

Техніка Будівництва



16, 2004

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№16, 2004

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
16 '2004

Видається з 1997р. двічі на рік
Свідоцтво про державну реєстрацію КВ №1250 від 17.02.95 р.

Засновники: Академія будівництва України,
Київський національний університет будівництва і архітектури

Редакційна колегія:

Назаренко І.І., д-р техн. наук (головний редактор)
Андріяннов В.П.; Антонюк А.С., канд. техн. наук; Бойко І.П., д-р техн. наук;
Баладінський В.Л., д-р техн. наук; Барашиков А.Я., д-р техн. наук;
Войтенко С.П., д-р техн. наук; Гвоздь О.О.; Гончаренко Д.Ф., д-р техн. наук;
Гречанінов В.П., Григоровський Є.П., д-р техн. наук; Гулеватий С.І., канд. техн. наук;
Злобін Г.К.; Клименко М.О. (відповідальний секретар); Кривенко П.В., д-р техн. наук;
Лівінський О.М., д-р техн. наук; Лимаренко В.О., канд. техн. наук;
Ловейкін В.С., д-р техн. наук; Муляр Л.Х., канд. арх., Олійник О.Я., д-р техн. наук;
Пермяков В.О., д-р техн. наук; Проценко К.І., Рунова Р.Ф., д-р техн. наук;
Сівко В.Й., д-р техн. наук; Смірнов В.М., канд. техн. наук (заст. головного редактора);
Сукач М.К., канд. техн. наук; Хмара Л.А., д-р техн. наук; Черненко В.К., д-р техн. наук

Рекомендовано до друку Вченою радою
Київського національного університету будівництва і архітектури
Протокол № 2 від 29.10.2004 р.

Редактор Баранов Ю.О.
Технічний редактор Свідерський А.Т.
Комп'ютерна верстка Клименко М.О., Климчук О.А.
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2004

ЗМІСТ

<i>Техніка для земляних і дорожніх робіт</i>	4
Смірнов В.М., Головань В.П. Високоєфективні ковшові бурові робочі органи	4
Сукач М.К., Магнушевський В.І. Виймання корисних копалин з дна секторним способом.....	11
Свідерський А.Т. Дослідження та принципи розрахунку тримасних віброударних гідравлічних трамбівок	16
Лесько В.І. Методи оцінки показників безвідмовності одноківшових екскаваторів за характеристиками потоку відмов	25
<i>Підйомно-транспортні машини</i>	34
Пелевін Л.Є., Аржаєв Г.О., Салтовський Б.Г. Визначення пружних параметрів реологічної моделі пневматичної шини.....	34
<i>Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії</i>	41
Сивко В.И., Омельченко А.А. Оценка влияния уплотняемой бетонной смеси на выбор режимов рабочего органа вибромашины	41
Пентюк Б.М. Зачистка керамічних заготовок гнучкими елементами.....	45
Човнюк Ю.В. Применение метода стационарной фазы в исследовании переходного процесса дискретно-континуальных систем с одной степенью свободы движения.....	50
Назаренко І.І., Клименко М.О. Експериментальне дослідження фізико-механічних властивостей будівельних сумішей.....	54
Сергеев А.М. Экспериментальные исследования рабочего процесса комбинированного поперечно-поточного и баллистического классификатора	63
Човнюк Ю.В., Корнійчук Б.В. Принцип та методи аналізу нелінійної динаміки ударно-вібраційних майданчиків з електромагнітним приводом	71
<i>Технологія і організація будівництва</i>	79
Меграбян Х.А. Организационные принципы усовершенствования технологии обустройства бетонных полов	79
Лівінський М.О. Методика підбору складових полімербетону для улаштування хімічностійкої підлоги в цехах м'ясо-молочної промисловості.....	83
<i>Автоматизація та моделювання технологічних процесів</i>	89
Білявський Ю.В. Експериментальне дослідження енергетичних характеристик електронасосів системи водопостачання міст України.....	89
Правила підготовки рукописів.....	97

Техніка для земляних і дорожніх робіт

УДК 624.132

В.М. Смірнов, канд. техн. наук, професор КНУБА,

В.П. Головань, канд. техн. наук, доцент КНУБА

ВИСОКОЕФЕКТИВНІ КОВШОВІ БУРОВІ РОБОЧІ ОРГАНИ

Для буріння свердловин великих діаметрів у складних гірничо-геологічних умовах під стовпчасті опори будівельних споруд широко застосовуються ковшові бури, які крім ґрунторуйнівної частини, включають ємність у вигляді бункера для транспортування зруйнованої породи з свердловини на поверхню масиву. Застосування ковшових бурів особливо ефективно в умовах, коли при розробці свердловин, наприклад, кільцевими бурами, неможливе створення суцільних кернів, які виймаються за допомогою спеціальних кернозахоплюючих пристроїв. Так проходить процес буріння зцементованого галечника, щебеню та дрібношарових порід.

Для таких умов співробітниками кафедри основ професійного навчання та будівельних машин КНУБА й інституту надтвердих матеріалів НАН України проводились розробки нових робочих органів для оснащення існуючої бурильної техніки, призначеної для роботи в гірських умовах. Раніше розроблена конструкція ковшового бура з відцентровим розвантаженням накопичувача, схема якого показана на рис. 1 [1]. Ґрунторуйнівною частиною даного бура служить спіральний бур суцільного руйнування 1, оснащений твердосплавними різцями, а накопичувачем – циліндричний корпус 2 із конусним звуженням біля нижнього розвантажувального отвору. В нижній частині під розвантажувальним отвором над Ґрунторуйнівною частиною закріплений тарілчастий відцентровий розвантажувальний пристрій 3.

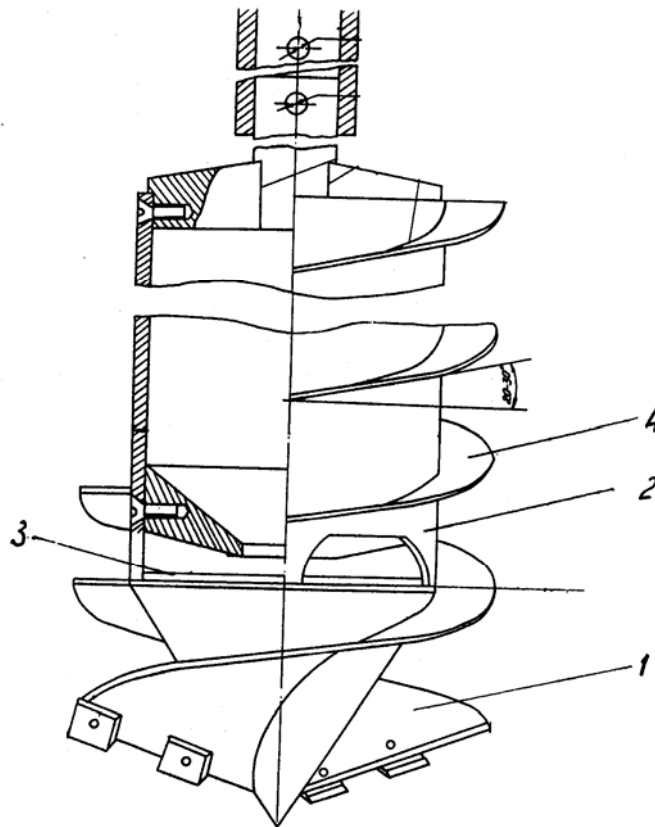


Рис. 1. Схема ковшового бура з відцентровим розвантаженням накопичувача

Частота обертів бура для відцентрового розвантаження визначається за умови, при якій забезпечується скидання частинок по колу з розвантажувальної тарілки під дією відцентрової сили [1]

$$mgf < mR\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2,$$

де m - маса частки вантажу, f - коефіцієнт тертя частки по тарілці, R - радіус тарілки, n - частота обертання бура, g - прискорення вільного падіння.

Проведені дослідження моделі бура з накопичувачем і відцентровим розвантаженням при бурінні незв'язних ґрунтів показали його добру працездатність [1]. Проте конструктивними особливостями такого бура є можливість його завантаження зовнішньою шнековою спіраллю через верхній отвір у корпусі після повного заглиблення у свердловину нижче поверхні ґрунту. Для розробки ґрунтів на невеликих глибинах раціонально використовувати ковшові бури з нижніми завантажувальними отворами.

Запропонована конструкція нового ковшового бурового робочого органу з нижніми завантажувально-розвантажувальними отворами та вібраційним пристроєм показана на рис. 2. Бур включає циліндричний корпус 1, що є накопичувачем зруйнованої породи, лопаті 2 з ріжучими ножами, які створюють днище із завантажувально-розвантажувальними отворами, дебалансний вібратор 3 у циліндричному корпусі, змонтований у середній частині бура, приводний вал та трубчасту бурову штангу 5.

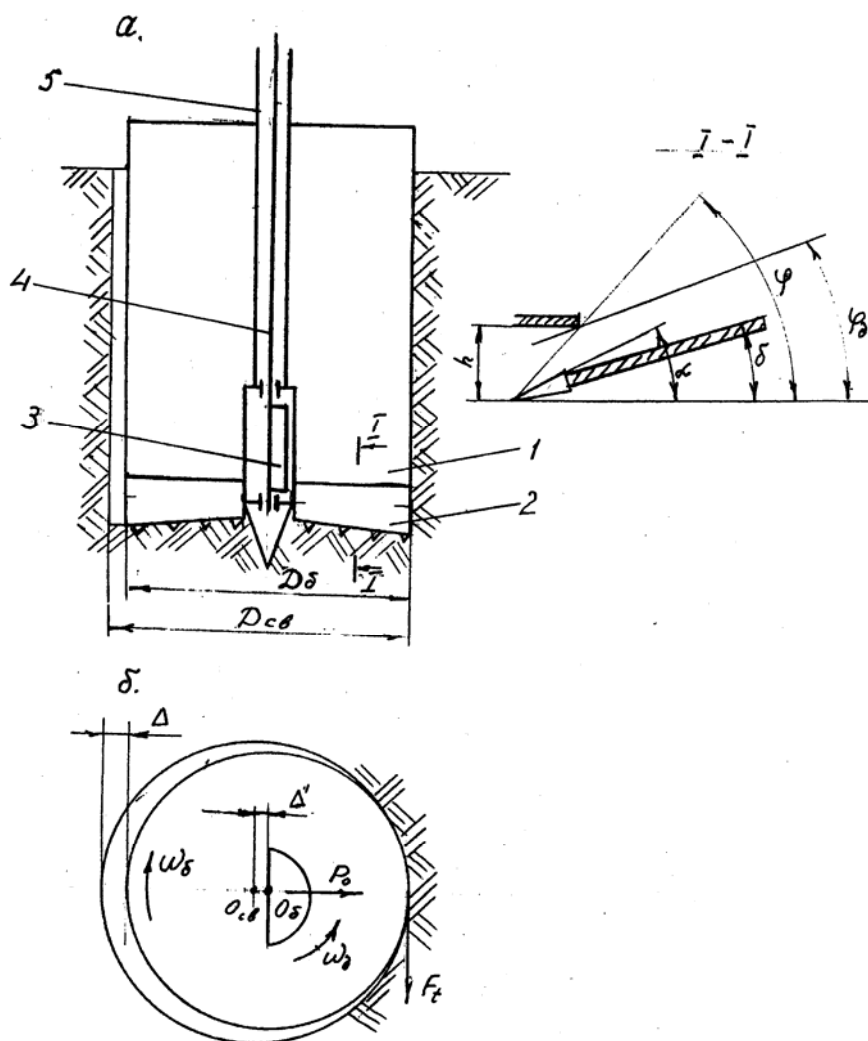


Рис. 2. Схема ковшового бура з вібраційним пристроєм:
а - вертикальний переріз; б - схема обертання дебалансу і бура



Для забезпечення можливості ефективного різання ґрунту ножами, заповнення накопичувача, утримання ґрунту під час підйому бура та наступного його розвантажування, лопаті з ножами в нижній частині устанавлюються з додержанням наступних вимог (рис. 2): кут між передньою гранню ріжучих ножів та траєкторією їх руху приймається оптимальним для умов різання, тобто $\delta = 30^\circ \div 35^\circ$; кут нахилу лопаті приймається $\alpha = 20^\circ \div 30^\circ$, що є оптимальною величиною для транспортування по ній зруйнованого ґрунту і заповнення накопичувача; для утримання ґрунту в накопичувачі під час його підйому з свердловини кут між переднім ребром лопаті і границею отвору в днищі приймається рівним або меншим кута природного ухилу φ зруйнованого ґрунту в стані спокою. Розвантаження накопичувача здійснюється включенням дебалансного вібратора, що приводить до зменшення кута природного ухилу, до його динамічного значення φ_d ($\varphi_d \approx 0,7\varphi$) та підвищенню рухомості часток ґрунту.

При роботі одномасного дебалансного вібратора під час буріння свердловини створюється змушуюча відцентрова сила P_0 , яка діє в радіальному напрямку у відповідності до обертання дебалансу (рис. 2), деформуючи ґрунт, що контактує з корпусом бура. Створення зазору між корпусом бура і стінкою свердловини сприяє зменшенню опору обертання бура у свердловині. Крім того, виникає можливість обкочування корпусу бура по поверхні стінок свердловини за рахунок сил тертя в контакті між ними в напрямку протилежному обертанню дебалансу. Тому напрямок обертання дебалансу в описаній конструкції ковшового бура приймається протилежним напрямку обертання останнього. При таких умовах створюється додатковий крутний момент, необхідний для руйнування ґрунту різцями і його транспортування по лопатям у накопичувач. Теоретично можливе забезпечення обертання робочого органу у свердловині тільки за допомогою обертання дебалансу силами тертя F_t між робочим органом і стінками свердловини (рис. 2). Найбільший ефект досягається при умові, що частота обертання бура від дії дебалансу n_0 буде рівна або більша частоти обертання бурової штанги від привода бурильної машини n_m , тобто [2]

$$n_0 \geq n_m,$$

а сила тертя (колова сила) F_t , що створюється між корпусом бура і стінкою свердловини

$$F_t \geq P_0 \cdot f,$$

де f - коефіцієнт тертя між корпусом бура і стінкою свердловини.

Відношення кутових швидкостей та частот обертання дебалансу і бурового робочого органу

$$i = -\frac{\omega_d}{\omega_0} = -\frac{n_d}{n_0} = \frac{D_{ce}}{D_0(1-\xi)} = \frac{D_0 + 2\Delta'}{D_0(1-\xi)},$$

де ω_d , n_d - відповідно кутова швидкість та частота обертання дебалансу; ω_0 , n_0 - кутова швидкість та частота обертання бура; D_{ce} - діаметр свердловини, D_0 - діаметр бурового робочого органу; Δ' - величина деформації ґрунту під дією змушуючої сили; ξ - коефіцієнт проковзування.

Для досягнення ефективного ущільнення стінок свердловини під дією на них бокових зусиль від бурового робочого органу з одномасним дебалансним вібратором слід використовувати досвід і рекомендації по вибору режимів роботи ґрунтоущільнюючих катків [3].

Розподіл напружень по поверхні циліндричного катка, що рухається, характеризується епюрою (рис. 3).

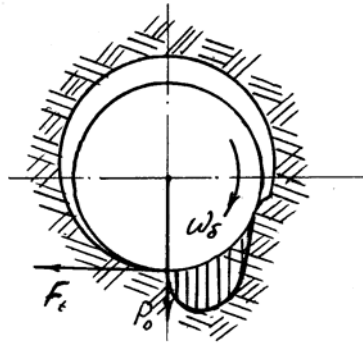


Рис. 3. Схема ущільнення бокових стінок свердловини вібраційним буровим робочим органом

Перед катком виникає хвиля, величина якої пропорційна напруженням у ґрунті. При великих напруженнях за рахунок утворення значних хвиль виникає поверхневе руйнування ґрунту, що негативно впливає на ущільненні стінки свердловини. Тому змушуюча сила вібропристрою повинна створювати контактний тиск σ_{\max} , який не перевищує границі міцності ґрунту

$$\sigma_{\max} \leq \sqrt{\frac{qE_0}{R}},$$

де q - тиск робочого органу на стінки свердловини; E_0 - модуль деформації ґрунту; R - радіус робочого органу.

Тиск робочого органу на стінки орієнтовно можна визначити по залежності

$$q = \frac{P_0}{F},$$

де F - площа контакту корпусу бура з ґрунтом.

Процес різання ґрунту лопатями з ножами і заповнення ковшового бура пов'язаний з діями на нього сил необхідних для подолання опорів, що при цьому виникають. Дотичні і нормальні сили копання включають три складові різання ґрунту, сили на подолання опору призми волочіння і сили на просування стружки крізь ґрунт у накопичувачі [4]

$$P_{\text{коп}} = P + P_{\text{пр}} + P_{\text{зап}};$$

$$N_{\text{коп}} = N + N_{\text{пр}} + N_{\text{зап}};$$

де $P_{\text{коп}}$, $N_{\text{коп}}$ - дотичні і нормальні сили копання, P і N - дотичні і нормальні складові сил різання, $P_{\text{пр}}$ і $N_{\text{пр}}$ - сили на подолання опору призми волочіння; $P_{\text{зап}}$, $N_{\text{зап}}$ - сили на просування стружки крізь ґрунт в накопичувачі.

Опір просуванню стружки крізь ґрунт – це додатковий опір від привантаження ґрунту на лопаті, що створює реактивний тиск з боку стружки, яка проникає крізь призму волочіння. Цей тиск утворюється силами власної ваги стружки над лопаттю і силами тертя між стружкою і ґрунтом в накопичувачі, з одного боку, а також між стружкою та лопаттю з другого.

Сили, що діють на елементи лопаті бура показані на схемі (рис. 4). При просуванні стружки крізь масив питомі дотична $P_{\text{зап}}$ і нормальна $N_{\text{зап}}$ враховуються як сили на подолання додаткового опору різанню, викликаного привантаженням стружкою $P_{\text{стр}}$. Привантаження $P_{\text{стр}}$ створюється силою ваги стружки $q_{\text{стр}}$ і силами тертя t між рухомою стружкою і ґрунтом в накопичувачі та t_2 - між стружкою і лопаттю бура. Ширина площадки, на яку діє привантаження, дорівнює ширині отвору в накопичувачі a . Погонна

сила тертя від нормального тиску q між стружкою і ґрунтом в накопичувачі в припущенні, що $\rho = \mu$

$$t_1 = \frac{\gamma_{сп} q H^2}{2} \sin \rho \cos \rho,$$

де μ - кут тертя ґрунту по лопаті, ρ - кут внутрішнього тертя ґрунту, H - висота шару ґрунту в накопичувачі, $\gamma_{сп}$ - густина ґрунту

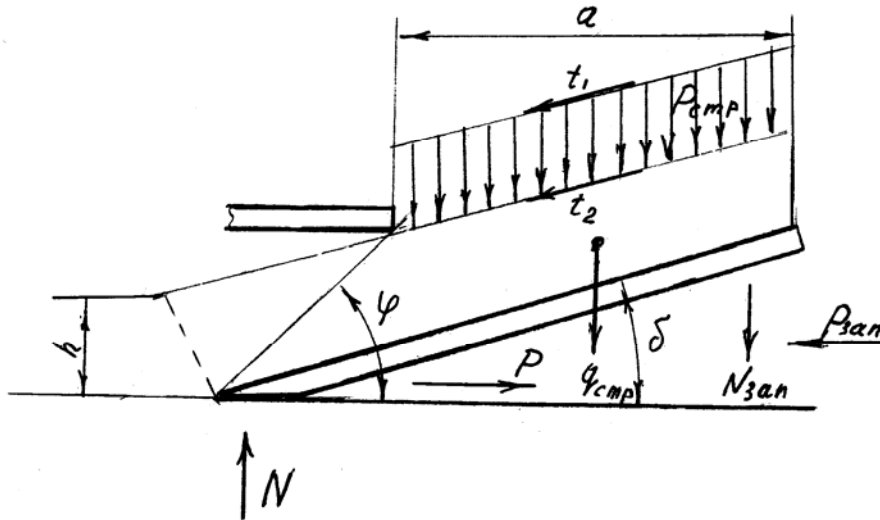


Рис. 4. Схема сил, що діють на лопать бура

В умовах, коли стружка просувається по поверхні лопаті під кутом δ (рис. 4) привантаження діє похило і сили тертя $t_2 > t_1$

$$t_2 = t_1 + q_{стр} \cos \delta \cdot tg \mu.$$

Величина привантаження стружки [4]

$$P_{стр} = \frac{1}{a} (2t_1 + q_{стр} \cos \delta \cdot tg \mu + q_{стр} \sin \delta).$$

Величина додаткового нормального тиску на передню грань лопаті від привантаження $P_{стр}$ визначається виразом [4]

$$q_{зан} = P_{стр} \cos \mu^* (\cos \mu^* + \sqrt{\sin^2 \rho - \sin^2 \mu^*}) \times \frac{(\sin \rho \cos \theta + \sqrt{1 - \sin^2 \rho \sin^2 \theta})^2}{\cos^2 \rho (1 - \sin \rho)},$$

де $\theta = \frac{1}{2} \left(2\pi - 2\delta - \mu^2 - \arcsin \frac{\sin \mu^*}{\sin \rho} \right)$; μ^* - умовний кут тертя між лопаттю і ґрунтом.

Тоді питомі сили дотична $P_{зан}$ і нормальна $N_{зан}$ для просування стружки крізь ґрунт в накопичувачі

$$P_{зан} = q_{зан} h (1 + tg \mu \cdot ctg \delta);$$

$$N_{зан} = q_{зан} h (ctg \delta - tg \mu).$$

Зменшення опору просуванню стружки крізь ґрунт в накопичувачі можливо досягти шляхом використання ковшового бура з динамічним пристроєм.

При роботі динамічного пристрою в даній конструкції одномасного дебалансного вібратора лопатям бура надаються кругові коливання з амплітудою A , яка залежить від деформації ґрунту Δ стінок свердловини. Розглянувши коливання лопаті тільки в напрямку різання ґрунту (вперед і назад), розкладемо прискорення J_{Δ} частки площини лопаті за напрямками осей координат x і y (рис. 5), вибраних вповдовж і перпендикулярно до неї на $J_{\Delta x}$ та $J_{\Delta y}$ [5].

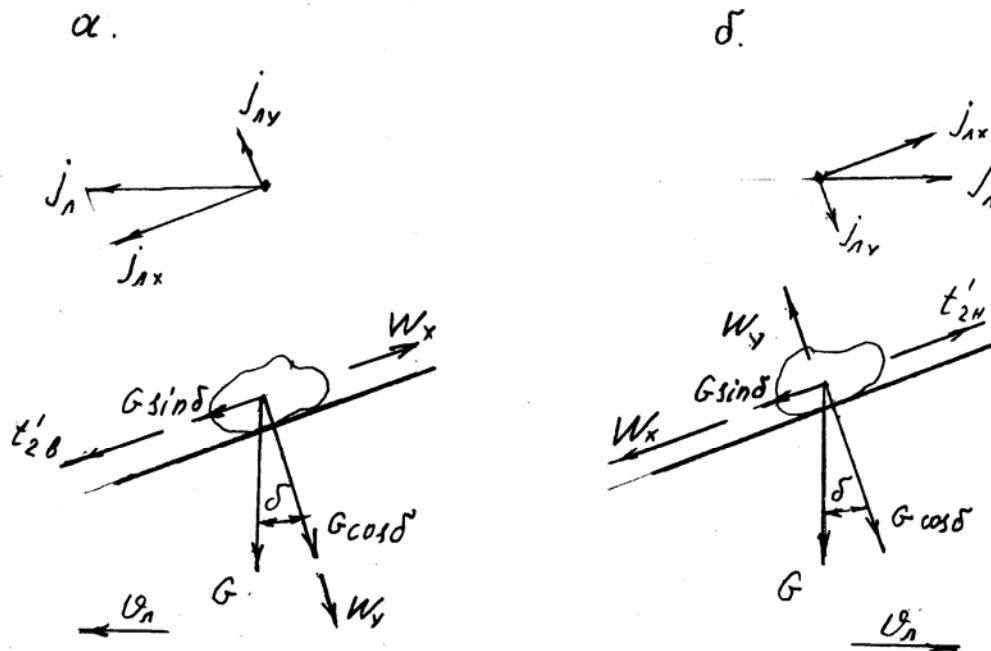


Рис. 5. Схеми сил, що діють на частку ґрунту:
а – рух лопаті вперед; б – рух лопаті назад

При русі площини лопаті вперед (рис. 5, а) на частку ґрунту діють сили: сила ваги G , яка направлена вертикально і розкладається на складові по координатних осях $G \sin \delta$ та $G \cos \delta$, сили інерції W_y (по вісі y) та W_x (по вісі x) і сила тертя об площину лопаті t'_{2n} , яка направлена в протилежний бік від сили інерції W_x . Отже, тиск ґрунту на лопать буде

$$N_n = G \cos \delta + W_y = mq \cos \delta + mJ_{\Delta y} = m(q \cos \delta + J_{\Delta y})$$

і сила тертя

$$t'_{2n} = f_2 N_n = f_2 m(q \cos \delta + J_{\Delta y}),$$

де f_2 – коефіцієнт тертя ґрунту об поверхню лопаті; q – прискорення вільного падіння.

В даному випадку, сила тертя t'_{2n} та сила інерції W_y створюють додатковий опір руху лопаті.

Коли площина лопаті рухається назад, складова сили інерції W_y буде направлена у зворотному напрямку (рис. 5, б). Це приведе до зменшення тиску ґрунту на площину лопаті і сили тертя ґрунту об його поверхню.

Величина тиску ґрунту буде

$$N_n = G \cos \delta - W_y = mq \cos \delta - mJ_{\Delta y} = m(q \cos \delta - J_{\Delta y})$$

і сила тертя

$$t'_{2n} = f_2 \cdot N_n = f_2 \cdot m(q \cos \alpha - J_{\Delta y}).$$



В даному випадку можлива відсутність опору просуванню стружки по поверхні лопаті при умові, що частки ґрунту при русі площини лопаті назад будуть продовжувати рухатись вгору за рахунок сил інерції. Щоб ґрунт не відривався від поверхні лопаті, мінімальний тиск N_n повинен бути більше нуля

$$N_n = m(q \cos \alpha - J_{ly}) > 0.$$

Звідки

$$q \cos \alpha - J_{ly} > 0,$$

$$J_{ly} < q \cos \alpha.$$

Найбільша величина прискорення лопаті

$$J_{l.max} = A\omega^2 = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \cdot A = \frac{n^2 A}{90},$$

де A - амплітуда коливань площини лопаті; ω - кутова швидкість дебалансу; n - частота обертів дебалансу за хвилину.

Приведені конструкції нових ковшових бурових робочих органів розширюють можливості використання існуючої бурильної техніки в різних гірничо-геологічних умовах. Особливо ефективні такі конструкції при розробці сипучих і незв'язних ґрунтів, коли застосування високоефективних кільцевих бурів ускладнюється через неможливість утворення та видалення керна, а також обсіпання стінок свердловини. В останньому випадку є доцільним використання ковшового бура динамічної дії, який сприяє ущільненню стінок свердловини за рахунок радіально направлених коливань віброзбуджувача.

Використання ковшових бурових робочих органів динамічної дії з нижнім завантаженням накопичувача сприяє підвищенню продуктивності буріння не глибоких свердловин.

Література

1. Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Розробка і експериментальні дослідження нової конструкції ковшового бура з відцентровим розвантаженням накопичувача// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2000. – №55.
2. Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Вібраційний робочий орган для буріння свердловин// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2003. – №64.
3. Ветров Ю.А., Кархов А.А., Кондра А.С., Станевський В.П. Машины для земляных работ. – К.: Вища школа, 1981.
4. Ветров Ю.О., Власов В.В. Машины для земляных работ. Приклады расчетов. – К.: ІСДО, 1981.
5. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1983.

УДК 624.132.3

М.К. Сукач, д-р техн. наук, професор КНУБА,
В.І. Магнушевський, КНУБА

ВИЙМАННЯ КОРИСНИХ КОПАЛИН З ДНА СЕКТОРНИМ СПОСОБОМ

Актуальність теми

Геологічні дослідження, проведені в центральних районах океанів протягом останніх десятиріч, дозволили виявити перспективні для промислового освоєння ділянки поліметалевих рудних стягнень – конкрецій – у першу чергу в районі Кларіон Клиппертон Тихого океану. На регіональній стадії геологорозвідувальних робіт виявлені поклади з підвищеною щільністю залягання конкрецій (до 10...20 кг/м²), що містять промислові концентрації марганцю, нікелю, міді і кобальту [1].

У цей же час розроблялися технологія і технічні засоби, необхідні для розвідницьких і дослідно-випробувальних стадій робіт: збору конкрецій і підйому на плавзасіб, попередньої обробки, складування і перевантаження видобутої маси на транспортні судна-рудовози.

Умови залягання конкрецій складні й унікальні – це глибина 4000...6000 м, низька несуча здатність осадових відкладень, значне число скельних виходів і западин, мінлива конфігурація покладів. Зазначене істотно шкодить роботі на дні розвідницьких і дослідно-випробувальних механізмів і машин. У подібних умовах доцільно вести експлуатаційні роботи з застосуванням нерухомих чи малорухомих гірничо-розвідницьких комплексів, що включають систему підйому, яка взаємодіє з базовим донним модулем агрегату збору, і швидко рухомих збираючих робочих органів [2]. Останній зв'язаний з базовим модулем шлангокабелем, що забезпечує транспортування добутої гірської маси й енергозабезпечення приводної каретки збираючого робочого органа.

Мета статті – обґрунтування можливості технологічної схеми очисної виїмки *секторними заходами* з будь-яким заздалегідь заданим чи регульованим кутом розкриття сектора. При цьому можна вибрати один з варіантів траєкторій руху каретки – з розворотом усередині сектора чи поза його контурами (рис.1, 2).

Зміст пропозиції

Каретка може маневрувати на деякій відстані від базового модуля, максимальний радіус залежить від довжини шлангокабелю, що змотується з котушки. Для визначення витрат часу на обробку площі сектора необхідно встановити довжину пройденого кареткою шляху, а для знаходження обсягу видобутку – величину витрат на необроблюваних ділянках сектора.

При роботі каретки з розворотами всередині контурів сектора на кожному заході обробляється частина кільця шириною B у межах сектора з кутом α . Наприкінці смуги каретка розвертається на 180°, причому шлангокабель відпускається на довжину B , що дорівнює ширині каретки, й обробляється наступний захід (див. рис. 1).

Вихідні дані для розрахунку: α - кут розвороту сектора; B - ширина каретки; L_{ϕ} - довжина шлангокабелю чи максимальний радіус, що описується кареткою; L_0 - радіус базового модуля агрегату збору. Необхідні параметри: K - кількість заходів; R_0 - мінімальний радіус, починаючи з якого можливе маневрування каретки; S - оброблювана площа; S^* - повна площа сектора; E - відсоток обробленої площі; L - шлях, пройдений кареткою; D - питома площа, тобто площа, приведена до одиниці шляху, пройденого кареткою.

Повна площа сектора

$$S^* = \frac{1}{2}(\alpha L_{\phi}^2); \quad (1)$$

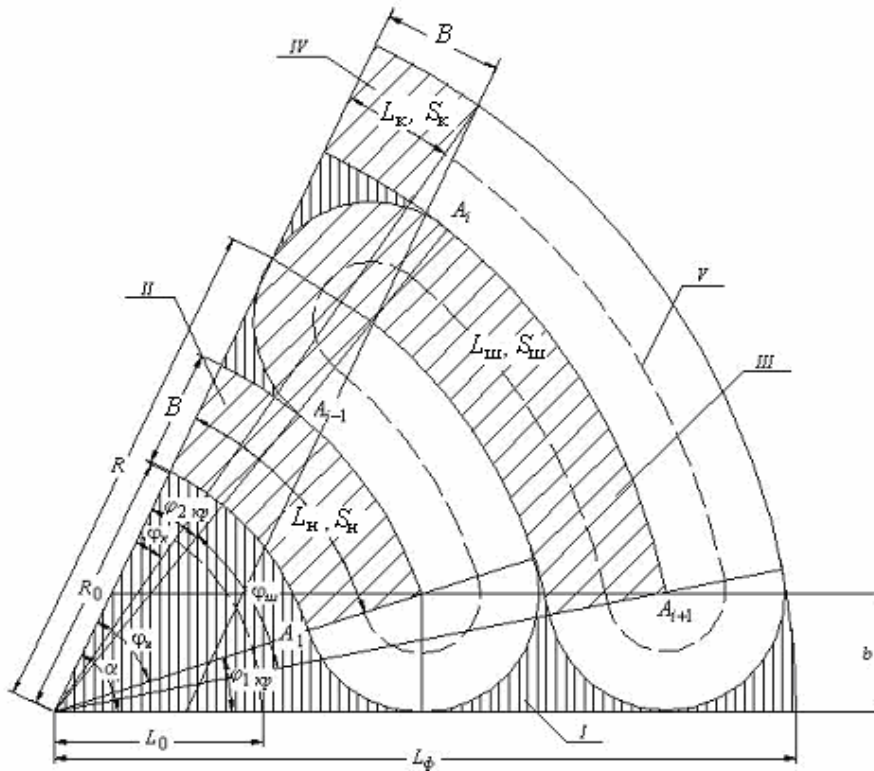


Рис.1. Розрахункова схема траекторій руху каретки з розворотами усередині сектора:
 I – необроблювані площі; $II - IV$ - зони, оброблювані; II – у першому заході; III – на проміжних заходах;
 IV – на останньому заході; V – траекторія руху каретки

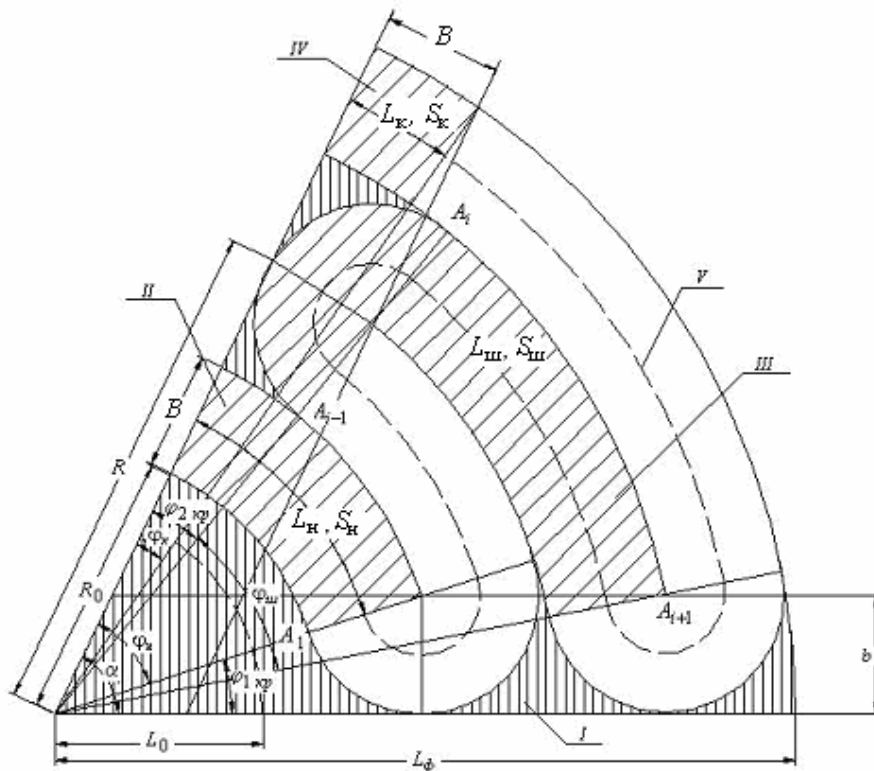


Рис.2. Розрахункова схема траекторій руху каретки з розворотами поза сектором:
 I – необроблюваний простір; II – траекторія руху каретки; III – зайві ділянки; IV – оброблювані площі

кількість заходів каретки

$$K' = \frac{(L_\phi - L_0)}{B}; \quad (2)$$

мінімальний радіус розвороту каретки

$$R'_0 = L_\phi - KB. \quad (3)$$

Для повного розвороту каретки всередині сектора необхідне дотримання умови

$$\varphi_{1\text{кр}} + \varphi_{2\text{кр}} \leq \alpha, \quad (4)$$

де

$$\varphi_{1\text{кр}} = \frac{\arcsin B}{(R_0 + B)}; \quad (5)$$

$$\varphi_{2\text{кр}} = \frac{\arcsin B}{(R_0 + 2BE)}. \quad (6)$$

Причому, $R_0 = R'_0 + B$ вибирається таким, щоб виконувалася умова (4), у цьому випадку $K = K' - \xi$, де ξ - коефіцієнт запасу.

Відзначимо, що при $K' = 0$ обробка неможлива, а при $K' = 1$ обробляється один захід. В останньому випадку K вважається рівним K' , а $R_0 = R'_0$.

У першому заході каретка переміщується з положення A_0 у положення A_1 ; шлангокабель повертається на кут

$$\varphi_n = \alpha - \frac{\arcsin B}{(R_0 + B)}, \quad (7)$$

центр каретки проходить шлях

$$L_n = (R_0 + \frac{B}{2})\varphi_n, \quad (8)$$

оброблювана площа

$$S_n = \frac{1}{2}[(R_0 + B)^2 - R_0^2]\varphi_n. \quad (9)$$

На кожному проміжному заході каретка розвертається на 180° від точки A_{i+1} до A , а довжина шлангокабелю збільшується на ширину каретки B ; потім каретка переміщується від точки A_1 до точки A_{i+1} , у результаті чого шлангокабель повертається на кут

$$\varphi_{ш} = \alpha - \arcsin \frac{B}{R} - \arcsin \frac{B}{B + R}, \quad (10)$$

де R - відстань від каретки до точки кріплення шлангокабелю до базового модуля агрегату збору.

На кожному заході центр каретки проходить шлях

$$L_{ш} = \pi \frac{B}{2} + (R_0 + \frac{B}{2})\varphi_{ш}; \quad (11)$$

оброблювана площа складає

$$S_{ш} = \frac{1}{2\pi} B^2 + \frac{1}{2}[(R + BE^2 - R^2)]\varphi_{ш}. \quad (12)$$

На останньому кроці заходу після обробки ділянки, площа якої визначається вираженнями (10...12), шлангокабель повертається на кут

$$\varphi_k = \arcsin \frac{B}{L_\phi}, \quad (13)$$

при цьому каретка проходить шлях

$$L_k = (L_\phi + \frac{B}{2})\varphi_k, \quad (14)$$



і обробляється площа

$$S_k = \frac{1}{2} [L_\phi^2 - (L_\phi - B)^2] \varphi_k. \quad (15)$$

Загальні шлях і площу (L і S) підраховують як суми відповідних величин площ на початковому, усіх проміжних і кінцевому заходах.

Відсоток оброблюваної площі

$$E = (S / S^*) 100, \quad (16)$$

питома площа

$$D = \frac{S}{L}. \quad (17)$$

При роботі каретки з розворотами поза контурами сектора з кутом α на кожному заході кареткою обробляється частина кільця шириною B (див. рис.2). При цьому з котушки, розміщеної на базовому модулі агрегату збору, змотується частина шлангокабелю, що дорівнює ширині каретки (заходу).

При збереженні аналогічних розглянутому варіантові вихідних даних до шуканих параметрів додадуться: S_1 - площа, оброблена кареткою поза границями сектора (зайва площа); E - відсоток зайвих площ; L_1 - зайвий шлях і E_1 - відсоток зайвого шляху.

Тоді повна площа сектора, кількість заходів і мінімальний радіус визначаються відповідно вираженнями (1...3).

Корисна площа, оброблювана агрегатом,

$$S = \frac{1}{2\alpha} (L_\phi^2 - R_0^2). \quad (18)$$

Зайва площа при цьому

$$S_1 = (K - 1) \frac{1}{2\pi} B^2, \quad (19)$$

оскільки при обробці K заходів необхідно виконати $(K-1)$ розворотів. Відсоток оброблюваної площі в секторі визначається вираженням (16).

Відсоток зайвих площ, оброблених кареткою (%),

$$E_1 = \frac{S_1}{S + S_1} 100 \quad (20)$$

Шлях, пройдений кареткою, складається з відрізків шляху при корисній обробці і шляху, прохідному при розворотах. Корисний, шлях розраховується по формулі

$$L = (R_0 + \frac{B}{2})\alpha + (R_0 + \frac{B}{2} + B)\alpha + \dots [R_0 + \frac{B}{2} + (K - 1)B]\alpha = \frac{1}{2\alpha} K(2R_0 + KB). \quad (21)$$

Зайвий шлях, або шлях, що витрачається на розворот

$$L_1 = (K - 1)\pi \frac{B}{2}, \quad (22)$$

зайвий шлях, пройдений кареткою (%),

$$E_L = \frac{L_1}{L + L_1} 100, \quad (23)$$

питома площа

$$D = \frac{S}{L + L_1}. \quad (24)$$

Математичну модель виконано для агрегату збору, що відпрацьовує за секторною схемою рудні поклади складної конфігурації з численними перешкодами на дні у виді западин, скельних виходів і т.п. За допомогою комп'ютерної програми обчислено значення величин K , R_0 , S , S^* , S_1 , E , E_1 , L , L_1 , E_L , D для кутів $\alpha = 45^\circ \dots 315^\circ$, ширини захоплення каретки $B = 1,5 \dots 6,5$ м при довжині шлангокабелю $L_\phi = 100 \dots 200$ м.

Річну продуктивність видобувного підприємства в 1 млн. т конкрецій можна забезпечити при мінімальних втратах корисних копалин шляхом застосування у складі агрегату збору полегшеної швидкохідної каретки, яка має бути координуюче зв'язаною з базовим модулем.

Висновки

1. У відкритому океані на глибині існують великі за площею конкрецієносні поля, що залягають на донній поверхні із підвищеною (до 10...20 кг/м²) щільністю. Гірничотехнічні умови цих родовищ відрізняються нерівністю форм рельєфу, наявністю скельних виходів.

2. У зв'язку із необхідністю вибору техніки і технології очисних робіт запропоновано організацію виймальних робіт за схемою із малорухомим агрегатом збору (базовим модулем) і швидкорухомим виймальним агрегатом (підбірником).

3. Дано обґрунтування параметрів виймання корисних копалин із розрахунку видобування понад 1 млн. т конкрецій за рік при їх мінімальних втратах шляхом використання координуючого зв'язку між підбірником і базовим модулем за секторною схемою.

4. Наведено математичну модель та обраховано основні параметри секторного способу підбору конкрецій.

Література

1. Железомарганцевые конкреции центральной части Тихого океана.– М.: Наука, 1986. – 286 с.
2. Сукач М.К. Рабочие процессы глубоководных машин.– К.: Наук. думка, 2004. – 364 с.



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 трамбуємою 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).

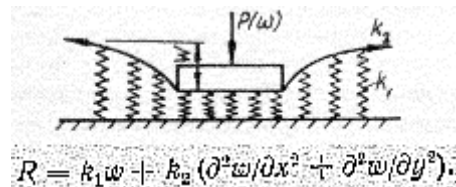


Рис. 1.

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).

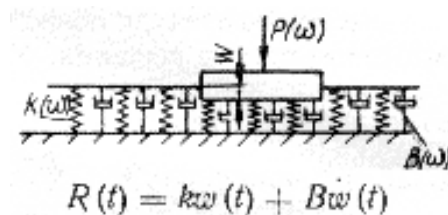


Рис. 2.

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

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

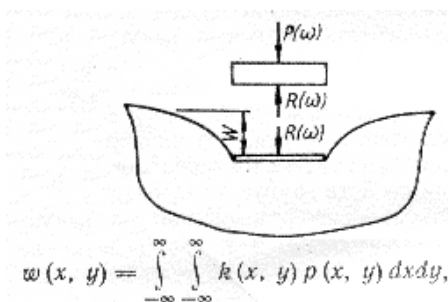


Рис. 3.

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.

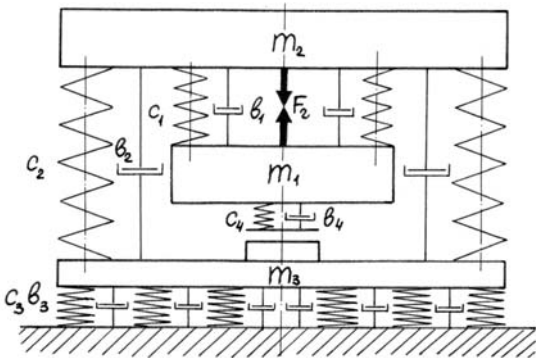


Рис. 4. Динамічна модель трамбівки

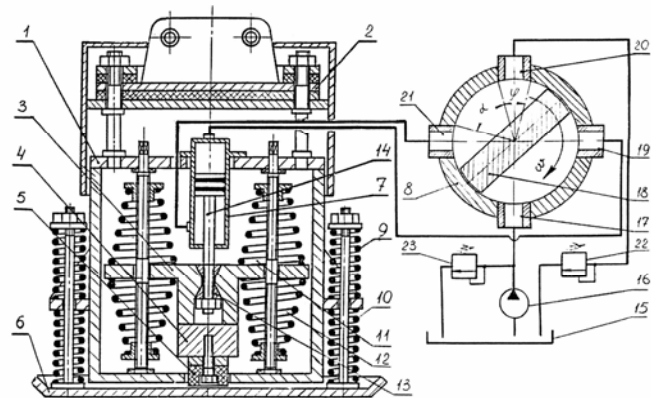


Рис. 5. Принципова конструктивна схема трамбівки

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_r . 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; Δp - 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; μ - 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 Δp 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; Δp_1 - втрати тиску від в'язкості робочої рідини

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

ν - кінематична в'язкість рідини; Δp_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 ξ - безрозмірний коефіцієнт опору; $F_{\text{в3}}$ - ефективна площа впускного вікна



розподільника; γ - 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 Δp 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 μ 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 σ_p , допустимим ударним імпульсом i_p , власною частотою коливань ω_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

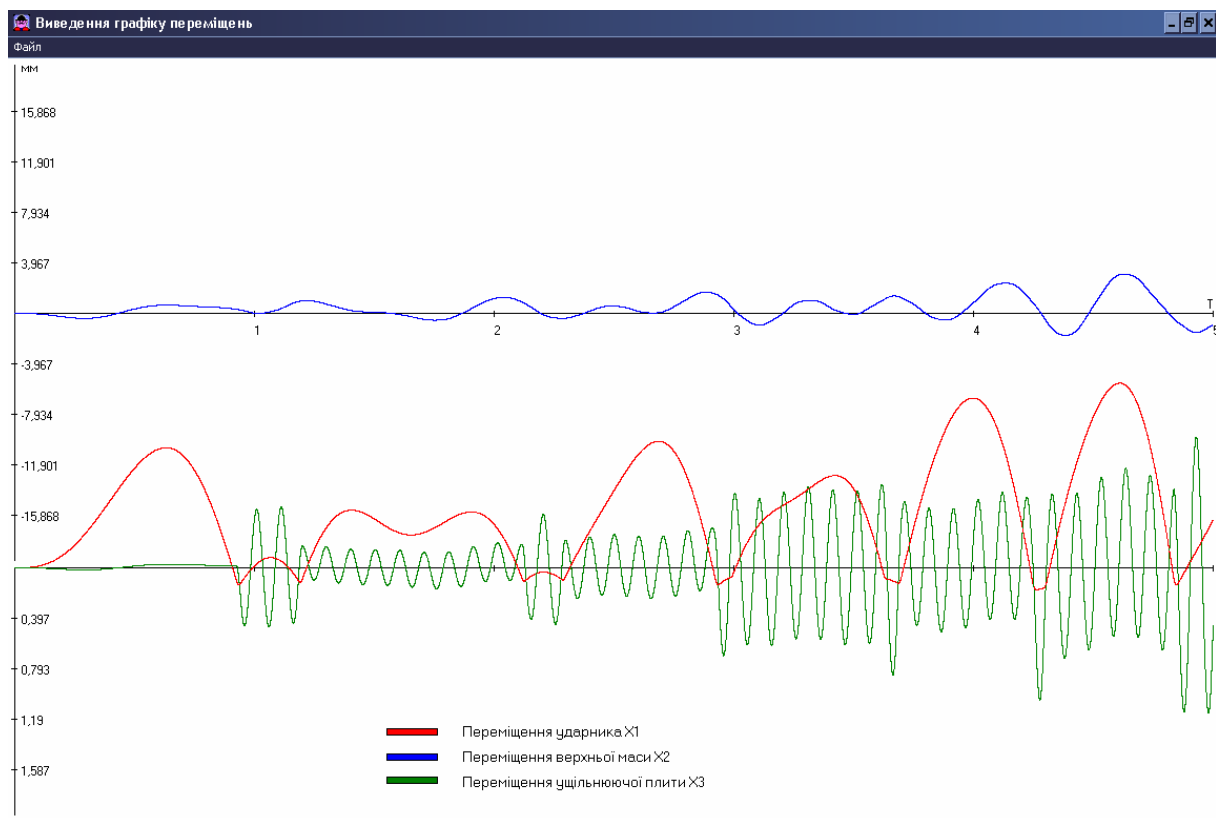


Рис. 8. Графіки переміщень



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	0	20
0	0	0	20,0149993896484	4,99999987368938E-6
0	0	0	20,0443992614746	0,00013000000353903
0	0	0	20,0743999481201	0,000375000003259629
0,00100000004749745	0	0	20,1044006347656	0,000624999986030161
0,0020000000949949	-0,00100000004749745	0	20,1343994140625	0,000875000027008355
0,00300000002607703	-0,00100000004749745	0	20,164400100708	0,00112499995157123
0,0049999988824129	-0,0020000000949949	0	20,1944007873535	0,0013749999254942
0,00700000021606684	-0,00300000002607703	0	20,2243995666504	0,0016250000352761
0,010999993403954	-0,0040000001899981	0	20,2549991607666	0,0018749998609048
0,014999996647239	-0,0060000005215406	0	20,2849998474121	0,0021299992072582
0,01999999529652	-0,00800000037997961	0	20,3150005340576	0,0023799996170402
0,0270000007003546	-0,0099999977648258	0	20,3449993133545	0,0026300000268221
0,034000001847744	-0,0130000002682209	0	20,375	0,0028800000436604
0,0430000014603138	-0,0160000007599592	0	20,4050006866455	0,0031300000846386
0,052999993741512	-0,01999999529652	0	20,4349994659424	0,0033799998278615
0,0649999976158142	-0,0240000002086163	0	20,4650001525879	0,0036299993376434
0,0780000016093254	-0,02899999165535	0	20,4950008392334	0,00387999997474253
0,0930000022053719	-0,034000001847744	0	20,5249996185303	0,0041299998289008
0,10899997377396	-0,039999991059303	0	20,5550003051758	0,00437999982386827
0,128000006079674	-0,04600000089407	0	20,5849990844727	0,0046299998484647
0,148000001907349	-0,052999993741512	0	20,614999771182	0,00487999990582466
0,170000001788139	-0,061000006854534	-0,00100000004749745	20,6450004577637	0,00512999994680285
0,194000005722046	-0,068000003695488	-0,00100000004749745	20,6749992370605	0,00537999998778105
0,21999998807907	-0,076999995827675	-0,00100000004749745	20,704999237061	0,00563000002875924
0,247999995946884	-0,0860000023206276	-0,00100000004749745	20,7350006103516	0,00588000006937343
0,279000014066696	-0,094999998079071	-0,00100000004749745	20,7649993896484	0,00613000011071563
0,310999989509583	-0,104999996721745	-0,00100000004749745	20,7950000762939	0,00638000015169382
0,345999985933304	-0,115000002086163	-0,00100000004749745	20,8250007629395	0,00663000019267201
0,38400000333786	-0,125	-0,00100000004749745	20,8549995422363	0,00687999976798892
0,423000007867813	-0,136000007390976	-0,00100000004749745	20,8850002288818	0,00712999980896711
0,465000003576279	-0,14699999980791	-0,00100000004749745	20,9150009155273	0,00737999984994531
0,509999990463257	-0,158999994397163	-0,00100000004749745	20,9449996948242	0,0076299998909235
				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.

МЕТОДИ ОЦІНКИ ПОКАЗНИКІВ БЕЗВІДМОВНОСТІ ОДНОКІВШОВИХ ЕКСКАВАТОРІВ ЗА ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПОТОКУ ВІДМОВ

Розглядаючи одноківшові гідрофіковані екскаватори з точки зору їх надійності як відновлювальні складні технічні системи, слід виділити три основних види відмов, які мають місце при їх експлуатації: параметричні, раптові та так звані квазіраптові.

До параметричних відмов, наприклад, слід віднести відмови, які пов'язані із поступовою та підконтрольною зміною технічного стану гідроприводу, а саме – із зниженням об'ємного ККД його елементів, що призводить до зниження рівня ефективності функціонування екскаватора нижче граничного. До раптових відмов відносяться відмови, імовірність появи яких $Q(t)$ на протязі терміну $t+\Delta t$ не залежить від t , а лише від значення Δt , і які описуються експонентним законом розподілу. До решти відмов можна віднести такі відмови, які за існуючими визначеннями не без підстав не можуть однозначно належати ні до першого, ні до другого виду. Їм притаманні суб'єктивні ознаки раптової відмови, як абстрактної категорії лише за проявом, але не за фізичною суттю і не за математичною моделлю. Подібні відмови на сучасному етапі розвитку методів та засобів діагностики, забезпечення математичним апаратом теорії надійності, які поки що недостатньо сприяють дослідженню, контролю та відслідковуванню процесу формування відмов, мабуть коректніше було би віднести до квазіраптових.

Якщо при аналізі отриманої інформації про надійність екскаваторів під час експлуатації зафіксовано саме такі відмови, то їх слід представляти як потік випадкових подій, що є характерним для відновлювальних технічних об'єктів. Вибір алгоритму обробки статистичних даних та методів визначення основних показників безвідмовності $P(t)$ та $Q(t)$ буде залежати як від характеристик отриманої інформації так і від її об'єму. Розглянемо випадки, коли об'єм статистичної інформації є достатнім для визначення характеристик потоку відмов та законів розподілу наробітку на відмову.

Послідовність появи квазіраптових відмов гідрофікованих одноківшових екскаваторів в процесі функціонування можна уявити у вигляді наступної моделі. Нагляд за новими або відновленими екскаваторами починається в момент часу $t=0$ (рис. 1). Після функціонування екскаваторів на протязі певного випадкового часу (наробітку) $t=\tau_1$ настає перша відмова, після чого, як прийнято вважати, екскаватор миттєво відновлюється (ця умова має право на існування, так як термін відновлення t набагато менший, ніж наробіток на відмову). Екскаватор знову працює до другої відмови на протязі випадкового терміну $t_2 - t_1 = \tau_2$, потім до третьої, і т.д.

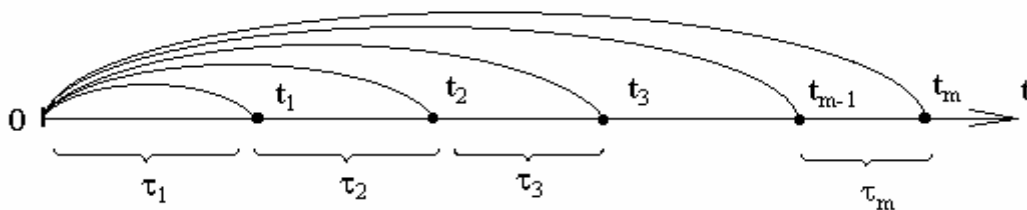


Рис. 1. Модель процесу відновлення



Для визначеності вважається, що в початковий момент часу екскаватори роботоздатні, моменти часу відмов $t_1 = \tau_1; t_2 = \tau_1 + \tau_2; t_m = \tau_1 + \dots + \tau_m$ утворюють випадковий потік відмов (процес відновлення).

Оскільки всі відмови виникають під дією одних і тих самих факторів, то природно припустити, що наробітки на відмову $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i, \dots, \tau_n$ підпорядковуються одному і тому ж закону розподілу і незалежні

$$F(t) = P\{\tau < t\}. \quad (1)$$

Процес відновлення описується випадковою величиною $r(t)$, яка дорівнює числу відмов за термін t . Величина $r(t)$ характеризується математичним очікуванням числа відмов на інтервалі τ_i , або ведучою функцією потоку відмов (функцією відновлення)

$$M[r(t)] = \Omega(t). \quad (2)$$

Для визначення емпіричного значення $\hat{\Omega}(t)$ під нагляд беруться N екземплярів однотипних екскаваторів та фіксується загальна кількість їх відмов за наробіток t .

Оцінка середнього значення відмов, які припадають на один екскаватор за наробіток t визначається таким чином

$$\hat{\Omega}(t) = \frac{1}{N} \sum_{\mu=1}^N r_{\mu}(t). \quad (3)$$

В результаті накладання N процесів відновлення одержуємо об'єднаний процес відновлення ГП, по якому можна графічно представити $\hat{\Omega}(t)$ (рис. 2).

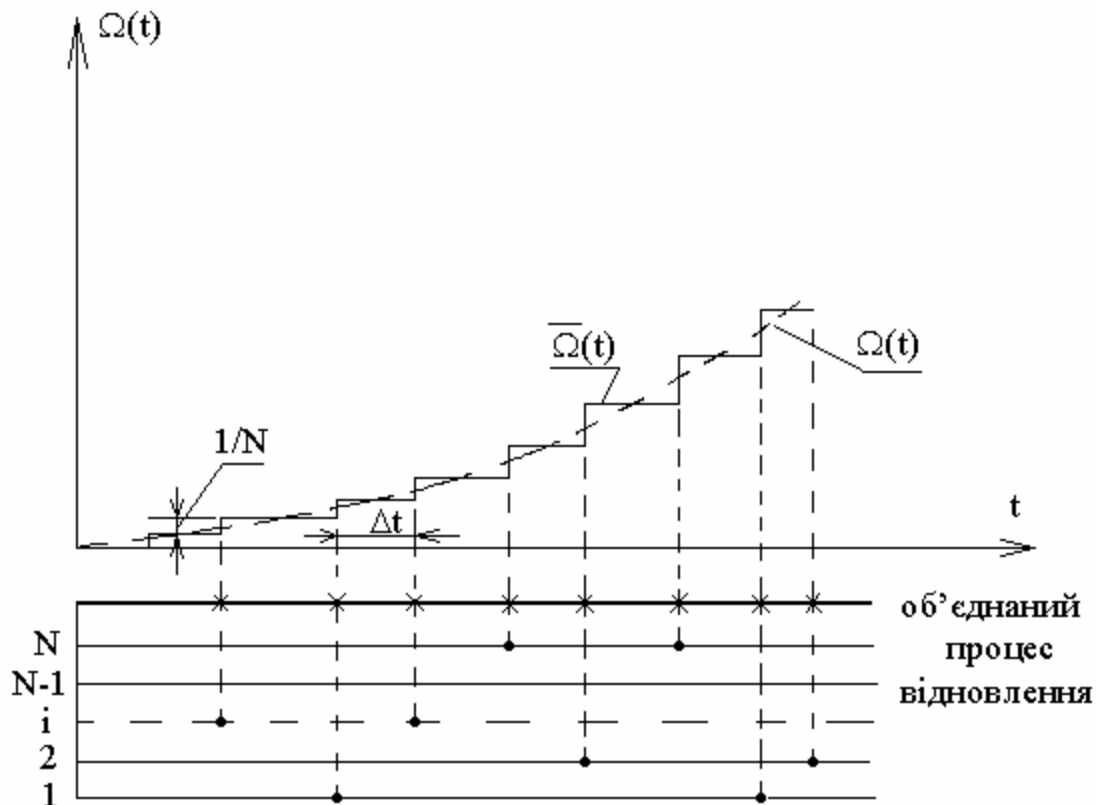


Рис. 2. Функція відновлення

Залежність $\hat{\Omega}(t)$ представляє собою ступінчасту лінію, яка зберігає постійне значення в проміжку між відмовами окремих екземплярів екскаваторів і збільшується

скачком на величину $1/N$ в момент наступної відмови. При $N \rightarrow \infty$ ступінчата лінія наближається до деякої безперервної та плавної кривої $\hat{\Omega}(t)$, яка і є ведучою функцією процесу відновлення $\hat{\Omega}(t)$.

На основі функції відновлення $\hat{\Omega}(t)$ визначається параметр потоку відмов $\omega(t)$

$$\omega(t) = \frac{d\hat{\Omega}(t)}{dt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\hat{\Omega}(t + \Delta t) - \hat{\Omega}(t)}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Omega(t, t + \Delta t)}{\Delta t}. \quad (4)$$

Параметр потоку відмов $\omega(t)$ можна інтерпретувати як середнє число $(h \cdot \omega(t) \cdot \Delta t)$ відновлень в інтервалі $(t, t + \Delta t)$, якщо одночасно має місце велика кількість незалежних процесів.

За статистичними даними величина $\hat{\omega}(t)$ оцінюється за виразом

$$\hat{\omega}(t) = \frac{\Delta r}{N\Delta t} = \frac{\sum_{i=1}^N r_i(t + \Delta t) - \sum_{i=1}^N r_i(t)}{N\Delta t}, \quad (5)$$

де Δr - число відмов в інтервалі наробітку Δt .

Для визначення статистичного значення параметру потоку відмов $\hat{\omega}(t)$ необхідно весь період нагляду за об'єднаним процесом відновлення розподілити на більш дрібні інтервали наробітку Δt . По числу відмов Δr в кожному інтервалі наробітку Δt визначається оцінка параметра потоку відмов $\hat{\omega}(t)$ по формулі (5).

Випадкова величина $r(t)$ має розподіл із законом

$$\text{Імов}[r(t) > m] = P(r_1, r_2, \dots, r_m < t) = F_m(t), \quad (6)$$

де $F_m(t)$ - закон розподілу випадкової величини τ_i . Імовірність того, що за час t не відбудеться ні однієї відмови (відновлення)

$$P[r(t) = 0] = P_0(t) - P(\tau_1 < t) = 1 - F_m(t). \quad (7)$$

Імовірність того, що за час t відбудеться m відмов

$$P[r(t) = m] = P_m(t) = F_m(t) - F_{m+1}(t). \quad (8)$$

З урахуванням виразів (2) та (8) функція відновлення записується так

$$\Omega(t) = M[r(t)] = \sum_{m=1}^{\infty} m P_m(t) = \sum_{m=1}^{\infty} m F_m(t) - \sum_{m=1}^{\infty} m F_{m+1}(t) = \sum_{m=1}^{\infty} F_m(t), \quad (9)$$

де $F_m(t)$ - функція розподілу сумарного наробітку до m -ої відмови (або m - стисла згортка функції $F(t)$.)

$$F_m(t) = \int_0^t F_{m-1}(t - \tau) dt(\tau). \quad (10)$$

В роботах [1, 2, 3, 4, 5, 6] показано, що параметр потоку відмов, якщо величини наробітку між відмовами однаково розподіленні та незалежні (ординарні потоки із обмеженою післядією), пов'язаний із густиною розподілу $f(t)$ інтегральним рівнянням Вольтера другого роду із різничним ядром

$$\omega(t) = f(t) + \int_0^t f(t - \tau)\omega(\tau) d\tau. \quad (11)$$

Рішення інтегрального рівняння (11) не завжди вдається рішення аналітично, в кінцевому вигляді. В деяких випадках, якщо існують перетворення Лапласа $\omega(s)$ та $f(s)$, то в операторській формі параметр потоку відмов та функція густини розподілу наробітку на відмову виражаються через перетворення Лапласа [6, 7]



$$\omega(s) = \frac{f(s)}{1 - f(s)}; \quad f(s) = \frac{\omega(s)}{1 + \omega(s)}, \quad (12)$$

де $\omega(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} \omega(t) dt$; $f(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} f(t) dt$ - перетворення Лапласа функцій відповідно $\omega(t)$ та $f(t)$.

Рішення рівняння з використанням формули (12) пов'язане з переходом із області зображення до функції $\omega(t)$.

Зворотнє перетворення Лапласа в кінцевому вигляді може бути використане тільки для деяких законів розподілу відмов $f(t)$, таких, як показниковий та гамма-розподіл з параметром форми $m < 4$. А взагалі, знайти рішення для інших законів розподілу $f(t)$ не вдається за можливе.

Для визначення параметру потоку відмов використовується також формула

$$\omega(t) = \sum_{m=1}^{\infty} f_m(t), \quad (13)$$

де $f_m(t) - m$ - стисла згортка функції густини розподілу $f(t)$.

$$f_m(t) = \int_0^{\infty} f_{m-1}(t - \tau) f(\tau) d\tau. \quad (14)$$

Але m - стислі згортки функцій $f(t)$ та $F(t)$ за формулами (10) та (14) визначаються в кінцевому вигляді лише в деяких випадках, наприклад, при нормальному законі розподілу.

В цьому випадку вони визначаються наступним чином

$$f^m(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi m}} e^{-\frac{(t-mT_0)^2}{2\sigma^2 m}}; \quad (15)$$

$$F^m(t) = \Phi\left[\frac{t - mT_0}{\sigma\sqrt{m}}\right], \quad (16)$$

де $\Phi(z)$ - функція Лапласа, $z = \frac{t - mT_0}{\sigma\sqrt{m}}$, а T_0 та σ - параметри нормального закону розподілу (середній час безвідмовної роботи та середнє квадратичне відхилення).

Математичне очікування числа відмов

$$\Omega(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \Phi\left[\frac{t - mT_0}{\sigma\sqrt{m}}\right]. \quad (17)$$

Параметр потоку відмов при нормальному законі розподілу наробітку до відмов визначається за формулою

$$\omega(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi m}} \exp\left[-\frac{t - mT_0}{2m\sigma^2}\right]. \quad (18)$$

Математичне очікування наробітку до m -ої відмови та дисперсія мають вирази

$$M[t_m] = mT_0; \quad D(t_m) = m\sigma^2. \quad (19)$$

Значення T_0 рекомендується [10] визначати за формулою

$$T_0 = \frac{t_2 - t_1}{[\Omega(t_2) - \Omega(t_1)]} = \frac{\Delta t}{\Omega(t + \frac{\Delta t}{2}) - \Omega(t - \frac{\Delta t}{2})}. \quad (20)$$

У випадку, коли $3\sigma - T_0 > 0$, то для визначення $\omega(t)$ застосовується зрізаний нормальний закон розподілу

$$\omega(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{C_m}{\sqrt{2\pi m}\sigma} e^{-\frac{(t-mT_0)^2}{2\sigma^2 m}}, \quad (21)$$

де C_m - стала зрізаного нормального закону розподілу, яка визначається з умови

$$\int_0^{\infty} f^m(t) dt = 1,$$

і дорівнює

$$C_m = \frac{\sqrt{0,6366}}{\sigma\sqrt{m} \left[1 + \Phi \left(\sqrt{\frac{m}{2}} \cdot \frac{T_0}{\sigma} \right) \right]},$$

де $\Phi \left(\sqrt{\frac{m}{2}} \cdot \frac{T_0}{\sigma} \right)$ - функція Лапласа.

В роботі [8,9] доказано, що здатність до операцій згортки має також дифузійний (Diffusive) розподіл, який відповідає немонотонному (Nomonotonic) марковському процесу (DN - розподіл). Використання цього закону для описування закономірностей відмов ГП дає змогу визначити основні показники надійності за відомими функціями розподілу

$$F^m(t) = \Phi \left(\frac{t - mT_0}{V_0\sqrt{tT_0}} \right) + e^{\frac{2m}{V_0^2}} \Phi \left(-\frac{t + mT_0}{V_0\sqrt{tT_0}} \right). \quad (22)$$

Математичне очікування та дисперсія часу до m -ої відмови відповідно мають вирази

$$M[t_m] = mT_0; \quad D[t_m] = mV_0^2 T_0^2. \quad (23)$$

Функція відновлення $\Omega(t)$ та параметр потоку відмов $\omega(t)$ визначаються за формулами

$$\Omega(t) = M[r(t) = m] = \sum_{m=1}^{\infty} F^m(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \left[\Phi \left(\frac{t - mT_1}{V_1\sqrt{tT_1}} \right) + e^{\frac{2m}{V_1^2}} \Phi \left(-\frac{t + mT_1}{V_1\sqrt{tT_1}} \right) \right]; \quad (24)$$

$$\omega(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{m\sqrt{T_1}}{V_1 \cdot t\sqrt{2\pi \cdot t}} \exp \left[-\frac{(t - mT_1)^2}{2V_1^2 t T_1} \right]. \quad (25)$$

В документі [9] рекомендується вибирати число m для формули (25) в межах $3 \leq m \leq 6$.

Імовірність безвідмовної роботи ущільнювачів ГП для нормального та DN - розподілу в інтервалі $(t, t + \tau)$, коли t збігається з моментом початку функціонування після чергової відмови (відновлення), можна визначити відповідно за формулами

$$P(t) = 1 - \Phi \left[\frac{t - mT_0}{\sigma\sqrt{m}} \right]; \quad (26)$$

$$P(t) = \Phi \left[\frac{T_0(t) - t}{V_1\sqrt{t \cdot T_0(t)}} \right] - \exp \left[\frac{2m}{V_1^2} \right] \Phi \left[-\frac{T_0(t) + t}{V_1\sqrt{t \cdot T_0(t)}} \right]. \quad (27)$$

Якщо наробіток між відмовами підпорядковується показниковому (експоненціальному) закону розподілу, тобто коли процес відновлення ГП є пуассонівським потоком (ординарним без післядії), то для визначення $\Omega(t)$ користуємось такою формулою:

$$\Omega(t) = M[r(t)] = \sum_{m=1}^{\infty} m \frac{(\lambda t)^m}{m!} e^{-\lambda t} = \lambda t. \quad (28)$$

Параметр потоку відмов $\omega(t)$ при цьому дорівнює інтенсивності відмов

$$\omega(t) = \lambda(t) = \omega = \lambda = \text{const.} \quad (29)$$

Імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ при $\omega(t) = \lambda$ визначаємо за формулою

$$P(t) = \exp[-\omega t] \quad (30)$$

В теорії надійності [5] широко відома асимптотична властивість параметра потоку відмов якщо неперервна функція густини розподілу $f(t) \rightarrow 0$ при $t \rightarrow \infty$, то існує усталене значення параметру потоку відмов

$$\bar{\omega}(t) = \bar{\omega}_{\text{уст}} = \lim_{t \rightarrow \infty} \omega(t) = \frac{1}{T_0}, \quad (31)$$

де T_0 - середнє значення наробітку до першої відмови.

Ця важлива властивість порівняно просто дозволяє визначити усталене значення функції $\bar{\omega}(t)$, (рис. 3). Слід відмітити, що при $\sigma \rightarrow 0$ відмови відбуваються регулярно, а усталене значення $\bar{\omega}_{\text{уст}}$ може бути взагалі не досягнєте через значні коливання $\omega(t)$, чого в практиці дослідження надійності екскаваторів не відмічено.

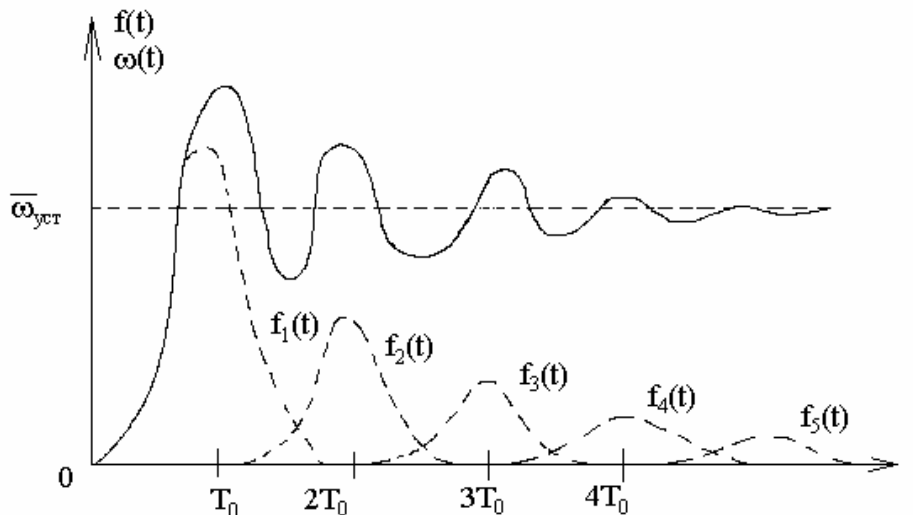


Рис. 3. Параметр потоку відмов

Таким чином, застосовуючи можливість аналітичного рішення (11), можна легко визначити показники безвідмовності для гідроприводу, в разі розподілу наробітку на відмову за нормальним, зрізаним нормальним, експоненціальним, та DN -розподілами. Оскільки для других законів розподілу не можливо одержати аналітичної функції $\omega(t)$ та $f_m(t)$, то при вирішенні практичних задач, в основі яких лежить обробка первинної інформації, інтегральне рівняння Вольтера (11) доцільно інтегрувати численними методами.

При цьому функції $\omega(t)$ та $f(t)$ задаються у вигляді дискретного ряду ω_i або f_i ($i = \overline{1, m}$).

Введемо позначення для інтегральної функції

$$F(t, \tau) = \omega(\tau) \cdot f(t - \tau). \quad (32)$$

В дискретній формі після заміни змінної t на m , а τ на i , вираз (32) запишеться у вигляді

$$F(m, i) = \omega(i) \cdot f(m - i). \quad (33)$$

При $m = 1$ із рівняння (11) одержимо $\omega_0 = f_0$.

Якщо $m = 1$, то застосовуючи чисельний метод інтегрування – метод трапецій (рис. 4, а), отримуємо

$$\int_0^t \omega(\tau) \cdot f(t - \tau) d\tau = \frac{\Delta t}{2} \cdot (\omega_0 f_1 + \omega_1 f_0),$$

де Δt - крок інтегрування.

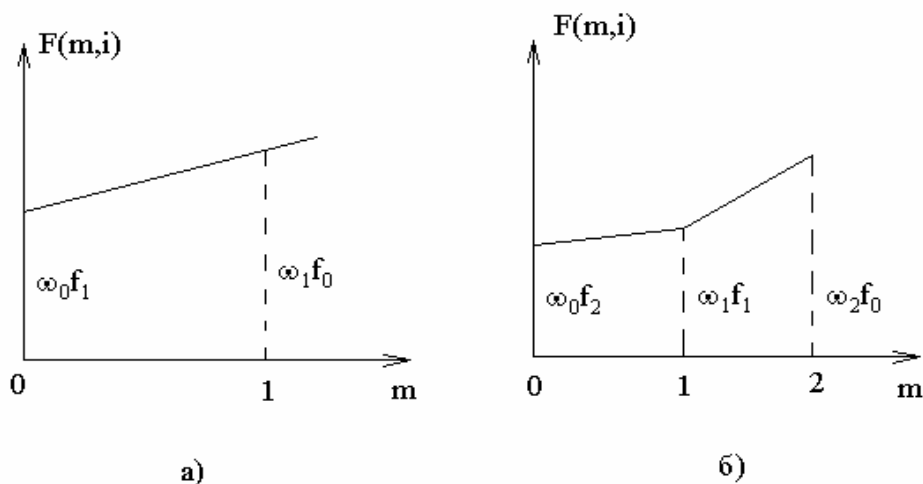


Рис. 4. Чисельне рішення інтегрального рівняння:
а – $m = 1$; б – $m = 2$; в – загальний випадок

Рівняння (11) для цього випадку запишеться у вигляді

$$\omega_1 = f_1 + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_1 + \omega_1 f_0), \text{ при } m = 2 \text{ (рис. 4, б)}$$

$$\int_0^t \omega(\tau) f(t - \tau) d\tau \approx \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_2 + \omega_1 f_1 + \omega_1 f_1 + \omega_2 f_0).$$

В даному випадку рівняння (11) має вигляд

$$\omega_2 = f_2 + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_2 + 2\omega_1 f_1 + \omega_2 f_0).$$

В загальному випадку для довільного числа m маємо (рис. 4, в)

$$\int_0^t \omega(\tau) f(t - \tau) d\tau = \frac{\Delta t}{2} [(\omega_0 f_m + \omega_1 f_{m-1}) + \dots + (\omega_{m-1} f_1 + \omega_m f_0)] \quad (34)$$

З виразу (34) одержимо



$$\omega_m = f_m + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_m + 2\omega_1 f_{m-1} + 2\omega_2 f_{m-2} + \dots + 2\omega_{m-1} f_1 + \omega_m f_0);$$

або $\omega_m = f_m + \frac{\Delta t}{2} \left(\omega_0 f_m - 2 \sum_{i=1}^{m-1} \omega_i f_{m-i} + \omega_m f_0 \right)$. Таким чином, одержуємо наступні

співвідношення:

$$\left. \begin{aligned} \omega_0 &= f_0; \\ \omega_1 &= f_1 + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_1 + \omega_1 f_0); \\ \omega_2 &= f_2 + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_3 + 2\omega_1 f_2 + 2\omega_2 f_1 + \omega_3 f_0); \\ \omega_3 &= f_3 + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_3 + 2\omega_1 f_2 + 2\omega_2 f_1 + \omega_3 f_0); \\ &\dots \\ \omega_m &= f_m + \frac{\Delta t}{2} \left(\omega_0 f_m + 2 \sum_{i=1}^{m-1} \omega_i f_{m-i} + \omega_m f_0 \right) \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

Система дозволяє по відомому дискретному ряду значень густини розподілу наробітків на відмову f_i знайти ряд значень параметру потоку відмов ω_i

$$\left. \begin{aligned} \omega_0 &= f_0; \\ \omega_1 &= \frac{\left[f_1 + \frac{\Delta t \omega_0 f_1}{2} \right]}{\left(1 - \frac{\Delta t f_0}{2} \right)}; \\ \omega_2 &= \frac{\left[f_2 + \frac{\Delta t (\omega_0 f_2 + 2\omega_1 f_1)}{2} \right]}{\left(1 - \frac{\Delta t f_0}{2} \right)}; \\ &\dots \\ \omega_m &= \frac{\left[f_m + \frac{\Delta t \left(\omega_0 f_m + 2 \sum_{i=1}^{m-1} \omega_i f_{m-i} \right)}{2} \right]}{\left(1 - \frac{\Delta t f_0}{2} \right)} \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

Якщо відомий ряд значень параметру потоку відмов ω_i , то по співвідношеннях (35) можна здійснити зворотне рішення інтегрального рівняння (11) та визначити ряд значень густини розподілу f_i наробітку на відмову

$$\left. \begin{aligned}
 f_0 &= \omega_0; \\
 f_1 &= \frac{\left(\omega_1 - \frac{\Delta t \omega_1 f_0}{2} \right)}{\left(1 + \frac{\Delta t \omega_0}{2} \right)}; \\
 f_2 &= \frac{[\omega_2 - \Delta t(2\omega_1 f_1 + \omega_2 f_0) / 2]}{(1 + \Delta t \omega_0 / 2)}; \\
 &\dots \\
 f_m &= \frac{\left[\omega_m \left(1 - \frac{\Delta t f_0}{2} \right) - \Delta t \sum_{i=1}^m \omega_i f_{m-1} \right]}{\left(1 + \frac{\Delta t \omega_0}{2} \right)}
 \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

Схема алгоритму рішення інтегрального рівняння (11) викладеним численним методом приведена на рис. 5.

Розраховуючи по статистичним даним про відмови оцінки параметру відмов в різних інтервалах наробітку Δt , а по них рішення інтегрального рівняння (11) за допомогою рекурентних співвідношень (37) визначаємо густину розподілу наробітку на відмову у вигляді дискретного ряду $f_0, f_1, f_2, \dots, f_m$. Інтегруючи функцію $f(t)$ визначаємо імовірність відмов $Q(t)$ та знаходимо імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ гідроприводу по параметру "зовнішня негерметичність"

$$Q(t) = \int_0^t f(t) dt; \quad P(t) = 1 - Q(t). \quad (38)$$

Порівняння результатів дослідження параметрів потоку відмов та імовірності безвідмовної роботи однокішшових екскаваторів з гідроприводом, отриманих аналітичними та чисельними методами показали високу ефективність чисельного методу та певні переваги, а особливо в тих випадках, коли вид закону розподілу наробітку на відмову невідомий і визначити його неможливо або недоцільно.

Література

1. *Рябинин И.А.* Основы теории и расчета надежности судовых электроэнергетических систем. – Л.: Судостроение, 1971. – 456с.
2. *Кузнецов В. А.* Основные вопросы надежности радиоэлектронной радиоаппаратуры. – М.: Энергия, 1965.
3. *Кокс Д. Р., Смит В. Л.* Теория восстановления. Пер. с англ., под ред. Беляева Ю. К – М.: Советское радио, 1967. – 330 с.
4. *Смит В. Л.* Теория восстановления и смежные с ней вопросы. –М.: Математика, 1961, № 3 – 5.
5. *Гнеденко Б. В., Беляев Ю.К., Соловьев А. Д.* Математические методы в теории надежности. – М: Наука, 1965. – 524 с.
6. *Деч Г.* Руководство к практическому применению преобразования Лапласа. – М.: ГИФМЛ, 1958.
7. *Смирнов В. И.* Курс высшей математики. М.: ГИТТЛ, 1957. – т. 4.
8. *Погребинский С. Б., Стрельников В. П.* Проектирование и надежность многопроцессорных ЭВМ. – М.: Радио и связь, 1988. – 168 с.
9. ДСТУ 2862 – 94. Надійність техніки. Методи розрахунку показників надійності. Загальні вимоги. – К.: Держстандарт України, 1995. – 38 с.



Підйомно-транспортні машини

УДК 629.113.012.5

Л.Є Пелевін, канд. техн. наук, професор КНУБА,

Г.О Аржаєв, магістр КНУБА,

Б.Г Салтовський, інженер КНУБА

ВИЗНАЧЕННЯ ПРУЖНИХ ПАРАМЕТРІВ РЕОЛОГІЧНОЇ МОДЕЛІ ПНЕВМАТИЧНОЇ ШИНИ

При дослідженні питань динаміки колісного рушія, постаченого пневматичною шиною (далі "шина"), останню, найчастіше, приймають у виді невагомго кільця, що має радіус, дорівнює вільному радіусу шини r_0 , з'єднаного з ободом колеса радіально деформуються елементами, що представляють собою різні комбінації фундаментальних реологічних тіл (Гука, Ньютона, Сен-Венана [1]). Адекватність зазначених теоретичних моделей шини [2,3] у значній мірі залежить від вірогідності вихідних даних (пружності, в'язкості і постійного внутрішнього тертя елемента шини), при цьому розробка аналітичних і експериментальних методів їхнього визначення, являє собою самостійну задачу.

Так, у роботі [4], для триелементної моделі шини, запропонованої в [2], розроблена методика визначення модуля деформації E елемента шини з використанням характеристик нормальної пружності шини $h_z = h_z(P_z)^1$, отриманих при її статичних іспитах, а також встановлена аналітичний зв'язок між E і радіальною твердістю C_p елемента шини. Аналіз результатів, отриманих у роботі [4], показав, що величини E й C_p істотно залежать від нормального навантаження колеса P_z .

Дана обставина неминуча приводить, наприклад, при дослідженні кочення шини по нерівній опорній поверхні, до необхідності використання динамічної моделі шини з перемінними параметрами її елементів і, як наслідок, до значних труднощів, особливо, при аналітичному описі процесу.

Прийmemo, у першому наближенні, що радіально деформуються елементи шини у виді лінійної моделі Фойгта [5] і розглянемо процес статичного навантаження (обтиснення) шини, розташованої на рівній горизонтальній опорній поверхні, що не деформується, нормальним навантаженням P_z колеса.

Маючи на увазі, що при статичних іспитах шини [6] швидкість її нормальної деформації V_z настільки мала, що в'язкісні властивості матеріалу шини практично не виявляються, радіальне зусилля dP (рис. 1) у кожному пружному елементі буде

$$dP = C_p \cdot \Delta p,$$

де C_p , Δp - відповідно твердість і деформація в радіальному напрямку пружного елемента шини.

¹ Терміни та позначення у відповідності з ГОСТ 17697-72

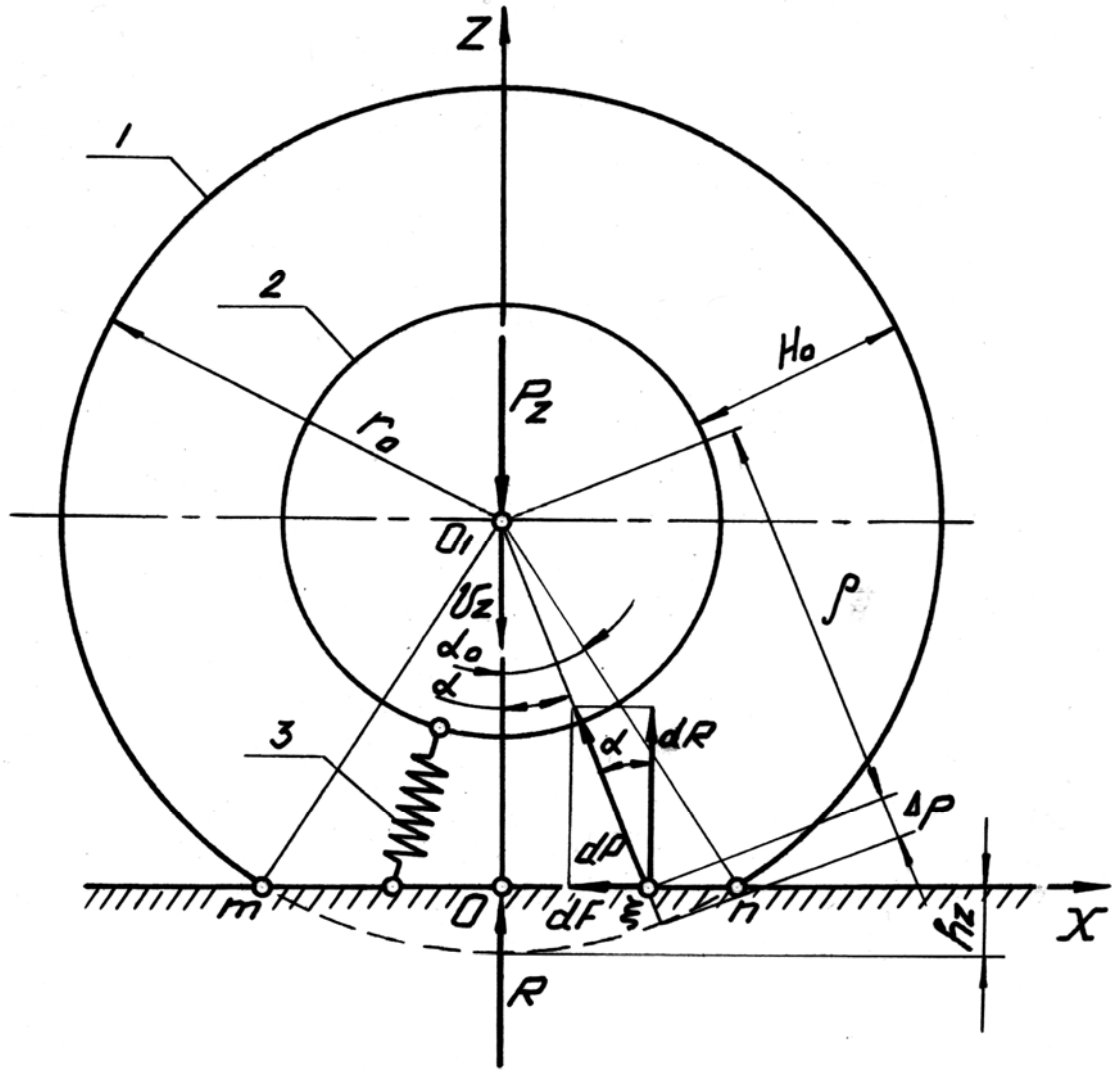


Рис. 1. Схема навантаження пневматичної шини при статичному обтисненні:
1 – шина; 2 – обід; 3 – елемент шини (лінійна модель Фойгта)

Розкладемо dP на вертикальну dR і горизонтальну dF складові – $dR = dP \cdot \cos \alpha$ і $dF = dP \cdot \sin \alpha$, тоді з умов рівноваги шини будемо мати:

$$\Sigma dR = \Sigma dP \cdot \cos \alpha = R = P_z; \quad (1)$$

$$\Sigma dF = \Sigma dP \cdot \sin \alpha = 0.$$

Маючи на увазі, що

$$\Delta p = r_0 - \rho = r_0 \cdot \left(1 - \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}\right)$$

з урахуванням виразу (1), одержимо

$$P_z = 2C_p r_0 \int_0^{\alpha_0} \left(1 - \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}\right) \cos \alpha \cdot d\alpha,$$

де ρ - поточний радіус шини в області контакту обмірюваний при поточному куті α ; α_0 - половина кута контакту шини з опорною поверхнею.

Роблячи інтегрування і перетворення, будемо мати



$$P_z = 2C_p r_0 (\sin \alpha_0 - \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0), \quad (2)$$

$$\text{де } \alpha_0 = \arccos \frac{r_0 - h_z}{r_0}.$$

Для встановлення зв'язку між величиною C_p і параметрами шини, скористаємося експериментальною залежністю, запропонованою в роботі [7]

$$h_z = \frac{K_z \cdot P_z^{\frac{3}{4}}}{1 + p_w}, \quad (3)$$

де K_z - коефіцієнт, постійний для даної шини; p_w - тиск повітря в пневматичній шині.

Зручність практичного застосування виразу (3) визначається наявністю тільки одного, постійного для даної шини у всьому експлуатаційному діапазоні зміни внутрішнього тиску повітря p_w , коефіцієнта K_z , що дає можливість дуже оперативного нагромадження експериментальних даних. Коефіцієнт K_z може бути досить просто визначений, наприклад, за результатами виміру нормального прогину шини h_z :

а) при двох значеннях нормального навантаження колеса P_{z1} , P_{z2} і одному довільному значенні тиску повітря p_w , що лежить у діапазоні робітників, для даної шини, тисків

$$K_z = \Delta h'_z (1 + p_w) \left(P_{z2}^{\frac{3}{4}} - P_{z1}^{\frac{3}{4}} \right);$$

б) при двох значеннях внутрішнього тиску повітря p_{w1} , p_{w2} і одному, довільно обраному, постійному значенні нормального навантаження колеса P_z

$$K_z = \frac{\Delta h''_z (1 + p_{w1})(1 + p_{w2})}{P_z^{\frac{3}{4}} (p_{w2} - p_{w1})},$$

де $\Delta h'_z$ - зміна нормального прогину шини при збільшенні нормального навантаження колеса від P_{z1} до P_{z2} , тобто $\Delta h'_z = h'_{z2} - h'_{z1}$; $\Delta h''_z$ - зміна нормального прогину шини при зменшенні тиску повітря з p_{w1} до p_{w2} , тобто $\Delta h''_z = h''_{z2} - h''_{z1}$.

Представимо вираз (3) у виді $P_z = P_z(h_z)$

$$P_z = \frac{h_z^{\frac{4}{3}} \cdot (1 + p_w)^{\frac{4}{3}}}{K_z^{\frac{4}{3}}}$$

чи з обліком того, що $h_z = r_0(1 - \cos \alpha_0)$

$$P_z = \left[\frac{r_0 \cdot (1 - \cos \alpha_0) \cdot (1 + p_w)}{K_z} \right]^{\frac{4}{3}}. \quad (4)$$

Дорівнявши праві частини виразів (2) і (4), після перетворення, одержимо

$$C_p = \frac{r_0^{\frac{1}{3}}}{2} \left[\frac{(1 + p_w)}{K_z} \right]^{\frac{4}{3}} \cdot \frac{(1 - \cos \alpha_0)^{\frac{4}{3}}}{(\sin \alpha_0 - \alpha_0 \cos \alpha_0)}. \quad (5)$$

Проаналізуємо праву частину виразу (5); з цією метою установимо в графічній формі зв'язок між величинами $(1 - \cos \alpha_0)^{\frac{4}{3}} = f(\alpha_0)$ і $(\sin \alpha_0 - \alpha_0 \cos \alpha_0) = f(\alpha_0)$, (рис. 2).

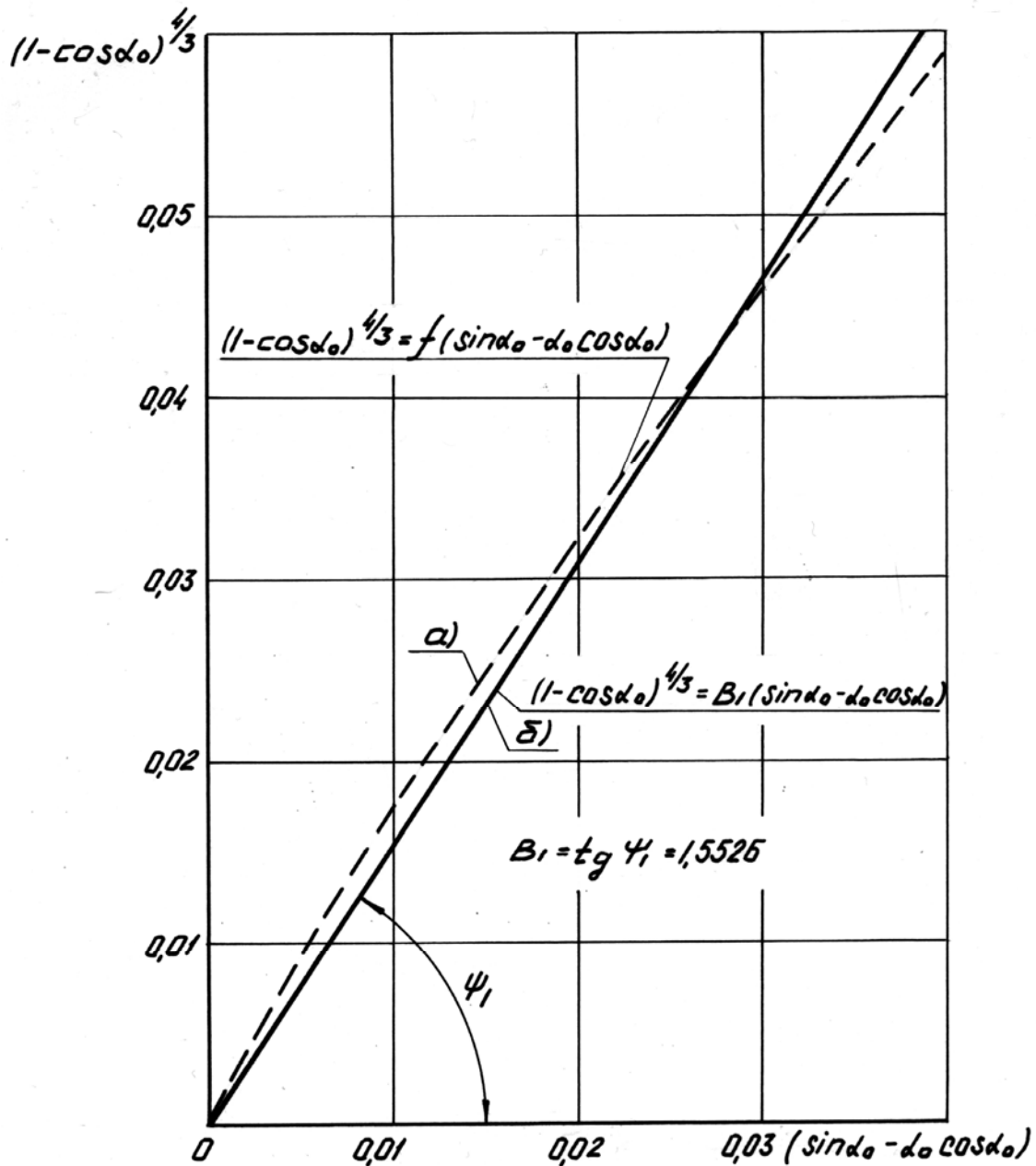


Рис. 2. Схема до визначення наближеної залежності $(1 - \cos \alpha_0)^{4/3} = f(\sin \alpha_0 - \alpha_0 \cos \alpha_0)$

Як випливає з виду даної графічної залежності (а), вона носить слабо виражений нелінійний характер і може бути досить коректно апроксимована лінійною залежністю (б) виду

$$(1 - \cos \alpha_0)^{4/3} = B_1 (\sin \alpha_0 - \alpha_0 \cos \alpha_0). \quad (6)$$

Величина кутового коефіцієнта B_1 визначена методом найменших квадратів і складає в діапазоні максимально можливої зміни h_z ($0 \dots 0,117r_0$) $B_1 = 1,5526$ при коефіцієнті кореляції $R = 0,995$.

Маючи через вираження (5) і (6), остаточно запишемо

$$C_p = \frac{B_1 r_0^3}{2} \left[\frac{(1 + p_w)}{K_z} \right]^{4/3}. \quad (7)$$



Таким чином, отримане вираження, що встановлює, з одного боку, зв'язок між розмірами шини, її нормальною твердістю і тиском повітря, а з іншого боку – з радіальною твердістю елемента прийнятої моделі пневматичної шини (див. рис. 1).

При використанні в задачах динаміки колісного рушія законів деформації пневматичної шини, запропонованих проф. М.О. Ульянов [8], визначення коефіцієнтів деформації шини в зоні її завантаження – K_1 і в зоні розвантаження – K_2 може бути виконане аналогічно розглянутому вище.

При статичному обтисненні шини нормальним навантаженням колеса P_z з урахуванням закону деформації шини – $\sigma = K_1 \cdot \Delta p$, коли величина радіальної деформації шини Δp не перевищує її критичного значення Δp_k , буде справедливо наступний вираз

$$P_z = 2 \int_0^{\alpha_0} \sigma B_{\Pi} \rho \cos \alpha \cdot d\alpha = 2K_1 B_{\Pi} r_0^2 \cos \alpha_0 \left(\alpha_0 - \frac{1}{2} \ln \frac{1 + \sin \alpha_0}{1 - \sin \alpha_0} \right), \quad (8)$$

де σ - нормальні напруги в зоні контакту; B_{Π} - ширина протектора пневматичної шини.

Дорівнюючи праві частини виразів (4) і (8), після перетворень, одержимо

$$K_1 = \frac{(1 + p_w)^{\frac{4}{3}}}{2B_{\Pi} r_0^{\frac{2}{3}} K_z^{\frac{4}{3}}} \cdot \frac{(1 - \cos \alpha_0)^{\frac{4}{3}}}{\cos \alpha_0 \left(\alpha_0 - \frac{1}{2} \ln \frac{1 + \sin \alpha_0}{1 - \sin \alpha_0} \cdot \cos \alpha_0 \right)}. \quad (9)$$

Залежність

$$\left[(1 - \cos \alpha_0)^{\frac{4}{3}} = f(\alpha_0) \right] = F \left\{ \left[\cos \alpha_0 \left(\alpha_0 - \frac{1}{2} \ln \frac{1 + \sin \alpha_0}{1 - \sin \alpha_0} \cdot \cos \alpha_0 \right) \right] = f(\alpha_0) \right\}$$

представлена на рис. 3. Як видно, дана залежність (а) у графічній формі також носить слабо виражений нелінійний характер і може бути апроксимована лінійною залежністю (б) виду

$$(1 - \cos \alpha_0)^{\frac{4}{3}} = B_2 \left[\cos \alpha_0 \left(\alpha_0 - \frac{1}{2} \ln \frac{1 + \sin \alpha_0}{1 - \sin \alpha_0} \cdot \cos \alpha_0 \right) \right]. \quad (10)$$

Величина кутового коефіцієнта B_2 визначена методом найменших квадратів і складає в максимально можливому діапазоні зміни $h_z (0 \dots 0,117r_0)$ $B_2 = 1,6669$ при коефіцієнті кореляції 0,995.

З урахуванням виразів (9) і (10), остаточно запишемо

$$K_1 = \frac{B_2}{2B_{\Pi} r_0^{\frac{2}{3}}} \left[\frac{(1 + p_w)^{\frac{4}{3}}}{K_z^{\frac{4}{3}}} \right]. \quad (11)$$

Маючи у виді вирази (7) і (11), установимо тепер зв'язок між величинами C_p і K_1

$$C_p = \frac{B_1}{B_2} K_1 B_{\Pi} r_0 = B_3 K_1, \quad (12)$$

де $B_3 = \frac{B_1}{B_2} B_{\Pi} r_0 = 0,93 B_{\Pi} r_0$ - постійний, для даної шини, коефіцієнт.

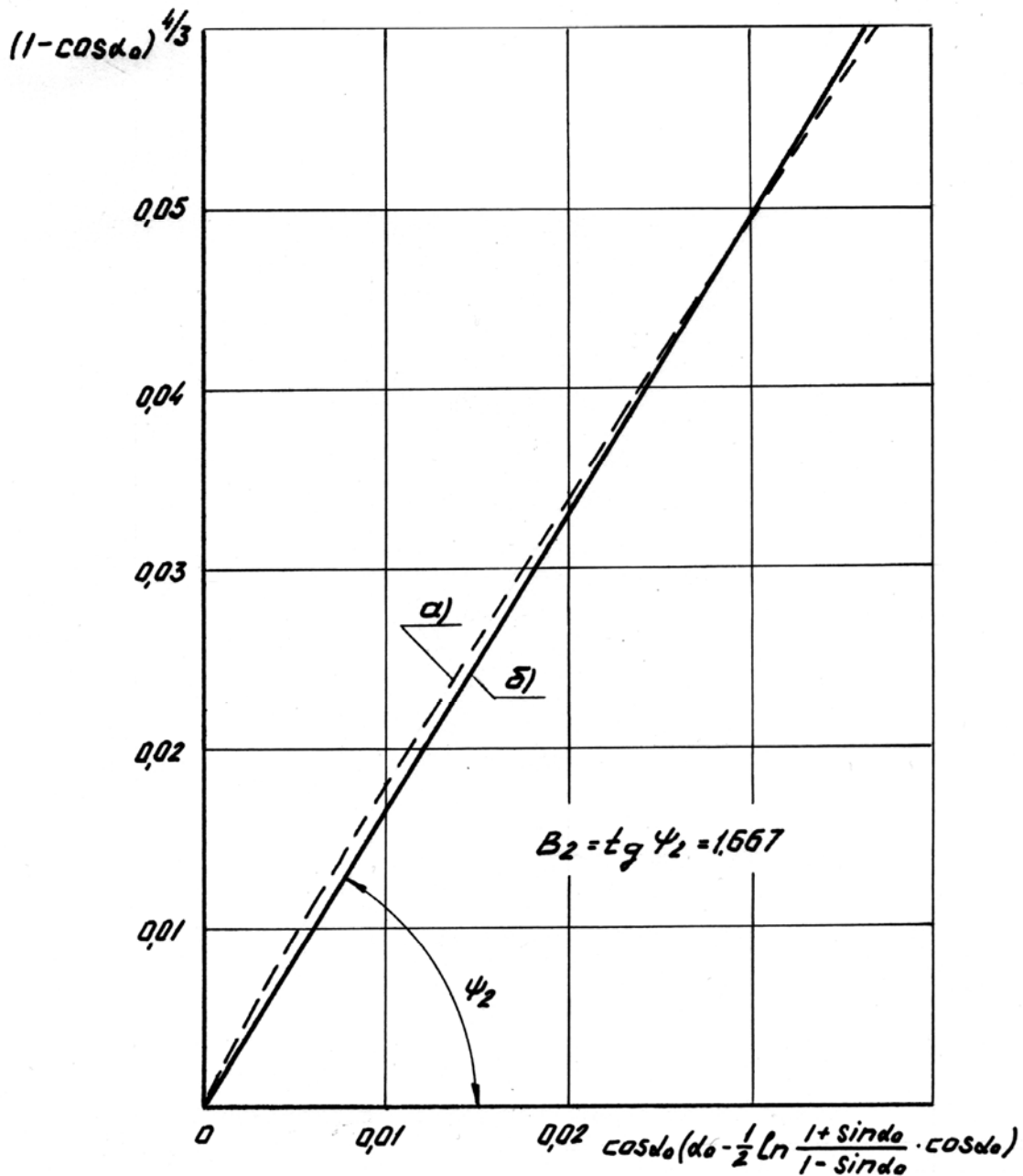


Рис. 3. Схема до визначення наближеної залежності

$$(1 - \cos \alpha_0)^{4/3} = f \left[\cos \alpha_0 \left(\alpha_0 - \frac{1}{2} \ln \frac{1 + \sin \alpha_0}{1 - \sin \alpha_0} \cdot \cos \alpha_0 \right) \right]$$

Висновки

1. Розглянуто два, взаємодоповнюючих, методу визначення пружних параметрів (радіальної твердості C_p) реологічної моделі пневматичної шини у виді лінійної моделі Фойгта:

- на основі експериментальних залежностей нормальної деформації шини від нормального навантаження колеса, тобто $h_z = h_z(P_z)$;

- на основі експериментальних залежностей закону деформації шини, тобто $\sigma = \sigma(\Delta p)$ [8].



2. Використання другого методу краще, тому що для визначення пружних параметрів реологічної моделі не потрібно іспитових обтискних стендів [6], а необхідно лише експериментально визначати радіальну деформацію шини Δr і нормальні напруги σ в області контакту шини, що рухається, з опорною поверхнею, використовуючи, наприклад, датчики і методики [9,10].

Література

1. Рейнер М. Реология. – М.: Наука, 1965. – 220 с.
2. Водяник И. И. Выбор моделей для аналитического описания взаимодействия пневматической шины с дорогой//Автомобильная промышленность – 1980 – № 10, С. 18-19.
3. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
4. Водяник И. И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы). – М.: Агропромиздат, 1990. – 172 с.
5. Шалягин В. Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости: Теория рабочих процессов и системное проектирование. – М.: Агропромиздат, 1986. – 254 с.
6. Яценко Н. Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. – М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.
7. Петрушов В. А. и др. Мощностной баланс автомобиля // В. А. Петрушов, В. В. Московкин, А. Н. Евграфов; Под общ. ред. В. А. Петрушова. – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.
8. Ульянов Н. А. Колесные движители строительных и дорожных машин: Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1982. – 279 с.
9. Аржаев Г. А., Василенко А. В., Кузьмин А. Н., Куприн Н. П. и др. Измерение деформаций пневматической шины движущегося колеса. – В сб.: Тяговая динамика колесных землеройно-транспортных машин. Воронеж, 1986, с. 127-137; Рук. деп. в ЦНИИТЭ Строймаш, № 74-сд86.
10. Аржаев Г. А., Василенко А. В., Кузьмин А. Н., Никаноров Е. И. Малогабаритные тензорезистивные датчики для измерения нормальных напряжений в области контакта шины с опорной поверхностью. – В сб.: Исследование и расчет колесных землеройных машин. Воронеж, 1988, с. 167-178; Рук деп. в ЦНИИТЭ Строймаш, № 35-сд88.

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 693.546

В.И. Сивко, д-р техн. наук, профессор КНУСА,
А.А. Омельченко, соискатель КНУСА

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УПЛОТНЯЕМОЙ БЕТОННОЙ СМЕСИ НА ВЫБОР РЕЖИМОВ РАБОЧЕГО ОРГАНА ВИБРОМАШИНЫ

Актуальность

Существуют методы расчета вибрационных машин основаны на ряде допущений, которые приводят к тому, что режимы их работы в реальных условиях не соответствуют расчетным. Так, рекомендуемые параметры машин назначаются без учета геометрического фактора изделий, изменения плотности смеси и ее физико-механических свойств. Со стороны бетонной смеси вводятся грубые допущения в части постоянства сопротивления в процессе уплотнения и независимости его от габаритов изделия. Не учитывается отрыв изделий от рабочего органа. Теория колебаний, традиционно применяемая для описания работы вибрационных машин, ограничивает учет перечисленных факторов, в частности не позволяет учесть взаимодействия рабочих органов со средой, которое, как показывает опытные исследования, имеет ударный характер.

При взаимодействии вибрационной машины с уплотняемым изделием происходит упругоэластичский удар. В конце удара центры тяжести тел движутся некоторое время с одинаковыми скоростями. Поэтому *задача исследования* состоит в нахождении момента отрыва изделия, скорости полета и времени встречи изделия с рабочим органом, скорости движения рабочего органа после удара.

Методика решения задачи

Уравнение совместного движения среды и рабочего органа имеет вид

$$M_0 X_0 \omega^2 + CX_0 + \sigma_x(0)F = P_0(t), \quad (1)$$

где X_0 - амплитуда колебаний виброплощадки; M_0 - масса рабочего органа виброплощадки с формой; C - жесткость упругих связей виброплощадки; $\sigma_x(0)$ - напряжения в смеси в месте контакта с дном формы; F - площадь проекции изделия на горизонтальную плоскость; $P_0(t)$ - вынуждающая сила рабочего органа; ω - угловая частота колебаний.

Напряжения в смеси в зоне контакта с дном формы определяются исследованием напряженно-деформированного состояния изделия. Для одномерной задачи виброуплотнения напряженно-деформированное состояние в первом приближении может быть определено совместным решением уравнений динамического равновесия элемента изделия и сплошности среды. Уравнения динамического равновесия запишется как

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial x} S dx + 2\sigma_y f dx + \frac{dV}{dt} a dx - g a dx = 0, \quad (2)$$

здесь σ_y - горизонтальное напряжение; S - усредненное значение обратной величины коэффициента боковой распора; a - ширина изделия; f - коэффициент трения смеси о борта формы; V - скорость вибрации; ρ - плотности смеси;



$$S = \frac{1}{a} \int_{-a/2}^{a/2} k(y) dy; \quad \sigma_x(x, y, t) = \sigma_y(x, t) k(y),$$

k_y - обратная величина коэффициента бокового распора.

Уравнение сплошности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + V \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial V}{\partial x} = 0. \quad (3)$$

Представленная система уравнений решается методом характеристик. Она позволяет оценить параметры напряженно-деформированного состояния изделия [1].

В случае положительного значения напряжений в контактной зоне ($\sigma_x(0) > 0$) характер колебаний безотрывный. При $\sigma_x(0) < 0$ имеет отрыв. Зная напряженное состояние вибрируемой бетонной смеси для контактной зоны, можно прогнозировать отрыв и учитывать ударное взаимодействие ее с рабочим органом при оценке качества уплотнения и характера движения среды. Эти же данные используются при изучении движения среды. Эти же данные используются при изучении движения рабочих органов машин.

Скорость смеси при $\sigma_x(0) = 0$ и время встречи ее с рабочим органом находятся из уравнения движения изделия в полете:

$$M_\sigma^* x + P_y(x) + P_n(x, x, x) = 0, \quad (4)$$

где M_σ^* - приведенная масса изделия $P_y(x)$ - упругое сопротивление смеси $P_n(x, x, x)$ - неупругое сопротивление смеси.

Из формулы (4) может быть найдено ускорение смеси в момент отрыва ($x = -B / M_\sigma^*$, где $B = P_y(x) + P_n(x, x, x)$). Приведенная масса M_σ^* определяется из выражение силы инерции движущейся бетонной смеси; $P_n = M_\omega^* x_{1cp}$;

$$x_{1cp} = \frac{1}{h} \int_0^h \ddot{x}_1(h) dh,$$

здесь \ddot{x}_{1cp} - среднее значение ускорения для момента времени t_1 . Величина P_n определяется из деформированной диаграммы для контактной зоны расстоянием от оси абсцисс до центра диаграммы.

Скорость полета смеси

$$V_1 = - \int_0^t \left(\frac{B}{M_\sigma^*} \right) dt + V_{omp}, \quad (5)$$

где V_{omp} - скорость смеси в момент отрыва (определяется по напряженному состоянию изделия в контактной зоне). При $V_1 = 0$ имеет верхнюю точку полета смеси (амплитудное ее значение). Отсюда время полета $t = 2V_{omp} M_\sigma^* / B$.

Время встречи рабочего органа и изделия находится совместным решением уравнений движения рабочего органа и изделия в полете

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_0 &= x_0 \omega \sin(\omega t); \\ V_1 &= \left(-\frac{B}{M_\sigma^*} \right) t + V_{omp}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Скорость движения рабочего органа в момент встречи с изделием определяется из выражения для упругопластического удара:

$$U_2 = K(U - V_2),$$

где V_2 - скорость движения рабочего органа в момент удара; K - коэффициент

восстановления недеформированного состояния; U - общая скорость соударяющихся тел после удара

$$U = \frac{(M_B V_2 - M_\sigma^* V_1)}{(M_\sigma^* + M_B)}$$

Коэффициент восстановления зависит от свойств смеси (плотности состава) и колеблется в пределах 0,25...0,8.

Результаты исследований

На рис. 1 приведены результаты расчета напряженно-деформированного состояния для изделия высотой $h=0,5$ м, уплотняемого при амплитуде $X_0 = 0,02$ и частоте 13 и 25 Гц. Определены моменты отрыва и время полета. Формула установившегося режима (по И.И. Блехману) имеет вид при частоте 13 Гц: $5,8 \cap 1,4(O)1,7 \cap$, а при частоте 25 Гц: $2,8 \cap 6,28(O)9,0 \cap$, где символы обозначают: \cap - полет; O - относительный покой. Цифры при символах обозначают фазовые углы момента начала состояния. В рассмотренном примере режим колебаний 13 Гц более благоприятен с точки зрения передачи энергии рабочим органом изделию. Он характерен большим временем безотрывного движения ($5,8 > 2,8$) и меньшим значением фазового угла полета ($1,4 < 6,28$).

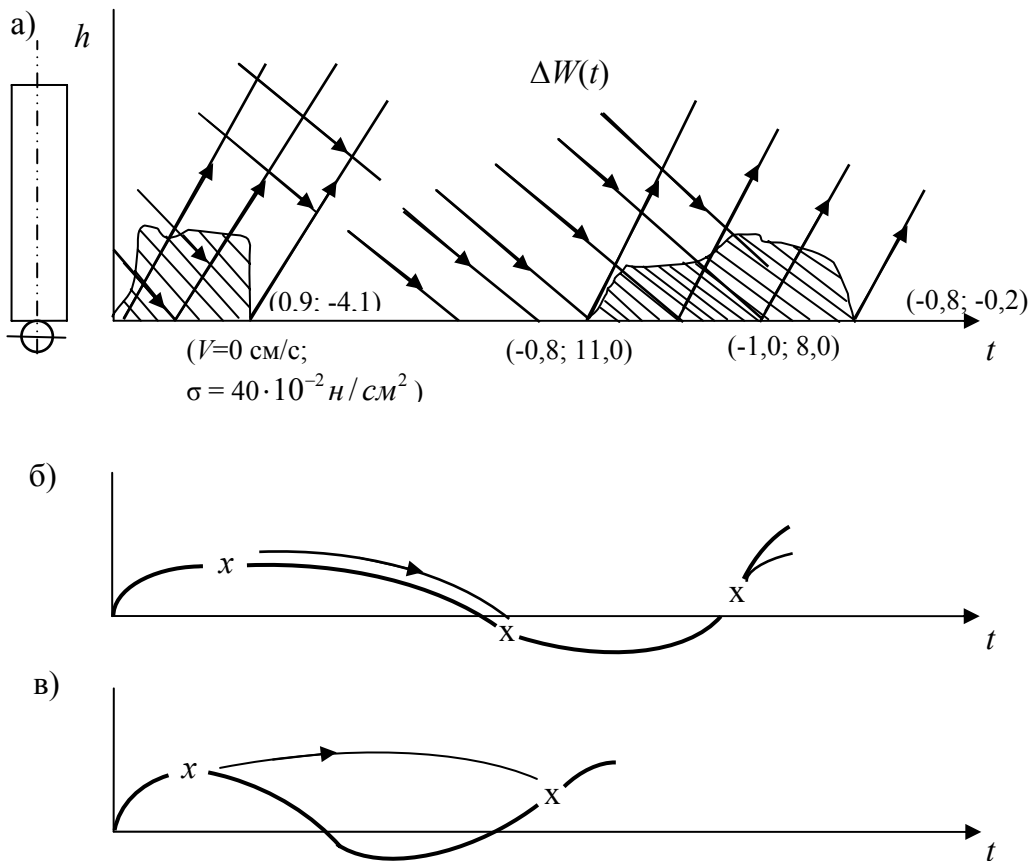


Рис. 1. Результаты расчета энергоемкости процесса (а) и отрыва изделия от рабочего органа (б, в) а, б – при амплитуде перемещения $X_0 = 0,02$ см и частоте 13 Гц; в - при амплитуде $X_0 = 0,02$ см и частоте 25 Гц

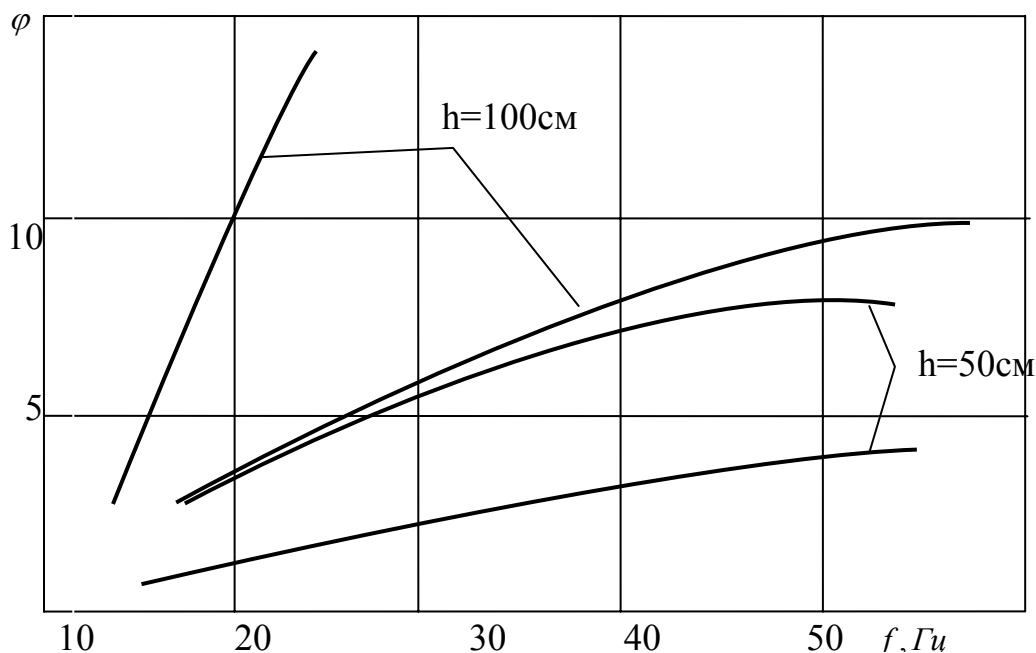


Рис. 2. Изменение фазового угла отрыва и падения

На рис. 2 показано изменение фазового угла отрыва и падения для изделий $h=0,5$ и $1,0$ м в зависимости от частоты колебаний. С увеличением частоты фазовые углы увеличиваются, что является менее благоприятным по энергопередаче.

Выводы

Расчет динамических параметров вибромашин и воздействия среды на рабочие органы должен производиться с учетом их взаимодействия.

При назначении режимов виброуплотнения железобетонных изделий должны учитываться их геометрические размеры.

Литература

1. Сивко В.И., Ильин В.П., Татаринов А.А. Исследование эффективности виброуплотнения шлакощелочной бетонной смеси// Рациональное использование шлаков и продуктов шлакопереработки в строительстве. – Воронеж: Центр.- чернозем. кн. изд.-во, 1977, С. 78-81.

ЗАЧИСТКА КЕРАМІЧНИХ ЗАГОТІВОК ГНУЧКИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

В останні роки широке розповсюдження у виробництві керамічних виробів знаходить технологія отримання заготовок з прес-порошку методом пресування. Основними перевагами такої технології є скорочення виробничого часу на отримання одного виробу, можливість автоматизації і механізації багатьох процесів.

Однією із складних технічних операцій в масовому виробництві є видалення задирок, які утворюються при витіканні надлишкової шихти із прес-форми. В окремих випадках на цій операції зайнято до 38% від всієї чисельності працюючих [1].

Метою даної роботи є аналіз існуючих методів зачистки задирок пресованих керамічних заготовок, розробка нових методів та агрегатів для видалення задирок вісесиметричних виробів.

Використання конкретного способу зачистки визначається фізико-механічними властивостями матеріалу, його вагою, конструкцією і розмірами. Для покращення процесу пресування виробів складних конфігурацій збільшують вологість прес-порошку до 14%. Відпресована заготовка в даному випадку має низьку механічну міцність $\sigma_{ст}=10 \text{ Н/см}^2$ [1] і відносно високу питому вагу. Зачистка такої "сирої" заготовки ускладнена через її високу пластичність і можливість налипання задирок в процесі зачистки.

Підвищення механічної міцності відпресованих керамічних заготовок ($\sigma_{ст}=10 \text{ Н/см}^2$) досягається додатковою термообробкою (сушінням) до вологості 1-2%. Зачистку таких заготовок виконують на різноманітних агрегатах часткової та об'ємної обробки [1, 2, 3]. Недоліком методу є необхідність застосування сушильних агрегатів великої потужності, які займають значні виробничі площі [1], в багатьох випадках використання ручної праці.

Зачистка задирок без використання попереднього сушіння безпосередньо після обпалювання використовується рідко і тільки для простих виробів типу "бусинка" розмірами до 10 мм [1]. Зачистка обпалених виробів є менш енергозатратною (відсутнє попереднє сушіння), проте висока механічна міцність задирок в процесі обробки призводить до руйнування виробів, погіршує їх естетичний вигляд і експлуатаційні характеристики. Брак виробів може сягати 30%.

На основі проведеного аналізу зачистки пресованих керамічних заготовок (ПКЗ) в залежності від їх фізико-механічних властивостей і вологості слідує:

- зачистка відпресованих "сирих" заготовок вологістю 12-14% ускладнена їх малою міцністю ($\sigma_{ст}=10 \text{ Н/см}^2$) і можливістю налипання заусениць на виробі;

- додаткова термообробка (сушіння) заготовок до вологості 1-2% збільшує механічну міцність ($\sigma_{ст}=250 \text{ Н/см}^2$), що дозволяє механізувати процес зачистки на різних агрегатах локальної і об'ємної обробки;

- зачистка ПКЗ після обпалювання дозволяє зменшити енерговитрати на виготовлення за рахунок ліквідації додаткової термообробки (сушіння), проте використання методу обмежено малими габаритами виробів, їх простою конфігурацією, низькими вимогами до якості.

Одним із напрямків створення нових методів зачистки ПКЗ є поєднання часткової термічної обробки (сушки), задирок заготовки і їх об'ємної зачистки. Після видалення із прес-форми заготовка подається в калорифер низької потужності. Зважаючи на те, що товщина задирок не перевищує 1,0 мм і значно менша лінійних розмірів заготовки, то в першу чергу підсушуються тільки задирки. Зменшення вологості задирок до 2-6% підвищує їх міцність і крихкість, при цьому середня вологість заготовки змінюється незначно.

Для руйнування крихких задирок запропоновано використати мікро ударні навантаження, які викликають в задирках і заготівці поширення хвильових процесів. На межі "задирка-заготівка" змінюється частота і довжина поширення хвиль, яка обумовлена різною вологістю і міцністю відповідно задирок і заготівки. Різниця в частоті і довжині поширення хвиль у заготівці і задирках спонукають до руйнування задирок на межі "задирка-заготівка". Хвильові процеси в задирках можна представити як поширення хвиль у мембрані (задирках 1), яка знаходиться навколо маси тіла заготівки 2 (рис. 1).

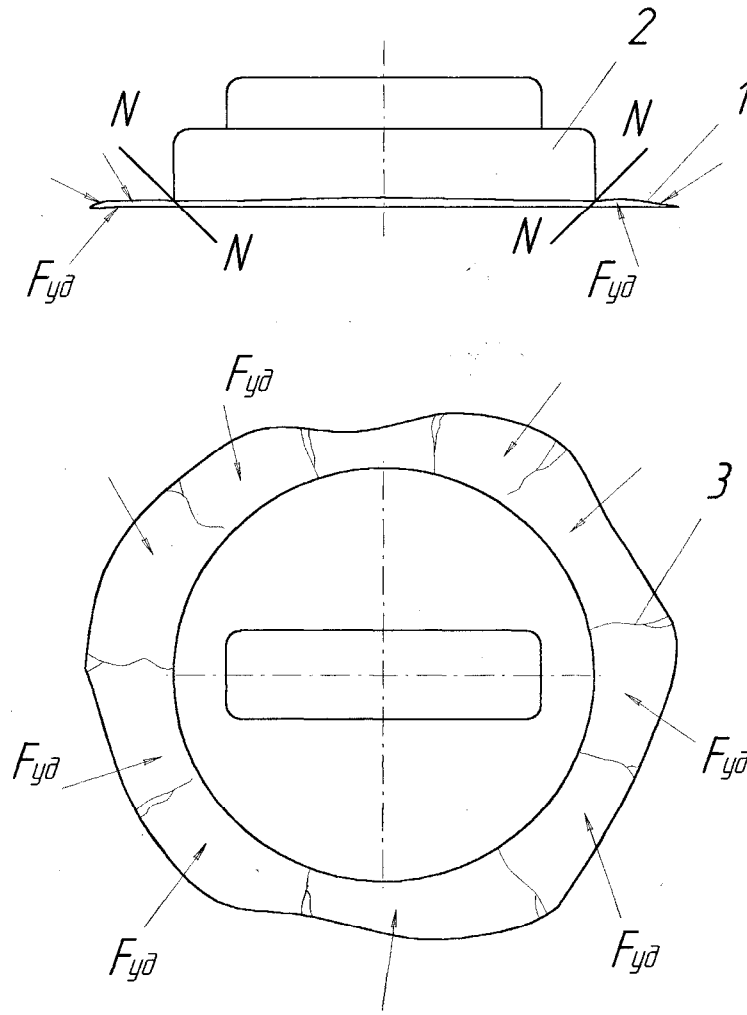


Рис. 1. Схема задирок на пресованій заготівці

Зважаючи на те, що задирки в радіальному напрямку мають тріщини 3, які можуть сягати тіла заготівки 2, то задача руйнування задирок зводиться до розв'язання питання коливання пластинки (частини задирки) відносно більш масивного і менш міцного тіла заготівки 2. При цьому слід зауважити, що міцність задирки вища ніж міцність заготівки, задирка ламається переважно по площині N-N на межі "задирка – заготівка". Під дією мікро ударних сил $F_{y\delta}$ задирки знаходяться в стані згину і кручення, при цьому руйнування задирок (їх відрив від заготівки) відбувається в основному від короткочасного згинання в осьовому напрямку. Коливання від задирок не поширюється в тіло заготівок, тому руйнування виникає на невеликій глибині.

Для реалізації запропонованого методу зачистки розроблено пристрій (рис. 2 і 3) із чотирьох циліндричних гнучких валиків 1,2,3,4, які приводяться в рух через пасову передачу 5 від приводу 6.

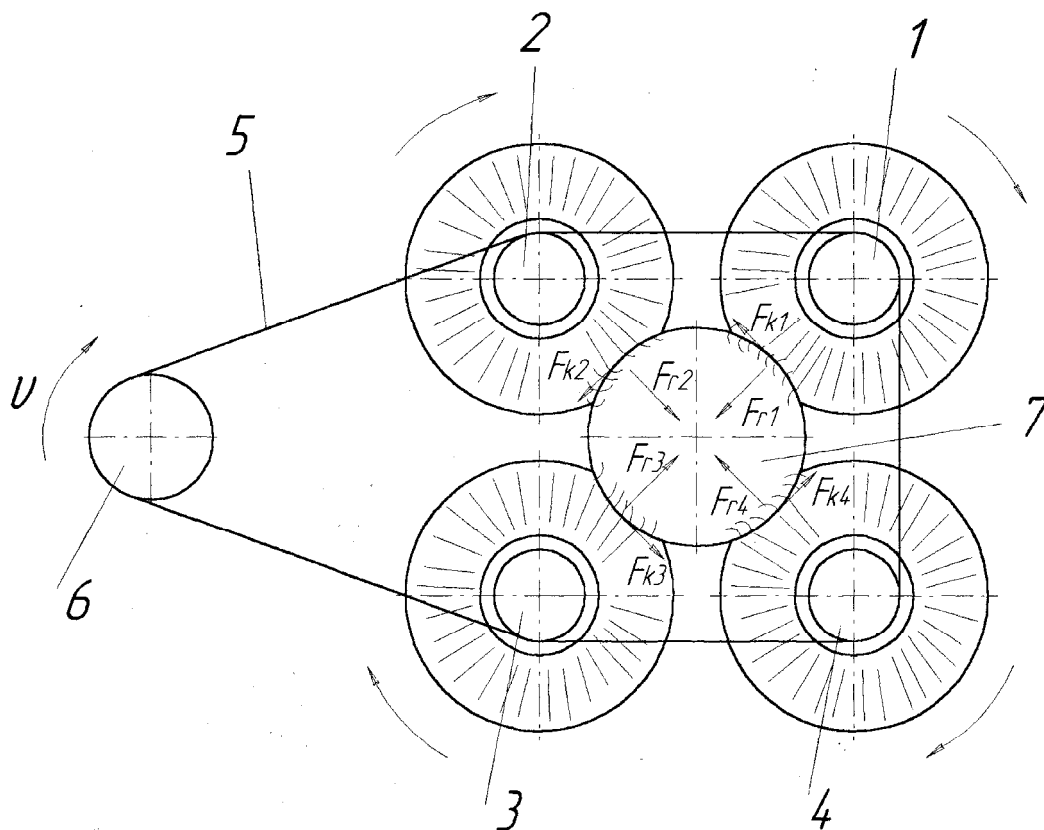


Рис. 2. Схема зачистки

Зовнішня поверхня валиків виконана у виді гвинтових щіток з ворсом, наприклад, із полістиролових ниток (прутків). Для поліпшення процесу зачистки і запобігання пролітання заготовок 7 крізь валики, відстань між двома сусідніми валиками і крок гвинтових поверхонь захисних елементів приймаються меншими діаметра і довжини виробу в осьовому напрямку.

Обертальний рух заготовок навколо геометричних осей забезпечують сили F_{k1} , F_{k2} , F_{k3} , F_{k4} , які діють по дотичній до заготовки від захисних елементів відповідних валиків. Радіальні сили F_{r1} , F_{r2} , F_{r3} , F_{r4} врівноважують вагу G заготовки і забезпечують постійний контакт із захисними елементами валиків 1,2,3,4. При обробці заготовок з лінійними розмірами повздовж вісі (L) більшими від її діаметра (D) забезпечується обертальний і поступальний рух виробу відносно вісі. Якщо довжина L менша діаметра D (рис. 3) тоді осьові сили F_{o1} , F_{o2} , F_{o3} , F_{o4} на торці оброблюваних виробів 7 (на рис. 3 показані тільки сили від нижніх валиків 3,4 - F_{o3} , F_{o4}) забезпечують обертання заготовки в напрямку перпендикулярному до вісі.

Складний рух заготовки навколо і перпендикулярно до власної вісі, а також повздовж вісі захисних валиків забезпечує постійний об'ємний контакт захисних елементів із заготовкою. Захисні елементи під різними кутами навантажують заготовку і таким чином забезпечують руйнування задирок.

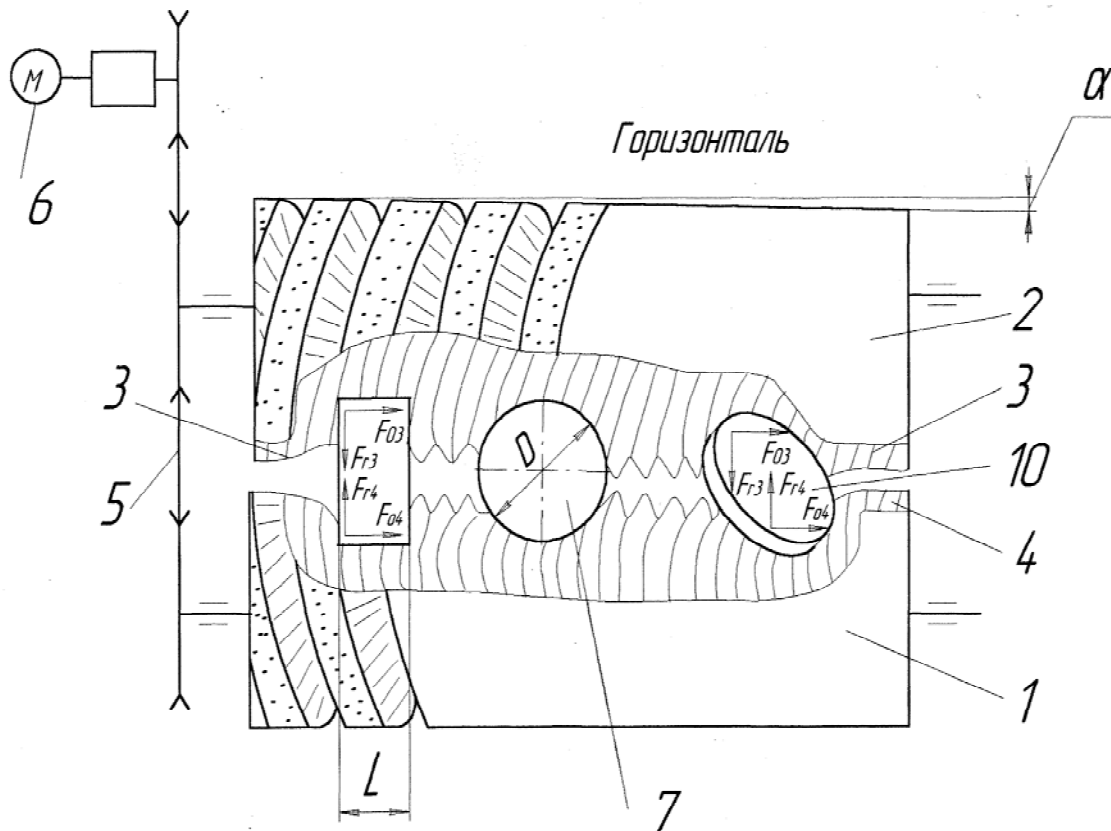


Рис. 3. Пристрій зачистки керамічних заготовок

Матеріал і геометричні розміри захисних елементів, швидкість обертання валиків суттєвим чином впливають на процес обробки. Довжину захисних елементів вибирають конструктивно, але не менше половини діаметра заготовки, діаметр окремого захисного елемента повинен бути меншим на 25% діаметра отворів або ширини пазів, в яких розміщені задирки. Матеріал захисних елементів вибирається із умови, що захисний елемент не руйнує заготовку

$$F_{уд} \leq [\sigma_{ст}] \cdot d \cdot k,$$

де d - діаметр захисного елемента; k - мінімальний лінійний розмір заготовки, який зачищається; $[\sigma_{ст}]$ - допустима напружка матеріалу заготовки.

Основним регульованим параметром пристрою зачистки є колова швидкість (v) захисних елементів, яку визначають

$$v = \frac{v_{уд} \cdot t}{m_{пр}},$$

де $m_{пр}$ - приведена маса захисного елемента; t - час удару, який залежить від властивостей заготовки і захисного елемента.

Регулювання процесу зачистки забезпечується регулюванням швидкості обертання валиків з допомогою варіатора в головному приводі.

Додаткове регулювання здійснюється нахилом осей захисних валиків до горизонталі під кутом α . Збільшення кута α викликає зміщення центра ваги виробів в сторону вивантаження, що призводить до прискореного проходження виробів крізь захисні валики і зменшує час обробки.

Запропонований агрегат апробовано при зачистці виробів типу "вкладиш". Брак заготовок складає близько 15%, при цьому тільки 9% обумовлено процесом зачистки. Економія теплоносіїв орієнтовно складає 10-12%, зменшується використання ручної праці

при зачистці задирок, перестановці і транспортуванні заготовок. Зважаючи на малі габарити агрегату зачистки і низьку потужність калорифера, їх рекомендовано використовувати безпосередньо після прес-автомата. Найбільший ефект досягається від використання зачистки задирок гнучкими валиками при обробці неглазурованих малогабаритних керамічних виробів.

Висновок

1. Аналіз фізико-механічних властивостей пресованих керамічних заготовок, існуючих методів обробки виявив можливість зачистки задирок після їх локального підсушування до 4-6% вологості.

2. Розроблено і досліджено умови роботи агрегату зачистки задирок з допомогою гнучких елементів на гвинтових валиках.

3. Використання агрегату зачистки задирок з допомогою гнучких елементів дозволяє зменшити використання ручної праці і затрати енергоносіїв при виготовленні пресованих керамічних виробів.

Література

1. Новиков М.Н., Порфиоров В.А, Финкельштейн С.И. Технология производства низковольтных фарфоровых изделий. – М.: Энергия, 1976. – 231с.
2. Пентюк Б.М., Искович-Лотоцкий Р.Д. Полуавтоматическая машина для обработки полуфабрикатов из керамических порошков //Стекло и керамика. – 1987. – №3. – С. 35-36.
3. Пентюк Б.М. Виброверстат для зачистки керамічних необпалених виробів //Вибрации в технике и технологиях. – 2002. – №4, с. 89-90.
4. А.С. № 1435445 МКИ В28В 11/08 Устройство для зачистки керамических изделий //Пентюк Б.М., Павленко В.С., Нечипорук Н.А. и др. Опубл. 15.03.1991. Б.И. № 10.



ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА СТАЦИОНАРНОЙ ФАЗЫ В ИССЛЕДОВАНИИ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА ДИСКРЕТНО- КОНТИНУАЛЬНЫХ СИСТЕМ С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ СВОБОДЫ ДВИЖЕНИЯ

Известно [1-5], что движение линейной системы с одной степенью свободы движения (в рамках модели со сосредоточенными параметрами) под действием внешней силы, "частота" и "амплитуда" которой являются известными функциями времени, описывается уравнением

$$\ddot{x} + 2 \cdot k \cdot \dot{x} + \omega^2 \cdot x = P(t) \cdot \cos\{\varphi(t)\}, \quad (1)$$

где $P(t)$ - "амплитуда", а $\varphi(t)$ - "фаза" внешней "силы".

В механических системах (например, вибрационных машинах для уплотнения бетонных смесей [6-9]) внешняя сила чаще всего определяется моментом электродвигателя. При его разгоне нужная скорость вращения достигается не сразу, благодаря чему $\varphi(t)$ не является линейной функцией времени. Точно также $\varphi(t)$ не является линейной и при выключении двигателя (его выбеге). Безусловно, она не является линейной и в установившемся режиме благодаря эффекту обратного влияния колебательной системы на двигатель, которым в данной работе пренебрегаем (в отличие от подхода, развитого в [1]), считая мощность двигателя достаточно большой.

В работе [2] рассматривается случай, когда

$$\varphi(t) = \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot t^2 + \delta, \quad (2)$$

что соответствует равноускоренному разгону двигателя. В частности, для функции $P(t)$ в цитируемой работе рассмотрены три частных случая: постоянная, квадратичная и экспоненциальная зависимость (от времени t). Во всех указанных случаях частное решение уравнения (1) с нулевыми условиями ищется в форме интеграла Коши

$$x = \frac{1}{\omega_1} \cdot \int_0^t P(\tau) \cdot \exp\{-k \cdot (t - \tau)\} \cdot \cos \varphi(\tau) \cdot \sin[\omega_1 \cdot (t - \tau)] d\tau, \quad \omega_1 = \sqrt{\omega^2 - k^2}, \quad (3)$$

величина которого отыскивается затем приближенными методами.

В работе [5] рассмотрен общий случай, когда $P(t)$ и $\varphi(t)$ - произвольные функции времени, удовлетворяющие некоторым условиям, а интеграл (3) вычисляется по асимптотическим формулам, применимым в методе стационарной фазы [10, 11].

Целью настоящей работы является обобщение результатов и метода, развитого в работах [4,5], т.е. метода стационарной фазы, на случай, когда необходимо изучить переходной процесс в линейной системе с одной степенью свободы движения в рамках дискретно-континуальной модели [6], обычно используемой при анализе взаимодействия рабочего органа вибрационной машины и обрабатываемой бетонной/строительной смеси.

Рассмотрим подробнее случай разгона двигателя вибромашины. Будем считать, что $\varphi(t)$ - монотонная дважды непрерывно дифференцируемая функция. Преобразовывая интеграл (3) так, как это сделано в [5], можно его свести к виду

$$\int_{\tilde{a}}^{\tilde{b}} f(\tau) \cdot \exp\{i \cdot \omega_1 \cdot \psi(\tau)\} d\tau, \quad i = \sqrt{-1}, \quad (4)$$

где $f(t)$ - "медленно меняющаяся" функция времени t , а $\exp\{i \cdot \omega_1 \cdot \psi(t)\}$ - "быстро осциллирующая" функция t , ω_1 - "большой" параметр.

Именно к интегралам такого рода можно применить асимптотический метод стационарной фазы, широко применяемый в радиотехнике, например, в задачах частотной модуляции [10].

Следует отметить, что в (1) под коэффициентами уравнения понимаются следующие величины [6,7]

$$2k = \frac{(b + b'_6)}{m + m_6 \cdot a_1}, \omega^2 = \frac{c}{m + m_6 \cdot a_1}, P(t) = \frac{F_0(t)}{m + m_6 \cdot a_1}, b'_6 = m_6 \cdot \omega^* \cdot d_1, \quad (5)$$

где m - масса системы, участвующая в колебаниях (и относящаяся к ее дискретной части), m_6 - масса бетонной смеси в форме, b - коэффициент сопротивления движению вибромашины, c - жесткость системы, a_1, d_1 - волновые коэффициенты, учитывающие влияние бетонной смеси на рабочий орган вибромашины (и описывающие континуальную составляющую исследуемой системы), ω^* - мгновенная частота переходного процесса (либо усредненная за время разгона двигателя частота: от нуля до номинального ее значения), $F(t)$ - амплитуда вынуждающей силы (в (1) – $P(t)$ - "амплитуда" вынуждающей силы, нормированная на единицу массы колеблющейся системы), $x(t)$ - смещение в дискретно-континуальной модели системы относительно положения равновесия.

Введем обозначение

$$\left. \frac{d\varphi(\tau)}{d\tau} \right|_{\tau=\tau_0} = \omega. \quad (6)$$

В дальнейшем производную по времени t обозначим штрихом. Легко заметить, что τ_0 есть момент перехода через резонанс, когда "частота" внешнего возбуждения $\frac{d\varphi(\tau)}{d\tau}$ равна частоте собственных колебаний ω_1 .

Величина интегралов типа (4) по разному оценивается в зависимости от того, лежит ли τ_0 далеко вне интервала $[0, t], t \ll \tau_0$, вблизи его конца $t, t \sim \tau_0$, или внутри интервала $[0, t]$, далеко от его конца t , т.е. $0 < \tau_0 \ll t$. Соответствовать этому будут дорезонансный, околорезонансный и далеко зарезонансный этапы разгона двигателя системы.

Опуская промежуточные выкладки, приведем лишь окончательные результаты вычисления/определения закона $x(t)$.

Пусть $t \ll \tau_0$ (дорезонансный этап разгона двигателя – режим I)

$$x(t) \approx \frac{P(t) \cdot \sin[\varphi(t) - \alpha]}{\sqrt{[\omega^2 - (\varphi')^2]^2 + (2k\varphi')^2}} + \sin(\omega \cdot t + \varepsilon) \cdot \frac{P(0) \cdot \exp\{-kt\}}{2\omega} \times \\ \times \frac{\sqrt{(\varphi'(0))^2 + (\omega^2 - (\varphi'(0))^2) \cdot \cos^2(\varphi(0) - \alpha(0)) - k\varphi'(0) \cdot \sin\{2 \cdot (\varphi(0) - \alpha(0))\}}}{\sqrt{[\omega^2 - (\varphi'(0))^2]^2 + (2k \cdot \varphi'(0))^2}}, \quad (7)$$

$$tg\alpha = \frac{2k\varphi'}{\omega^2 - (\varphi')^2}, tg\varepsilon = \frac{\omega \cdot \cos\{\varphi(0) - \alpha(0)\}}{\varphi'(0) \cdot \sin\{\varphi(0) - \alpha(0)\} - k \cdot \cos\{\varphi(0) - \alpha(0)\}}.$$

Первое слагаемое в (7) представляет "вынужденные" колебания в системе, второе – "свободные" затухающие колебания. Видно, что вынужденные колебания в первом приближении происходят так, как если бы $\varphi(t)$ была мгновенной частотой.

Пусть $\tau_0 \approx t$ (околорезонансный этап разгона двигателя – режим II)



$$x(t) \approx A \cdot \sin(\omega t + \beta) - \frac{P(\tau) \cdot \sin[\varphi(t) - \gamma(t)]}{2\omega \cdot \sqrt{[\omega + \varphi'(t)]^2 + k^2}} + \frac{P(0) \cdot \exp\{-kt\} \cdot \sin(\omega t - \gamma(0))}{2\omega \cdot \sqrt{[\omega + \varphi'(0)]^2 + k^2}}, \quad (8)$$

$$\beta = \varphi(\tau_0) - \omega \cdot \tau_0 + \varepsilon, \gamma = \arctg \left\{ \frac{\varphi'(t) + \omega}{k} \right\}.$$

Третьим слагаемым в соотношении (8) можно пренебречь благодаря затуханию. Первое слагаемое описывает "свободные" затухающие колебания с амплитудой

$$A = \frac{P(\tau_0) \cdot \exp\{-k \cdot (t - \tau_0)\}}{2\omega} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2\varphi''(\tau_0)} \cdot \{[C(z_0) + C(z)]^2 + [S(z_0) + S(z)]^2\}^{\frac{1}{2}}}, \quad (9)$$

$$z_0 = \tau_0 \cdot \sqrt{\frac{\varphi''(\tau_0)}{2}}, z = (t - \tau_0) \cdot \sqrt{\frac{\varphi''(\tau_0)}{2}}, \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \int_0^z \exp\{i\xi^2\} d\xi = F(z) = C(z) + i \cdot S(z).$$

где $C(z), S(z)$ - интегралы Френеля.

Функции $C(z)$ и $S(z)$ осциллируют вокруг числа $\frac{1}{2}$, следовательно, "среднее" значение амплитуды

$$\bar{A} = \frac{P(\tau_0)}{2\omega} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{\varphi''(\tau_0)}} \cdot \exp\{-k \cdot (t - \tau_0)\}. \quad (10)$$

убывает, а сама амплитуда имеет постепенно сглаживающиеся экстремумы.

Второе слагаемое в (8) представляет собой "вынужденные" колебания. Сумма первого и второго слагаемых (8) и дает характерные биения при переходе через резонанс.

Пусть $t \gg \tau_0$ (режим III - далеко зарезонансный разгона двигателя)

$$x(t) \approx \frac{1}{\omega} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2\varphi''(\tau_0)}} \cdot P(\tau_0) \cdot \exp\{-k(t - \tau_0)\} \cdot \sin(\omega t + \gamma) - \frac{P(t) \cdot \sin[\varphi(t) - \gamma(t)]}{2\omega \sqrt{[\omega + \varphi'(t)]^2 + k^2}}, \quad (11)$$

$$\gamma = \varphi(\tau_0) - \omega \tau_0 + \frac{\pi}{4}.$$

Первое слагаемое в (11) дает "свободные" затухающие колебания, второе - "вынужденные" колебания.

Для случая $P(t) = P = const$, $\varphi(t) = \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot t^2 + \delta$ рассмотренного в [2], можно получить для соответствующих режимов разгона двигателя (I, II, III),

$$I. \quad x \approx \frac{P \cdot \sin\left(\frac{1}{2} \cdot \alpha t^2 + \delta - \varepsilon(t)\right)}{\sqrt{(\omega^2 - \alpha^2 \cdot t^2)^2 + (2k\alpha t)^2}} + \frac{P \cdot \exp\{-kt\} \cdot \cos \delta \cdot \sin(\omega t + \varepsilon_1)}{\omega \sqrt{\omega^2 + k^2}}, \quad (12)$$

$$tg\varepsilon(t) = \frac{2k \cdot \alpha \cdot t}{\omega^2 - \alpha^2 \cdot t^2}, tg\varepsilon_1 = \frac{\omega}{k}.$$

$$II. \quad x \approx \frac{P}{2\omega} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2\alpha}} \cdot \exp\{-k \cdot (t - \tau_0)\} \cdot \sqrt{[C(z_0) + C(z)]^2 + [S(z_0) + S(z)]^2} \cdot \sin(\omega t + \gamma) -$$

$$- \frac{P \cdot \sin\left(\frac{1}{2} \cdot \alpha t^2 - \gamma(t)\right)}{2\omega \sqrt{(\omega + \alpha t)^2 + k^2}} + \frac{P \cdot \exp\{-kt\} \cdot \sin(\omega t - \gamma(0))}{2\omega \sqrt{\omega^2 + k^2}}, tg\gamma(t) = \frac{\varphi'(t) + \omega}{k}. \quad (13)$$

$$\text{III. } x \approx \sqrt{\frac{\pi}{2\alpha}} \cdot \frac{P}{\omega} \cdot \exp\{-k \cdot (t - \tau_0)\} \cdot \sin(\omega t + \gamma_0) - \frac{P \cdot \sin\left[\frac{1}{2} \cdot \alpha t^2 + \delta - \gamma(t)\right]}{2\omega \cdot \sqrt{(\omega + \alpha t)^2 + k^2}}, \quad (14)$$

$$\gamma_0 = \varphi(\tau_0) - \omega\tau_0 + \frac{\pi}{4}.$$

Формулы (12) и (14) совпадают с формулами Каца [2], полученными для систем со сосредоточенными параметрами.

Выводы

Применение метода стационарной фазы в изучении переходного процесса в линейной дискретно-континуальной системе с одной степенью свободы, моделирующей виброформование бетонных/строительных смесей с помощью вибрационных машин (виброплощадок), позволяет получить приближенные аналитические зависимости (от времени t) закона движения подобных систем.

Законы движения системы существенно различаются для дорезонансного, околорезонансного и далекого от резонансного режимов разгона двигателя.

Полученные результаты совпадают с известными в литературе результатами А.М. Каца (как частным случаем), но вдобавок описывают влияние на переходной процесс бетонной смеси как подсистемы с распределенными по высоте формируемого изделия (h) свойствами.

В дальнейшем полученные зависимости могут быть использованы в инженерной практике анализа и уточненного расчета переходных процессов в подобных системах с целью понижения возникающих перегрузок, воздействующих на рабочие органы, а также для оптимизации управления процессом виброформования строительных изделий и материалов.

Литература

1. Нелинейные колебания механических систем/Избранные труды Кононенко В.О. – К.: Наукова думка, 1980. – 384с.
2. Кац А.М. Вынужденные колебания при прохождении через резонанс// Инженерный сборник. – 1947. – Т. 3. – Вып. №2. – С. 100-125.
3. Филлипов А.П. Вынужденные колебания линейной системы при переходе через резонанс. – В кн.: Колебания в турбомашинах. Ин-т машиноведения СССР. – М.: Изд-во АН СССР, 1956.
4. Пресняков В.К., Филер З.Е. Переход через резонанс колебательной системы совместно с двигателем//Механика машин. – М.: Наука, 1969. – Вып. 15-16.
5. Филер З.Е. Изучение переходного процесса в линейной системе с одной степенью свободы методом стационарной фазы// Вибротехника. – Каунас, 1979. – Вып. №1(35). – С. 19-25.
6. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1985. – 168с.
7. Шмигальский В.Н. Формование изделий на виброплощадках. – М.: Стройиздат, 1968. – 104с.
8. Сердюк Л.И. Управляемые вибровозбудители – основа повышения эффективности вибрационных машин// Строительные и дорожные машины. – 1987. – № 12. – С. 21-22.
9. Сердюк Л.И. К вопросу о выборе математической модели вибромашины//Теория механизмов и машин. – Харьков, 1987. – № 46. – С. 63-68.
10. Вакман Д.Е. Асимптотические методы в линейной радиотехнике. – М.: Советское радио, 1962. – 250с.
11. Жарий О.Ю., Улитко А.Ф. Введение в механику нестационарных колебаний и волн.: Учебное пособие. – К.: Вища школа. Головное издательство, 1989. – 184с.

693.542.523

І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,

М.О. Клименко, асистент КНУБА

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

Фізико-механічні властивості оброблюваного середовища, що визначають його динамічне поведіння і структуроутворення, вивчені недостатньо і немає єдиної думки, які з властивостей необхідно регламентувати і враховувати при описі руху будівельних сумішей.

Вважається [1,2,5,7], що одними з найбільш часто використовуваних на практиці характеристик будівельних сумішей є однорідність, рухомість, жорсткість, кути природного укосу, тертя об поверхню, обвалення, ковзання, розмір і форма часток, межа текучості, початковий опір зсуву, модуль деформації, щільність тощо. Їх відносять до так званих первинних фізичних властивостей будівельних сумішей [5, 6].

Метою даної роботи є встановлення величини і характеру залежності коефіцієнтів внутрішнього і зовнішнього тертя оброблюваного середовища від параметрів будівельних сумішей, їх реологічних властивостей та виду і способу навантаження.

Для визначення граничного напруження зсуву будівельної суміші по суміші був використаний віскозиметр Воларова, розроблений колективом московських авторів [3].

Пристрій представляє собою штатив, на якому закріплений диск, що має в середині обертовий пестик. Пестик зверху жорстко прикріплений до барабана, до якого на тросах, перекинутих через блоки, кріпляться тарілки для вантажів. Спочатку при обертанні рифленого пестика, зануреного в суміш, відбувається зріз суміші по суміші. Пестик, занурений в суміш на визначену глибину, починає обертатися в той момент, коли зовнішні сили, прикладені до нього, перевершать сили внутрішнього тертя між частками суміші, що утримують його в рівновазі.

Схема прикладених зусиль у плані у віскозиметрі Воларовича приведена на рис. 1. Рівняння рівноваги щодо осі обертання може бути представлено в наступному виді:

Ошибка! Объект не может быть создан из кодов полей редактирования.
де P – зовнішня сила; Q – сила опору суміші;
 D – діаметр барабана; d – середній діаметр пестика

Результати дослідів за цим методом вказують на значні похибки в результатах вимірювань та суттєвий розкид параметрів всередині однієї серії. Крім того, на сумішах з великим заповнювачем такі досліді не були проведені взагалі через неможливість занурити пестик в суміш.

В зв'язку із вищеозначеним, були розроблені інші пристрої і методи визначення кутів внутрішнього та зовнішнього тертя будівельних матеріалів і сумішей.

Зважаючи на те, що коефіцієнт внутрішнього тертя є комплексною величиною, який характеризує властивості часток, включаючи вплив зіткнень між окремими частками в процесі їхнього руху, введена градація коефіцієнта (i , відповідно, кута) внутрішнього тертя, на коефіцієнти тертя руху і спокою будівельних сумішей. Чисельно коефіцієнт

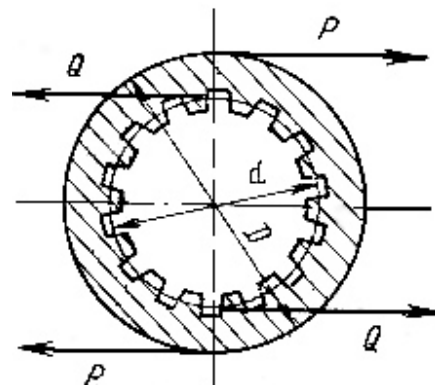


Рис. 1. Схема прикладання сил у віскозиметрі Воларова

тертя руху дорівнює тангенсові кута нахилу відкритої поверхні суміші до горизонту, при якому відбувається перехід часток суміші від стану руху до стану спокою, а коефіцієнт тертя спокою - тангенсові кута, при якому відбувається перехід від спокою до руху.

При визначенні кута внутрішнього тертя руху на першому етапі був використаний метод [4], який полягає у вирахуванні кута нахилу твірної конуса, отриманого при висипанні матеріалу з посудини з визначеної висоти (рис. 2), шляхом вимірювання ширини основи конуса b і його висоти h . Головним недоліком такого методу є залежність результатів вимірювань від висоти зсипання та діаметра d отвору бункера.

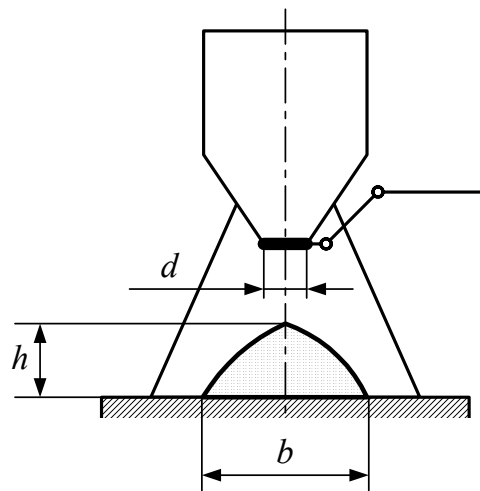


Рис. 2. Прилад для визначення динамічного кута природного укосу

Проте, на нашу думку, значно краще характеризує властивості руху статичний кут природного укосу (коефіцієнт тертя спокою), або кут обвалення. Сконструйований прилад для визначення цього кута зображений на рис. 3. Він складається з невеликого прямокутного ящика, в якому одна з торцевих стінок вставляється в зроблені в суміжних стінках пази. Прилад за допомогою гвинтів устанавлюється за рівнем горизонтально. Для визначення статичного кута природного укосу ящик заповнюється матеріалом до країв, і потім висувна стінка швидко віддаляється. При цьому із ящика висипається частина матеріалу, що знаходиться в ньому. Після цього вимірюється величина верхньої кромки, що звільнилася від матеріалу, b .

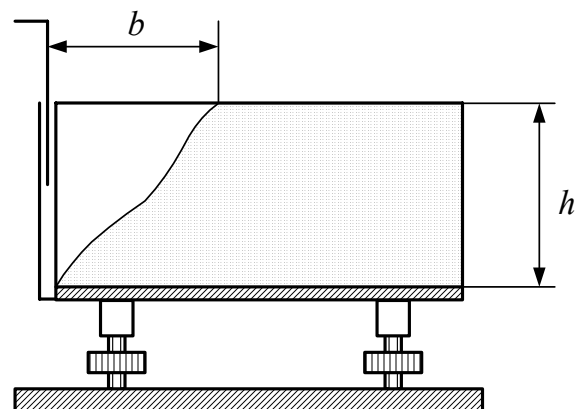


Рис. 3. Прилад для визначення статичного кута природного укосу

Відношення висоти шару h до величини b дорівнює тангенсові кута природного укосу.

В процесі дослідів було з'ясовано, що рухома стінка необхідно видаляти зі швидкістю не менше 0,3 м/с. При більш повільному видаленні стінки у вологих сумішей при їхньому обваленні залишається невелика вертикальна стінка, що робить невизначеним кут укосу.

При визначенні кута укосу дуже вологих сумішей вони після видалення стінки практично не висипаються із ящика, що вказує на повну відсутність сипучих властивостей в цих сумішах.

Для визначення кутів тертя руху і спокою *сипучих матеріалів та сухих сумішей* була використана конструкція, розроблена у Тамбовському інституті хімічного машинобудування [5]. Пристрій (рис. 4) складається з барабана 1 із прозорим торцем 7. На внутрішній поверхні обичайки барабана встановлена лопать 4, причому її вільний край співпадає з віссю обертання барабана, яке здійснюється приводом 8 (який може бути як ручним, так і від електродвигуна). Сипучий матеріал завантажується в барабан через люк 2 із кришкою. Співвісно з барабаном устанавлена кутова шкала 5, а на прозорій торцевій

стінці 7 встановлений рухомий прапорець 3. Барабан, привод і кутова шкала змонтовані на рамі 6.

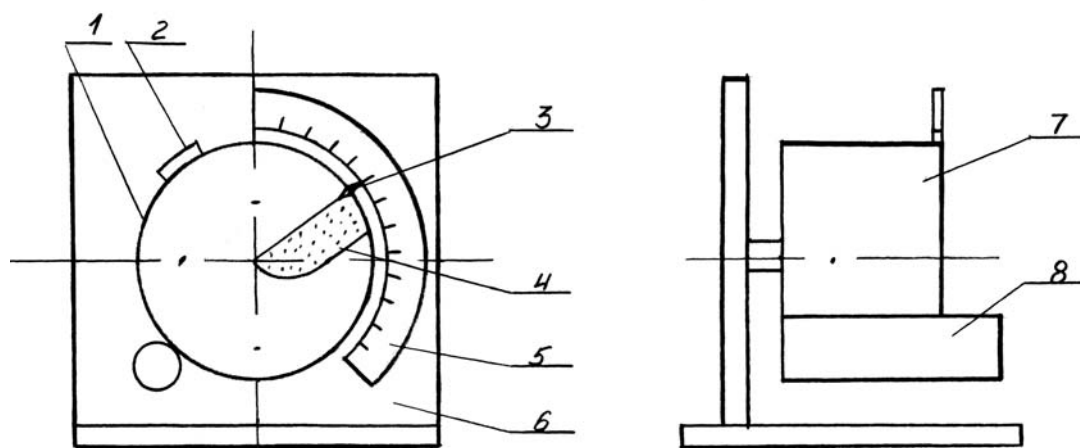


Рис. 4. Схема пристрою для визначення кутів тертя спокою і руху

Послідовність визначення кутів наступна. Навіску досліджуваного матеріалу засипають у барабан через люк 2. За допомогою привода барабан приводять в обертання. Матеріал при обертанні барабана попадає на увігнуту лопать, піднімається вгору і при визначеному положенні лопаті зсипається з неї. Після початку зсипання припиняють обертання барабана і, дочекавшись, коли зсипання закінчиться, сумістивши рухомий прапорець з відкритою поверхнею матеріалу, що знаходиться на лопаті, по шкалі 5 визначають кут нахилу цієї поверхні до горизонту. Як відзначалося вище, тангенс цього кута – є коефіцієнтом тертя руху. Барабан повторно приводять в обертання, яке припиняють, як тільки матеріал почне зсипатися з лопаті. По положенню прапорця визначають кут тертя спокою і потім коефіцієнт тертя спокою.

Дослідження, проведені з різними сипучими матеріалами, показали, що різниця між коефіцієнтами тертя руху і спокою може бути досить істотною, тому при розрахунку параметрів, що характеризують рух сипучих матеріалів, обидва коефіцієнти необхідно враховувати.

Якщо кути відрізнялися незначно, то барабан обертався з кутовою швидкістю ω , рівною 0,001 – 0,05 від критичної, тобто в режимі, коли спостерігаються періодичні обвалення окремих порцій матеріалу.

Після визначення кута тертя руху α_p , повторно включався барабан і вимірювався час τ , за який відбулося десять обвалень матеріалу. Середній час між окремими обваленнями буде дорівнює $\tau_{\text{сер}} = \frac{\tau}{10}$, а значення кута тертя спокою, $\alpha_{\text{сп}}$ визначається по формулі: $\alpha_{\text{сп}} = \alpha_p + \omega \tau_{\text{сер}}$

Коефіцієнт зовнішнього тертя оброблюваного середовища визначався на приладі, зображеному на рис. 5.

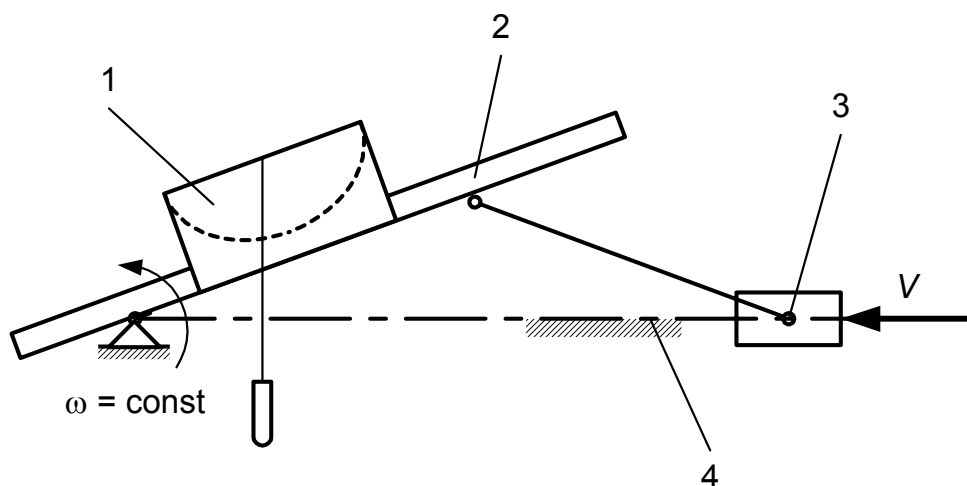


Рис. 5. Прилад для визначення коефіцієнта зовнішнього тертя

До міцної підставки 4 на шарнірах прикріплений невеликий лоток 2 з бортами. За допомогою гвинта 3 кут нахилу лотка може змінюватися від 0 до 90°. Величина кута в кожен момент часу визначається за допомогою виску і транспорту 1. Для того щоб при усіх положеннях мати підйом лотка з постійною кутовою швидкістю ω гвинт 3 може бути з'єднаний через редуктор з невеликим електродвигуном за допомогою якого і здійснюється зміна кута нахилу лотка. На дно лотка 2 укладаються пластини з різних матеріалів, що мають товщину, рівну висоті бортів лотка. Спочатку лоток установлюється строго горизонтально, на нього укладається пластина з випробуваного матеріалу, і зверху насипається шар будівельної суміші товщиною близько 40 мм. Після цього поступово збільшується кут нахилу. При певному куті шар суміші починає сповзати по пластині – цей кут і приймається за кут тертя.

Такі визначення були виконані для коефіцієнтів тертя суміші по сталі, полімерам, склу, дереву. На підставі цих визначень було встановлено, що при збільшенні вологості суміші від абсолютно сухого стану до 0,4 В/Ц, коефіцієнти тертя збільшуються. У цьому діапазоні зміни вологості коефіцієнти тертя залежать від шорсткості поверхні. При подальшій зміні вмісту води коефіцієнт тертя починає швидко зменшуватись і при цьому він стає майже однаковим для поверхонь з різною шорсткістю. Це відбувається тому, що при великій вологості суміші домінуючого значення набувають явища налипання часток суміші до досліджуваної поверхні.

На підставі проведених дослідів було встановлено, що при відносному русі шарів суміші величина сили тертя P , яка виникає при цьому, не пропорційна силі N , що притискає шари один до одного. Іншими словами, у цьому випадку не виконується закон тертя Кулона, відповідно до якого

Ошибка! Объект не может быть создан из кодов полей редактирования..

Залежність між P и N виходить у виді кривої (рис. 6). Спочатку до деякого навантаження N видимий коефіцієнт тертя $f = \frac{P}{N}$ постійно зменшується до визначеної величини, після чого при подальшому збільшенні N він стає постійним, що характеризується прямолінійною залежністю між P и N . Якщо замінити сили P и N напруженнями, тобто віднести їх до одиниці поверхні шарів F , побудувати залежність дотичного напруження зрушення $\sigma_{\text{дот}} = \frac{P}{F}$ від нормальної напруги $\sigma_{\text{н}} = \frac{N}{F}$, то буде отримана крива $\sigma_{\text{дот}} = f(\sigma_{\text{н}})$, аналогічна кривій $P = f(N)$. Дотична, проведена до кривої $\sigma_{\text{дот}} = f(\sigma_{\text{н}})$ в точці $\sigma'_{\text{н}} = \frac{N_1}{F}$,

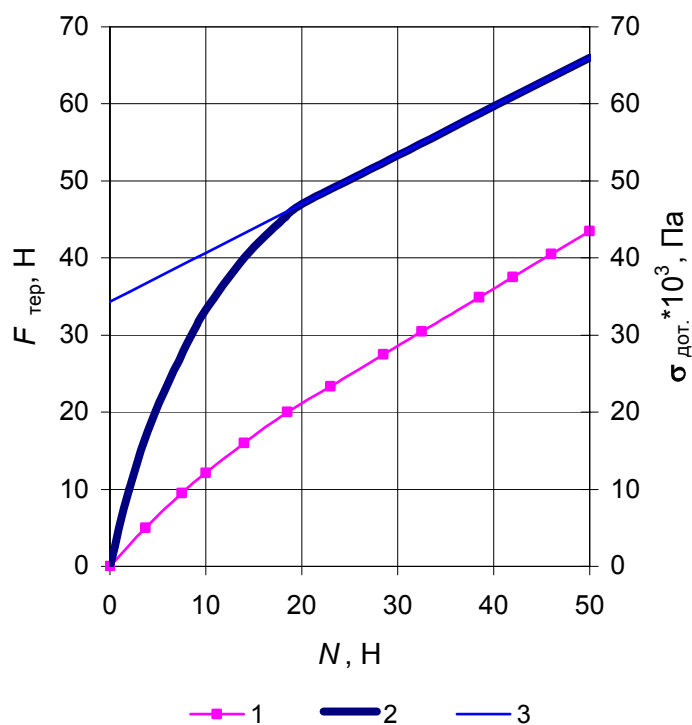


Рис. 6. Залежність сили тертя та дотичного напруження від прикладеного навантаження:
 1 – залежність $P = f(N)$; 2 – залежність $\sigma_{\text{дот}} = f(\sigma_{\text{н}})$; 3 – дотична до кривої $\sigma_{\text{дот}} = f(\sigma_{\text{н}})$ в точці $\sigma'_{\text{н}}$

відтинає на осі ординат відрізок прямої, що є початковою напругою зрушення σ_0 і характеризує сили злипання часток. Тангенс кута нахилу до осі абсцис прямої для значень $\sigma_{\text{дот}}$, більших $\sigma'_{\text{дот}}$, є дійсним коефіцієнтом тертя f' .

Для визначення залежності $\sigma_{\text{дот}} = f(\sigma_{\text{н}})$ був сконструйований прилад, схема якого зображена на рис. 7.

Прилад складається з лотка 3, на який насипається шар випробовуваної суміші. На цей шар установлюється рухома рамка 4, в яку насипається та сама суміш. На шар суміші, що знаходиться в рамці, кладеться пластина, на яку установлюється вантаж 5. До рамки одним кінцем прикріплюється шнур 7, який перекидається через шків 8, і до його іншого кінця підвішується чашка, ваг 9.

Для того, щоб краї рамки 4 не вдавливалися в шар суміші, до її бортів збоку прикріплені чотири колеса, що спираються на розташовані під ними рейки.

З метою усунення впливу тертя, що виникає в самому приладі (головним чином при обертанні шківа) і виявлялося порівняним із силою тертя між частками суміші, вимірювання сили тертя виконувалося тензометричним методом. Для цього до рамки на спеціальних кулькових опорах 6 була прикріплена пружна пластина 10, на яку були наклеєні тензометричні датчики 11. Сила тертя вимірювалася за зміною опору тензометричних датчиків, що відбувалося в результаті деформації пружної пластини.

Регулювання горизонтального встановлення приладу здійснюється за допомогою гвинтів 1, установлених під основою 2.

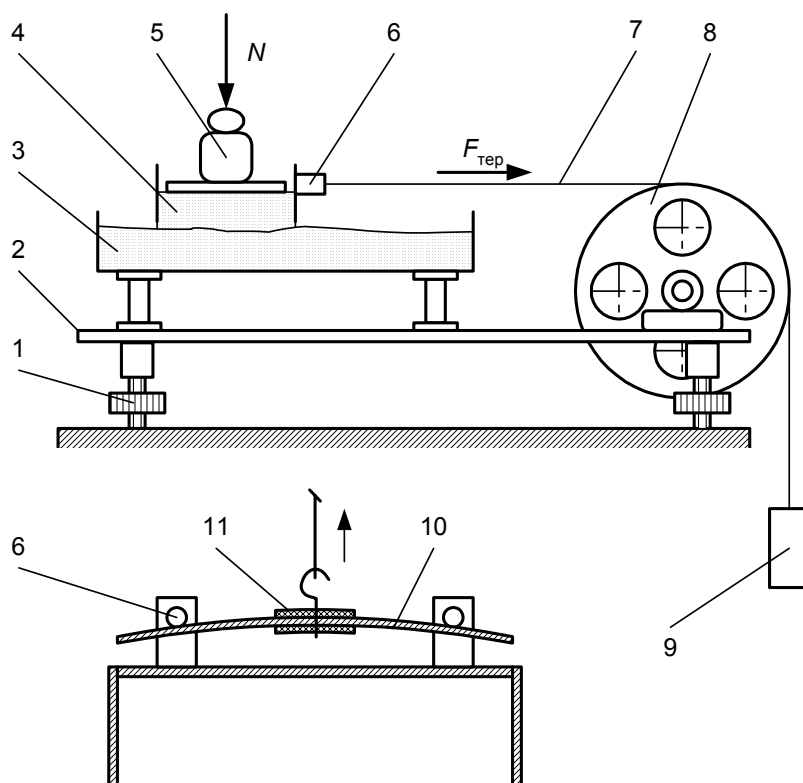


Рис. 7. Схема приладу для визначення залежності сили тертя при різних навантаженнях

Визначивши сили тертя при різній величині вантажу, що притискає шар матеріалу один до одного, була встановлена залежність $\sigma_{\text{дот}} = f(\sigma_{\text{н}})$, і на отриманій кривій була визначена початкова величина напруження зсуву σ_0 і дійсний коефіцієнт тертя f' .

Для виявлення характеру зміни реологічних властивостей різних по своїх фізико-механічних характеристиках і призначенню сумішей були використані цементно-піщана суміш і суміші, в яких в якості великого заповнювач застосовувалися вапняк, граніт і керамзит.

Спочатку досліди проводилися на сумішах, що мають найменше водоцементне відношення, обумовлене природною вологістю заповнювачів, після чого в суміш поступово визначеними дозами (0,03...0,1 В/Ц) додавали воду. Після кожної добавки води реєстрували вимірювані параметри. Об'єм суміші був однаковим у всіх дослідах.

Оскільки було встановлено, що при відносному русі шарів суміші величина сили тертя не пропорційна силі, що притискає шари один до одного, було вирішено провести додаткові дослідження коефіцієнта зовнішнього тертя.

Для визначення граничного напруження зсуву суміші по металу був виготовлений прилад, представлений на рис. 8, що конструктивно є уніфікованим із пристроєм на рис. 7. Прилад складається з підставки 1 зі шліфованою робочою поверхнею. На підставці жорстко закріплена стійка 6, у верхній частині якої змонтована система блоків 7. Через блоки перекинута трос 4, до одного кінця якого прикріплена чаша для вантажів 5, а інший прикріплений до квадратної рамки 2 зі стороною 300 мм, у яку завантажують випробувану суміш 3.

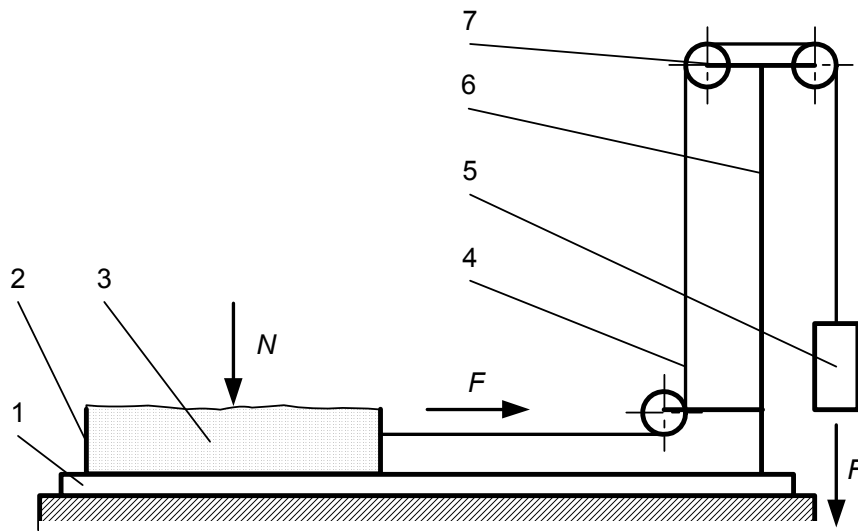


Рис. 8. Схема приладу для визначення залежності коефіцієнта зовнішнього тертя

На попередньо змочену робочу поверхню підставки встановлюють рамку, на яку рівним шаром по верхній обріз рамки укладають випробувану суміш. По вантажі, при якому рамка із сумішшю починає рухатися в горизонтальній площині, визначають граничне напруження зсуву $\sigma = \frac{P}{F}$.

Коефіцієнт тертя сталі по суміші дорівнює:

Ошибка! Объект не может быть создан из кодов полей редактирования.

В усіх випадках втратами на тертя в підшипниках блоків троса нехтували, тому що підшипники були попередньо добре змащені.

Експерименти були проведені на бетонних сумішах з витратою цементу 200, 400 і 600 кг/м³ і розчину з витратою цементу 180, 360 і 720 кг/м³. Спочатку досліди проводили із сумішшю, що має мінімальний водовміст, обумовлений природною вологістю заповнювачів, потім у суміш додавали воду з інтервалом у залежності від складу 0,03 - 0,1 В/Ц, після чого суміш ретельно вручну змішували і дослід повторювали. Весь цикл займав: 10 - 15 хв., що не могло спотворити отримані результати, тому що вплив процесу гідратації ще був незначним.

По отриманим даним були побудовані криві залежності граничної напруги зсуву суміші по сталі від В/Ц фактора (рис. 9). Криві мають складну форму. Спочатку зі збільшенням водовмісту граничне напруження зрушення росте, а потім, пройшовши максимум, воно зменшується.

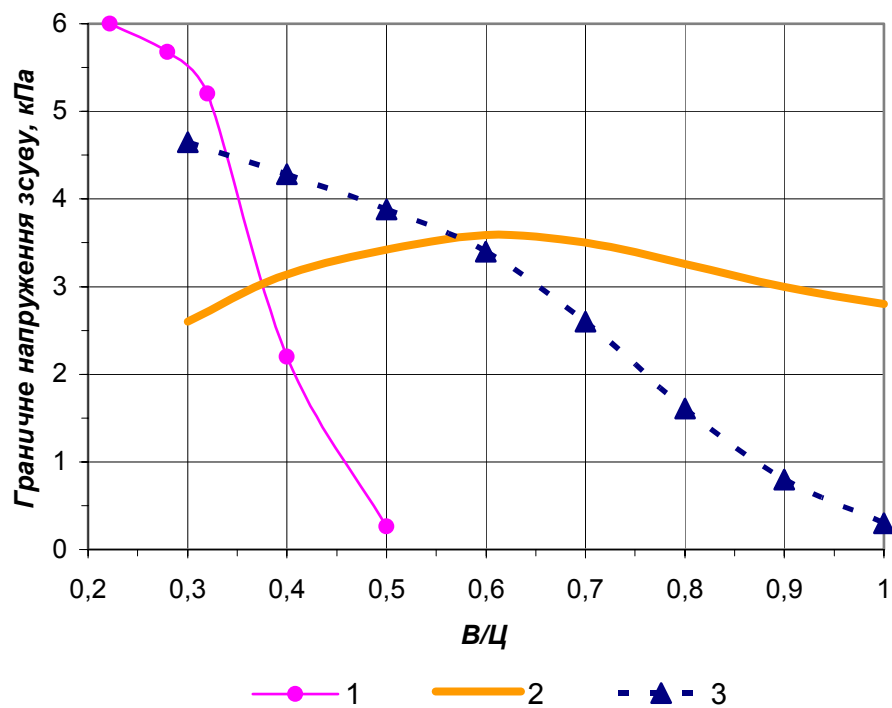


Рис. 9. Залежність граничного напруження зсуву розчину по сталі від водоцементного фактора при витраті цементу:
 1 – 180 кг/м³; 2 – 360 кг/м³; 3 – 720 кг/м³

Результати дослідів по визначенню граничного напруження зрушення суміші по суміші представлені на рис 10.

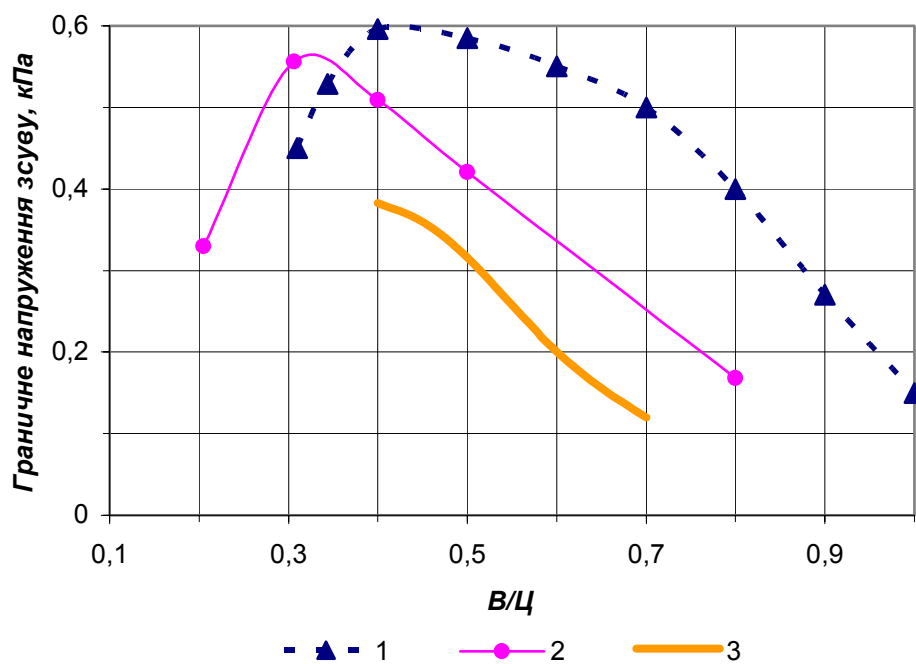


Рис. 10. Залежність граничного напруження зсуву суміші по суміші від водоцементного фактора при витраті цементу:
 1 – 180 кг/м³; 2 – 360 кг/м³; 3 – 720 кг/м³



Аналізуючи отримані результати, можна прийти до наступного висновку. Граничні напруження зрушення не постійні і залежать від складу суміші. Граничні напруження зрушення суміші по сталі спочатку при низьких В/Ц ростуть, досягають якогось максимуму, а надалі, у міру збільшення водовмісту суміші, знижуються. Це добре видно на жирним сумішах з великим вмістом цементу. У худих сумішей з низьким вмістом цементу граничні напруження зрушення мають аналогічний характер, але в зв'язку з низькою чутливістю приладу цей процес на графіку, виражений практично незмінним. Характер зміни граничного напруження зрушення суміші по суміші аналогічний описаному.

Література

1. Десов А.Е., Ким К.Н. Автоматическое регулирование жесткости и подвижности бетонной смеси. – М.: Стройиздат, 1969. – 119с.
2. Бунин М.В. О критерия качества смеси// Известия ВУЗов. Строительство и архитектура. – 1958.
3. Королев К.М. Интенсификация приготовления бетонной смеси. – М.: Стройиздат, 1976. – 145 с.
4. Королев К.М. Передвижные бетонорастворосмесительные и бетононасосные установки. – М.: Высшая школа, 1991. – 208с.
5. Першин В.Ф. Исследование, разработка и методика расчета режимных и геометрических параметров машин барабанного типа. – Автореферат дис. канд. техн. наук. – М., 1979.
6. Дьяконов Г.К. Вопросы теории подобия в области физико-химических процессов. – М.,Л.: Изд. АН СССР, 1956. – 206с.
7. Керов И.П. Применение теории подобия к расчету сопротивлений при движении в сыпучих телах и вязких средах// Тр. Горногеологического института. Западносибирский филиал АН СССР. – в.19. – 1957. – С. 299-317
8. Веников В.А. Теория подобия – моделирование. – М.: Высшая школа, 1984. – 439с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОМБИНИРОВАННОГО ПОПЕРЕЧНО-ПОТОЧНОГО И БАЛЛИСТИЧЕСКОГО КЛАССИФИКАТОРА

Для определения оптимальных параметров рабочего процесса и аппарата комбинированного метода поперечно-поточной и баллистической классификации изготовлена экспериментальная установка с дисками ротора, позволяющими изменять радиус закрепления и количество ударных пластин. Высота подачи материала задавалась перемещением загрузочного приспособления, а скорость воздушного потока регулировалась изменением величины проходного сечения кожуха заслонкой. Потребляемая мощность измерялась киловатт метром.

Исследование проводилось по центральному ортогональному композиционному плану. Плечо звездных точек α , исходя из условия ортогональности плана, приняли равным 1,414 [1]. Материалом для проведения, планируемого многофакторного эксперимента служил отсев дробления Криворожского гранитного карьера. Влажность материала по массе составляет 1,5...2%. Гранулометрический состав приведен в таблице 1.

Классификация материала производилась по границе разделения 0,16 мм.

Таблица 1. Гранулометрический состав отсева дробления (навеска сухого материала 1000 г)

Размеры отверстий сит	Частные остатки на ситах		Полные остатки на ситах	Размеры отверстий сит	Частные остатки на ситах		Полные остатки на ситах
	г	%			г	%	
мм	г	%	%	мм	г	%	%
2,5	140	14	14	0,315	190	19	71
1,25	250	25	39	0,16	190	19	90
0,63	130	13	52	Прошло 0,16 (пыль)	100	10	-
				Всего	-	-	266

Методикой исследований было предусмотрено определение основных параметров, оказывающих существенное влияние на качество разделения материала: скорость поперечного воздушного потока x_1 (м/с), высота подачи исходного материала x_2 (м), радиус ротора x_3 (м), количество ударных пластин ротора x_4 (шт). Их уровни и интервалы варьирования (рассматриваемые пределы установлены на основании результатов графо-аналитического анализа с учетом конструктивно-технологических требований) приведены ниже.

Фактор	x_1	x_2	x_3	x_4
Уровень				
основной	1,25	0,85	0,3	24
верхний	1,45	0,95	0,315	28
нижний	1,05	0,75	0,285	20
Интервал варьирования	0,2	0,1	0,015	4
Звездная точка:				
верхняя	1,53	1,0	0,32	30
нижняя	0,97	0,7	0,28	18

В качестве функции отклика выбрана эффективности классификации (E), оцениваемая по формуле Ханкока-Луйкена [2]



Оценка дисперсии воспроизводимости опытов [3] рассчитана на основании повторения опытов в центре плана ($m = 6$; $E_1 = 66\%$; $E_2 = E_3 = E_4 = 68\%$; $E_5 = E_6 = 70\%$): $S_y^2 = 2,8$.

На основании принятых уровней и интервалов варьирования (табл. 2) рассчитаны коэффициенты модели и составлено уравнение регрессии с учетом методики, приведенной в работе [1]

$$E = 68,35 + 2,08x_1 + 1,59x_2 - 1,72x_3 + 2,24x_4 - 2,69x_1x_2 + 1,44x_1x_3 + 4,69x_1x_4 - 0,06x_2x_3 + 1,69x_2x_4 - 1,44x_3x_4 - 1,58x_1^2 + 0,16x_2^2 + 0,41x_3^2 - 5,08x_4^2; |x_i| \leq 1,414. \quad (1)$$

Таблица 2. Матрица плана и результаты опытов

Элементы	Номер опыта	Кодированные значения факторов				Эффективность классификации, %	
		x_1	x_2	x_3	x_4	E	\hat{E}
Ядро	1	-	-	-	-	63	61,65
	2	+	-	-	-	59	58,93
	3	-	+	-	-	71	66,83
	4	+	+	-	-	50	53,35
	5	-	-	+	-	58	58,21
	6	+	-	+	-	65	61,25
	7	-	+	+	-	65	63,39
	8	+	+	+	-	55	55,67
	9	-	-	-	+	57	56,25
	10	+	-	-	+	71	72,29
	11	-	+	-	+	65	68,19
	12	+	+	-	+	74	73,47
	13	-	-	+	+	51	47,05
	14	+	-	+	+	65	68,85
	15	-	+	+	+	59	58,99
	16	+	+	+	+	69	70,03
Звездные точки	17	-1,414	0	0	0	57	62,71
	18	+1,414	0	0	0	73	68,59
	19	0	-1,414	0	0	64	66,59
	20	0	+1,414	0	0	73	71,06
	21	0	0	-1,414	0	73	71,24
	22	0	0	+1,414	0	65	66,38
	23	0	0	0	-1,414	51	55,49
	24	0	0	0	+1,414	65	61,82
Центр	25	0	0	0	0	69	68,81

Оценка значимости коэффициентов уравнений проведена при помощи неравенств [1], при критическом значении t -критерия Стьюдента с $\nu = m - 1$ степенями свободы и заданным уровнем значимости $(1 - \frac{\alpha}{2})$; $t_{kr}(5; 0,975) = 2,571$. [4]

$$|b_i| > 0,962; |b_{ij}| > 1,075; |b_{ii}| > 1,521.$$

В результате получаем, что $b_{23} = b_{22} = b_{33} = 0$ с надежностью 95%, следовательно, $b_0 = 68,81$.

Окончательно уравнение регрессии имеет вид:

$$\widehat{E} = 68,81 + 2,08x_1 + 1,59x_2 - 1,72x_3 + 2,24x_4 - 2,69x_1x_2 + 1,44x_1x_3 + \\ + 4,69x_1x_4 + 1,69x_2x_4 - 1,44x_3x_4 - 1,58x_1^2 - 5,08x_4^2; |x_i| \leq 1,414.$$

Адекватность модели по F -критерию Фишера $F_{kr}(24;13;0,95) = 2,42$ [3] составляет

$$\frac{S_{ad}^2}{S_y^2} = 1,735 < F_{kr} = 2,42,$$

где $S_{ad}^2 = 4,857$ - рассчитанная дисперсия адекватности модели [1]. Модель признана адекватной с надежностью более 95%.

Оценку информационной способности модели проверяем из неравенства $F_{kr} \leq \frac{S_{ob}^2}{S_{ad}^2}$

где S_{ob}^2 - общая дисперсия функции отклика, оценивающая общее рассеяние результатов определения E по отношению к общему среднему по всем опытам [1]

$$F = \frac{53,76}{4,857} = 11,07 > 2,42.$$

В соответствии с [1] уменьшение погрешности прогнозирования $\theta_u = 232,7$. Гипотеза о равенстве дисперсий S_{ob}^2 и S_{ad}^2 отклоняется с надежностью более 95%, погрешность прогнозирования уменьшилась на 232%. Модель может быть признана информативной.

Для определения оптимальных значений факторов, в диапазоне их варьирования, при которых функция отклика достигает своего максимума, воспользуемся диссоциативношаговым методом [1].

Квазиоднофакторные модели имеют вид

$$\begin{aligned} W_1 &= 2,08x_1 - 2,69x_1x_2 + 1,44x_1x_3 + 4,69x_1x_4 - 1,58x_1^2; \\ W_2 &= 1,59x_2 - 2,69x_2x_1 + 1,69x_2x_4; \\ W_3 &= -1,72x_3 + 1,44x_3x_1 - 1,44x_3x_4; \\ W_4 &= 2,24x_4 + 4,69x_4x_1 + 1,69x_4x_2 - 1,44x_4x_3 - 5,08x_4^2; |x_i| \leq 1,414. \end{aligned} \quad (2)$$

Выбранными моделями из системы (2) являются 2 и 3 у которых $b_{22} = b_{33} = 0$. Учитывая, что для них $|b_i| < \sum_j |b_{ij}|$, можно заключить, что такие модели могут достигнуть максимума при граничных значениях x_i , т.е. $x_i = \pm 1,414$. Для определения знака граничного значения рассмотрены по две модели – при $x_i = x_{i\max}$ и $x_i = x_{i\min}$ – и осуществлен поиск оптимума по каждой из них.

Оптимум для моделей 1 и 4 определен из равенства нулю первой частной производной функции \widehat{W}_i

$$\begin{aligned} \frac{\partial \widehat{W}_1}{\partial x_1} &= 2,08 - 2,69x_2 + 1,44x_3 + 4,69x_4 - 3,16x_1 = 0; \\ \frac{\partial \widehat{W}_4}{\partial x_4} &= 2,24 + 4,69x_1 + 1,69x_2 - 1,44x_3 - 10,16x_4 = 0. \end{aligned}$$

После расчета оптимума для четырех возможных комбинаций значений факторов окончательно получаем, что максимальная эффективность классификации $\widehat{E}_{\max} = 75,91\%$ достигается при следующих значениях факторов

$$x_1 = -0,689; x_2 = +1,414; x_3 = -1,414; x_4 = +0,337.$$

Переход от кодированных переменных к натуральным производим по формуле $x = x_0 + Sx'$ [4]. В результате проведенного многофакторного эксперимента установлены следующие оптимальные параметры промышленной установки: скорость поперечного воздушного потока – 1,1 м/с, высота подачи исходного материала – 1,0 м, радиус ротора – 0,28 м, количество ударных пластин ротора – 26 шт.

Исследования классификатора на установленных параметрах показали высокую эффективность процесса и удовлетворительную сходимость результатов теоретических [5] и экспериментальных исследований.

Как пример, приведены результаты классификации (табл. 3) для различных значений влажности песка и по обработке серии экспериментов построены графики оценки эффективности (рис. 1) и оценки разделения по крупности (рис. 2).

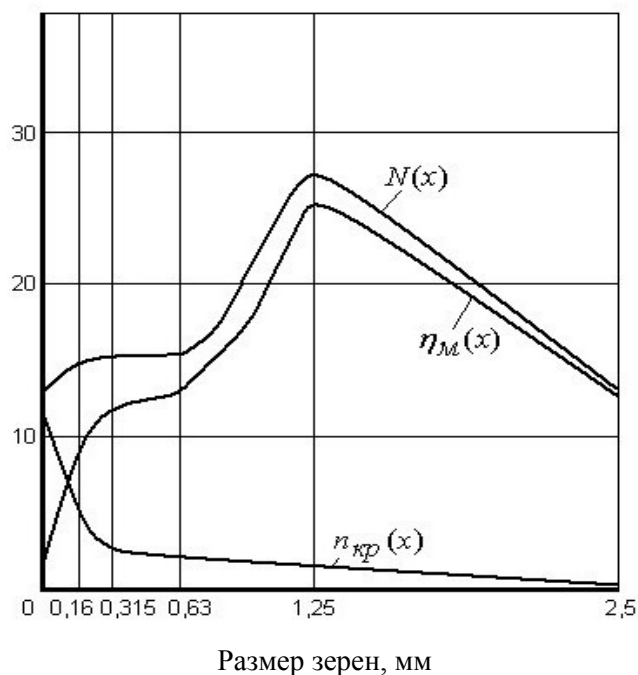


Рис. 1. Оценка эффективности классификации по кривым фракционного состава продуктов до и после разделения ($w_m = 4\%$) при плотности распределения:

$N(x)$ – исходного материала; $\eta_{кр}(x)$ – крупного продукта; $\eta_{м}(x)$ – мелкого продукта

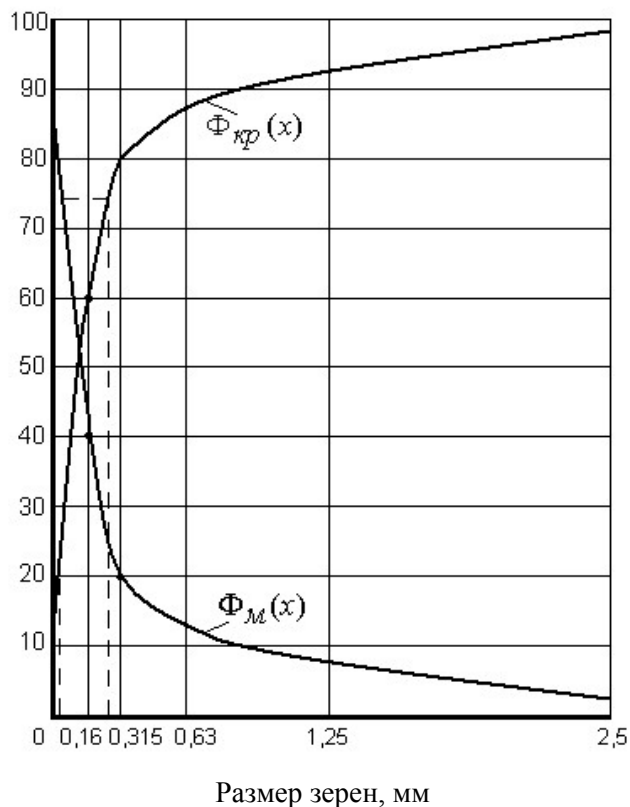


Рис. 2. Определение крупности разделения по ровному распределению зерен ($w_m = 4\%$)

$\Phi_{кр}(x), \Phi_m(x)$ - фракционное извлечение соответственно крупного и мелкого продуктов

После проведения экспериментальных исследований установки для производства строительного песка, реализующей принцип поперечно-поточной и баллистической классификации, проведения многофакторного эксперимента и получения оптимальных параметров была разработана техническая документация и изготовлен промышленный образец комбинированного пневмо-баллистического классификатора (ПБК). Промышленные испытания классификатора в условиях действующего производства осуществлены на заводе крупнопанельных конструкций ОАО "Криворожжилстрой" (рис. 3).

Комбинированный классификатор ПБК, установленный на месте перегрузочного узла конвейеров №2 и №3 технологической линии заполнителей, осуществлял разделение отсева дробления по граничной крупности 0,16 мм, а также попутное обеспыливание песка и щебня, поступавших железнодорожным транспортом 1 в приемник 2.



Таблица 3. Результаты классификации отсева дробления

 $W_m=3\%$

Класс крупности, мм	Фракционный состав продукта, %			Извлечение в фракцию, %	
	Исходного $N(x)$	мелкого $n_m(x)$	крупного $n_{кр}(x)$	мелкого продукта $\Phi_m(x), \%$	крупного продукта $\Phi_{кр}(x), \%$
-5+2,5	13	0,6	12,4	4,62	95,38
-2,5+1,25	27	2,3	24,7	8,52	91,48
-1,25+0,63	16	3,0	13,0	18,75	81,25
-0,63+0,315	15,5	3,9	11,6	25,16	74,84
-0,315+0,16	15	7,1	7,9	47,33	52,67
-0,16+0	13,5	12,1	1,4	89,63	10,37

 $W_m=4\%$

Фракционный состав продукта, %	Извлечение в фракцию, %	
	мелкого продукта $\Phi_m(x), \%$	крупного продукта $\Phi_{кр}(x), \%$
исходного $N(x)$	крупного $n_{кр}(x)$	
13	0,4	12,6
27	2,0	25,0
16	2,3	13,7
15,5	3,1	12,4
15	6,0	9,0
13,5	11,4	2,1

 $W_m=5\%$

Класс крупности, мм	Фракционный состав продукта, %			Извлечение в фракцию, %	
	исходного $N(x)$	мелкого $n_m(x)$	крупного $n_{кр}(x)$	мелкого продукта $\Phi_m(x), \%$	крупного продукта $\Phi_{кр}(x), \%$
-5+2,5	13	0,2	12,8	1,54	98,46
-2,5+1,25	27	1,7	25,3	6,3	93,7
-1,25+0,63	16	2,0	14,0	12,5	87,5
-0,63+0,315	15,5	2,7	12,8	17,42	82,58
-0,315+0,16	15	5,5	9,5	36,67	63,33
-0,16+0	13,5	10,4	3,1	77,04	22,96

 $W_m=6\%$

Фракционный состав продукта, %	Извлечение в фракцию, %	
	мелкого продукта $\Phi_m(x), \%$	крупного продукта $\Phi_{кр}(x), \%$
исходного $N(x)$	крупного $n_{кр}(x)$	
13	0,2	12,8
27	1,6	25,4
16	2,0	14,0
15,5	2,8	12,7
15	5,5	9,5
13,5	9,9	3,6

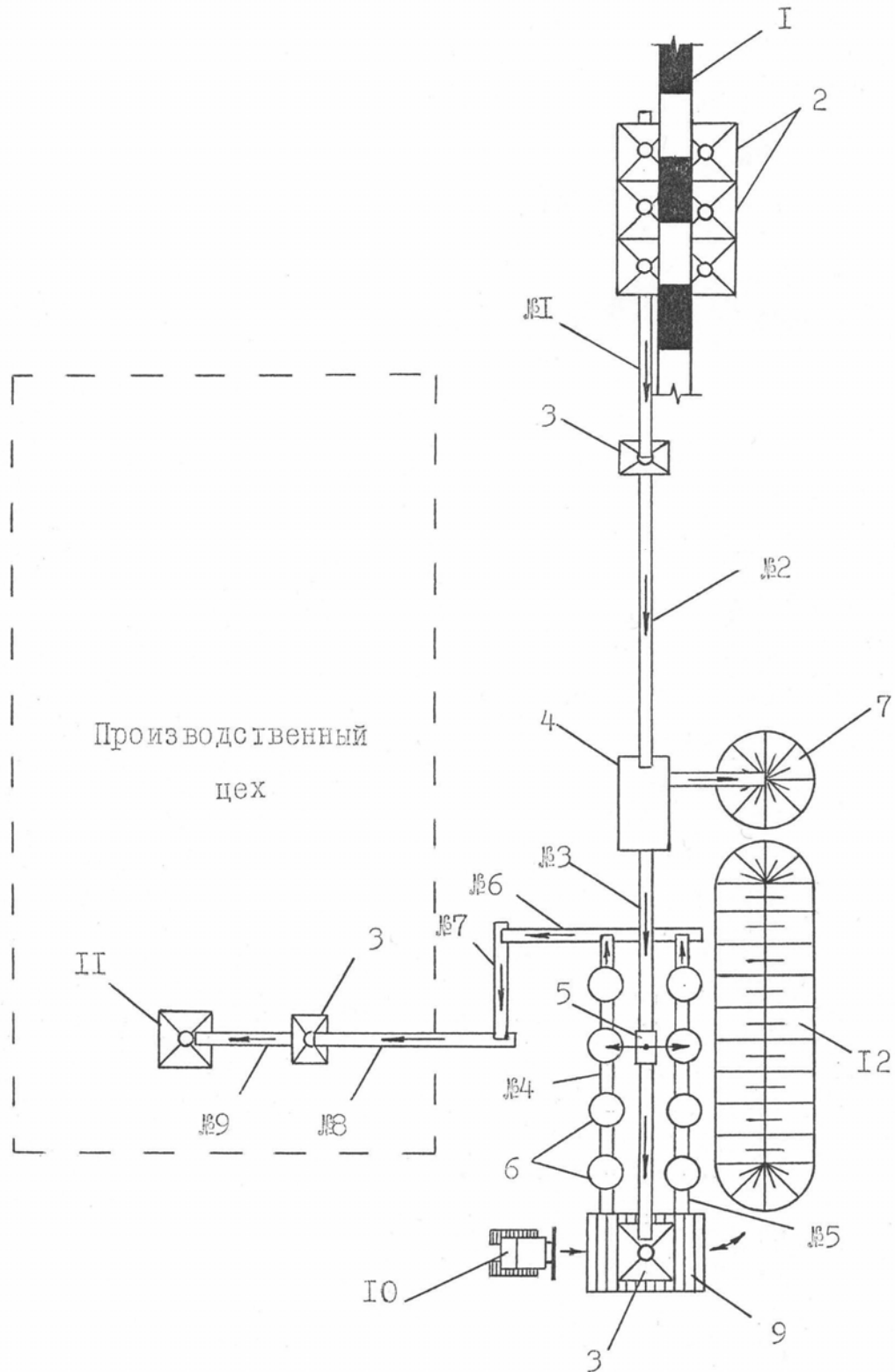


Рис.3. Технологическая линия заполнителей завода крупнопанельных конструкций с установленным классификатором

После установки классификатора 4 в линию было произведено ее испытание следующим образом: из подземной галереи конвейером №1 через перегрузочный узел 3 по конвейеру №2 материал подавался на пневмо-баллистический классификатор 4, откуда мелкий продукт класса $-0,16+0$ мм поступает в открытый конусный склад 7, а крупный



продукт +0,16 мм по конвейеру № 3 через разгрузочную тележку 5 – в закрытый склад 6 сыпучих заполнителей бетона или через колосниковую решетку 9 на конвейеры № 4 и № 5, а также с помощью бульдозера 10 в открытый конусный склад 12. Из открытых конусных складов 7 и 12 продукт периодически, через решетку 9, также направляется на конвейеры № 4 и № 5. Подача заполнителей со складов осуществлялась по системе конвейеров № 6...9 в приемный бункер дозаторов (11).

В результате было установлено, что разработанный классификатор позволяет осуществлять необходимое разделение практически всех заполнителей поступающих на бетоносмесительный узел, работая, таким образом, в режиме контрольной классификации. При этом осуществлялось эффективное разделение отсевов дробления по крупности 0,16 мм с практическим использованием получаемых продуктов классификации. Подтверждена возможность эффективного промышленного применения пневмо-баллистического классификатора для получения строительного песка при переработке нерудных полезных ископаемых.

Выводы

Проведенные экспериментальные исследования позволили определить рациональные параметры классификатора на основе которых разработана техническая документация, изготовлен промышленный образец и осуществлено его внедрение на производстве.

Установлена удовлетворительная сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований с их расхождением в пределах 11-12%.

Литература

1. *Рубинштейн Ю.Б., Волкова Л.А.* Математические методы в обогащении полезных ископаемых. – М.: Недра, 1987. – 296с.
2. *Шохин В.Н., Лопатин А.Г.* Гравитационные методы обогащения. – М.: Недра, 1980. – 400с.
3. *Красовский Г.И., Фияретов Г.Ф.* Планирование эксперимента. – Минск: Издательство БГУ, 1982. – 302с.
4. *Шупов Л.П.* Прикладные математические методы в обогащении полезных ископаемых. – М.: Недра, 1987. – 296с.
5. *Сергеев А.М., Афанасьев В.В.* Застосування математичних методів при удосконаленні сортування по пружності гірничої маси залізородних та нерудних підприємств //Відомості Академії Гірничих Наук України. – 1999. – №1. – С.18-20.

ПРИНЦИП ТА МЕТОДИ АНАЛІЗУ НЕЛІНІЙНОЇ ДИНАМІКИ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНИХ МАЙДАНЧИКІВ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

Зростаючі масштаби виробництва збірного залізобетону на сучасному етапі вимагають неперервного вдосконалення й створення нових високопродуктивних машин та обладнання для механізації технологічних процесів. Найбільш важливим з них є формування. Цей процес забезпечується у значній мірі за допомогою використання машин вібраційної (ударно-вібраційної) дії: вібраційних майданчиків та обладнання, що реалізують гармонічні коливання. Останнім часом переважною тенденцією, що намітилась, є застосування саме вібротехніки ударної дії [1-5]. При цьому слід відмітити їх високу ефективність для формування широкої номенклатури виробів будівельної індустрії. Разом з тим ще недостатньо вивчені явища, що відбуваються у вібротехніці "машина-середовище" при виникненні ударних та автоколивань. Слід прикласти значні зусилля для відшукування оптимальних умов їх роботи і керування, для визначення критеріїв ефективності функціонування та стійкості періодичних режимів роботи. Зокрема, однією з актуальних задач є вибір конструкції вібротехніки, що реалізує необхідні коливання за мінімальних витрат енергії, а також кількості мас (дво- та тримасова) системи, в якій відбувається формування бетонної (будівельної) суміші подібним методом.

Метою даної роботи є обґрунтування основних принципів та вибір надійних методів (у т.ч. машинно-орієнтованих) аналізу нелінійної динаміки ударно-вібраційних майданчиків з електромагнітним приводом.

Аналіз великої кількості точних розв'язків у нелінійних неавтономних системах [8] дозволяє стверджувати, що основні нелінійні ефекти у цих системах є проявом внутрішніх коливних властивостей системи, тобто вільних коливань.

Такий підхід передбачає, що у системах визначальну роль при коливаннях відіграють пружні відновлюючі сили. Тому з'являється можливість на основі аналізу вільних коливань системи та параметрів вимушуючої (електромагнітної) сили передбачити можливість тих чи інших нелінійних ефектів без звичайних математичних обчислень та розрахунків. Опис основних властивостей нелінійних коливних систем з використанням лише вказаних фізичних міркувань даний у першій частині роботи.

Складова електромагнітної частини приводу впливає на визначення особисто її параметрів, а на закон руху системи в цілому не впливає. Вдосконаленням існуючої двомасової схеми [2-5] є перехід до більш складних тримасових схем машин, які дають можливість реалізувати зовнішній вплив на виріб, що формується, частот, які відмінні від основної.

У класичних нелінійних системах, наприклад, ударних, виникають частоти, відмінні від основної (супер- та субрезонансні), а у даній роботі пропонується цілеспрямоване збагачення ударно-коливного спектру системи.

Відомо [9], що багатомасні вібраційно-ударні системи (ВУС) (у даній роботі приймається варіант тримасової ВУС) з кількома ударними парами набувають різноманітних структур і можливих періодичних режимів руху. Аналітичні методи динамічного розрахунку розроблені лише для найпростіших ВУС. Найпростішими періодичними режимами руху таких систем є так звані правильні [10], коли у кожній ударній парі відбувається лише один удар за період.

Для багатомасних ВУС безпосереднє застосування умов періодичності призводить до систем рівнянь високої розмірності відносно невідомих постійних інтегрування. Тому

для розрахунків правильних рухів використовують, зазвичай, іншу методику, що полягає в наступному: умови періодичності записують окремо для кожного із ланцюгів й зв'язують ці умови для сусідніх ланцюгів, використовуючи рівняння їх удару одного з одним. Послідовно переходячи від одного ланцюга до другого у напрямку, протилежному напрямку передачі ударного імпульсу від джерела збудження, визначають у результаті рекурентного процесу невідомі швидкості ланцюгів до й після удару їх один з одним.

1. Принципи та розрахункові схеми для аналізу реакції ВУС.

Відомо [6], що при проектуванні ВУС, які знаходяться під впливом удару (ударів), їх міцність (ефективність формування бетонної (будівельної) суміші) визначається за реакцією на удар. Ця характеристика визначається або переміщенням одного елемента обладнання (ВУС) відносно іншого, або величиною динамічних навантажень, які сприймаються обладнанням. Реакція системи може бути визначена за часовою залежністю параметрів удару відомими розрахунковими методами. Однак, використовуючи методи перетворення результатів вимірювань характеристик удару, можна знайти безпосередньо зв'язок між ударом та реакцією ВУС.

Для розробки розрахункової схеми представимо обладнання у вигляді спрощеної моделі. Типова схема зображена на рис 1.

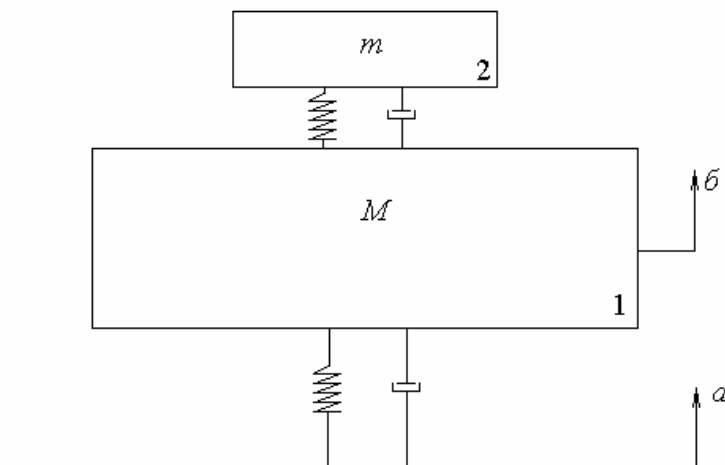


Рис. 1. 1 – головна система; 2 – допоміжна система;
а – заданий ударний рух, б – реакція головної системи

Вона складається з "допоміжної системи" (верхня маса), що спирається на "основну систему" (нижню масу). В залежності від призначення дослідження певної характеристики реакції ВУС – моделі повинні бути відомі: а) при розрахунку "допоміжної системи" – для цього необхідно знати закон руху "основної системи"; рух "основної системи" є збудженням для допоміжної; б) при розрахунку "основної конструкції (ВУС)" – для цього необхідно знати її переміщення при ударі у вигляді функції часу чи максимальну величину цього переміщення. Кожна система із зосередженими параметрами має один ступінь свободи руху, причому маса t менше, ніж маса M . Тому, на рух маси M допоміжна система впливає мало (хоча можливі й інші ситуації функціонування ВУС з $t \approx M$). Ударний рух головної маси представляє собою вхідний ударний рух по відношенню до допоміжної системи.

Вибираючи належний метод обробки даних ВУС, інформацію про реакцію системи на удар, яка потрібна для розрахунку елементів системи, отримують на основі вимірювання (та зміни) параметрів руху ВУС у часі.

Іншим прикладом ВУС може слугувати ударно-вібраційний майданчик з електромагнітним приводом (рис. 2).

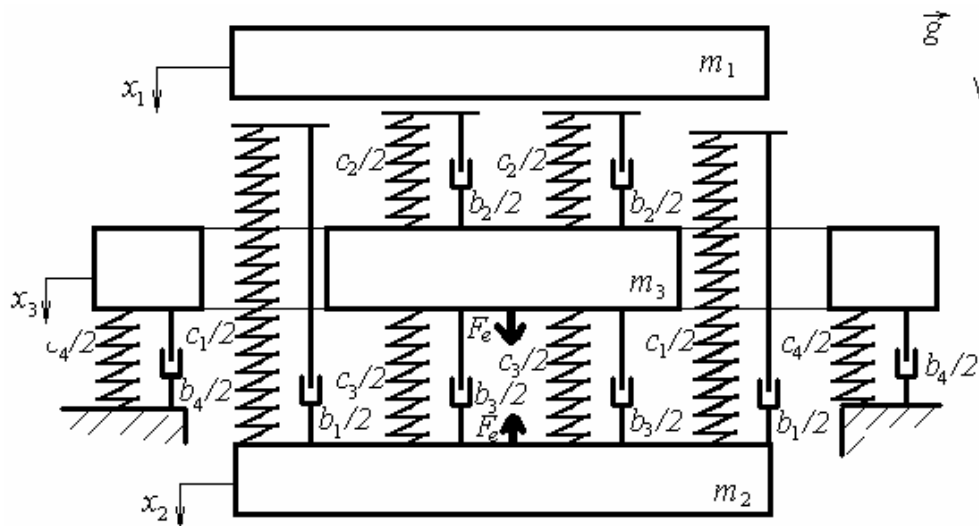


Рис. 2. ВУС з електромагнітним приводом:
 F_e – електромагнітна сила; g – прискорення вільного падіння

Установка працює наступним чином: на пружні прокладки (c_2, b_2) і пружні елементи (c_1, b_1), які закріплені на рухомій рамі (m_3), встановлюють форму з бетонною сумішшю (m_1) та подають в обмотку статора пульсуючий струм, який створює відносні взаємні переміщення в протифазі якоря і статора, що в свою чергу обумовлює протифазні коливання рухомої рами (m_3) і ударника (m_2), який буферними елементами (c_1, b_1) наносить удар по дну форми (m_1). В момент удару або трохи раніше котушка електромагніта знеструмлюється. Після удару маса (m_1) відривається від маси (m_3), а маса (m_2) за допомогою пружних елементів (c_3, b_3) рухається в початкове положення. Під дією власної ваги маса (m_1) повертається, ударяючись з масою (m_3) пружними елементами (c_2, b_2) і знову відскакує вгору. У цей час маса (m_2) досягає свого крайнього нижнього положення, де і вмикається електромагніт і маси (m_2) і (m_1) рухаються назустріч одна одній до нового зіткнення. Цикл повторюється. (Слід зазначити, що c_i – жорсткість i -го пружного елемента, b_i – коефіцієнт, що враховує вплив дисипативних сил, які обумовлюють розсіювання енергії коливань і пропорційні швидкості руху i -ої маси ($\sim \dot{x}_i$)).

Для виведення системи рівнянь, що описують вільні (та вимушені) коливання у даній ВУС, застосуємо рівняння у лагранжовій формі (вони принаймні, описують вільні коливання).

Кінетична енергія системи

$$T = \frac{1}{2} (m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2), \quad (1)$$

де крапка над x_i означає диференціювання по часу t , а $x_i(t)$.

Потенціальна енергія системи

$$\Pi = \frac{1}{2} \{c_1(x_1 - x_2)^2 + c_2(x_1 - x_3)^2 + c_3(x_3 - x_2)^2 + c_4 x_3^2\}. \quad (2)$$

Формула Лагранжа

$$L = T - \Pi. \quad (3)$$

Дисипативні сили є лінійними функціями швидкостей і описуються наступною дисипативною функцією $\tilde{\Phi}$

$$\tilde{\Phi} = \frac{1}{2} \{b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_3)^2 + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2)^2 + b_4 \dot{x}_3^2\}. \quad (4)$$

Рівняння Лагранжа для даної ВУС мають вигляд



$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial L}{\partial \dot{x}_i} \right\} - \frac{\partial L}{\partial x_i} = - \frac{\partial \tilde{\Phi}}{\partial \dot{x}_i}, \quad i=1, 2, 3, \quad (5)$$

або

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_3) = -b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_3); \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_1(x_1 - x_2) - c_3(x_3 - x_2) = b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2); \\ m_3 \ddot{x}_3 - c_2(x_1 - x_3) + c_3(x_3 - x_2) + c_4 x_3 = b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - b_4 \dot{x}_3. \end{cases} \quad (6)$$

Тобто, вільні коливання системи за контакту мас m_3 й m_1 з пружними елементами c_1, c_2 мають вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_3) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1(x_2 - x_1) + c_3(x_2 - x_3) + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_2(x_3 - x_1) + c_3(x_3 - x_2) + c_4 x_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + b_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + b_4 \dot{x}_3 = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Нехай розв'язки системи (7) мають вид: $x_i(t) = A_i \cdot e^{j\omega t}$, де A_i - амплітуда, ω - (кругова) частота вільних коливань ВУС. Тоді, у наближенні $\omega \cdot b_i \ll c_i$; де $i = (\overline{1,4})$, характерні частоти ВУС можна записати з наступного рівняння

$$\begin{vmatrix} (-\omega^2 m_1 + c_1 + c_2) & -c_1 & -c_2 \\ -c_1 & (-\omega^2 m_2 + c_1 + c_3) & -c_3 \\ -c_2 & -c_3 & (-\omega^2 m_3 + c_2 + c_3 + c_4) \end{vmatrix} = 0, \quad (8)$$

або:

$$\begin{aligned} & (-\omega^2 m_1 + c_1 + c_2) \cdot (-\omega^2 m_2 + c_1 + c_3) \cdot (-\omega^2 m_3 + c_2 + c_3 + c_4) + \\ & + (-c_1 c_2 c_3) + (-c_1 c_2 c_3) - c_2^2 (-\omega^2 m_2 + c_1 + c_3) - \\ & - c_1^2 (-\omega^2 m_3 + c_2 + c_3 + c_4) - c_3^2 (-\omega^2 m_1 + c_1 + c_2) = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Характерна частина даної ВУС, що має найбільше значення, лежить в околі частоти Ω_0

$$\Omega_0 = \left\{ \frac{c_1 + \frac{c_2 c_3}{c_2 + c_3}}{m_1 + m_2 + m_3} \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (10)$$

Якби пружний елемент (c_1, b_1) був відсутній, то значення Ω_0^* було б іншим

$$\Omega_0^* = \left\{ \frac{\frac{c_2 \cdot c_3}{c_2 + c_3}}{m_1 + m_2 + m_3} \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (11)$$

У зв'язку з високою інерційністю електромагнітного приводу $f_0^* = \frac{\Omega_0^*}{2 \cdot \pi}$ не перевищує 20 Гц, а практично складає 13...15 Гц. Для "збільшення" спектру гармонік принаймні вдвічі слід, щоб виконувались наступні рівності

$$c_1 = 3 \cdot \left(\frac{c_2 \cdot c_3}{c_2 + c_3} \right), \quad \Omega_0 = 2 \cdot \Omega_0^*, \quad (12)$$

за інших однакових значень m_1, m_2, m_3 .

Для отримання спектру коливань ВУС втричі більшою за Ω_0^* слід виконати наступні умови

$$c_1 = 8 \cdot \left(\frac{c_2 \cdot c_3}{c_2 + c_3} \right), \quad \Omega_0 = 3 \cdot \Omega_0^* \quad (13)$$

Відомо [8], що коефіцієнт ударного імпульсного демпфування R_0 пов'язаний з характеристиками руху маси m , яка зазнає в'язкого тертя за законом $R = b \cdot \dot{x}$, наступним співвідношенням:

$$R_0 = 1 - \frac{b}{m} \cdot \Delta t, \quad (14)$$

де Δt - час контакту маси m з пружиною, яка має коефіцієнт в'язкості b .

Виходячи зі співвідношення (14), можна розрахувати величину $\Delta t \equiv \tau_k$:

$$\tau_k = \frac{(1 - R_0) \cdot m}{b}. \quad (15)$$

У таблиці 1 наведені значення τ_k , c з прокладками (та буферами) вібромайданчика форми з бетонною сумішшю маси $m_1 = 2000$ кг.

Таблиця 1. Час контакту (τ_k , с) маси (m , кг) з пружинами

$c, \frac{H}{m}$	№ варіанту	$b, \frac{H \cdot c}{m}$	R_0			
			0,8	0,9	0,95	0,99
c_2	1	$3 \cdot 10^4$	0,013	$6,667 \cdot 10^{-3}$	$3,333 \cdot 10^{-3}$	$6,667 \cdot 10^{-4}$
	2	$3,5 \cdot 10^4$	0,011	$5,714 \cdot 10^{-3}$	$2,857 \cdot 10^{-3}$	$5,714 \cdot 10^{-4}$
	3	$5 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-4}$
	4	10^5	$4 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-4}$
$c_1 + c_2$	1	$3,3 \cdot 10^5$	$1,212 \cdot 10^{-3}$	$6,061 \cdot 10^{-4}$	$3,03 \cdot 10^{-4}$	$6,061 \cdot 10^{-5}$
	2	$3,5 \cdot 10^5$	$1,143 \cdot 10^{-3}$	$5,714 \cdot 10^{-4}$	$2,857 \cdot 10^{-4}$	$5,714 \cdot 10^{-5}$
	3	$5 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-5}$
	4	10^6	$4 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-5}$

Розглядувана ВУС (віброударна система) має несиметричну триланцюгову пружну характеристику (рис. 3):

$$f(x) = \begin{cases} p_2^2 \cdot x - (p_2^2 - p_1^2) \cdot \Delta_1, & x \geq \Delta_1, \\ p_1^2 \cdot x, & 0 \leq x \leq \Delta_1, \\ p_3^2 \cdot x, & x \leq 0. \end{cases}$$

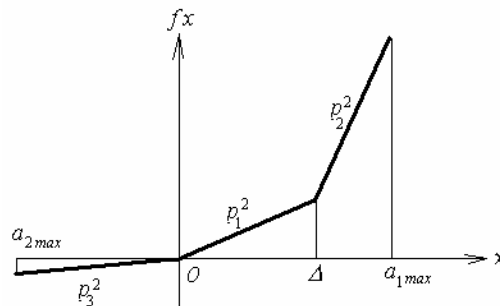


Рис. 3.

На рис. 3 $a_{1max} > 0$ - максимальна амплітуда відхилення (паралельна \vec{g}), $a_{2max} < 0$ - максимальна амплітуда відхилення (протилежний напрямку руху щодо \vec{g}).

При цьому введені наступні позначення



$$4\pi^2 \cdot p_1^2 = \frac{c_2}{m_1}; \quad 4\pi^2 \cdot p_2^2 = \frac{c_1 + c_2}{m_1}; \quad 4\pi^2 \cdot p_3^2 = \frac{g}{|a_{2\max}|}. \quad (16)$$

Період вільних коливань розглядуваної ВУС, які охоплюють всі три дільниці $([a_{2\max}; 0]; [0; \Delta]; [\Delta; a_{1\max}])$, можна знайти наступним чином [8]

$$T = 2 \cdot (t_1 + t_2 + t_3), \quad (17)$$

де

$$t_1 = \frac{1}{p_1} \cdot \left(\pi - \arctg \sqrt{\left(\frac{a_{1\max}}{\Delta} - 1 \right) \cdot (1 - \beta_2)} - \frac{\pi}{2} \right) = \frac{1}{p_1} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \arctg \sqrt{\left(\frac{a_{1\max}}{\Delta} - 1 \right) \cdot (1 - \beta_2)} \right); \quad (18)$$

$$t_2 = \frac{1}{p_2} \cdot \arccos\left(\frac{1}{\beta_2}\right); \quad t_3 = \frac{1}{p_3} \cdot \arccos\left(\frac{1}{\beta_3}\right). \quad (19)$$

У виразах (18), (19)

$$\beta_2 = 1 + \frac{p_2^2}{p_1^2} \cdot \left(\frac{a_{1\max}}{\Delta} - 1 \right); \quad \beta_3 \rightarrow \infty. \quad (20)$$

Тоді з (19) маємо

$$t_3 = \frac{\pi}{2p_3}. \quad (21)$$

Отже

$$\left. \begin{aligned} T &= 2 \cdot (t_1 + t_2 + t_3), \quad \text{де:} \\ t_1 &= \frac{1}{p_1} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \arctg \sqrt{\left(\frac{a_{1\max}}{\Delta} - 1 \right) \cdot (1 - \beta_2)} \right); \\ t_2 &= \frac{1}{p_2} \cdot \arccos\left(\frac{1}{\beta_2}\right); \quad t_3 = \frac{\pi}{2p_3}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

У (22) маємо $\beta_2 = 1 + \frac{p_2^2}{p_1^2} \cdot \left(\frac{a_{1\max}}{\Delta} - 1 \right)$.

Частота вільних коливань з урахуванням (22) має вид

$$p \equiv f = \frac{\pi}{(t_1 + t_2 + t_3)}. \quad (23)$$

Залежність між максимальними відхиленнями $a_{1\max}$ та $a_{2\max}$, має вигляд

$$|a_{2\max}| = \left\{ \frac{p_1^2}{p_3^2} \cdot (2\Delta \cdot a_{1\max} + \Delta^2) + \frac{p_2^2}{p_3^2} \cdot (a_{1\max} - \Delta)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (24)$$

Амплітудно-частотні залежності для даної ВУС наведені на рис. 4.

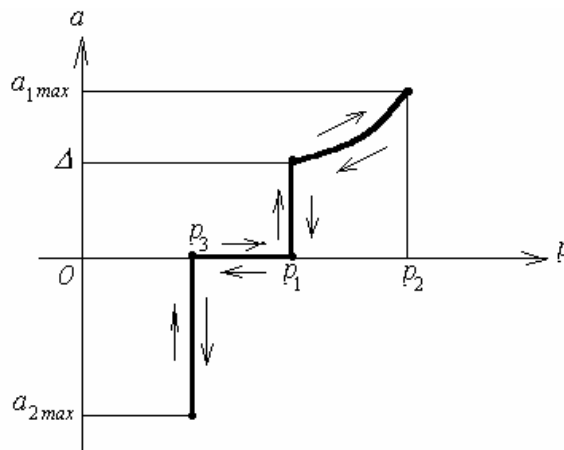


Рис. 4.

При збільшенні розмаху коливань частота вільних коливань ВУС прямує до

$$\tilde{p} = \frac{2p_1 \cdot p_3}{p_1 + p_3}. \tag{25}$$

Таблиця 2. Таблиця розрахунку частот вільних коливань ВУС при $c_1 = 10^8$, $c_2 = 10^7$.

Δ , м	$0,1 \cdot 10^{-3}$			$0,5 \cdot 10^{-3}$			$1 \cdot 10^{-3}$		
a_{1MAX} , м	$1,1 \cdot \Delta$	$1,5 \cdot \Delta$	$2 \cdot \Delta$	$1,1 \cdot \Delta$	$1,5 \cdot \Delta$	$2 \cdot \Delta$	$1,1 \cdot \Delta$	$1,5 \cdot \Delta$	$2 \cdot \Delta$
p_1 , Гц	11,254	11254	11,254	11,254	11,254	11,254	11,254	11,254	11,254
p_2 , Гц	37,325	37,325	37,325	37,325	37,325	37,325	37,325	37,325	37,325
p_3 , Гц	121,24	84,9	55,144	24,248	16,98	11,029	12,124	8,49	5,514
T , с	0,306	0,209	0,189	0,409	0,357	0,417	0,539	0,542	0,701

Висновки.

Отримані основні характеристики руху вібромайданчика з електромагнітним приводом у режимі вільних коливань, зокрема: період та час контакту з пружинами та буферами.

Наявність третьої маси "збагачує" частотний спектр вільних коливань системи.

Визначена амплітудно-частотна (т.з. склетна крива) характеристика системи.

Встановлені фізичні та геометричні залежності параметрів вільних коливань системи будуть у подальшому використані для аналізу стійкості періодичного режиму руху системи та її нелінійних властивостей.

Література

1. Иносков В.Л., Назаренко И.И., Хо Тхи Ха. Новая электромагнитная низкочастотная виброплощадка ударного действия // Известия вузов. Строительство и архитектура. –1982. – №7. – С.118-122.
2. Назаренко И.И., Баранов Ю.А. Виброударная площадка для уплотнения бетонных смесей в форме. – А.С. 1316827 (СССР). Опубл. в Б.И., – №32. – 1987.
3. Назаренко И.И., Емченко С.В., Баранов Ю.А. Устройство для уплотнения бетонных смесей в форме. – А.С. 1316827 (СССР). Опубл. в Б.И., – №31. – 1989.
4. Назаренко И.И., Коломиец В.И., Баранов Ю.А. Виброударная площадка для уплотнения бетонных смесей в форме. – А.С. 1316827 (СССР). Опубл. в Б.И., – №31. – 1989.
5. Хо Тхи Ха. Исследования динамики виброплощадки с электромагнитным приводом. – Диссертация канд. техн. наук. – К.: КИСИ, 1982. – 200с.



6. *Сирил М. Харрис, Чарльз И. Крил.* Справочник по ударным нагрузкам. – Л.: Судостроение, 1980. – 360с.
7. *Бычков Ю.А., Васильев Ю.В.* Расчет периодических режимов в нелинейных системах уравнения: Машинно-ориентированные методы. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1988. – 112с.
8. *Закржевский М.В.* Колебания существенно-нелинейных механических систем. – Рига: Зинатне, 1980. – 183с.
9. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н.Челомей (пред.) – М.: Машиностроение, 1979 – Т.2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана, 1979. – 351с.
10. *Нагаев Р.Ф.* Правильные импульсные движения в одномерной системе // Прикладная математика и механика. – 1967. – Т.31. - №2. – С.242-254.

Технологія і організація будівництва

УДК 666.982.033+691.328

Х.А. Меграбян, інженер, корпорація "Познякижилбуд"

ОРГАНИЗАЦИОННЫЕ ПРИНЦИПЫ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ОБУСТРОЙСТВА БЕТОННЫХ ПОЛОВ

Решение организационно-производственных задач обустройства бетонных полов направленный на минимизацию затрат в сферах организации использования предельной полезности, долговечности и высоком качестве уплотнения бетонной смеси выполнено с помощью функционально-стоимостного анализа.

Основные задачи функционально-стоимостного анализа рабочего процесса обустройства бетонных полов можно свести к следующим:

- 1). определение соотношения экономической эффективности производства бетонных полов методом виброформования на всех уровнях и особенно на микроуровне со всей совокупностью затрат живого и овеществленного для этих целей труда (при всемерной минимизации последних с неизменным соблюдением всех параметров конечного (уплотненного) продукта (пола));
- 2). разработка системы показателей и технико-экономических нормативов, приемлемых для всех уровней управленческой системы производства;
- 3). организация технологического и управленческого процесса по всей цепочке производственно-финансовой деятельности;
- 4). активизация при этом экономических рычагов, влияние которых ранее умахлялось;
- 5). систематическое наблюдение за эффективностью, надежностью, долгосрочностью использования обустроенных бетонных полов, консультаций и конструктивных рекомендаций в сфере их промышленного и бытового использования.

Этапы функционально-стоимостного анализа применительно к процессу обустройства бетонных полов методом виброформования сводятся к следующим:

- 1). информационно-подготовительный;
- 2). аналитико-творческий;
- 3). пусконаладочный (для соответствующего виброоборудования);
- 4). поточно-производственный;
- 5). коммерческо-сбытовой;
- 6). контрольно-эксплуатационный.

Информационно-подготовительный этап состоит в создании принципиально нового изделия промышленного назначения (а именно - виброрейки для поверхностного виброформования бетонных полов).

Перечень работ на аналитико-творческом этапе можно свести к следующим [1]:

- формирование всех возможных функций объекта анализа (здесь и далее подразумевается виброрейка для поверхностного виброформования бетонных полов) и его составных частей;
- классификация и группировка функций, определение главной, основных, вспомогательных, ненужных функций исследуемой вибросистемы (виброуплотнитель поверхностного типа - бетонная смесь) и ее компонентов;
- построение функциональной модели объекта;
- анализ и оценка значимости функций;
- построение совмещенной, функционально-структурной модели объекта;
- анализ и оценка затрат, связанных с осуществлением выявленных функций;



- построение функционально-стоимостной диаграммы объекта;
- сравнительный анализ значимости функций и затрат на их реализацию для выявления зон с неоправданно высокими затратами;
- проведение дифференцированного анализа по каждой из функциональных зон сосредоточения резервов экономии трудовых и материальных затрат;
- поиск новых идей и альтернативных вариантов более экономичных решений;
- творческое обсуждение рекомендаций, мнений независимых экспертов, отобранных по методу "Дельфи", ПАТТЕРН и др.;
- эскизная проработка предложений, сформулированных творческим коллективом, их систематизация в целом и по функциям;
- анализ и формирование вариантов практического исполнения объекта;
- оформление материалов, связанных с осуществлением творческо-аналитического этапа.

Остальные этапы функционально-стоимостного анализа общеприняты и подробно освещены в соответствующей литературе [1].

Расчетная экономическая эффективность от внедрения в производство предложенной конструкции виброрейки определяется с применением следующей формулы [1]:

$$K_{\text{фса}} = \frac{C_p - C_{\text{ф.н.}}}{C_{\text{ф.н.}}} \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $K_{\text{фса}}$ - коэффициент снижения текущих затрат (экономическая эффективность функционально- стоимостного анализа); C_p - реально сложившиеся совокупные затраты; $C_{\text{ф.н.}}$ - минимально возможные затраты, соответствующие спроектированному объекту. Для варианта разработанной виброрейки $K_{\text{фса}} = 0,12$.

На основании выполненных исследований [2] разработаны конструкция виброрейки и организационные принципы выполнения работ при устройстве бетонных покрытий, циклограмма которых приведена в табл. 1.

Операции по устройству бетонного пола выполняют в следующей последовательности:

- нанесение отметок верха пола на выступающие части фундаментов, колонны;
- разбивка полос или участков бетонирования, установка маячных досок (опалубка) или направляющих виброрейки;
- подача, укладка и предварительное разравнивание бетонной смеси;
- уплотнение бетонной смеси виброрейкой;
- черновое и чистовое заглаживание поверхности уложенного бетона;
- устройство деформационных швов;
- уход за уложенным бетоном.

После предварительного разравнивания производят уплотнение бетонной смеси. Его следует проводить виброрейками, обеспечивающими глубину проработки до 15...20см.

Для нормальной обработки бетонной полосы необходимо так предварительно разровнять бетонную смесь, чтобы при перемещении виброрейки впереди нее образовывался валик бетона высотой 1...2 см. При избыточной высоте предварительно разровненной бетонной смеси затрудняется перемещение виброрейки и поверхность полосы становится неровной, волнистой.

Ровная и гладкая поверхность полосы обеспечивается при двух проходах виброрейки. Дополнительная подсыпка бетонной смеси, если это требуется, выполняется перед вторым проходом виброрейки. Технологически необходимая скорость перемещения виброрейки 0,5...1 м/мин.

При уплотнении бетонной смеси два человека перемещают виброрейку, а один-два человека подравнивают бетонную смесь перед ней. Для снижения тягового усилия при

перемещении виброрейки вибратор должен вращаться в сторону ее перемещения, что обеспечивается реверсивным переключателем.

Таблица 1. Циклограмма трудового процесса

Этап	Подготовка основания	Увлажнение основания	Установка направляющих	Прием бетонной смеси	Укладка бетонной смеси	Уплотнение бетонной смеси	Визуальный контроль качества	Заглаживание и затирка пола	
Время, мин	5	x	x						
	10			x					
	15				x				
	20					x			
	25					x	x		
	30						x		
	35						x		
	40	x						x	x
	45		x	x	x				x
	50				x				
	55					x			
	60					x	x		
	65						x		
	70						x	x	
	75	x							x
	80		x	x					x
	85				x				x
	90					x			
	95					x	x		
	100						x		
	105							x	
	110	x							x
	115		x	x	x				x
	120				x				
	125					x			
	130					x	x	x	
	135						x		
	140						x	x	
145								x	
150								x	

Оперативный практический контроль качества уплотнения бетона следует проводить сразу же после прохода виброрейки. Бетон можно считать нормально плотным, если на поверхности покрытия при хождении остается слабый след ноги оператора глубиной не более 1 мм.

Качество поверхности пола в значительной степени определяется качеством выполнения черновой затирки. При очень продолжительной черновой затирке на поверхности выделяется цементное молоко, что способствует поверхностному трещинообразованию, снижению износостойкости и повышенному пылению.

Чистовую затирку, заглаживание поверхности производят спустя 3...4 ч после грубой затирки. При работе затирочная машина должна перемещаться волнообразно



вправо-влево. Передвижение регулируется рукояткой: если нужно повернуть влево, рукоятку немного приподнимают, вправо – немного опускают.

Места, недоступные для машинного заглаживания, обрабатывают вручную, до машинной затирки. Если наблюдается сильное заглубление диска машины при грубой затирке, то работу следует приостановить до достижения бетоном требуемой прочности.

Для получения более гладкой, ровной поверхности затирочные машины следует вести по полосе за оператором или, если это возможно по условиям работы, – за оператором, находящимся вне обрабатываемой полосы.

Выводы

1. Конструкция виброрейки для обустройства полов должна быть достаточно жесткой, чтобы амплитуда колебаний по длине виброрейки не отличалась от заданной в пределах $\pm 10\%$.
2. Конструктивно виброрейка должна состоять из двух балок, одна из которых выполняет разравнивание и предварительное уплотнение, а другая – окончательное уплотнение и заглаживание поверхности.
3. На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что источник колебаний – вибратор должен быть установлен в центральной части балок с условием, что подмоторная плита будет максимально приближена к основанию вибробалки. Такое условие необходимо для того, чтобы исключить возможность галопирования рейки.
4. Направление вращения вала вибратора должно быть обеспечено в сторону перемещения виброрейки (для более удобного перемещения последней).
5. Параметры колебаний вибратора рекомендуется выбирать в пределах:
 - амплитуда колебаний – 0,35...0,4 мм
 - частота колебаний – 250...300 с⁻¹
6. При конструировании виброрейки необходимо предусмотреть установку захватов для ее перемещения.
7. Для обеспечения безотрывного движения виброрейки от смеси, которая уплотняется, следует выбирать соотношение между возмущающей силой вибратора F_0 и весом рейки Q в пределах $Q / F = 0,4...0,6$.
8. Разработаны организационно-технологические принципы технологии и организации производства бетонных полов. Приведена циклограмма соответствующего трудового процесса.

Литература

1. Функционально-стоимостный анализ/ Н.Г. Чумаченко, В.М. Дегтярева, Ю.С. Игумков. – К.: Вища школа: Головне видавництво, 1985. – 223 с.
2. Меграбян Х.А. Вібров'язкість бетонної суміші у процесі формування підлог поверхневими вібропристроями// Техніка будівництва. – 2002. – №12. – С. 20-22.

МЕТОДИКА ПІДБОРУ СКЛАДОВИХ ПОЛІМЕРБЕТОНУ ДЛЯ УЛАШТУВАННЯ ХІМІЧНОСТІЙКОЇ ПІДЛОГИ В ЦЕХАХ М'ЯСО-МОЛОЧНОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Актуальність проблеми. Цехи підприємств м'ясо-молочної промисловості є агресивними середовищами. Особливо це стосується підлоги на яку попадає велика кількість різних відходів переробки м'яса і молочної продукції. Бетонна підлога за 1,5-2,0 роки експлуатації повністю кородує, руйнується і потребує ремонту. Тому підбір компонентів бетону, включення відповідних полімерів в склад бетону може забезпечити експлуатацію полімербетонної підлоги на протязі 8-10 років, що, в свою чергу, забезпечує значну економію трудових і матеріальних ресурсів. Тому тема даного дослідження є актуальною.

Методи проведення наукових досліджень. В роботі використані методи планування експерименту і методи математичної статистики.

Наукова новизна досліджень. Полягає в системному підході і комплексному вирішенні задачі підбору оптимального складу бетону і добавок, які забезпечують високу міцність, водо- і хімічну стійкість та безпильність при експлуатації полімербетонної підлоги в цехах м'ясо-молочної промисловості.

Результати виконаних науково-дослідних робіт по підборі складових бетону показали, що полімерні добавки в бетон (ГКЖ, ПВА емульсії та ін.) не забезпечують потрібні якісні характеристики, які пред'являються до монолітної бетонної підлоги цехів м'ясо-молочної промисловості. Тому виникла потреба в проведенні додаткових досліджень з застосуванням інших полімерних добавок. Автором було запропоновано застосувати у якості полімерної добавки в бетон емульбіт.

А.Добавка в бетон емульбіту. У якості полімерної добавки в бетон автором запропоновано застосувати емульбіт наступного складу, в % за масою:

Склад 1.	Бітум БН-111	57-58
	Сульфітно-дріжжева бражка (СДБ), в перерахунку на суху речовину	2,5-4,0
	Вода	40
Склад 2.	Бітум БН-111	57-58
	Сульфітно-дріжжева бражка (СДБ), в перерахунку на суху речовину	2,0
	Їдкий натр	0,5
	Вода	40

Вказані добавки вводяться в бетон до якого пред'являються вимоги підвищеної водонепроникності, стійкості до агресивного середовища, високої зносостійкості, морозостійкості і безпильності при експлуатації.

Як показали дослідження добавка бітумної емульсії в бетон до 3% (від маси цементу) дає змогу зменшити водоцементне відношення в середньому на 10-15%, не понижуючи рухливість суміші. При цьому міцність бетону на стиснення і розтягування при вигинанні практично однакова. Крім того, деформація усадки бітумінованого бетону на 8-10% нижче ніж звичайного бетону без добавки.

Повзучість бетону практично не змінюється від введення в нього до 3% емульбіту. Добавка до 3% емульбіту підвищує водонепроникність бетону в 1,5-2 рази, а стиранисть бетону знижується на 15-20%, у порівнянні з бетоном без добавки. Добавка бітумної емульсії також знижує капілярне всмоктування в бетоні, в середньому на 60%.



Ефективність застосування добавки емульбїту обумовлюється не тільки прийнятим складом і технологією приготування бетонної суміші, але і дотриманням технології укладання бетону, ущільнення і доглядом за ним при твердненні.

Б. Приготування емульбїту. Для приготування бітумної емульсії (емульбїту) використовуються звичайні лопатеві змішувачі. В холодний період року, а також при пониженній температурі, потрібно використовувати електропідігрів або паропідігрів бетону. Емульгатором для емульбїту слугує сульфїтно-дрїжжева бражка (СДБ, згідно з СН 406-70) і їдкий натр (ГОСТ 2263-71).

При приготуванні емульбїту у змішувач завантажується емульгатор СДБ (суха бражка: вода – 1,25:1,00) з щільністю 1,25, нагрітою до температури 20-40⁰С. В працюючий змішувач повільно заливається розплавлений бітум у кількості 10-155 від загальної маси бітуму, у складі емульсії. Температура бітуму повинна бути 60-90⁰С. Через 3 хв. у змішувач заливають той бітум, що залишився, з тією ж температурою. Через 3-4 хв. після завантаження решти порції бітуму у змішувач (не зупиняючи його) добавляють воду, підігріту до температури 40-60⁰С. В результаті в'язка суміш, що утворюється, доводиться до потрібної консистенції.

Розмір бітумних часток в емульбїті складає 0,94-1,0 мм. Емульбїт представляє собою сметаноподібну суміш чорного кольору. Він може розбавлятися водою у любых співвідношеннях і перед використанням довгого перемішування не потребує. При збереженні покривається кіркою, яка розчиняється в емульбїті при легкому перемішуванні його.

Підбір складу бетону з добавкою бітумної мастики.

Вихідні данні:

Марка бетону при міцності 250 кг/см²; По водопроникності – B_4 ;

Рухливість бетонної суміші (осадження стандартного конуса БудЦНДЛ) - 2 см.

Характеристика матеріалів:

а) портландцемент, активністю 320 кгс/см²

$$\gamma_{ц} = 3,1\text{г/см}^3; \gamma_{ц}^0 = 1,25\text{г/см}^3;$$

б) пісок кварцовий дрібний, водопотребністю 8,1%

$$\gamma_{п} = 2,63\text{г/см}^3; \gamma_{п}^0 = 1,59\text{г/см}^3;$$

в) щебінь гранїтний, фракції 3-10мм

$$\gamma_{щ} = 2,67\text{г/см}^3; \gamma_{щ}^0 = 1,45\text{г/см}^3;$$

г) бітум БН-111, що входить в емульбїт

$$\Gamma_{\sigma} = 1000\text{кг/м}^3; \gamma_{\sigma} = 0,9\text{г/см}^3.$$

Теоретична витрата матеріалу на 1 м³ бетону приведена в табл.1.

Розрахунок. Витрата води на 1 м³ бетонної суміші без урахування пластифікуючої дії емульбїту беремо по табл.2.

$$B_1 = 190 + 5 = 195 \text{ л/м}^3$$

Поправка на 5 л води взята тому, що потреба використовуваного піску на 1% більша ніж того для якого складена табл.2.

По табл.3, в залежності від проектованої рухливості бетонної суміші і марки бетону по водопроникності, вибираємо процент добавки емульбїту (у перерахунку на бітум за масою від цементу)

$$\alpha = 2\%.$$

По табл.4 визначаємо поправку на попередньо встановлену витрату води з урахуванням пластифікуючої дії емульбїту на бетонну суміш

$$\Delta B = 7 \text{ л.}$$

$$\text{Тому } B_0 = B_1 - \Delta B = 195 - 7 = 188 \text{ л.}$$

Визначаємо цементно-водне відношення (за формулою ВНДІ залізобетону, м. Москва)

$$\frac{Ц}{B} = \frac{R_{\sigma} + 80}{0,23R_{Ц} + 100} = \frac{250 + 80}{0,23 \cdot 320 + 100} = \frac{330}{173,5} = 1,91$$

Визначаємо витрату цементу

$$Ц = \frac{Ц}{B \cdot B_1}; Ц = 1,91 \times 195 = 372 \text{ кг.}$$

Визначаємо дійсне водоцементне відношення

$$\frac{Ц}{B} = \frac{188}{372} = 0,5$$

По табл.3 - рекомендоване $\frac{B}{Ц} = 0,47$. Знайдене розрахунковим шляхом $B/Ц$ більше табличного.

Приймаємо табличне $\frac{B}{Ц} = 0,47$.

Перераховуємо витрату цементу на 1 м³ бетону, залишаючи витрату води без зміни, рівною 188 л:

$$Ц = \frac{B}{B/Ц} = \frac{188}{0,47} = 400 \text{ кг}$$

Обчислюємо витрату емульбїту на 1 м³ бетону

$$B_E = \frac{\alpha \cdot Ц}{\beta}$$

де α - процент емульбїту від маси цементу в перерахунку на бітум. Приймаємо по табл.3 = 2%; β - процент бітуму у бітумній емульсії. Як правило $\beta = 50\%$.

$$B_E = \frac{\alpha \cdot Ц}{\beta} = \frac{2 \cdot 400}{50} = 16 \text{ кг}$$

Обчислюємо кількість води розчинення

$$B_0 = B - \frac{\eta \cdot B_E}{100 \cdot \gamma_E}$$

де η - процент води в емульбїті; γ_E - щільність емульбїту; $\gamma_E = 0,95$ кг/л; 1кг/л = 1000кг/м³

$$B_0 = 188 - \frac{50 \cdot 16}{100 \cdot 0,95} = 188 - 8,4 = 179,6 \text{ кг} \approx 180 \text{ кг} \text{ або л.}$$

Обчислюємо витрату піску і крупного заповнювача

$$П + Щ = \gamma_{\text{см}} - (Ц + B_0 + B_E) = 2400 - (400 + 180 + 16) = 1804 \text{ кг,}$$

$\gamma_{\text{см}}$ приймаємо рівним 2400 кг/см³ (уточнюється пробним замісом)

$$П = (П + Щ) \cdot \Gamma = 1804 \cdot 0,37 = 670 \text{ кг.}$$

По табл.5 приймаємо $\Gamma = 0,37$.

$$Щ = 1804 - 670 = 1134 \text{ кг.}$$

Таблиця 1. Теоретична витрата матеріалів на 1 м³ бетону

Матеріали	Витрата на 1 м ³ бетону, кг	Витрата на 1 м ³ бетону, частин маси
Цемент (Ц)	400	1
Пісок (П)	670	1,67
Щебїнь (Щ)	1134	2,83
Вода + бітумна емульсія (B ₀ + B _E)	180 + 16	0,45+0,04
	2400	

Таблиця 2. Орієнтовна витрата води (V_1) в бетонній суміші, л/м³

Характеристика бетонної суміші		При найбільшій крупності, мм					
		гравію (Γ)			щебеню (Π)		
осадка конуса, см	жорсткість, с	10	20	40	10	20	40
0	150-200	145	130	120	155	145	130
0	90-120	150	135	125	160	159	135
0	60-80	160	145	130	170	160	145
0	30-50	165	150	135	175	165	150
0	20-30	175	160	145	185	175	160
1	15-20	185	170	155	195	185	170
2-2,5	-	190	175	160	200	190	175
3-4	-	195	180	165	205	195	180
5	-	200	185	170	210	200	185
6	-	205	190	175	215	205	190
7	-	210	195	180	220	210	195

Примітка:

1. Таблиця складена для середнього розміру піску, зерновий склад якого і форма характеризуються водопотребністю, рівною 7%. При водопотребності піску менше 7% витрата води зменшується на 5 л/м³ на кожен процент зменшення водопотреби; при збільшенні водопотреби вище 7% - кількість води у суміші збільшується до 5 л/м³ на кожен процент збільшення водопотреби.

2. При зміні пуцоланового цементу витрата води збільшується на 10-20 л/м³.

3. При водопоглинанні гравію або щебеню більше 1,5% витрату води потрібно збільшити.

4. Данні табл.2 справедливі при витраті цементу до 350-400 кг/м³ бетону.

Таблиця 3. Рекомендоване водоцементне відношення і кількість добавки емульбиту в залежності від марки бетону по водопроникності

Рухливість, см; жорсткість, сек	Водонепро- никність	Водоцементне відношення, В/Ц	Кількість добавки емульбиту в перерахунку на бітум, % від маси цементу
60-80	2	0,42	2
	4	0,40	2
	6	0,38	3
	8	0,36	3
0-1 см	2	0,45	2
	4	0,42	2
	6	0,40	3
	8	0,38	3
2-4 см		0,50	2
		0,47	2
		0,44	4
		0,40	4
4-6 см	2	0,55	2
	4	0,50	3
	6	0,47	3
	8	0,42	3
6-8 см	2	0,55	2
	4	0,52	3
	6	0,50	3
	8	0,45	3

Таблиця 4. Поправка до витрати води на 1 м³ бетонної суміші з урахуванням пластифікуючої дії добавки в бетон емульбіту

Характеристика бетонної суміші		Кількість добавки емульбіту (в перерахунку на бітум % від маси цементу)		
рухливість, см	жорсткість, с	1	2	3
		Поправка до витрати води, л/м ³		
0	150-200	3	6	10
0	90-120	3	6	10
0	60-80	3	6	10
0	30-50	3	6	10
0	20-30	3	6	10
1	15-20	4	7	11
2-2,5	-	4	7	11
3-4	-	4	7	12
5	-	4	8	12
6	-	5	9	14
7	-	5	9	16

Таблиця 5. Доля піску в суміші заповнювачів (за масою)

Витрата цементу в бетоні, кг/м ³	Вид заповнювачів					
	гравій (Г)			щебінь (Щ)		
	найбільша крупність, мм					
	20	40	70	20	40	70
200	0,4	0,39	0,37	0,42	0,41	0,40
250	0,39	0,37	0,36	0,41	0,40	0,39
300	0,37	0,35	0,35	0,40	0,39	0,38
350	0,35	0,34	0,34	0,38	0,37	0,36
400 і більше	0,36	0,35	0,32	0,37	0,35	0,34
	0,38	0,38	0,38	0,42	0,42	0,42

За станом мас готуються матеріали на пробний заміс.

Рухливість бетонної суміші пробного замісу оказалась рівною 4 см (за осадкою конуса) замість 2 см за попередньою умовою.

Готовили повторні заміси з тією ж витратою усіх складових, що і у першому замісі, але збільшили витрату піску і щебеню з тим, щоб між ними збереглося таке ж співвідношення, як у першому замісі $V/C = 0,59$.

Рухливість бетонної суміші цього замісу оказалась рівною 2 см, що і було потрібно отримати за завданням.

Фактична об'ємна маса бетону рівна 2390 кг/м³.

За витратою матеріалів пробний заміс визначали співвідношення мас матеріалів:

$$C : П : Щ : В : B_E = 1 : 1,72 : 2,91 : 0,45 : 0,04.$$

Визначаємо фактичну витрату матеріалів на 1 м³ бетону

$$C = \frac{2390}{1 + 1,72 + 2,91 + 0,45 + 0,04} = 390 \text{ кг.}$$

Витрата решти матеріалів визначалася множенням витрати цементу на співвідношення мас відповідних матеріалів. Фактична витрата матеріалів приведена в табл. 6.

Таблиця 6. Фактична витрата матеріалів на 1 м³ бетону

Матеріали	Витрата на 1 м ³ бетону, кг	Витрата на 1 м ³ бетону, співвідношення мас
Цемент (Ц)	390	1,00
Пісок (П)	671	1,72
Щебінь (Щ)	1137	2,91
Вода (В ₀)	276	0,45
Бітумна емульсія (БЕ)	16	0,04
	2390	

Витрата матеріалів на робочий заміс призначається у відповідності з місткістю змішувача і дотриманням пропорцій, одержаних для робочого складу.

Висновки. Виконані дослідження і проведені розрахунки дали змогу підбирати оптимальні склади бетону для улаштування монолітної полімербетонної хімічно стійкої підлоги. Встановлені якісні характеристики задовольняють вимогам СНиП 111-В. 14-82 "Підлоги. Правила виконання і приймання робіт" та ВСН 1-80 для підлоги м'ясопереробних підприємств (корозійна стійкість, вологонепроникність, безпиліність при експлуатації та ін.).

Література

1. Устройство полов /В.А.Анзигитов, Н.Н. Завражин, И.П.Ким, О.М.Максимова; Под ред.В.А.Анзигитова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1986. – 253с.
2. Друкований М.Ф., Лівінський М.О. Технологія улаштування підлоги. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2005. – 146 с.
3. Лівінський М.О. Оптимізація рецептур полімербетону для улаштування підлоги з високими антикорозійними властивостями// Техніка будівництва. – 2002. – №12. – С.96-99.

Автоматизація та моделювання технологічних процесів

УДК 621.183: 697

Ю.В. Білявський, аспірант КНУБА

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕКТРОНАСОСІВ СИСТЕМИ ВОДОПОСТАЧАННЯ МІСТ УКРАЇНИ

Проблема експериментального дослідження електронасосів має велике значення для визначення ефективності використання їх та намітити шлях та методи вибору електросилового обладнання і елементів автоматики [1, 2, 4].

Проаналізувавши дослідження та публікації [1, 3, 8, 9], автор роботи зрозумів, що параметри насосно-силового обладнання (Q, H, P, η, I) часто не відповідають параметрам джерел цільового продукту (ЦП), в результаті чого вони працюють в низькоефективних режимах, що значно підвищує вартість підйому води, питомі втрати електроенергії, кількість недоотримання ЦП від джерел його в процесі експлуатації та ін.

Вказана проблема в містах України до цього часу не знайшла ще свого розв'язування. На дослідження такого характеру автор даної роботи вперше звертає увагу і результати робіт в цьому напрямку тільки починаються запроваджуватися. Інші ж методи вирішення цієї проблеми, запропоновані багатьма авторами, мають низку недоліків – громіздкість розрахунків; неможливість порівняння; визначення кількості типорозмірів електронасосів для обирання найбільш оптимальних, з точки зору, величини подачі ЦП; затрати електроенергії; низькі ККД, коефіцієнт потужності тощо, а також значна тривалість часу для підготовки даних для розрахунків [5, 7].

На підприємствах водопровідного господарства, що експлуатують електронасоси та насосно-силове обладнання, останні працюють далеко не в оптимальних режимах, з низьким ККД, тому основною ціллю даної статті є дослідження низки енергетичних характеристик електронасосів, за допомогою виготовленого стенду, для з'ясування ефективності роботи електронасосів ЕЦВ [2].

Основними характеристиками електронасосів є енергетичні ($Q=f(H)$) ($Q=f(P)$, $Q=f(\eta)$).

Характеристики насосу $Q=f(I)$ – залежність між подачею води та навантаженням по силі струму в паспортах електронасосів згідно ГОСТ та технічних умов не вказуються. Але вони є суттєвими в умовах експлуатації.

Для кожної потужності електродвигуна насоса існує своє значення величини сили струму ($I_{\text{ном}}$), при якому забезпечується номінальна подача води ($Q_{\text{ном}}$), номінальний напір ($H_{\text{ном}}$), при яких найбільш раціонально використовується потужність електродвигуна насоса.

$$I_{\text{ном}} = f(P, Q, H), \quad (1)$$

Навантаження на величину сили струму в процесі експлуатації ($I_{\text{факт}}$) не повинно перевищувати величину номінального струму, тобто $I_{\text{факт}} < I_{\text{ном}}$.

Для кожної потужності електродвигуна насоса існує єдине значення величини сили номінального струму, $I_{\text{ном}}$.

Наприклад, для зануреного електронасоса ЕЦВ 10-63-10 потужність електродвигуна складає $P=32\text{кВт}$, величина сили струму $I_{\text{ном}}=66\text{ А}$, для електродвигуна насоса ЕЦВ 10-63-150, $I_{\text{ном}}=92,5\text{ А}$ [6].



Для встановлення співвідношень між подачею води Q , напором H , що розвивається електронасосом та величиною сили струму I , використовуємо дані (табл. 1), які отримані при випробуваннях на дослідному стенді електрозануреного електронасоса марки ЕЦВ10-63-150.

Таблиця 1. Технічні дані випробовуваних насосів ЕЦВ

Тип агрегату	Номинальна подача води, м ³ /год	Номинальний напір, м	Потужність електродвигуна, кВт	Номинальна сила струму, А	Тип електродвигуна
ЭЦВ 8-25-100	25	100	11	24,8	АДП 180-п/2
ЭЦВ 8-25-150	25	150	16	35,6	6ПЭДВ16-180
ЭЦВ 8-40-180	40	180	32	66,0	ПЭДВ32-180
ЭЦВ 10-63-110	63	110	32	66,0	ПЭДВ32-219

На основі даних стендового випробування дослідження електронасоса ЕЦВ (табл. 2) приведемо графік (рис. 1).

Таблиця 2. Характеристики випробувань електрозаглибленого насоса ЕЦВ 10-63-150, № 2794

Подача Q , м ³ /год	Напір H , м	Сила струму I , А
0	186	54
41,9	179	75
51,4	160	80
65,4	150	82
69,2	140	83
75,0	130	83
80,0	120	83
85,6	110	82
90,0	100	82
90,0	90	82

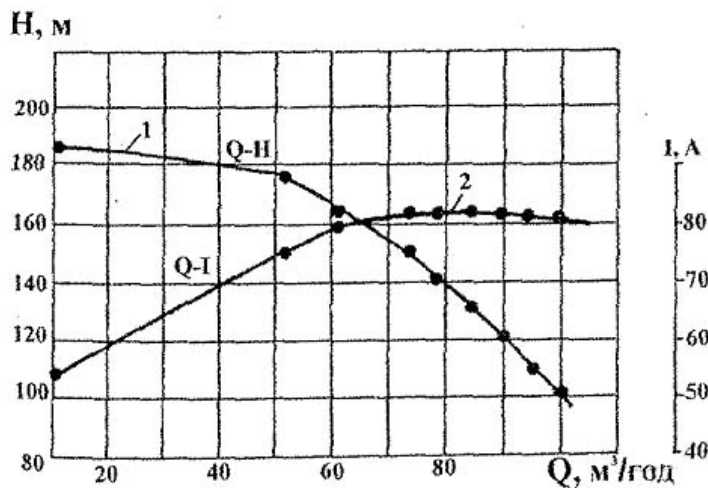


Рис.1. Графічні характеристики випробувань електрозаглибленого насоса ЕЦВ 10-63-150:
1—характеристика $Q-H$ електронасоса; 2 – характеристика $Q-I$ електронасоса

Як видно з табл.1. та рис.1 максимальне значення величини фактичної сили струму при подачі води та напорі електронасоса близькі до номінальних значень $Q=55,4\dots 69,2$ м³/год; $H=140-150$ м, при цьому $I_{\text{макс}}=83$ А при $I_{\text{ном}}=92,5$ А, тобто має місце деякий запас. Однак, при зношенні електронасоса фактична величина сили струму $I_{\text{факт}}$ підвищується, наближуючись до значення величини номінальної сили струму $I_{\text{ном}}$.

Слід мати на увазі, що завод-виробник гарантує нормальну роботу електронасоса не менше 6300 годин, а також строк гарантії 12 місяців з дня отримання системою водопостачання. Для гарантійного напрацювання у межах строку гарантії при номінальних значеннях подачі води, допустиме зниження напору, що визначається ГОСТ 10428-71* не більше 9%, а значення фактичного коефіцієнту корисної дії не більше 7%. Крім того, завод-виробник також інформує, що характеристики електронасосів не мають великої точності. Практика експлуатації артезіанських електронасосів в м. Київ, Прилуки, Ново-Волинське, Сімферополь, Херсон, Луцьк тощо підтверджує це і дозволяє сказати, що найбільш суттєвими для підприємств водопровідного господарства є гідравлічні $Q = f(H)$ та енергетичні $Q = f(I)$, $\eta = f(Q)$, $P = f(Q)$ характеристики. У межах робочої зони ці характеристики повинні відповідати максимальному значенню ККД. Ці характеристики повинні бути чіткими та ефективно використовуватися при підбиранні електронасосів, особливо при експлуатації АСУ ТП. Лише в цьому випадку можна забезпечити ефективну роботу електронасосних агрегатів та всього обладнання системи водопостачання. Однак, дуже часто, паспортні характеристики не відповідають фактичним, і тому враховуючи вище відмічене, особливо в умовах розробки та експлуатації, роль експериментальної перевірки, випробування та дослідження має суттєве значення. Вище, в табл.1, були показані результати таких досліджень, а в табл. 2, табл.3 та табл.4 приведені результати досліджень електронасосів, технічні характеристики яких приведені в табл.2. Вони та подібні рекомендуються для встановлення на масових станціях м. Сімферополь [2,5,6]. На рис. 1-5 показані напірно-витратні характеристики вказаних електронасосів.

При відповідних значеннях подачі води насосом (Q) були зняті на стенді і побудовані графік фактичних енергетичних характеристик насосів ($Q-I$). Завод-виробник таких характеристик не приводить. На графіки були нанесені величини номінальної сили струму для кожної потужності електродвигуна.

Таблиця 3. Характеристики випробування насоса ЭЦВ 8-40-180

Дата випробування	Марка насоса, інвентарний номер	Напір, H , м	Подача води Q , м ³ /год	Сила струму I , А
08.02.1999р.	№ 2962	234	0	48,0
		220	15,0	55,0
		210	22,0	57,0
		200	28,3	61,0
		190	34,0	63,5
		180	40,0	65,0
		170	44,3	65,5
		160	48,0	66,0
		150	52,1	65,0
		140	55,0	65,0

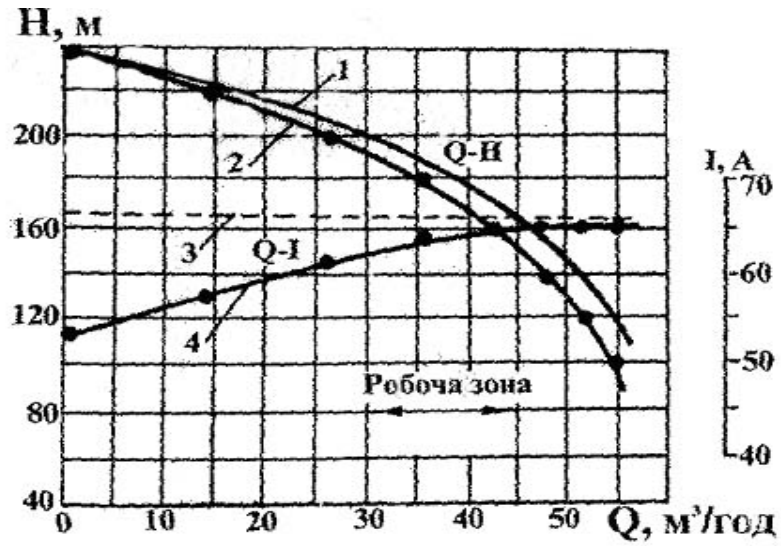


Рис.2. Характеристики насоса 1 ЭЦВ 8-25-100: энергетичні ($Q-H$):
1 – паспортна; 2 – фактична ($Q-I$); 3 – допустима сила струму; 4 – фактична

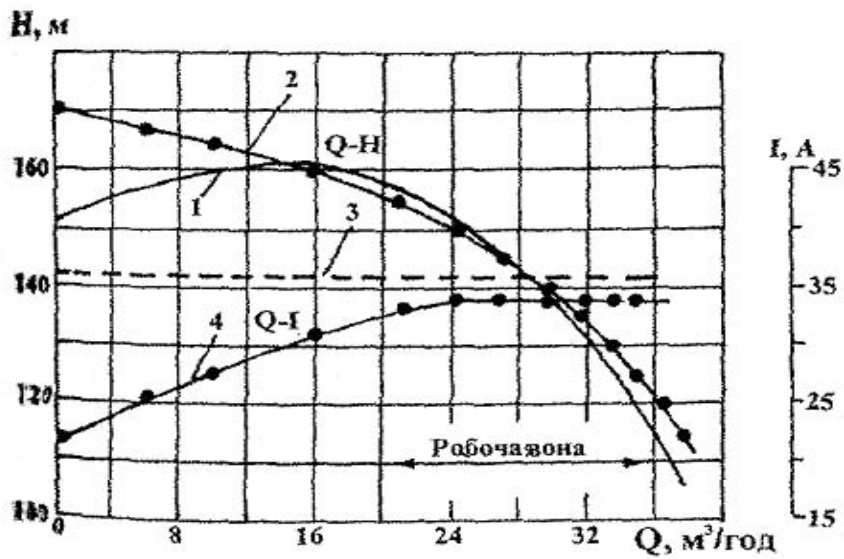


Рис.3. Характеристики насоса 1 ЭЦВ 8-25-100: энергетичні ($Q-H$):
1 – паспортна; 2 – фактична ($Q-I$); 3 – допустима сила струму; 4 – фактична

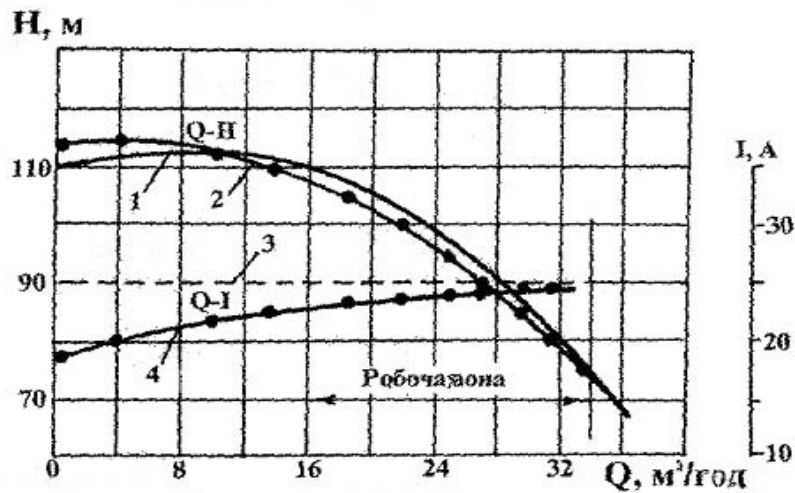


Рис.4. Характеристики насоса 2 ЭЦВ 8-25-150: енергетичні ($Q-H$):
 1 – паспортна; 2 – фактична ($Q-I$); 3 – допустима сила струму; 4 – фактична

Таким же чином, досліджені і інші електронасоси, що приведені нижче, і їх досліджені характеристики.

Користуючись приведеною методикою досліджень на дослідному стенді вибрані і відцентрові насоси, що забирають воду з водосховищ. Технічні характеристики приведені у табл. 4 та 5, а енергетичні характеристики приведені на рис.5.

Таблиця 4. Технічні характеристики насосів насосної станції підйому (НС-II)

№ п/п	Марка насоса	Подача, м ³ /год	Напір, м	Потужність електро-двигуна, кВт	Частота обертання, об/хв	ККД, %	Допустима висота всмоктування, м	Число робочих коліс
1	Д1250-65	1000	44	200	1480	86	6	1
2	Д1000-40	1000	44	160	985	87	5	1
рекомендується до встановлення (додатково)								
3	Д1250-65	1250	57	250	1450	86	6,5	1

Таблиця 5 Технічні характеристики насосів насосної станції III підйому (з РЧВ)

№ п/п	Марка насоса	Подача, м ³ /год	Напір, м	Потужність електро-двигуна, кВт	Частота обертання, об/хв	ККД, %	Допустима висота всмоктування, м	Число робочих коліс
1	Д1250-65	1150	57	250	1450	86	6,5	1
2	Д1250-65	1150	57	250	1450	86	6,5	1
3	Д1250-65	1250	65	320	1480	86	7	1

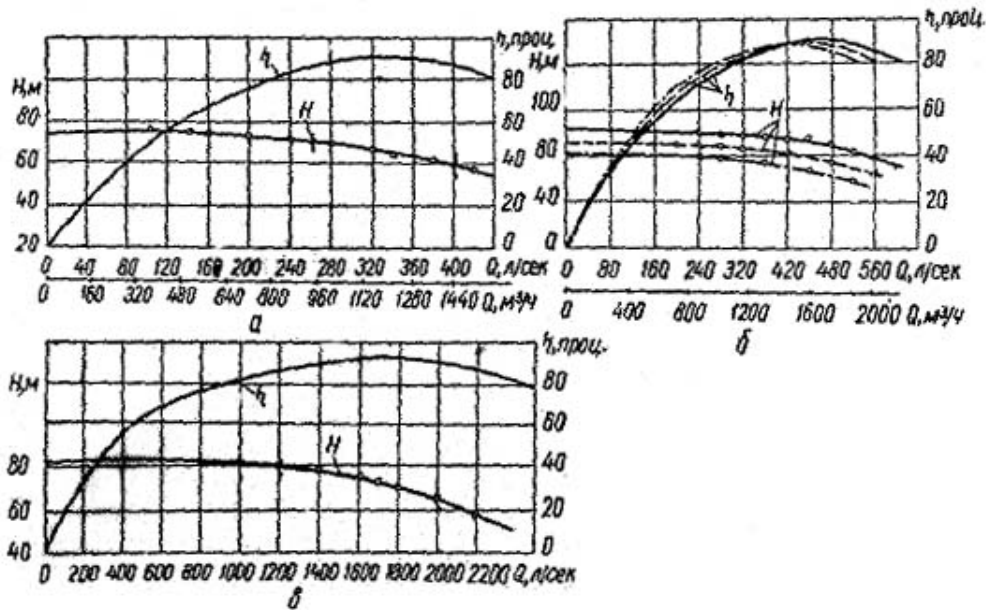


Рис.5. Моделювання енергетичних характеристик відцентрових насосів, встановлених на НС-I, НС-II та НС-III підйомів системи водопостачання м. Сімферополь:
 а – для насоса Д 1000-65; б – для насоса Д 1000-40 при різних діаметрах коліс; в – для насоса Д 1250-65

Аналіз експериментальних дослідів енергетичних характеристик електронасосів паспортних (заводських) та порівняння їх з фактичними свідчить про те, що в межах робочої зони при визначній подачі води Q м³/год фактична втрата відрізняється (зменшується) на 10% від паспортної. При цьому фактичні сила струму, потужність, коефіцієнт потужності ($\cos\phi$), ККД (η) теж зменшуються при експлуатації.

Одержавши точні експериментальні дані, можна, користуючись ПЕОМ, підвищити точність автоматизованих розрахунків мереж (точніше провести так звану "узв'язку" ТС), більше навантажити електродвигун, збільшивши силу струму, активну потужність, $\cos\phi$ та ККД при використанні регулюючих органів (РО) в умовах функціонування АСУ ТП.

Пошук шляхів автоматизованого методу підбирання електронасосів призвів до необхідності розробки алгоритмів, математичного та програмного забезпечення по підбору електронасосів на ПЕОМ [7,10].

Вихідні дані для автоматизації на ПЕОМ вибору електронасосів.

В основу розробки алгоритмів, математичного та програмного забезпечення індивідуального підбору на ПЕОМ насосів ЕЦВ покладені гідравлічні методи.

Для розробки та впровадження у виробництво автоматизованого методу підбору електронасосів необхідно мати:

Оперативне проведення вимірювань статичних та динамічних рівнів свердловин та їх дебіт, який відповідає вимірюванням.

Математичну модель розрахунку максимально допустимого та розрахункового зниження динамічних рівнів води в свердловинах.

Автоматизований розрахунок втрат напорів в трубопроводах від будь-якої свердловини до РЧВ заданої схеми водоводів;

Характеристики електронасосів ЕЦВ на основі стендових досліджень ($Q-H, Q-P, Q-\eta, Q-I$) в табличній формі з переведенням їх в аналітичні вирази вигляду $Q = f(H, P, I, \eta)$.

Дослідження по визначенню характеристик та розробки методики з вибору електронасосів на ПЕОМ проводились на протязі двох років і за цей час відпрацьовано пакет прикладних програм. Що стосується проведення дослідів по визначенню

характеристик підземних джерел, потрібних для підбору електронасосів за допомогою портативного ехолота "Скорпіон" [2,3].

Математичне забезпечення, алгоритм та програма підбору на ПЕОМ електронасосів.

Робоча програма по підборі електронасосів з використанням ПЕОМ побудована на основі математичного забезпечення та алгоритмів [7,11].

Алгоритм при цьому повинен задовольняти 3-м властивостям:

1 – масовості, тобто можливості вирішення багатьох однотипових задач;
2 – результативності – при будь-якому по'єднанні вихідних даних повинен бути отриманий необхідний результат;

3 – визначеності, що припускає різні тлумачення.

У відповідності з рисунками та додатками, для підбору електронасоса на ПЕОМ, необхідно виконати ряд послідовних задач:

Надати опис характеристики джерела ЦП у вигляді математичної моделі в загальному вигляді.

Виразити величину максимально допустимого зниження рівня води у джерелі ($S_{\text{доп}}$) більш математичною моделлю.

Визначити межі можливого розрахункового рівня води в джерелі останнього $S_{\text{розр}} \leq S_{\text{доп}}$.

В координатній системі $Q-H-S$ врахувати відстань від статичного рівня води в джерелі H до поверхні землі $H_{\text{пз}}$, а також величину статичного напору в системі, $H_{\text{ст}}$.

Описати математичною моделлю загального вигляду втрати напорів в системі трубопроводів від гирла джерела ЦП до РЧВ, ΔH .

Описати математичною моделлю загального вигляду суму гідравлічних характеристик джерела ЦП (свердловини) та напірного трубопроводу, $(S+\Delta H)$.

Описати математичною моделлю в загальному вигляді характеристику електронасоса ЕЦВ.

Висновки:

1. За участю автора роботи, вперше, для експериментальних випробувань та досліджень електронасосів ЕЦВ виготовлено стенд, на якому проведено низку енергетичних характеристик $Q = f(I)$, $Q = f(P)$, $Q = f(\eta)$, $P = f(I)$, тощо електронасосів.

2. Результати досліджень на дослідному стенді показали, що паспортні (заводські) енергетичні характеристики електронасосів не відповідають фактичним при їх експлуатації.

Електронасоси не довантажені. Тому, використовуючи регулюючі пристрої та схеми автоматики є необхідність підвищити ефективність насосів і їх електродвигунів, підвищити їх навантаження (I), а отже активну потужність, що дасть можливість збільшити коефіцієнт потужності ($\cos\phi$), що характеризує якість використання електричної енергії і відповідно – коефіцієнт корисної дії η .

3. Вперше розроблені математична модель електронасосу, алгоритм та програма по вибору його на ПЕОМ.

4. Виконано математичне моделювання насосно-силового обладнання і основних величин, що його характеризують, що дало можливість визначити ефективність використання електронасосів і намітити шлях та методи вибору електросилового обладнання і елементів автоматики.

5. Вперше розроблено методику та приведено приклади підбору на ПЕОМ електронасосів.

Література

1. Белозеров Н.П., Луговский М.В. Расчет систем водоснабжения с применением вычислительной техники. – М.: Колос, 1973. – 200 с.



2. Григоровский Е.П., Соколов В.А. Автоматизация проектирования и выбор оптимальных режимов работы системы водоснабжения г.Симферополь. – Деп. в УкрНИИТИ № 78023532, УДК 628.175, 1983. – 140 с.
3. Григоровский Е.П., Вязун С.К. Электропривод современных насосных станций// Водоснабжение и сантехника. – 1985. – № 12.– 26 с.
4. Григоровский Е.П., Кривда Н. Автоматизированная система прикладных программ для решения на ЭВМ задач сетевых систем// Водоснабжение и сантехника. – 1986. – 80 с.
5. Справочник по автоматизированному электроприводу/ Елисеев В.А., Шипянский А.В. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 432 с.
6. Турк В.И., Минаев А.В., Карелин В.Я. Насосы и насосные станции. – М: Стройиздат, 1977. – 286 с.
7. Narendra K.S., Parthasarathy K. Identification and control of dynamical
8. System using neural networks // IEEE Trans, on Neur. Net. – 1990. – vol.1. – N1. – P.4-27.
9. Schaffer J.D., Whitley D., Eshelman L.J. Combinations of Genetic Algorithms and Neural Networks: A Survey of the State of the Art // In: Procs. Of the Int. Workshop on Combinations of Genetic Algorithms and Neural Networks (Eds. L.D. Whitley, J.D. Schaffer). – Baltimore, Mary-land, 1992. – P.1-37.
10. Shier D.A. Iterative Methods for Determining the K Shortest Paths in a Network// Networks. – 1976. – vol. 6. – P.205-230.



ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

1. В журналі друкуються наукові роботи за розділами: фундаментальні основи будівельної, гірничої і дорожньої техніки; механізація трудомістких робіт; нова будівельна, дорожня і гірнична техніка (вітчизняна і закордонна); автоматизація, комп'ютеризація і модернізація технологічних процесів і машин в цивільному, промисловому, дорожньому і меліоративному будівництві; стандартизація, експлуатація і ремонт будівельної, гірничої і дорожньої техніки; аварійно-рятувальна і інженерна техніка; основні законодавчі акти і постанови відносно цього переліку.
2. Матеріали статті, що представляють в редакцію, повинні мати: супровідний лист керівництва організації; рекомендацію відповідного підрозділу (завірену виписку з протоколу засідання кафедри); експертний висновок про можливість опублікування, оформлений в організації, звідки виходить рукопис; дозвіл Держпатенту на відкриту публікацію матеріалів по заявці на винахід; рецензію на статтю; реферат, в якому коротко викладений основний зміст рукопису (обсягом до 0,5 стор. тексту); дискету 1,44" з файлом статті (в тому числі рисунків, таблиць тощо). Стаття повинна бути відредагована і підписана всіма авторами із зазначенням дати відправки статті, точної поштової адреси і контактного телефону, e-mail (за наявності).
3. Редакція приймає рукописи у 2-х примірниках обсягом до 7 стор., включаючи літературу, що містить до 10 найменувань. Кількість ілюстрацій і таблиць за площею не повинна перевищувати 30 % від загального обсягу статті. Текст рукопису виконують на комп'ютері в форматі MS Word шрифтом Times New Roman Суг розміром 12 з інтервалом 1; розмір назв рисунків, таблиць і літератури 11. Відступи від краю аркуша до тексту: зверху 25, зліва 20, справа 20, знизу 20, абзацний 10.
4. В заголовку статті (в лівому куті) вказують УДК, рядком нижче (похилим шрифтом) – ініціали та прізвища авторів, їх наукові ступені і вчені звання (звання в недержавних академіях не вказують); назву статті дають по центру рядка (великими буквами прямим жирним шрифтом).
5. Звертаємо увагу авторів, що відповідно до Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 "Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України" статті повинні мати наступні структурні елементи: постановка проблеми та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз основних досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор; виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття; формулювання цілей статті; виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Ілюстративний матеріал виконується за допомогою графічних процесорів або шляхом сканування фотографій чи рисунків, виконаних тушшю. Рисунки, виконані за допомогою вбудованого у Word графічного редактора, не приймаються. Розмір ілюстрацій не більше 18×25 см. Ілюстрацій вставляють в текст без зв'язків із файлами-оригіналами.
7. Необхідно уникати застосування громіздкого математичного апарату. Формули в тексті набирають у Microsoft Equation 3 (розміром 12-7-5-16-12). Змінні, що позначаються латинськими літерами, друкуються курсивним шрифтом. Змінні, що позначаються символами грецької абетки або кирилиці, а також індекси слід подавати прямим шрифтом. Нумерація формул – по правому краю.
8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис – згідно з вимогами держстандарту (приклади подані в Бюлетені ВАК України, № 2, 2000, С.61-62). В список вносять тільки опубліковані роботи.
9. Рукописи, не прийняті до опублікування, авторам не повертаються. Редакція має право скорочувати і вносити редакційні зміни тексту рукописів. Коректура статей авторам не надається. Гонорар за опубліковані статті не виплачуються.
10. Рукописи, що не задовольняють перерахованим вимогам, до розгляду не приймаються.

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 16

Підписано до друку

Умовн. друк. арк. 12.04

Формат 60×84 1/8

Обл.-вид. арк. 12.5

Папір офсетний. Друк різогр.

Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214