу глибинного вібратора з вбудованим електродвигуном та дебалансним валом розраховується за формулою

$$P = (x_6\omega)^2 \epsilon_{y0} d h + 0,5F d_k \omega \mu.$$

Згідно принципам системності представимо проектний розрахунок глибинної циліндри-

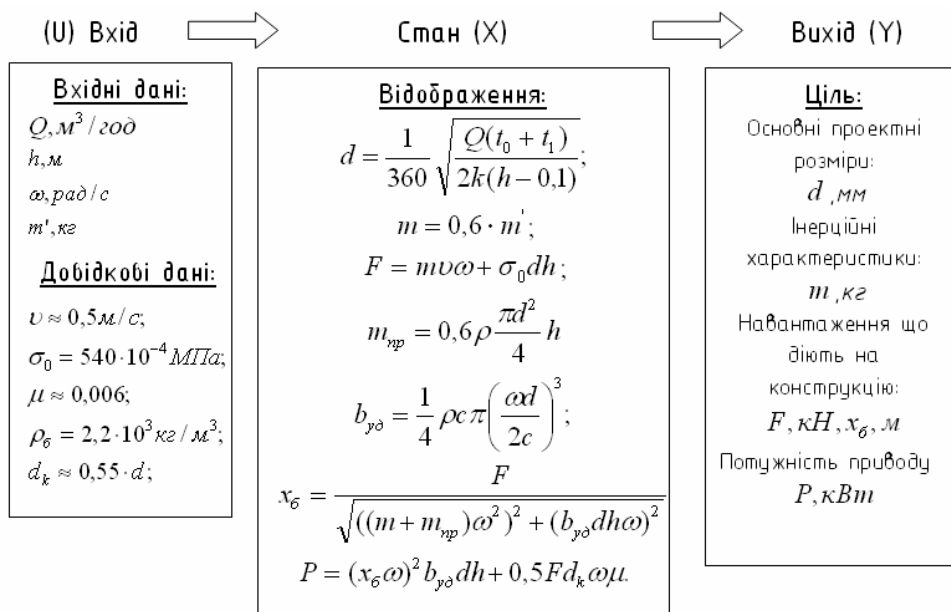


Рис. 2 Системне представлення проектного розрахунку циліндричних глибинних вібраторів

чної машини у вигляді системи (рис. 2).

За складеною методикою були проведені розрахунки всієї множини вібраторів. В якості вхідних даних задавалися значення,

що відповідають паспортним даним вже існуючих глибинних вібраторів. Результати розрахунків представлені на гістограмах (рис. 3).

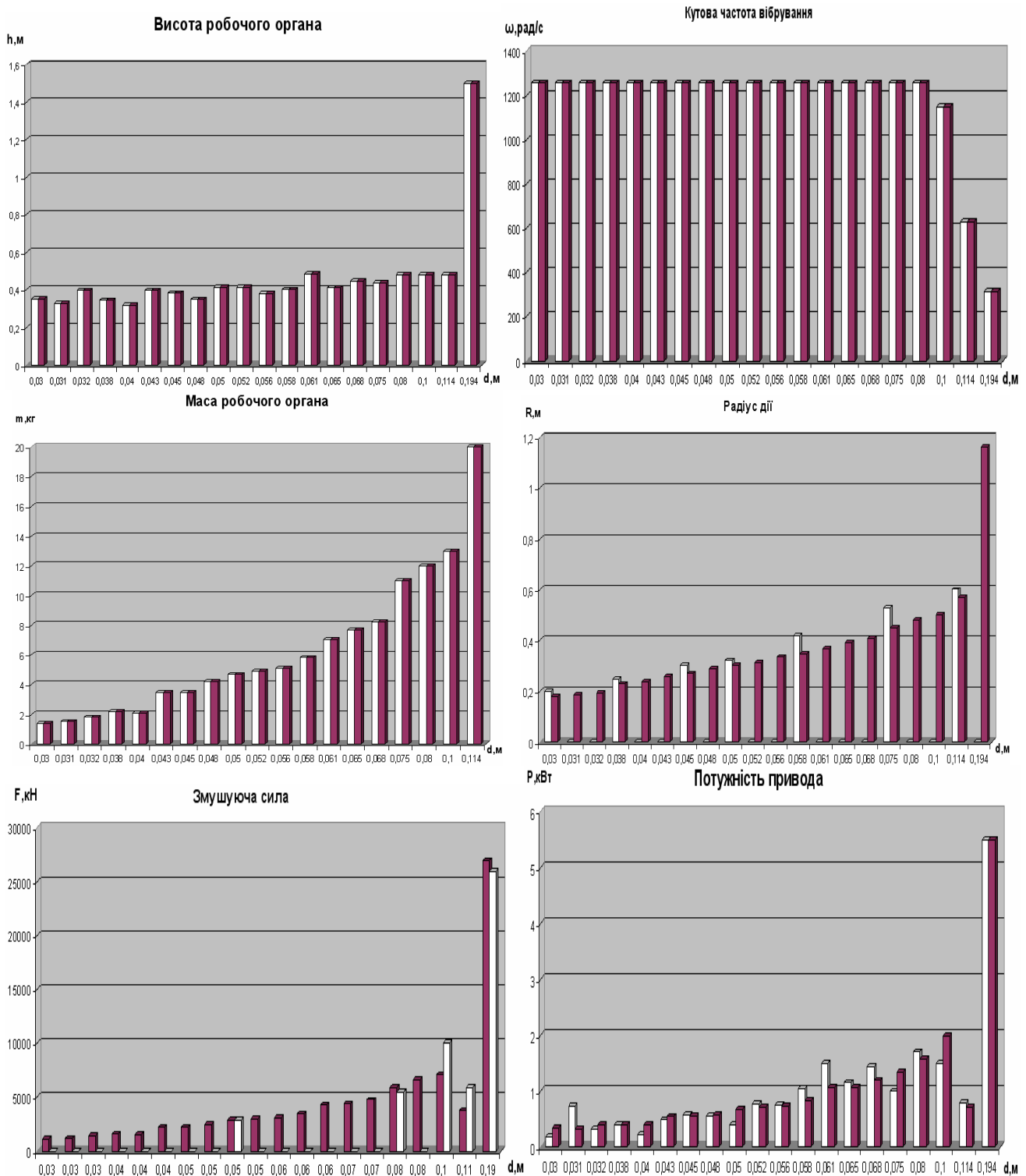


Рис. 3 Гістограми результатів розрахунку та їх порівняння з паспортними даними існуючих глибинних вібраторів.

Аналіз результатів розрахунку показав, що для всієї лінійки вібраторів загальна похибка розрахунку склала 7...10%.

Висновки

Отримані результати доводять спроможність розробленої методики охоплювати проектним розрахунком не один зразок, а повну множину існуючих глибинних вібраторів. 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 глибинних вібраторів, тим самим зменшити трудомісткість та підвищити ефективність проектних робіт.

Література

1. *Назаренко І.І.* Машини для виробництва будівельних матеріалів / Назаренко І.І.– Підручник. – К.: КНУБА, – 1999.-488с.
2. *Бауман В.А.* Вибрационные мшины в строительстве и производстве строительных материалов. Справ очник. / Под ред.. В.А. Баумана, И.И. Быховского, Б.Г. Гольдштейна,– М., «Машиностроение», – 1970г.–450с.
3. Научно-технический отчет по теме: «Создание вибраторов с улучшенными технико-экономическими характеристиками» (заключительный отчет), Тема П-85, – Химки.: Объединение «ВНИИСМИ», – 1987 г.– 55с.
4. *Чубук Ю.Ф.* Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. / Ю.Ф. Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1985. – 168с.
5. *Яковенко В.Б.* Моделирование и расчет вибрационных систем. Учеб пособие/ В.Б. Яковенко. – К.: УМК ВО. – 1988г. – 232с.
6. *Сівко В.Й.* Механічне устаткування підприємств будівельних виробів: Підручник./ Сівко В.Й. –К.: ІСДО,1994.- 359 с.

Рецензент: В.Й. Сівко, д.т.н., проф.
(КНУБА)

Отримано: 01.06.2009 р.