

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВІБРОЗАГЛИБЛЮВАЧА ПАЛЬ

Лютенко В. Є., Нагорний В. І.

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, м.

Полтава, Україна

В теперішній час набула широкого впровадження вібраційна техніка як на будівництві так і в сільському господарстві. Останнім часом все більше уваги приділяється процесу вібраційного заглиблення палі при будівництві фундаментів, мостів і других земляних сучасних споруд. Це вимагає досконалого вивчення вібраційного процесу і вибору більш раціональних способів його здійснення.

Вібраційне заглиблення палі є важливою операцією при спорудженні фундаментів під будь-яку споруду. Від якості виконаної цієї операції залежать надійність, міцність, стійкість, , а також термін її служби.

Віброзаглиблення палі є найбільш ефективним способом створення надійного фундаменту під споруди різного призначення. Віброзаглиблення, яке широко використовується на будівництві і в аграрному секторі, відноситься до безударної технології занурення палі. Для віброзаглиблення використовують низькочастотні (300...500 коливань за 1 хв.) і високочастотні (600...1500 коливань за 1 хв.) віброзаглиблювачі. Низькочастотними віброзаглиблювачами занурюють важкі палі, оболонки великого діаметра, а високочастотними – легкі палі у водонасищених пісчаних ґрунтах.

При розрахунку вібраційних заглиблювачів на статичну й утомлену міцність коливальні процеси конструкцій та їх динамічні навантаження, в цей час, не враховуються. Однак їх несучу здатність можна значно підвищити, якщо у розрахунках при їх проектуванні враховувати їхні амплітудно-частотні характеристики. Відсутність ж уточненої методики розрахунку сучасних вібраційних машин, в тому числі і віброзаглиблювачів, для здійснення ефективного занурення різноманітних палі ускладнює їхнє проектування і експлуатацію.

Для отримання більш точних розрахунків, механічні вібрації нами досліджувались у взаємозв'язку з електромагнітними процесами і в результаті була розроблена математична модель динамічних процесів, яка включала як нелінійні диференціальні рівняння руху привідної системи віброзаглиблювача так і лінійне диференціальне рівняння електромагнітних явищ в електричному двигуні. За результати теоретичних досліджень побудовані графіки які характеризували процес, що розглядався.

В роботі теоретично досліджено, з використанням математичного програмного середовища MathCAD, динаміку механізму привода віброзаглиблювача і отримано результати які можуть бути використані при проектуванні, розрахунку та визначенні динамічних навантажень подібних вібраційних машин.

Ключові слова: математична модель, низькочастотні і високочастотні коливання, вібрація, віброзаглиблювач, заглиблення палі.

Вступ. Коливальні (вібраційні) процеси, які з давніх - давен використовує людство, є природними та закономірними явищами. Значна кількість перших технологій, що були зароджені в давнину, удосконалені на більш високому сучасному технічному і технологічному рівні. В даний час знайти альтернативу цим передовим технологіям на основі коливальних процесів практично не можливо, що пов'язано з простотою їх реалізації, низькою собівартістю, а також високою ефективністю.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Розробленням теоретичних основ створення вібраційних машин у Радянському Союзі, потім пост-радянському просторі та сучасній Україні займалися такі видатні науковці та провідні інженери, як І.І. Артоболевський, А.П. Бабічев, І.І. Блехман, І.І. Биховський, Г.Б. Букати, І.Ф. Гончаревич, Б.І. Крюков, Є.Є Лавендел, Л.П. Левін, О.С. Ланець, І.І. Назаренко, В.П. Надутий, А.О. Співаковський, Л.П. Стрельников, Я.Г. Пановко, В.О. Повідайло, В.М. Потураєв, В.Н. Франчук, П.А. Сергєєв та ін.

До кінця 50-х років лідерство в галузі вібротехніки держали науковці Західної Європи та Північної Америки. Згодом, за деякими напрямками вітчизняні науковці уже випереджали зарубіжних представників.

Вагомий вклад в розроблення дебалансних приводів внесли науковці Національного гірничого університету та Інституту геотехнічної механіки (м. Дніпро) Б.І.Крюков, В.П. Франчук, В.П. Надутий та їх керівник академік В.М. Потураєв [1]. Переважна більшість усіх їх розробок ґрунтувалась на дебалансному приводу, що обумовлено необхідністю створення простих конструкцій зі значними збурювальними зусиллями для великогабаритних установок гірничодобувної промисловості.

Розробленням методик розрахунку та експериментальних зразків також займалися науковці Київської школи вібротехніки Ю.Ф. Чубук, І.І. Назаренко, В.Б. Яковенко [2] та ін. Їхні розробки відповідних вібраційних машин відносились до обладнання для ущільнення бетонних сумішей в будівництві.

Розробкою тримасових вібраційних машин займалися наступні науковці та провідні інженери Львівської політехніки, як В.О. Повідайло, Р.І. Сілін, В.А. Щигель, В.Д. Уфимцев, О.В. Гаврильченко, Ю.П. Шоловій, А.Л. Беспалов [3]. Ними було сконструйовано та апробовано цілий ряд мало – та середньогабаритних вібраційних машин різного призначення з використанням динамічного гасника. Конструктивні схеми цих машин були тримасовими, однак в розрахункових схемах вони зводились переважно до дво – одномасових.

Дослідженню коливальних явищ механічних систем також присвячені праці зарубіжних вчених Коллаца Л. [4] і Тондла А. [5], Йагадіша Н.[8], Каплана Д. [9].

Віброзаглиблення, яке широко використовується на будівництві і в аграрному секторі, відноситься до безударної технології занурення палів. Для віброзаглиблення використовують низькочастотні (300...500 коливань за 1 хв.) і високочастотні (600...1500 коливань за 1 хв.) віброзаглиблювачі. Низькочастотними віброзаглиблювачами занурюють важкі палі, оболонки великого діаметра, а високочастотними – легкі палі у водонасичених пісчаних ґрунтах. Віброзаглиблювачі передають елементам, що заглиблюються, коливання заданої частини, амплітуди, напругу, в результаті чого забезпечуються процеси занурення палів. Робота віброзаглиблювачів ґрунтується на різкому зменшенні коефіцієнта тертя між ґрунтом і поверхнею елемента під дією коливань.

Для забезпечення більш високої достовірності результатів механічні вібрації слід досліджувати у тісному взаємозв'язку з електромагнітними процесами [6 – 7], тому нами розроблена математична модель динамічних процесів, з використанням як нелінійних диференціальних рівнянь руху привідної системи віброзаглиблювача палів так і лінійного диференціального рівняння електромагнітних явищ в електричному двигуні його приводу.

Постановка проблеми. Метою статті є висвітлення результатів математичного моделювання коливальних процесів при роботі віброзаглиблювача палів та визначення динамічних навантажень на його елементи.

Результати дослідження. Сучасні віброзаглиблювачі являють собою пружну багатомасову систему, що володіє нескінченним числом ступенів вільності. Однак можна

виділити найбільш характерні елементи: це корпус віброзаглиблювача з наголовником палі (не підресорена частина), дебалансний вал та його привід (електродвигун з привантажувальною плитою). Розглянемо, нами спроектований, віброзаглиблювач як тримасову систему (рис.1). Приведення всіх мас системи, жорсткостей пружних ланок, а також сил та моментів робимо до осі обертання ротора електродвигуна.

Для складання рівнянь руху та електромагнітного стану електродвигуна привода скористаємося наступними рівняннями у формі (рис.1):

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 - m_1 e x_1 \ddot{\sin \varphi}_1 - c_1 (x_3 - 0,0174 r \varphi_1) = -M_{CD}; \quad (1)$$

$$(m_2 + m_1) \ddot{x}_2 - m_1 e (\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1) - c_2 (x_3 - x_2) = -M_{СП}; \quad (2)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 + \frac{c_1}{i^2} (x_3 - 0,0174 r \varphi_1) + c_2 (x_3 - x_2) = M(t), \quad (3)$$

де J_1 – момент інерції ротора електродвигуна з ведучим шківом клинопасової передачі; m_1 – приведена маса дебалансів з веденим шківом пасової передачі; m_2 – приведена маса корпусу віброзаглиблювача з наголовником палі; m_3 – маса електродвигуна з привантажувальною плитою; M_{CD} – приведений момент сил опору переміщення (обертання) дебалансів; $M_{СП}$ – приведений момент сил опору переміщення палі; $M(t)$ – момент електродвигуна привода; ν – властивий коефіцієнт дисипації клинового паса; i – передавальне число пасової передачі; e – ексцентриситет дебаланса; c_1 – приведений коефіцієнт жорсткості клинового паса на розтяг; c_2 – приведена жорсткість пружин; φ_1 , x_2 , x_3 – кут повороту, лінійні переміщення відповідно першої, другої і третьої мас; $x = 0,0174 r \varphi$ – залежність між кутовими і лінійними переміщеннями мас; r – радіус шківа клинопасової передачі або величина $r = e$ – ексцентриситет дебалансів.

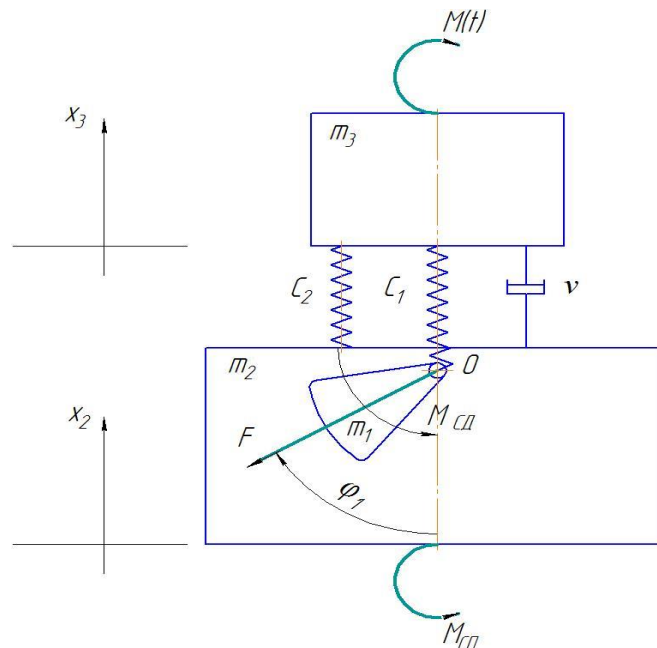


Рис.1. Розрахункова схема віброзаглиблювача

Момент приводного електродвигуна виразимо диференціальною залежністю [6–7]

$$M(t) = A_0 + A_1 M'(t) + A_2 x_3''(t), \quad (4)$$

де A_0, A_1, A_2 – постійні електродвигуна. Постійні визначаються виразами:

$$A_0 = \frac{2M_k}{S_k}; \quad A_1 = \frac{1}{\omega_0 S_k}; \quad A_2 = \frac{2M_k}{\omega_0 S_k}, \quad (5)$$

де M_k – критичний момент електродвигуна; S_k – критичне ковзання ротора електродвигуна; ω_0 – синхронна кутова швидкість електродвигуна; t – час.

Межі використання рівняння (4) обмежуються значеннями моменту [6, 7]

$$-0,8M_k \leq M \leq 0,8M_k. \quad (6)$$

Подальше перетворені нелінійні диференціальні рівняння (1–3) після заміни і пониження їх порядку, для зручності рішення на ЕОМ з використанням застосунку MathCAD, мають наступний вигляд:

$$q''(t) = w(t);$$

$$w'(t) = \frac{c_1(s(t) - 0,0174e q(t)) - M_{CD}}{J_1 - 0,0174e \sin(q(t))};$$

$$u'(t) = p(t);$$

$$p'(t) = \frac{m_1 e w^2(t) \cos q(t) + c_2(s(t) - u(t)) - M_{СП}}{((m_1 + m_2) - 2831 \sin(q(t))) 1/i^2};$$

$$s'(t) = k(t);$$

$$k'(t) = -\frac{c_1}{i^2 m_3} (s(t) - 0,0174e q(t)) - \frac{c_2}{m_3} (s(t) - u(t)) + \frac{M(t)}{m_3}; \quad (7)$$

$$M'(t) = \frac{M(t)}{A_1} - \frac{A_2}{A_1 0,0174e} k(t) - \frac{A_0}{A_1};$$

$$o(t) = \frac{c_1(s(t) - 0,0174e q(t)) - M_{CD}}{J_1 - 0,0174e \sin(q(t))};$$

$$d(t) = \frac{m_1 e w^2(t) \cos q(t) + c_2(s(t) - u(t)) - M_{СП}}{((m_1 + m_2) - 2831 \sin(q(t))) 1/i^2};$$

$$b(t) = -\frac{c_1}{i^2 m_3} (s(t) - 0,0174e q(t)) - \frac{c_2}{m_3} (s(t) - u(t)) + \frac{M(t)}{m_3};$$

$$F(t) = m_1 e w^2(t),$$

де $o(t)$, $d(t)$, $b(t)$ кутове та лінійні прискорення відповідно ротора електродвигуна і мас m_2 та m_3 ;

$F(t)$ – відцентрова сила інерції дебалансів.

Здійснена наступна заміна:

$$\varphi_1 = q(t); \quad \dot{\varphi}_1 = w_1(t) = \dot{q}(t); \quad x_2 = u(t); \quad \dot{x}_2 = p(t) = \dot{u}(t); \quad x_3 = s(t); \quad \dot{x}_3 = k(t) = \dot{s}(t); \quad o(t) = w(t) = \dot{q}(t); \quad d(t) = p(t) = \dot{u}(t); \quad b(t) = k(t) = \dot{s}(t). \quad (8)$$

Початкові умови мають вигляд:

$$(t=0); \quad q(0) = 0; \quad w(0) = 0; \quad u(0) = 0; \quad p(0) = 0; \quad s(0) = 0; \quad k(0) = 0; \quad o(0) = 0; \quad d(0) = 0; \quad b(0) = 0; \quad M(0) = 0; \quad F(0) = 0. \quad (9)$$

Розв'язання системи нелінійних рівнянь (7) виконуємо для механізму приводу віброзаглиблювача з електроприводом, що мають параметри, наведені в таблицях 1 і 2.

Таблиця 1

Параметри приводу віброзаглиблювача

Параметри	Одиниці вимірювання	Числові значення	Параметри	Одиниці вимірювання	Числові значення
J_1	кг·м ²	1,275	i	–	2
m_2	кг	14160	ν	Нс / м	25
m_3	кг	660	c_1	Нм/рад	200000
c_2	Н/м	680000	r_1	м	0,3
M_{CD}	Нм	50	$M_{СП}$	Нм	1500

Таблиця 2

Значення постійних електродвигуна приводу віброзаглиблювача

Тип електродвигуна	Режим роботи електродвигуна	Кутова швидкість ротора електродвигуна, рад/с	Постійні електродвигуна		
			A_0	A_1	A_2
МТВ 512–8 N = 50 кВт n = 720 об/хв.	Робоча характеристика	75,4	67105	– 0,9471	– 1495

У результаті розв'язання одержуємо значення моменту електродвигуна механізму приводу віброзаглиблювача, кутові, лінійні переміщення дебалансів, корпусу віброзаглиблювача з наголовником палі, електродвигуна з привантажувальною плитою і їх швидкості, а також – їх кутові прискорення.

Побудований за виконаними розрахунками графік зміни моменту електродвигуна приводу віброзаглиблювача у функції часу (рис. 5) показує, що розгін приводу дебалансного вала триває близько 3 с від моменту його включення досягаючи, при цьому, максимального значення.

Аналізуючи графік (рис. 5) можна засвідчити, що відцентрова сила інерції дебалансів $F(t)$ через 1,5 – 2 с набуває сталого значення.

На рисунку 3 показана зміна переміщення маси $U(t) = m_2$ корпусу віброзаглиблювача з наголовником палі, що моделює процес занурення палі в ґрунт.

Маса m_3 складається із маси електродвигуна та привантажувальної плити.

Змінюючи масу привантажувальної плити, приведену жорсткість пружин c_2 можна змінювати робочі параметри віброзаглиблювача і моделювати процес занурення палі, використовуючи, при цьому, створену нами математичну модель.

Побудовані нами графіки (рис. 2 – 5) свідчать про те, що в процесі занурення палі віброзаглиблювачем відбуваються нелінійні коливальні процеси. Із отриманих нелінійних рівнянь (1 – 3) можна отримати наступну інформацію:

- обертання дебалансів нерівномірне;
- коливання корпусу віброзаглиблювача з наголовником палі несинусоїдальні;
- коливання кутової швидкості обертання дебалансів і коливання корпусу віброзаглиблювача з наголовником палі впливають один на одного;
- постановка задачі про коливання корпусу віброзаглиблювача з наголовником палі являється нелінійною.

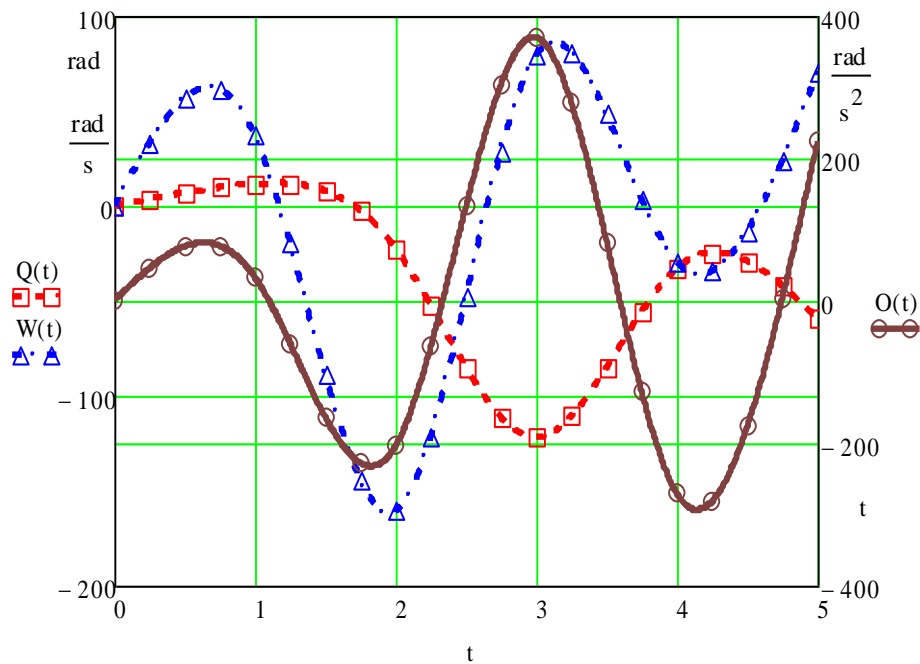


Рис.2. Зміна кутового переміщення маси $Q(t) = \varphi_1$, кутової швидкості $W(t) = \dot{\varphi}_1 = \dot{Q}(t)$ та кутового прискорення дебалансного вала $O(t) = \ddot{\varphi}_1 = \ddot{W}(t) = \ddot{Q}(t)$

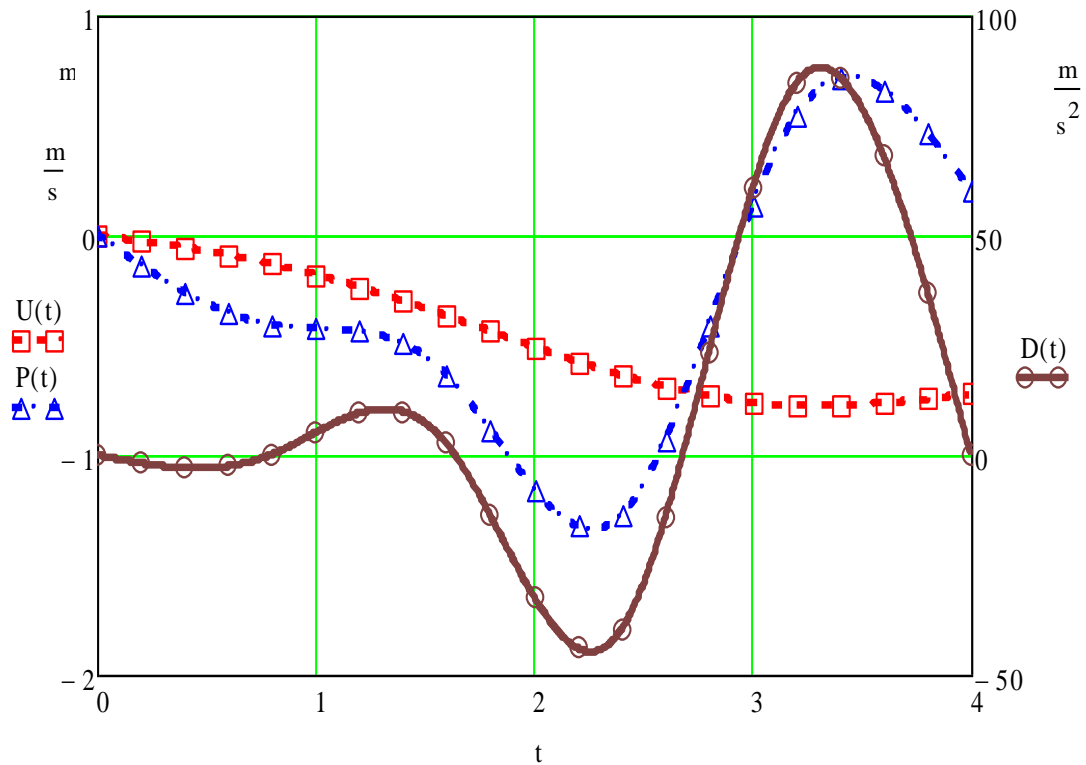


Рис.3. Зміна переміщення маси $U(t) = m_2$, швидкості $P(t) = m_2 \dot{U}(t)$ та прискорення $D(t) = m_2 \ddot{U}(t)$

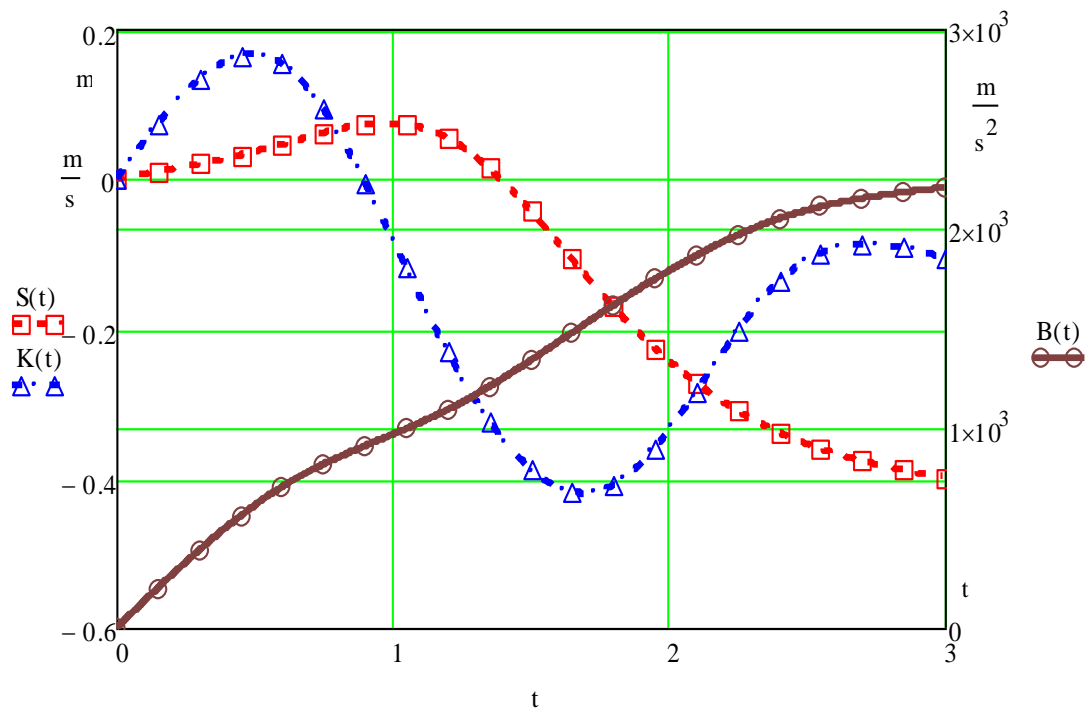


Рис.4. Зміна переміщення маси $S(t) = m_3$, швидкості $K(t) = m_3 \dot{S}(t)$ та прискорення $B(t) = m_3 \ddot{S}(t)$

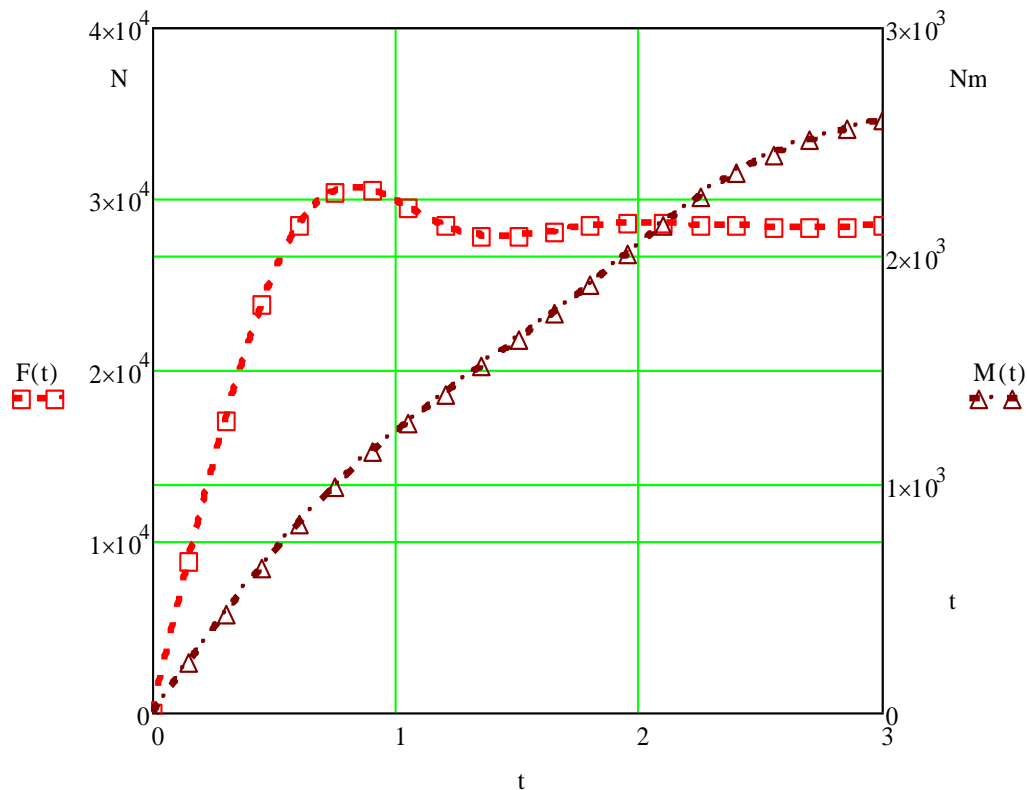


Рис.5. Відцентрова сила інерції дебалансів $F(t)$ та момент електродвигуна привода віброзаглибувача $M(t)$

Для перехідних процесів, показаних на рис. 2, 3 і 4, характерне коливання кутового і лінійних переміщень, швидкостей, а також їх прискорень. Тому розрахунок робочих режимів віброзаглиблювача необхідно виконувати на основі рівнянь електромеханічного стану системи.

Використання числових методів інтегрування нелінійних диференціальних рівнянь руху і електромагнітного стану дає можливість використовувати запропоновану методику для розрахунку динамічних навантажень у електромашинній та механічній системах віброзаглиблювача.

Висновки

Побудована математична модель дає можливість проводити докладний аналіз пускових режимів роботи віброзаглиблювача з урахуванням нерозривної взаємодії електричної машини і механічної частини привода.

У роботі теоретично досліджено, з використанням математичного програмного середовища MathCAD, динаміку механізму привода вібратора віброзаглиблювача.

Отримані результати дослідження механізму привода віброзаглиблювача, з використанням математичного програмного середовища MathCAD, можуть бути використані при проектуванні, розрахунку та визначенні динамічних навантажень подібних вібраційних машин.

Список використаних джерел

1. Потураев В. Н. Вибрационная техника и технологии энергоемких производств / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, В.П. Надутый: Монография. – Днепропетровск, 2002.–190 с.
2. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів / І.І. Назаренко: Підручник. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.

3. Повідайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання / В.О. Повідайло: Навч. посібник. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2004. – 261 с.
4. Коллац Л. Задачи на собственные значения: Монография.– М.:Наука, 1968.– 504 с.
5. Тондл А. Автоколебания механических систем: Монография.– М.: Мир, 1979.– 432 с.
6. Чабан В. Й. Математичне моделювання в електротехніці / В.Й. Чабан. –Львів.: Вид-во Тараса Сороки, 2010. – 508 с.
7. Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В.И. Ключев. – М.: Энергия, 1976. – 320 с.
8. Jagadish, H. P. Robust Sensorless Speed Control of Induction Motor with DTFC and Fuzzy Speed Regulator / H. P. Jagadish, S. F. Kodad // International Journal of Electrical and Electronics Engineering. – 2011. – № 5. – P. 17–27.
9. Kaplan, D. Understanding Nonlinear Dynamics / D. Kaplan, L. Glass. – New York: Springer-Verlag, 1995. – 420 p.

Abstract

MATHEMATICAL MODEL OF VIBRATION DIPPING OF PILES

Liutenko V.Ye., Nagorny V.I.

At the present time, the vibratory technique has become widely used both in construction and in agriculture. Recently, more and more attention is paid to the process of vibration dipping of piles in the construction of foundations, bridges and other earthly modern structures. This requires a thorough study of the vibration process and the choice of more rational ways of implementing it.

Vibration dipping of piles is an important operation in the construction of foundations for any construction. The quality of this operation depends on the reliability, durability, and the duration of its operation.

Vibration dipping of piles is the most effective way to create a reliable foundation for different purpose buildings. Vibration dipping of piles, which is widely used in construction and in the agrarian sector, refers to the impact-free technology of immersion of piles. For vibration dipping, low-frequency (300 ... 500 oscillations per minute) and high-frequency (600 ... 1500 oscillations per 1 minute) vibration dipping piles. Low-frequency vibration dipping of piles dipping heavy piles, large-diameter shells, and high-frequency dipping of piles in water-saturated sandy soils.

In the calculation of vibration dipping piles for static and tired strength, oscillatory processes of structures and their dynamic load, at this time, are not taken into account. However, their bearing capacity can be significantly increased if the calculations in their design take into account their amplitude-frequency characteristics. The lack of a precise method for calculating modern vibration machines, including vibration dipping piles, complicates their design and operation for the effective immersion of a variety of piles.

In order to obtain more accurate calculations, mechanical vibrations were investigated in connection with electromagnetic processes and as a result a mathematical model of dynamic processes was developed, which included both nonlinear differential equations of motion of the drive system of the vibration aggregator and a linear differential equation of electromagnetic phenomena in the electric motor. According to the results of theoretical studies, graphs were constructed that characterize the process that was considered.

In the work theoretically, using mathematical software environment MathCAD, the dynamics of the mechanism of drive of a vibration dipping piles and obtained results that can

be used in designing, calculating and determining the dynamic loads of similar vibration machines.

Keywords: *mathematical model, low frequency and high frequency oscillations, vibration, vibration dipping, piles deepening.*