

Техніка Будівництва



14, 2003

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№14, 2003

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
14 '2003

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 № 37 від 7.02.2003 р.

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

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2003

ЗМІСТ

Техніка для земляних і дорожніх робіт	4
Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Інтенсифікація процесу копання ґрунту скрепером.....	4
Крюков М.М., Русан І.В., Аржаєв Г.О., Малишев Д.О. Силовий розрахунок привода виштохувача в ковшах фронтальних навантажувачів з примусовим розвантаженням	8
Сукач М.К. Анализ исследований рабочего процесса подводных землеройных машин	13
Дворніченко А.П., Сукач М.К. Оптимізація режиму роботи та конструктивних параметрів шнекового кільцевого бура.....	17
Смірнов В.М., Пристайло Ю.П., Пристайло М.О. Новий ківш для розробки мерзлого ґрунту.....	24
Підйомно-транспортні машини.....	27
Ловейкін В.С., Почка К.І. Силовий аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом.....	27
Калюх Ю.И., Кадильникова Т.М. Концепция мониторинга подъемно-транспортных машин	38
Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії.....	43
Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Басараб В.А. Експериментальні дослідження взаємодії середовища з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки.....	43
Гущин В. М. Анализ течения высококонцентрированных аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе.....	48
Гарнець В.М., Шаленко В.О. Визначення сил опору при роботі поверхневих віброущільнювачів	55
Пентюк Б. М. Напрямки поліпшення процесів виробництва керамічних заготовок.....	60
Богуславський В.Є., Шаленко О.О. Аналіз взаємодії пари тертя при роботі роликів центрифуг.....	66
Технологія і організація будівництва.....	68
Лівінський М.О. Способи механізації процесу подачі бетону при улаштуванні антикорозійної підлоги	68
Войтенко П.С. Совершенствование процесса управления машинами и механизмами строительного комплекса	74
Андриевская О.Н. Некоторые вопросы совершенствования процесса управления инфраструктурой и рабочей средой строительной организации	77
Автоматизація та моделювання технологічних процесів	79
Пелевін Л.Є., Горда О.В., Саченко І.А. Побудова концептуальної імітаційної моделі гідропривода	79
Хоптій В. Я. Моделювання динаміки перехідних процесів у парогенераторах	85
Білявський Ю.В. Застосування сучасних інформаційних технологій при розрахунку гідравлічного удару в системах водопостачання	90
Федорець М.В. Врахування віку біоценозу при розрахунках аеротенків	95
Правила підготовки рукописів.....	100



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

О.Ю. Вольтерс, доцент КНУБА

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСУ КОПАННЯ ҐРУНТУ СКРЕПЕРОМ

Ефективність використання скреперів при виконанні земляних робіт у будівництві залежить від конструктивних особливостей їх робочих органів – ковшів, які взаємодіють з ґрунтом ріжучою частиною, заслінкою та внутрішньою поверхнею.

На початку копання ковшем основна частина зусилля створюється за рахунок подолання опору гранта різанню. Далі в процесі завантаження ковша збільшується опір призми волочіння, яка виникає перед ним та опір його заповненню.

Із аналізу навантажень на елемент робочого органу під час процесу копання впливають пропозиції по оптимізації форми ковша, використання телескопічної системи заповнення, двохщільного завантаження, використання підгрібаючих пристроїв і ряд інших [1].

Важливою є також розробка нових методів взаємодії скреперних робочих органів з ґрунтом.

Обґрунтування і розробка методу безпосередніх розрахунків сил копання ковшем скрепера існуючої конструкції, а також інших землерийних машин приведені раніше [1]. Суть розрахунків полягає в тому, що питома сила копання являє собою суму двох – питомої сили різання і питомої сили на подолання інших опорів. Дослідженнями встановлено, що окремі складові середньої сили копання $\bar{P}_{\text{кон}}$ – середня сила різання \bar{P} , сила на подолання опору призми волочіння P_{np} і сила для заповнення ковша $P_{\text{зан}}$ – змінюються в часі. У скреперів середня сила різання на початку періоду копання швидко досягає максимального значення. При врізанні робочого органу в ґрунтовий масив ця сила не є нульовою внаслідок затуплення різальних кромки. Сила P_{np} і $P_{\text{зан}}$ змінюються від нуля до максимуму наприкінці періоду копання. Згідно з дослідженнями процесу різання ґрунтів і розрахунків [1] середня питома сила різання \bar{P} залежить від середньо-максимального питомого опору вільному різанню m_g , а складові середньої питомої сили копання P_{np} і $P_{\text{зан}}$ практично не залежать від опору різанню. Тому середню питому силу копання запропоновано подати у вигляді лінійної функції

$$\bar{P}_{\text{кон}} = c m_g + (P_{\text{np}} + P_{\text{зан}}), \quad (1)$$

де c – коефіцієнт пропорційності.

Крім того, дослідженнями встановлено, що сили на подолання опорів переміщенню призми волочіння і заповненню ковша є пропорційними щільності ґрунту в розпушеному стані $\gamma_{\text{сп}}$

$$P_{\text{np}} + P_{\text{зан}} = D \cdot \gamma_{\text{сп}}, \quad (2)$$

де D – коефіцієнт, що залежить від розмірів, конструкції та умов роботи робочого органу машини. На основі залежностей(1) і(2) маємо

$$\bar{P}_{\text{кон}} = c m_g + D \gamma_{\text{сп}}. \quad (3)$$

Одержані результати обчислень коефіцієнтів c і D з використанням експериментальних даних для скреперів та інших землерийних машин наведені в таблиці 5.2 [1]. Знаючи коефіцієнти, за формулою(3) можна отримати співвідношення між середньою питомою силою копання та окремими її складовими. Так, в роботі [1] показано,

що для скреперів середня питома сила різання \bar{P} сягає 28...53% від середньої питомої сили копання \bar{P}_{kop} , а сумарна питома сила для переміщення призми волочіння і заповнення ковша до 70%, причому переважна частина цієї величини припадає на питому силу для заповнення ковша $P_{зан}$. Тому для інтенсифікації процесу копання ковшем скрепера слід розробити такий пристрій, який крім впливу на величину середньої питомої сили різання, сприяв би підвищенню ефективності заповнення ковша. Збільшення для цього товщини зрізу вимагає наявності запасу потужності, що не завжди можливо, особливо при роботі на ґрунтах з підвищеною міцністю, а використання машини-штовхача потребує додаткового парку машин.

На наш погляд, для підвищення ефективності копання ґрунту ковшем скрепера слід запропонувати оснащення його вібраційним або ударно-вібраційним пристроєм, який одночасно може діяти на різальну кромку та днище ковша, або на весь ківш в цілому. В останньому випадку зростає необхідна потужність приводу збудника коливань. Напрямок коливань потрібно вибирати, виходячи з двох умов. По-перше – потрібно забезпечити максимально можливе динамічне зусилля визначеного напрямку яке необхідне для руйнування ґрунту. По-друге – лінія дії збуджуючої сили, яка викликана коливаннями, повинна складати кут $\beta = 20...30^\circ$ з напрямком руху ґрунту в ковші при його заповненні. Остання умова необхідна для забезпечення повного або часткового примусового пересування ґрунту в ковші в заданому напрямку його завантаження подібно до принципу дії вібраційного конвеєра [3,4].

При виборі конструкції віброзбудника слід прийняти до уваги напрямки руху ґрунту в ковші на різних етапах його заповнення [1]. Ґрунт в ковші рухається крізь призму волочіння під деяким кутом α до напрямку копання. Цей кут постійно змінюється і досягає максимальної величини в кінці процесу заповнення ковша. Для таких умов пропонується використати ексцентриковий(кривошипно-шатунний) віброзбудник, схема якого показана на рис.1.

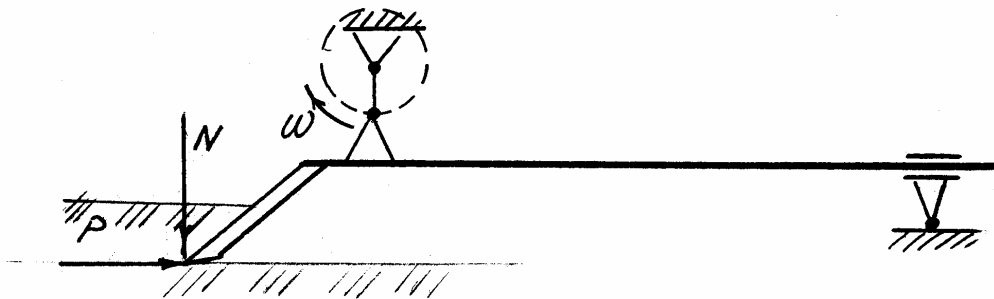


Рис. 1. Схема ексцентрикового віброзбудника

Перевагою ексцентрикових віброзбудників є можливість одержання великого діапазону амплітуди(до 15 мм) і частот коливань(від 400 до 800 за хвилину) та кругова форма коливань, яка найкраще відповідає умовам роботи ковша скрепера.

Для розрахунку вібраційної ґрунторуйнівної частини робочого органу слід враховувати динамічні властивості ґрунтів. Швидкість ріжучого елементу характеризується робочою швидкістю коливань ϑ_k , швидкістю руху машини ϑ_m . Найбільш ефективним є режим коли коли напрямки швидкостей машини і коливань робочого органу співпадають і $\vartheta_k \geq \vartheta_m$, тому для інженерних розрахунків силу опору ґрунту P можна визначити за формулою [2]

$$P = \frac{UK_0 S}{2(\vartheta_m + \vartheta_k)k_\alpha}, \quad (4)$$

де S – площа контакту ножа з ґрунтом; U – швидкість розповсюдження деформацій в середовищі; K_0 – питома сила опору середовища динамічному навантаженню; k_α – коефіцієнт загострення робочого органу.

Швидкість коливань робочого органу

$$\vartheta_k = A \cdot \omega, \quad (5)$$

де A – амплітуда коливань; ω – частота коливань.

Потужність для вібраційного руйнування ґрунту

$$N_{\text{риз}} = P \cdot \vartheta_k. \quad (6)$$

Розглянемо динамічний режим роботи ковша скрепера при його заповненні ґрунтом [3]. Розрахункова схема приведена на рис. 2. Ґрунт просувається в ковші по поверхні ґрунту, що спрямована по осі x , під кутом α до горизонту. Якщо цій поверхні надати за допомогою кривошипа коливальний рух з прискоренням $j_{\text{ж}}$, яке спрямоване під кутом β до осі x , то частка ґрунту, що знаходиться на поверхні буде пересуватись вздовж неї. Нормальний тиск N частки ґрунту на поверхню

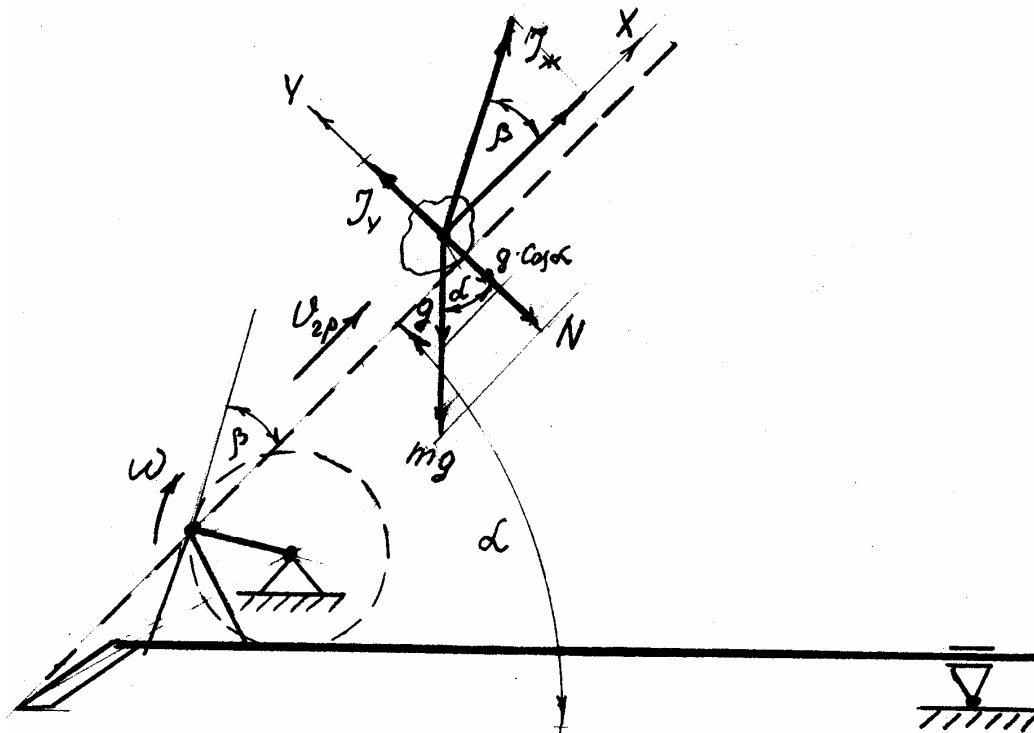


Рис. 2. Схема сил, що діють на частку ґрунту при завантаженні ковша

$$N = m \cdot g \cdot \cos \alpha + m j_y, \quad (7)$$

де m – маса частки ґрунту; g – прискорення вільного падіння; j_y – складова прискорення $j_{\text{ж}}$ по осі y .

Тоді складова прискорення по осі y

$$j_y = -j_{\text{ж}} \sin \beta = -a\omega^2 \sin \varphi \sin \beta, \quad (8)$$

і сила тиску ґрунту на поверхню, по якій він рухається,

$$N = m(g \cos \alpha - a\omega^2 \sin \varphi \sin \beta), \quad (9)$$

де a – амплітуда коливань поверхні; ω – кутова швидкість збудника коливань; $\varphi = \omega t$ – фазовий кут коливань (t – час).

З формули (9), взявши відношення максимальної нормальної складової прискорення поверхні $j_{y, \max} = a\omega^2 \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) \sin \beta = a\omega^2 \sin \beta$ до складової прискорення сили тяжіння $g \cos \alpha$, одержимо коефіцієнт Γ режиму роботи ковша скрепера з ґрунтом

$$\Gamma = a\omega^2 \sin \beta / (g \cos \alpha). \quad (10)$$

Коефіцієнт Γ характеризує динамічний режим роботи завантажувального пристрою. На основі досліджень роботи вібраційних конвеєрів [3] встановлено, що коефіцієнт режиму роботи повинен мати значення в теоретичних межах $1 < \Gamma \leq 3,3$.

Швидкість транспортування ґрунту ϑ залежить від його властивостей і кута нахилу напрямку пересування

$$\vartheta \approx (k_1 + k_2 \sin \alpha) a\omega \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}}, \quad (11)$$

де k_1 і k_2 – емпіричні коефіцієнти (приймаються: $k_1 = 0,9 \dots 1,0$; $k_2 = 1,5 \dots 2$). [3].

Потужність приводу, яка необхідна для динамічного завантаження ковша скрепера, визначається за виразом [3]

$$N_3 \approx \frac{C_B Q}{10^3 \eta} \left(K_3 L + \frac{H}{0,36} \right), \quad (12)$$

де C_B – коефіцієнт кусковатості ґрунту ($C_B \approx 1$); $Q = 3,6 F \vartheta \gamma$ – продуктивність потоку (тут F – площа потоку ґрунту; γ – щільність ґрунту); K_3 – дослідний коефіцієнт ($K_3 = 7 \dots 10$); L, H – довжина і висота ковша скрепера відповідно; η – коефіцієнт корисної дії.

Повну потужність приводу збудника коливань N_{np} одержимо з врахуванням потужності для вібраційного руйнування ґрунту N_{piz} (6) та потужності для завантаження ковша N_3 (12)

$$N_{np} = N_{piz} + N_3. \quad (13)$$

Викладені в статті пропозиції по використанню динамічного пристрою для інтенсифікації процесу копання ґрунту скрепером та основи його розрахунку направлені на вдосконалення існуючих конструкцій землерийних машин з метою підвищення продуктивності та забезпечення розробки більш міцних ґрунтів без значного збільшення металоємності.

Для оцінки ефективності роботи таких пристроїв, розробки їх раціональних конструкцій та вдосконалення методів розрахунків необхідно проводити подальші дослідження.

Література

1. *Ветров Ю.О., Власов В.В.* Машини для земляних робіт. Приклади розрахунку. Навч. Посібник. - К.: ІСДО, 1995. - 304 с.
2. *Баладінський В.Л., Смірнов В.М., Ємельянова І.А.* Будівельні машини. Збірник вправ. Навч. посібник. – К.: ІЗМН, 2000. - 124 с.
3. *Спиваковский А.О., Дьячков В.К.* Транспортирующие машины. - М.: Машиностроение, 1983. - 487 с.



УДК 621.869.447.064

М.М. Крюков, д-р техн. наук, професор Київського університету економіки і технологій транспорту,

І.В. Русан, канд. техн. наук, доцент КНУБА

Г.О. Аржаєв, Миколаївський будівельний коледж,

Д.О. Малишев, Миколаївський будівельний коледж

СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ВИШТОВХУВАЧА В КОВШАХ ФРОНТАЛЬНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ З ПРИМУСОВИМ РОЗВАНТАЖЕННЯМ

У відповідності з галузевим стандартом ОСТ 22-1694-89 в 14 основних змінних землерийно-навантажувальних, вантажопідйомних і снігоочисних робочих органів фронтальних навантажувачів для типорозмірів від ПК(ПГ)-3 до ПК(ПГ)-6* передбачена обов'язкова їх комплектація ковшами з примусовим розвантаженням (КПР) [1]. Це обумовлено тим, що ефективність застосування навантажувачів зі звичайними ковшами зменшується при розробці та перевантаженні перезволожених і липких матеріалів [2].

Аналіз робіт [3, 4, 5] вказує на те, що на сьогодні відсутня інженерна методика розрахунку основних параметрів КПР навантажувачів. Для більш прогресивних технічних рішень КПР навантажувачів [6, 7] методика їх розрахунку, на думку авторів, може бути зведена до силового розрахунку привода виштовхувача.

Враховуючи, що головним параметром фронтального навантажувача у відповідності зі стандартом ГОСТ 27721-88 є його номінальна вантажопідйомність – Q (т) встановимо, на основі отриманих в [8] результатах, взаємозв'язок між Q та відстанню від центра шарніра кріплення ковша до його ріжучої кромки – R_0 (рис. 1).

Таблиця 1. Результати розрахунків параметра R_0 КПР для фронтальних навантажувачів [8]

Марка навантажувача	пневмоколісних						
	ДЗ-133*	ДЗ-160*	ТО-30	ТО-18А	ТО-28	ТО-27-2	ТО-21-1А
				ТО-25**	ТО-11**		
Q , т	0,75**	1	2	3	4	7,3***	15
R_0 , м	0,610	0,710	0,835	0,970	1,110	1,365	1,655
				0,995	1,070		
				0,374	0,403		
Марка навантажувача	гусеничних						
	ТО-7А	ТО-20	ТО-10А	ТО-5	ТО-24		
Q , т	2	3	4	5	10		
R_0 , м	0,885	1,015	1,050	1,150	1,470		

На основі табл. 1 на рисунку 2 графічно наведені: залежність $R_0 = f(Q)$, та лінеаризована (на ділянці зміни номінальної вантажопідйомності навантажувачів в діапазоні від 3 до 6 т, рекомендованих у відповідності з ОСТ 22-1694-89 для оснащення КПР) залежність виду

* ПК, ПГ – відповідно навантажувачі на колісному і гусеничному ході; цифри у типорозмірі вказують номінальну вантажопідйомність навантажувача в тонах по ISO 5998-78.

**Навісні, відповідно, на тракторах МТЗ-80/82, Т-156 (Т-150К) і К-702

***Величина номінальної вантажопідйомності не передбачена типорозмірним рядом у відповідності з ОСТ 22-1694-89

$$R_0 = v + \chi \cdot Q, \quad (1)$$

де v і χ – постійні коефіцієнти для ковшів навантажувачів типорозмірів від ПК(ПГ)-3 до ПК(ПГ)-6.

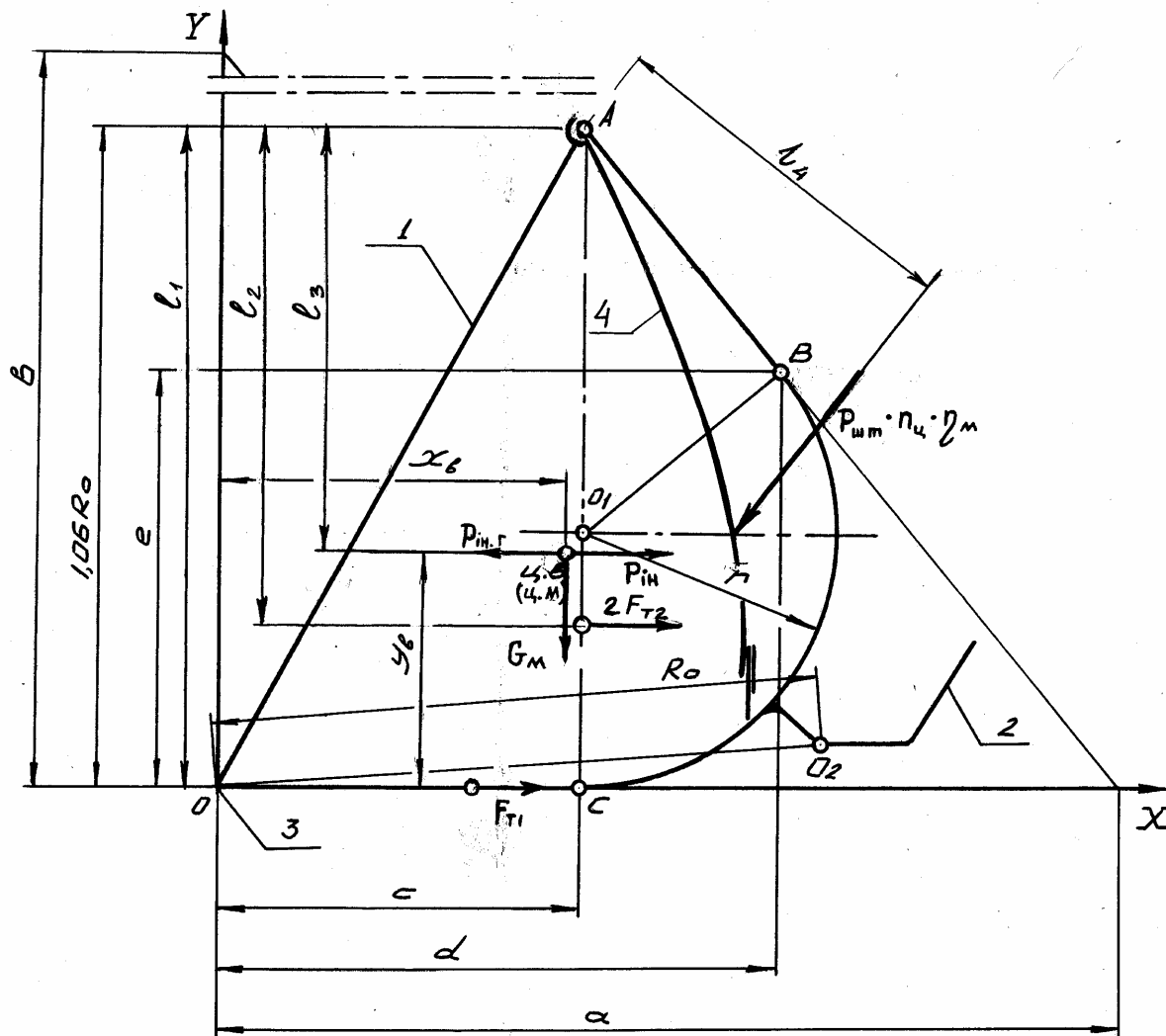


Рис. 1 Розрахункова схема до визначення зусилля на штоку гідро циліндра виштовхувача:

- 1 – корпус ковша; 2 – стріла робочого обладнання;
- 3 – ріжуча кромка; 4 – виштовхувач

Вказані коефіцієнти визначені методом найменших квадратів і складають відповідно – $v = 0,756$ м і $\chi = 0,079$ м/т при коефіцієнті кореляції $R = 0,95$.

Слід мати на увазі, що для геометрично подібних ковшів відношення $\sigma = S/R_0^2$, $\tau = E_1/R_0^3$, $\xi = P_E/R_0$, $\Delta = x_B/R_0$ і $\lambda = y_B/R_0$ є постійними величинами і визначаються $\sigma = 0,605$, $\tau = 0,45$, $\xi = 0,28$, $\Delta = 0,36$ і $\lambda = 0,376$, де за [8] S – площа бокової стінки ковша, m^2 ; E_1 – геометричний фактор активного тиску матеріалу на бокову стінку ковша, m^3 ; P_E – плече дії тиску матеріалу на бокову стінку ковша відносно осі OX ; x_B , y_B – координати центра тяжіння бокової стінки ковша, м.

Виходячи з розрахункової схеми, наведеної на рис. 1, плечі дії сил тертя матеріалу по дніщу ковша $F_{т1}$ і тертя матеріалу по боковій стінці ковша $F_{т2}$ відносно точки A підвіски рухомої стінки до корпусу ковша визначаються відповідно як $l_1 = 1,06R_0$ і $l_2 = (1,06R_0 - \xi \cdot R_0) = 0,78 R_0$.

Тоді, враховуючи зусилля на штоку гідроциліндра

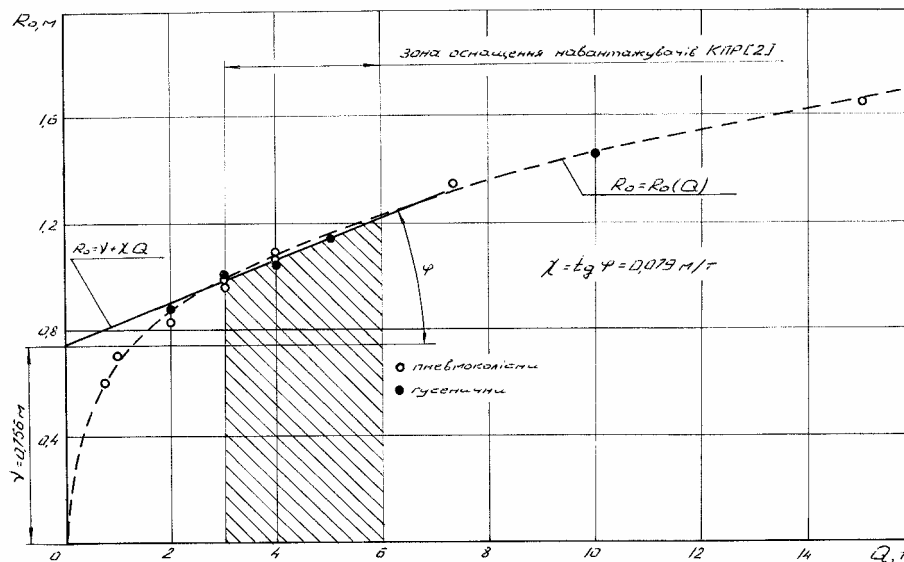
$$P_{шт} = \frac{F_{T1} \cdot l_1 + 2 \cdot F_{T2} \cdot l_2 + P_{ин} \cdot l_3}{n_{ц} \cdot l_4 \cdot \eta_{м}} \quad (2)$$

$$F_{T1} = G_{м} \cdot \mu_1;$$

$$F_{T2} = E_1 t \mu_1;$$

$$t = \frac{\rho_{м} \cdot g}{2k_p} \operatorname{tg}^2 \left(45 - \frac{\varphi_2}{2} \right), \quad (3)$$

де $G_{м}$ – вага матеріалу в ковші, Н; t – питомий силовий фактор активного тиску матеріалу на бокову стінку ковша, Н/м³; $\rho_{м}$ – щільність матеріалу, кг/м³; g – прискорення вільного падіння м/с²; k_p – коефіцієнт розпушення матеріалу; φ_2 – кут внутрішнього тертя матеріалу μ_1 – коефіцієнт тертя матеріалу по сталі; $n_{ц}$ – кількість гідроциліндрів привода рухомої стінки, як правило $n_{ц} = 2$; $\eta_{м}$ – механічний к.к.д. підвіски рухомої стінки, механізму її привода і копіювального пристрою, $\eta_{м} \approx 0,8$; l_1, l_2, l_3, l_4 – плечі дії відповідних сил $F_{T1}, F_{T2}, P_{ин}, P_{шт}$ відносно точки A) та (1), нехтуючи величиною сили інерції матеріалу в ковші $P_{ин}$ і приймаючи з конструктивних міркувань (застосовуючи до навантажувача ТО-11 типорозміру ПК-4 реалізацію технічного рішення по [6]) $l_4 = 0,6R_o$, отримаємо, після відповідних перетворень з врахуванням чисельного значення τ , залежність (2) в такому вигляді:


 Рис. 2. Залежність $R_o = f(Q)$

$$P_{шт} = 1,766 \frac{\mu_1}{n_{ц} \eta_{м}} \left[10^3 Q \cdot g + 0,622 t \cdot (\nu + \chi \cdot Q)^3 \right]. \quad (4)$$

Величини μ_1 і $t = f(\rho_{м}, k_p, \varphi_2)$, що входять до (4), як відомо, залежать від виду, стану і вологості ω матеріалу, при цьому вологість є найбільш суттєвим фактором, який визначає кути φ_1, φ_2 та, відповідно, коефіцієнти зовнішнього – $\mu_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$ і внутрішнього – $\mu_2 = \operatorname{tg} \varphi_2$ тертя матеріалу. Так, наприклад, при збільшенні вологості суглинку з 8 до 19% μ_2 зменшується від 0,72 до 0,33, тобто більше ніж у два рази [9]. Слід мати також на увазі, що між μ_1 і μ_2 має місце залежність

$$\mu_1 \approx 0,75 \mu_2.$$

Аналіз функції (4) вказує на те, що вона є монотонно зростаючою при збільшенні φ_2 . А тому, враховуючи, що навантажувач обладнаний КІПР, значний час буде працювати і з сухими матеріалами для яких $\varphi_{2с} > \varphi_{2в}$ (відповідно кути внутрішнього тертя сухого і вологого матеріалів), розрахунок $P_{шт}$ слід проводити для найбільш важких умов ($\omega \rightarrow$

min). В якості "розрахункового матеріалу" слід прийняти глину жирну суху з $\rho_m = 2000$ кг/м³, $k_p = 1,2$, $\varphi_2 = 45^\circ$, а також, з врахуванням виразів (3) і (4), з $t = 1400$ Н/м³ і $\mu_1 = 0,75$.

Маючи на увазі рекомендовані вище чисельні значення μ_1 , $n_{ц}$, η_m , t , ν та χ , після відповідних перетворень, залежність (4) набуде вигляду

$$P_{шт} = \alpha \cdot Q^3 + \beta \cdot Q^2 + \gamma \cdot Q + \delta, \quad (5)$$

де α , β , γ , δ – постійні коефіцієнти для КПР навантажувачів типорозмірів від ПК(ПГ)-3 до ПК(ПГ)-6 ($\alpha = 0,38$ Н/т³, $\beta = 10,86$ Н/т², $\gamma = 9935$ Н/т, $\delta = 330$ Н).

В табл. 2 приведені результати розрахунку зусилля на штоку $P_{шт}$ одного з гідроциліндрів привода рухомої стінки виконані з використанням залежності (5). Їх аналіз вказує на те, що між $P_{шт}$ і Q в дійсності має місце наступна лінійна залежність

$$P_{шт} = \delta + p_{шт.п} Q, \quad (6)$$

де $p_{шт.п}$ – питоме зусилля на штоку гідроциліндра привода рухомої стінки ($p_{шт.п} \approx 10$ кН/т).

Таблиця 2. Зусилля на штоку гідроциліндра рухомої стінки ковша

Q, т	Складові $P_{шт}$ по (5), Н				$P_{шт}$, Н
	$\alpha \cdot Q^3$	$\beta \cdot Q^2$	$\gamma \cdot Q$	δ	
3	10,26	97,74	29805	330	30243
4	24,32	173,76	39740	330	40268
6	82,08	390,96	59610	330	60413

Знаючи номінальний тиск в гідросистемі навантажувача, визначивши по (6)* чи прийнявши з табл. 2 значення $P_{шт}$ та задаючись потрібним ходом штока – $L_{шт.1} \approx 0,7R_o$, підбираємо у відповідності з рекомендаціями галузевого стандарту ОСТ 22-1479-78 [10] гідроциліндри привода рухомої стінки (табл. 3).

Для всіх навантажувачів з $Q = 3$ т і навантажувача ТО-28 розміри $D_{п}$ (діаметр поршня) і $d_{шт}$ (діаметр штока) по розрахунку складають відповідно 63 и 40 мм, але типорозмірний ряд гідроциліндрів по ОСТ 22-1479-79 не передбачає для них хід штоку $L_{шт} = 800$ мм, а тому приймається наступний типорозмір гідроциліндру з $D_{п}$ і $d_{шт} – 80$ і 50 мм.

Таблиця 3. Рекомендовані параметри гідроциліндрів привода рухомої стінки навантажувачів, які серійно випускаються і передбачені до випуску в країнах СНД

Номінальна вантажопідйомність і марка навантажувача	Q = 3т		Q = 4т	
	ТО-20	ТО-18А, ТО-25	ТО-10А, ТО-11	ТО-28
Номінальний тиск в гідросистемі, МПа	10	14	10	16
Зусилля на штоку (штохваюче) – P, кН	50,24	70,34	50,24	70,34
Коефіцієнт запасу по зусиллю на штоку, $K_3 = P/P_{шт}$	1,66	2,33	1,25	1,75
Позначення гідроциліндра*** при $\Psi = 1,25^{**}$	2.10.О.У– 80 × 50 × 800	2.16.О.У– 80 × 50 × 800	2.10.О.У– 80 × 50 × 800	2.16.О.У– 80 × 50 × 800

Примітка: ** 2 – виконання по способу кріплення штоку і корпуса (на провусині з шарнірним підшипником і цапфах на корпусі); 10,16 – номінальний тиск на який розрахований циліндр (МПа); О – гальмівні пристрої відсутні ($v_{шт} < 0,3$ м/с); У – помірне кліматичне виконання; 80,50,800 – відповідно діаметри поршня, штока і хода штока (мм).

*** Ψ – відношення площі поршня до площі штока.

Таким чином, враховуючи вищевикладене, по результатам проведених досліджень запропоновано визначення зусилля на штоку гідроциліндра привода рухомої стінки (виштовхувача) ковшів з примусовим розвантаженням через головний параметр

* При використанні залежності (6) величиною δ можна знехтувати через її малочисельність (від 0,55 до 1,1 %) в порівнянні $P_{шт}$.



навантажувачів – номінальної вантажопідйомності Q , з достатньою для інженерних розрахунків точністю.

Кінематичний аналіз механізму привода рухомої стінки ковшів з примусовим розвантаженням навантажувачів і на його основі вибору оптимальних параметрів шарнірно-важільної системи, а також копіювального пристрою (наприклад, по технічному рішенню [6]), є темою подальших досліджень і потребують, на думку авторів, окремого розгляду.

Литература

1. *Забегалов Г.В., Калинин В.С., Стратилов И.К., Ратнер Г.Л., Лапин Б.Я.* Перспективные типы отечественных одноковшовых погрузчиков, бульдозеров и бульдозеров-рыхлителей// Проблемы повышения технического уровня строительных и дорожных машин. – Науч. тр. ВНИИстройдормаш. - 1984. - вып. 100. - С. 63-76.
2. *Васильев А.А., Войнич Л.К., Лапин Б.Я.* Основные направления развития фронтальных погрузчиков//Строит. и дор. машины. - 1983. - №5. - С. 9-11.
3. Строительные машины: Справочник: В 2т. Т.1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог/ Раннев А.В., Карелин В.Ф., Жаворонков А.В. и др.; Под общ. ред. Э.Н. Кузина. – 5-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1991. – 496с.
4. *Калинин В.С., Забегалов Г.В.* Анализ и оптимизация конструктивных схем ковшей с принудительной разгрузкой одноковшовых погрузчиков// Рукопись деп. в ЦНИИТЭстроймаш. - 1980. - №240.– 16с.
5. *Базанов А.Ф., Забегалов Г.В.* Самоходные погрузчики. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 408с.
6. А.с. 1153014 СССР, МКИ E02F3/407. Ковш погрузчика/ Аржаев Г.А., Мельников М.М.. – 3654309/29-03; Заявлено 20.10.83; Опубл. 30.04.85, Бюл. №16.
7. А.с. 1271943 СССР, МКИ E02F3/407, 3/40. Ковш погрузчика/ Аржаев Г.А., Куракулов И.Н. – 3913018/29-03; Заявлено 18.06.85; Опубл. 23.11.86, Бюл. №43.
8. *Крюков М.М., Русан І.В., Аржаєв Г.О.* Дослідження параметрів ковшів фронтальних навантажувачів з примусовим розвантаженням.// Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. – К.: КНУБА. - 2003. - № 61. - С.100–106.
9. Дорожные машины. Часть 1. Машины для земляных работ (теория и расчет)/ Алексеева Т.В., Артемьев К.А., Бромберг А.А. и др. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 504с.
10. *Васильченко В.А.* Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301с.

АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПОДВОДНЫХ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

Для разработки глубоководных грунтов предложено множество конструктивных схем машин, учитывающих специфику условий разработки, однако до стадии макетных или модельных испытаний доведены немногие из вариантов. Во всех проведенных испытаниях, в первую очередь, рассматривался вопрос принципиальной работоспособности и производительности глубоководных грунторазрабатывающих машин. Целью настоящей статьи является выбор на основании результатов известных исследований наиболее эффективного способа разработки и типа рабочего оборудования для выемки железомарганцевых конкреций с морского дна.

На начальном этапе работ по созданию глубоководных грунторазрабатывающих машин наибольшее внимание уделялось машинам с гидравлическим типом рабочего оборудования. Это связано с возможностью унификации гидроустановок, используемых для разработки и транспортирования материала. К исследованиям глубоководных землеройных машин с гидравлическим оборудованием относятся испытания, проведенные ВИМС совместно с ЦНИИС, в которых была доказана работоспособность машины, но выводы об эффективности этого типа оборудования не сделаны.

При исследованиях в Рижском заливе на судне «Шельф-1» оценивалась разрабатываемость донных грунтов, содержащих конкреции. Задачей исследования было сопоставление энергоемкости механического и гидравлического способов разработки. Энергоемкость механического способа определяли при помощи портативного прибора резания на донных пробах, поднятых коробчатым пробоотборником, а гидравлического способа – при помощи размывающего автономного пробоотборника конструкции ВИМС. Энергоемкость гидравлического способа определяли по количеству собранных конкреций в зависимости от крутящего момента на крыльчатке размывателя. Исследования показали, что энергоемкость размывающего способа разработки ускоренно возрастает с увеличением плотности залегания конкреций [1].

В связи с высокой энергоемкостью гидравлического способа разработки глубоководных грунтов наметилась переориентация исследований на механические типы землеройных машин. К исследованиям оборудования механического типа относятся испытания рабочего органа барабанного типа, проведенные ВИМС совместно с ЦНИИС. Начатые в НИПИрудмаше исследования глубоководных землеройных машин с цепными рабочими органами прекращены незавершенными. Проведенные совместно с КНУСА постановочные опыты на модели ковша конструкции НИПИрудмаша со сплошной кромкой показали неэффективность цепных рабочих органов. При следовании по своей траектории ковш терял до 60 % встреченных конкреций.

Исследование работы ковшей роторного рабочего органа конструкции ВНИПИОкеанмаш также проводились на модели 1:5. Как было установлено, сплошная режущая кромка ковша способствует забору большого количества пустого грунта (рис. 1). Кроме того, при выходе из забоя ковш терял до 40 % конкреций. Таким образом, использование рабочих органов со сплошной режущей кромкой приводит к забору пустого грунта и потерям конкреций.

Альтернативой сплошной режущей кромке являются рабочие органы, выполненные в виде параллельных (прямых или С-образных) пластин и штырей (а.с. № 1041643, патенты США № 3556598, 4311342, патенты Франции № 2234428, 2431576 и др.). Использование таких рабочих органов, получивших название «селективные»,



обусловлено предположением о том, что узкие режущие элементы позволят добиться режима разрезания, уменьшив тем самым выемку пустого грунта.

В работе Н.Д.Курлаева установлены соотношения между скоростью вращения ротора, скоростью продольного перемещения машины и диаметром ротора, обеспечивающих его работу без просоров за счет перекрытия забоев ковшей [2]. Измерение общей энергоемкости процесса разработки позволило сделать вывод о том, что основные энергозатраты возникают при взаимодействии рабочего органа с грунтом. Параметры селективного рабочего органа не исследовались, поэтому существенного снижения выемки пустого грунта и рабочей нагрузки достигнуто не было. При испытании макета роторной глубоководной землеройной машины получено значение рабочей нагрузки ($P = 1800 \dots 2100$ Н), по которой определен коэффициент копания ($k' =$



Рис. 1. Ковш со сплошной режущей кромкой (выход из забоя)

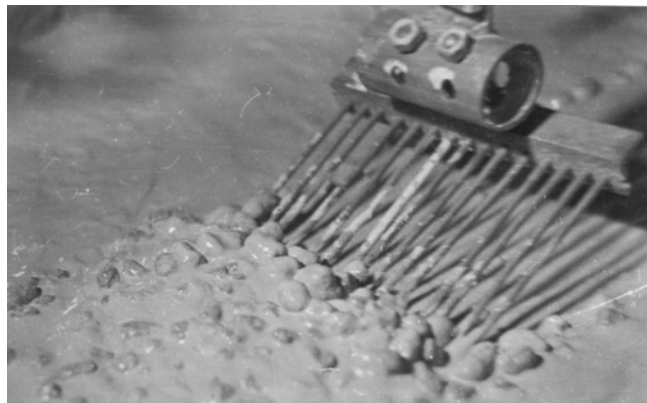


Рис. 2. Призма конкреций перед моделью

$0,033 \dots 0,038$ МПа) для известной формулы Н.Г.Домбровского [3].

Для эффективной работы селективного рабочего органа, каждый из режущих элементов должен отделять от массива минимальный объем грунта. В некоторых типах землеройных машин, например, кабелеукладчиках, используется способ разработки с минимальным отделением грунта от массива [4]. Необходимо определить, в какой мере результаты исследований этих типов машин могут быть использованы для условий разработки глубоководных грунтов.

Щелевое резание отличается от обычного отсутствием боковых расширений прорези, чем уменьшается объем отделяемого грунта. опыты на каолинах показали, что сила резания зависит от глубины резания линейно; начиная с 1...2 см, глубина начальной прорези на силу резания влияния не оказывает. Возможно, эффект отсутствия боковых расширений обусловлен тем, что раскрытие трещины происходит к ближайшей открытой поверхности. Такой же эффект, вероятно, может существовать и при резании глубоководных грунтов. Но исключением боковых расширений прорези задача снижения выемки грунта в полной мере не решается.

Из опытов Ю.А.Ветрова следует, что при заблокированном резании на одинаковой глубине уменьшение ширины ножа до определенного предела не изменяет боковых расширений прорези, однако при дальнейшем уменьшении ширины ножа линейные размеры боковых расширений начинают пропорционально уменьшаться [5]. В опытах же с ножами одинаковой ширины увеличение глубины резания до некоторого предела размеры боковых расширений прорези возрастают пропорционально, после чего их рост прекращается. Для каждой ширины ножа существует определенное значение критической глубины резания, начиная с которого размеры боковых расширений прорези не зависят от глубины резания.

В исследованиях А.Ю.Вольтерса и И.А.Шемета, проведенных на парафине, установлено, что отделенный при закритическом резании элемент грунта имеет вид

усеченного конуса, а прорезь имеет характерные особенности: в боковых частях и на дне наблюдаются уплотненный грунт, что свидетельствует о частичном вдавливании грунта в массив [6].

Можно предположить, что при уменьшении ширины режущих элементов, начиная с некоторого значения, боковые расширения прорези исчезнут и грунт будет полностью вдавливаться в стенки прорези. Опыты Е.Динглингера показывают, что процесс раздвигания (или разрезания) грунта существует. Но во всех его опытах наблюдались боковые расширения прорези: в верхней части прорези, на глубине меньше критической, нож отделял стружку, а на большей глубине – действовал как разрезающий.

Все описанные исследования проводились либо на конкретных сухопутных грунтах, либо на моделирующем грунт парафине. В то же время обобщающего объяснения явления критической глубины резания, которое позволило бы распространить установленные закономерности на все типы грунтов, к сожалению, не выработано. Таким образом, известные закономерности, установленные для грунтов суши, не могут быть использованы для установления параметров селективных рабочих органов. Для решения этой задачи необходимо установить зависимости выемки грунта от параметров рабочих органов, предназначенных специально для глубоководных грунтов.

Как сказано выше, основной целью разработки глубоководных грунтов является извлечение конкреций. При этом необходимо установить, какое влияние оказывает присутствие гранулированных включений на рабочий процесс. Для исследования взаимодействия рабочих органов с конкрециями проведен постановочный эксперимент. Опыты проводились на упрощенных моделях селективных рабочих органов в грунтовом канале КНУСА. Вмещающий грунт моделировали суспензией спондиловой глины влажностью $W = 100 \dots 100 \%$. В качестве моделей конкреций использовали гранулы керамзита диаметром $\varnothing 10 \dots 12$ мм, плотность которого на воздухе $\rho = 1,4$ кг/м³. Плотность залегания конкреций по площади варьировали шагом раскладки гранул.

При проведении опытов на ячейке селективного отвала было отмечено, что конкреции собираются перед рабочим органом в виде пологой призмы (рис. 2). Форма призмы зависит от угла наклона отвала. При угле наклона 30° призма конкреций имеет больший вертикальный и меньший продольный размеры по сравнению с призмой, образующейся перед отвалом с углом наклона 75° . По результатам постановочного эксперимента можно сделать вывод о неработоспособности рабочих органов пассивного действия, использующих в качестве рабочего органа прямой отвал (а.с. № 1041643, патент Франции № 2234428). Призма конкреций не может пассивно подниматься по наклонному отвалу, так как не находит в донном грунте достаточного отпора.

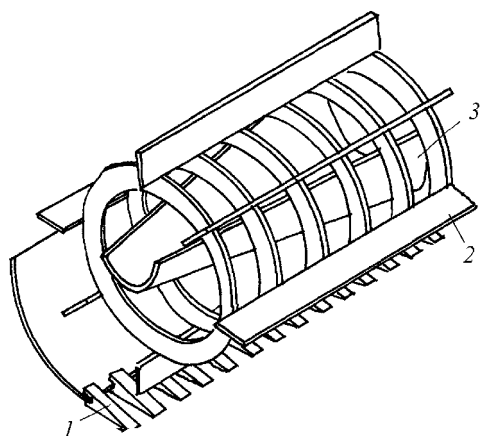


Рис. 3. Селективный рабочий орган с принудительной отгрузкой конкреций из рабочей зоны (патент США № 3556598): 1 – селективный отвал; 2 – барабанный питатель; 3 – лоток

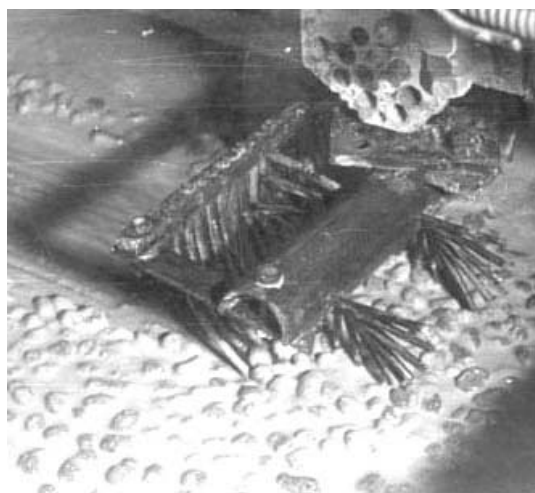


Рис. 4. Модель ячейки шнека

Для пассивного подъема конкреций по наклонному отвалу перед рабочим органом должна развиваться призма больших размеров, обеспечивающая достаточный для подъема конкреций отпор. Поэтому более перспективными считаются селективные рабочие органы с принудительной отгрузкой конкреций с собирающего отвала. Примером таких глубоководных землеройных машин могут служить конструкции (патенты США № 3947980, 3556598, 3480326), включающие прямой отвал совместно с барабанным (рис. 3), скребковым или шнековым питателем.

Работу шнекового питателя можно представить как передвижение ячейки шнека, заключенной между лопастями, вдоль его оси. Совмещение движения вдоль оси шнека и продольного перемещения грунтообрабатывающей машины можно представить как разворот ячейки по отношению к ее траектории. Исходя из этих представлений, в постановочном эксперименте проводились опыты на модели ячейки шнека (рис. 4), развернутой к траектории движения под различными углами. Перед отвалом и лопастью шнека развивалась призма конкреций. В пределах хода ячейки, что соответствует моделируемой длине шнека, призма не выходила за ее пределы. Это является косвенным подтверждением работоспособности шнекового питателя при сборе конкреций.

В экспериментах с моделью селективного отвала производили измерение касательной составляющей силы сопротивления передвижению, которую регистрировали при помощи тензоусилителя и осциллографа [7]. Из приведенных на рис. 5 осциллограмм видно, что полная сила сопротивления состоит из двух составляющих – силы сопротивления грунта и силы сопротивления перемещению призмы конкреций. Сила сопротивления грунта P является постоянной, а сопротивления перемещению призмы $P_{\text{доп}}$ зависит от количества собранных конкреций n по ходу движения: $P_{\Sigma} = P + P_{\text{доп}}$.

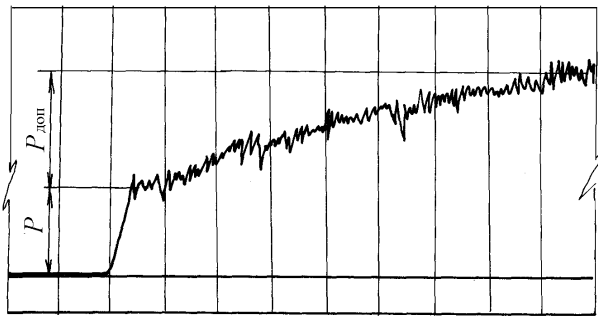


Рис. 5. Осциллограммы сопротивления передвижению модели рабочего органа

При принудительной отгрузке количество конкреций перед собирающим селективным отвалом зависит от производительности отгружающего питателя. Таким образом, снижение сопротивления перемещению призмы конкреций можно достичь за счет подбора соответствующих режимов работы питателя, например, скорости вращения ротора. В этом случае основную нагрузку на рабочий орган будут создавать силы сопротивления грунта.

Из приведенного анализа следует, что для установления рациональных параметров рабочих органов агрегатов сбора, добывающих железомарганцевые конкреции с океанического дна, необходимо исследовать геометрические и кинематические параметры взаимодействия селективных рабочих органов с вмещающим илистым грунтом.

Литература

1. Натурные исследования сопротивления резанию и параметров гидроразмыва донных осадков, вмещающих конкреции // М.К.Сукач; КИСИ.– Киев, 1993.– 17 с.– Рус.– Деп. в ГНТБ Украины 30.06.93, № 1310-Ук 93.
2. Большаков В.Ф., Курлаев Н.Д. Моделирование технологических процессов выемки конкреций // Технология и технические средства гидромеханизированной добычи полезных ископаемых: Сб. науч. тр.– М.: МГИ, 1984.– С.96-102.
3. Домбровский Н.Г., Гальперин М.И. Строительные машины.– М.: Высш. шк., 1985.– 224 с.

4. Баладінський В.Л., Сукач М.К. Подводные строительные работы: Учеб. пособ. для вузов.– К.: ИСМО, 1999.– 224 с.
5. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами.– М.: Машиностроение, 1971.– 357 с.
6. Вольтерс А.Ю., Шемет И.А. Особенности закритического резания грунта: Респ. межвед. науч.-техн. сб.– К.: КИСИ, 1986.– Вип. 39.– С.59-62.
7. Сукач М.К. Модельные испытания агрегата сбора глубоководных ископаемых // Тр. Междунар. науч.-техн. конф. “Проблемы механики горно-металлургического комплекса”.– Сб. науч. тр. НГАУ.– № 13.– Т. 3.– Днепропетровск: НГУ.– 2002.– С. 112-116.

УДК 622.647.4

А.П. Дворніченко КДТУ, Кіровоград,
М.К. Сукач, д-р техн. наук, професор КНУБА

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РОБОТИ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКОВОГО КІЛЬЦЕВОГО БУРА

Для визначення оптимального режиму роботи шнекового кільцевого бура та його раціональних параметрів необхідно вибрати критерій оптимізації. Критеріями, що оцінюють режим роботи та конструкцію бура, є максимальна продуктивність утворення свердловини; мінімальна вартість робочого органа; максимальне значення швидкості подачі та частоти його обертання; мінімальне осьове зусилля та обертовий момент; діапазон розроблюваних робочим органом ґрунтів та порід; надійність та довговічність шнекового кільцевого робочого органа; мінімальна металоємність; мінімальні витрати енергії на розробку свердловини; мінімальна вартість утворення свердловини та ін.

1. Оптимізувати режим роботи та конструкцію робочого органа за всіма переліченими критеріями неможливо, оскільки не всі вони мають екстремум в межах зміни режиму роботи та конструктивних параметрів (наприклад довговічність, надійність). Крім того, режим роботи і конструктивні параметри, вибрані за одним із критеріїв, можуть не відповідати іншим критеріям або знаходиться в інших діапазонах. Тому для оптимізації робочих і конструктивних параметрів кільцевого бура приймають узагальнений економічний критерій – *питомі зведені витрати* [1], тобто витрати, що припадають на розробку 1 м³ свердловини, грн/м³:

$$Z_{п.зв} = C_{п} + KE_{н}/A,$$

де $C_{п}$ – вартість розробки 1 м³ ґрунту свердловини, грн/м³; K – загальний об'єм капіталовкладень або балансово-розрахункова вартість машини, грн.; A – річний об'єм розроблюваних машиною свердловин, м³; $E_{н}$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капіталовкладень. Значення величин K , A , та $E_{н}$ у формулі зведених питомих витрат не залежать від конструктивних параметрів та режиму роботи виконавчого бура.

Вартість розробки 1 м³ ґрунту свердловини знаходимо за наступною залежністю, грн/м³:

$$C_{п} = (C_{од} + G + C_3 + C_p)/A + C_{пм},$$

де $C_{од}$ – одноразові витрати, грн.; G – річна норма амортизаційних відрахувань, грн.; C_3 – зарплата обслуговуючого персоналу, грн.; C_p – вартість ремонтних робіт; грн.; $C_{пм}$ – вартість паливно-мастильних матеріалів, що припадають на розробку 1 м³ свердловини, грн/м³.

Всі величини у формулі для розрахунку $C_{п}$ за виключенням $C_{пм}$ не пов'язані з конструкцією та режимом роботи шнекового кільцевого робочого органа. Вибір



оптимальних режимів роботи та раціональних конструктивних параметрів може забезпечити зменшення витрат палива і тим самим знизити вартість розробки свердловини. Вартість паливно-мастильних матеріалів, що припадають на розробку одиниці об'єму свердловини, знаходять за формулою, грн.:

$$C_{\text{пм}} = C_{\text{пер}} + C_0 + C_{\text{ус}} + C_{\text{ут}} + C_{\text{м}},$$

де $C_{\text{пер}}$ та C_0 – вартість палива, необхідного відповідно на переміщення машини до місця роботи та назад, переїзд машини з одного об'єкта на інший, грн.; $C_{\text{у}}$ та $C_{\text{ут}}$ – вартість палива, що витрачається, відповідно для установки обладнання в робоче положення і в транспортне та на процес утворення свердловини, грн.; $C_{\text{м}}$ – вартість мастильних матеріалів, грн.

Величини, що входять у формулу для розрахунку $C_{\text{пм}}$, віднесені до 1 м^3 розроблюваного ґрунту. Конструкція бура та режим роботи суттєво впливають на вартість палива $C_{\text{ут}}$, яке витрачається в процесі утворення свердловини. Інші величини, що входять у цю формулу, залежать тільки від річного об'єму робіт A .

Вартість палива для проходки 1 м^3 свердловини, визначається залежністю, грн/м³:

$$C_{\text{ут}} = q_{\text{п}}N/P_{\text{пр}} = q_{\text{т}}E_{\text{п}},$$

де $q_{\text{п}}$, $q_{\text{т}}$ – вартість палива, що витрачається відповідно для утворення свердловини і транспортування зруйнованого ґрунту, грн/Дж; N – потужність, необхідна для утворення свердловини; $P_{\text{пр}}$, $E_{\text{п}}$ – відповідно продуктивність, м³/с, і питома енергоємність, Дж/м³, проходки свердловини. Зменшуючи $E_{\text{п}}$, можна зменшити вартість процесу утворення свердловини і приведені витрати на її розробку.

Процес утворення свердловини кільцевим робочим органом складається із проходки кільцевої щілини в масиві з одночасним видаленням продуктів руйнування шнековим транспортером; відриву керна; видалення його із свердловини; вивантаження керна із корпусу шнекового кільцевого робочого органа та наступного опускання бура у свердловину. Отже, питома енергоємність процесу утворення свердловини, Дж/м³:

$$E_{\text{п}} = E_{\text{пр}} + E_{\text{від}} + E_{\text{вид}} + E_{\text{в}} + E_{\text{оп}},$$

де $E_{\text{пр}}$, $E_{\text{від}}$, $E_{\text{вид}}$, $E_{\text{в}}$, $E_{\text{оп}}$ – енергоємність відповідно проходки кільцевої щілини, відриву керна, видалення його із свердловини, вивантаження керна, опускання бура.

Значення величин $E_{\text{від}}$, $E_{\text{вид}}$, $E_{\text{в}}$, $E_{\text{оп}}$ не пов'язані з параметрами роботи та конструкцією шнекового кільцевого робочого органа. Тому оптимізація процесу утворення свердловин та конструктивних параметрів бура зводиться до оптимізації процесу проходки кільцевої щілини, енергоємність якої визначають за формулою, Дж/м³:

$$E_{\text{пр}} = E_{\text{р}} + E_{\text{т}},$$

де $E_{\text{р}}$ – енергоємність розробки ґрунту в кільцевій щілині та переміщення тіла волочиння в призабойній зоні, грн/м³; $E_{\text{т}}$ – енергоємність транспортування зруйнованого ґрунту кільцевим шнеком, Дж/м³.

Досвід, накопичений в процесі випробувань кільцевих бурів, показує, що енергоємність розробки ґрунту в кільцевій щілині складає 70...90 % енергоємності проходки свердловини (більші значення відповідають більш міцним ґрунтам та породам). Енергоємність утворення кільцевої щілини, Дж/м³:

$$E_{\text{р}} = \frac{N_{\text{р}}}{P_{\text{р}}} = \frac{(M_{\text{р}} + M_{\text{п}})\omega_{\text{ш}} + Qv}{P_{\text{р}}}, \quad (1)$$

де $N_{\text{р}}$ – потужність, що витрачається на руйнування забою та переміщення призми волочиння, Вт; $P_{\text{р}}$ – продуктивність руйнування забою, м³/с; $M_{\text{р}}$ – момент опору руйнуванню ґрунту у призабойній зоні, Н·м; $M_{\text{п}}$ – момент опору переміщенню ґрунту у призабойній зоні, Н·м; $\omega_{\text{ш}}$ – кутова швидкість обертання робочого органа, рад/с; Q – напірне зусилля, що передається на робочий орган, Н; v – швидкість подачі робочого органа у забій, м/с.

Аналіз залежності (1) свідчить, що енергоємність $E_{\text{р}}$ залежить від режиму роботи бура, який визначається величинами Q та $\omega_{\text{ш}}$. Всі інші параметри, з яких складається ця

залежність, є функціями від напірного зусилля Q та кутової швидкості $\omega_{\text{ш}}$. Режим роботи, який забезпечує мінімальне значення E_p , є оптимальним, оскільки він забезпечує мінімум зведених витрат на утворення свердловини. Тому за критерій оптимізації режиму утворення свердловини приймають питому енергоємність розробки ґрунту в кільцевій щілині та переміщення тіла волочиння у призабойній зоні.

2. Оскільки режим роботи кільцевого бура визначається умовою забезпечення мінімальної енергоємності процесу руйнування ґрунту в кільцевій щілині, *оптимальні конструктивні параметри* кільцевого шнека вибирають після оптимізації режиму роботи шнекового кільцевого робочого органа за відомими кутовою швидкістю його обертання $\omega_{\text{ш}}$ та швидкістю подачі у забій v . До конструктивних параметрів шнека відносяться його ширина n ; зовнішній радіус R_2 ; кут підйому гвинтової поверхні на радіусі свердловини α , крок шнека H . Величина R_2 залежить від розміру створюваної кільцевим робочим органом свердловини. Ширина кільцевого шнека n визначається за умови запобігання на ньому процесу ущільнення ґрунту. Отже, необхідно знайти тільки оптимальне значення кроку гвинтової поверхні або кут підйому гвинтової поверхні на радіусі свердловини α .

Оптимальним є таке значення кута α , при якому забезпечується мінімальна енергоємність транспортування зруйнованого ґрунту із кільцевої щілини, Дж/м³:

$$E_T = N_{\text{тр}} / \Pi_p, \quad (2)$$

де $N_{\text{тр}}$ – потужність, що витрачається на транспортування ґрунту.

Згідно з роботою [2], величина $N_{\text{тр}}$ визначається залежністю

$$N_{\text{тр}} = \omega_{\text{ш}} f_c R_2 \gamma \pi l h \left[h \xi g R_2 + \frac{2}{3} \omega_m^2 (R_2^3 - R_1^3) \right] / H, \quad (3)$$

де $\omega_{\text{ш}}$ – кутова швидкість обертання шнека, рад/с; f_c – коефіцієнт тертя ґрунту по стінці свердловини; γ – густина матеріалу, кг/м³; l – довжина шнека, м; h – висота шару зруйнованого ґрунту, м; ξ – коефіцієнт бокового тиску; ω_m – кутова швидкість обертання матеріалу відносно стінки свердловини, рад/с; R_1 – радіус вала шнека.

Продуктивність руйнування забою, м³/с:

$$\Pi_p = \frac{1}{2} \omega_{\text{ш}} S k_p (R_2^2 - R_k^2), \quad (4)$$

де S – вертикальна подача робочого органа за один оберт, м/об; k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту; R_k – радіус керна, утворюваного в процесі проходки свердловини шнековим кільцевим буром, м.

Після підстановки із формул (3), (4) відповідних величин вираз (2) набуде вигляду, Дж/м³:

$$E_T = \frac{f_c R_2 \gamma \pi l h \left(2 h \xi g R_2 + \frac{4}{3} \omega_m^2 (R_2^3 - R_1^3) \right)}{H S k_p (R_2^2 - R_k^2)}. \quad (5)$$

Скоротивши у рівнянні (5) постійні величини, одержимо цільову функцію для визначення оптимального значення кута підйому гвинтової лінії α :

$$\Phi = h \xi g R_2 + \frac{2}{3} \omega_m^2 (R_2^3 - R_1^3) \rightarrow \min. \quad (6)$$

Цільова функція (6) містить невідомі величини h та ω_m , які залежать від значення α . Перемінні h , ω_m , та α пов'язані одне з одним залежностями, які не дозволяють отримати цільову функцію у вигляді $\Phi = f(\alpha)$. Тому для знаходження оптимального значення α розв'язують, крім рівнянь (4) і (6), одержану авторами систему [2], яка встановлює взаємозв'язок між вказаними невідомими:

$$\left\{ \begin{aligned} & g \left\{ \frac{\xi R_1^2 h}{\cos \alpha_1} + f_c (R_2^2 - R_1^2) R_{\text{ш}} \sin(\alpha + \beta) + f_c \left[\xi g R_2 h + \frac{2}{3} \omega_m^2 (R_2^3 - R_1^3) \right] \right\} \times \\ & \times \left[\frac{R_{\text{ш}} \sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha_{\text{ш}}} + \frac{R_2}{\omega_0 f_{\text{ш}}} \left(\frac{\omega_m}{\cos \beta} - \omega_m \right) \right] = 0; \\ & \omega_{\text{ш}} = \omega_m + \omega_0; \quad \beta = \arctg \left[\left(\frac{\omega_{\text{ш}}}{\omega_m} - 1 \right) \operatorname{tg} \alpha \right]; \\ & \omega_0 h (R_2^2 - R_1^2) - \omega_{\text{ш}} H \Delta r (2R_2 - \Delta r) - \omega_{\text{ш}} S k_p (R_2^2 - R_1^2) = 0. \end{aligned} \right. \quad (7)$$

де α, α_1 – кути підйому гвинтової поверхні шнека на радіусах відповідно стінки свердловини та вала шнека, рад.; β – кут підйому гвинтової лінії шнека, яку описує транспортований матеріал на радіусі $R_{\text{ш}}$ при переміщенні відносно стінки свердловини; ω_0 – кутова швидкість обертання матеріалу відносно шнека, рад/с; $f_{\text{ш}}$ – коефіцієнт тертя ґрунту по поверхні шнека; Δr – величина зазору між стінкою свердловини та шнеком, м.

Задачу вирішено у віртуальному експерименті за допомогою комп'ютерної програми, складеної в системі Mathcad 2000 PRO. Цільова функція $\Phi = f(\alpha)$ має глобальний екстремум в області дійсних значень кута α , отже її можна прийняти для визначення оптимальних параметрів кільцевого шнека, що забезпечує видалення зруйнованого ґрунту із свердловини з мінімальною енергоємністю.

3. Відомо, що оцінювати ефективність роботи кільцевого шнека за питомою енергоємністю видалення ґрунту із свердловини досить складно, тому запропоновано інший критерій оптимізації його параметрів – *коефіцієнт заповнення шнека*: $k_3 = h/H$. За допомогою системи рівнянь (4), (5), (7) розраховані значення E_T та k_3 для різних кутів підйому гвинтової лінії α та побудовано їх функціональні залежності; із рис. 1 видно, що екстремуми обох функцій співпадають. Тобто критерієм оптимізації шнекових кільцевих бурів може бути як енергоємність транспортування ґрунту із свердловини, так і коефіцієнт заповнення шнеку. Оскільки розрахунок оптимального значення кута підйому шнека α за мінімумом k_3 простіший порівняно з розрахунком за мінімальним значенням E_T , в подальшому параметри кільцевого шнека оптимізували за коефіцієнтом його заповнення, що гарантує видалення зруйнованого ґрунту із свердловини з мінімальною енергоємністю.

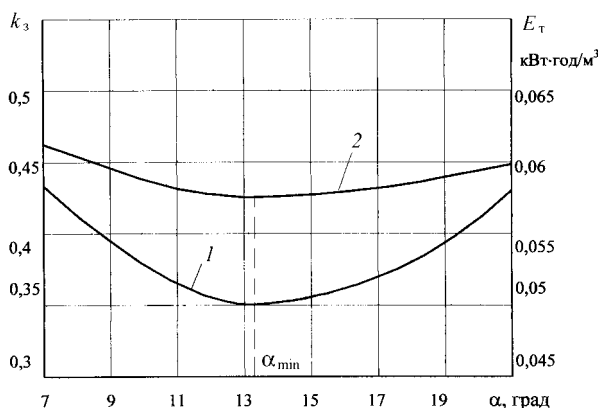


Рис. 1. Залежності питомої енергоємності транспортування E_T (1) та коефіцієнта заповнення шнека k_3 (2) від кута підйому гвинтової лінії α

Як показано раніше, одним з критеріїв оптимізації режиму роботи шнекового кільцевого бура є мінімум питомої енергії руйнування різцями ґрунту у свердловині. Режим роботи шнекового кільцевого бура обумовлений напірним зусиллям Q та швидкістю його обертання $\omega_{\text{ш}}$. Швидкість подачі шнекового кільцевого робочого органу у забій v та момент опору руйнуванню ґрунту в свердловині M_p є функцією Q та $\omega_{\text{ш}}$.

Тобто, для забезпечення оптимального режиму роботи необхідне визначення напірного зусилля та обертового моменту на кільцевому органі, при яких досягається мінімальна енергоємність процесу руйнування

ґрунту у свердловині. Енергоємність руйнування ґрунту в кільцевій свердловині зменшується зі збільшенням напірного зусилля, оскільки для машин зі шнековим робочим

органом глибина різання, яка реалізується в процесі руйнування різцями бура міцних ґрунтів і порід, у декілька разів менша критичної.

Зі збільшенням напірного зусилля, що діє на інструмент, зростає товщина зрізаного шару породи. При цьому розміри частинок утвореного ґрунту (штибу) тим більші, чим вище це зусилля і, отже, менше енергії витрачається на подрібнення ґрунту. Максимальне зусилля на різець обмежується його міцністю або можливостями машини по забезпеченню необхідного напірного зусилля. Тому напірне зусилля на кільцевий робочий орган необхідно вибирати таким, щоб забезпечити навантаження на кожний різець якомога порівняне або близьке до проектного.

4. Аналіз досліджень, присвячених руйнуванню ґрунтів у будівництві, і досвід експлуатації шнекових робочих органів з різцями для проходки свердловин великого діаметра показує, що енергоємність процесу майже не залежить від швидкості обертання шнека бурових машин [3, 4]. Особливо це стосується роботи в міцних породах, для руйнування яких створюють шнекові кільцеві робочі органи. Збільшення енергоємності руйнування забою свердловини спостерігається у тому випадку, коли швидкість обертання бура перевищує колову швидкість руху найбільш віддаленого від осі обертання бура різця відносно забою, тобто $v_{л} = 2,5 \dots 2,7$ м/с. Тому при проектуванні машин для утворення свердловин великого діаметру шнековим робочим органом з різцевим породоруйнуючим інструментом приймають кутову швидкість обертання робочого органу $\omega_{ш} \leq 2,5/R_c$, рад/с, де R_c – радіус свердловини, м.

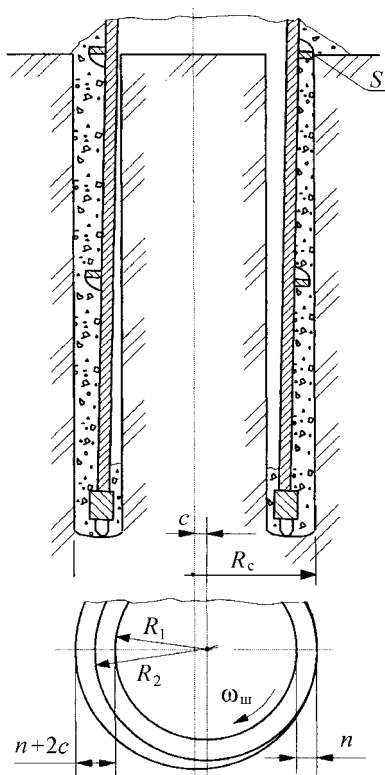


Рис. 2. Схема утворення свердловини та видалення зруйнованого ґрунту шнеком кільцевого бура: S – точка контакту шнека зі стінкою свердловини; c – ексцентриситет центрів кіл свердловини і бура

Максимальна швидкість обертання бура обмежується не тільки мінімальною енергоємністю процесу руйнування забою, але й максимально допустимою температурою ріжучої частини робочого органу. У процесі руйнування ґрунтів та порід міцністю вище IV категорії на допустиму швидкість руху різця відносно забою суттєво впливає нагрівання породоруйнуючої вставки. Це відбувається через тертя ріжучої частини по поверхні забою при недостатньо ефективному тепловідводі. Коли температура вставки досягає критичного значення, матеріал, із якого вона виготовлена, втрачає міцність і подальша робота різця швидко призводить до зношування. На поверхні вставки з'являються сліди перегріву – почорніння навколо плями її контакту з породою.

Для різців з вольфрамо-кобальтовою вставкою встановлено, що її перегрів та інтенсивний знос при розрахунковому напірному зусиллі починається при русі різця зі швидкістю понад $v_{л} = 1,7$ м/с. Перевищення цієї швидкості на 30 % призводить до збільшення інтенсивності зносу в 3...5 разів у порівнянні зі зносом без перегріву різця. Більша інтенсивність зносу відповідає міцнішим породам, менша – відповідно слабшим. Тому руйнування порід міцністю вище IV категорії кільцевим буром з різцями, що мають вольфрамо-кобальтову вставку, максимальна кутова швидкість обертання не повинна перевищувати $\omega_{ш} = 1,7/R_c$, рад/с.

До конструктивних параметрів кільцевого бура з шнековим транспортером продуктів руйнування відносяться діаметр бура D ; ширина кільцевої щілини $(n+2c)$, що утворюється робочим



органом; ширина шнека n ; кількість різців N та їх взаємне розташування; крок шнека H або кут підйому гвинтової поверхні α на деякому радіусі r ; кількість відхиляючих лопаток N' (рис. 2).

Діаметр бура обумовлюється розміром утворюваної свердловини. Ширину шнека визначають за умови *запобігання ущільнення ґрунту на шнеку* та корпусі бура [2]:

$$k_y \geq \frac{(n+2c)(2r+2c+n)}{n(2r+n)}. \quad (8)$$

Вирішенням квадратного рівняння (8) типа $an^2 + bn + d = 0$, в якому позначено $a = (1 - k_y)$; $b = (2r + 4c - 2rk_y)$; $d = (2cr + 4c^2)$, одержано мінімально допустиму ширину шнека кільцевого бура при відсутності ущільнення ґрунту на гвинтовій поверхні, м:

$$n = \frac{rk_y - r - 2c - \sqrt{(rk_y - r - 2c)^2 - 4c(1 - k_y)(r + c)}}{1 - k_y}. \quad (9)$$

Якщо висота шару ґрунту на гвинтовій поверхні h більше ніж крок шнека H при розрахунку його продуктивності, ширину шнека n необхідно збільшити до виконання умови $h < H$. Ширину кільцевої щілини c , утвореної робочим органом, знаходять за відомими ширині шнека, товщині стінки корпусу, зазорам між корпусом та керном, а також між шнеком та стінкою свердловини.

Напірне зусилля на кожному різці не повинно перевищувати проектне навантаження, тому кількість різців $N = Q_{\max} / Q_p$ округлюють до цілого парного числа в більшу сторону; тут Q_{\max} – максимальне напірне зусилля машини, Н; Q_p – максимальне напірне зусилля, на яке розраховано різець, Н. Різучі елементи розстановляють так, щоб забезпечити напівблоково-ване різання ґрунту, тобто зі зміщенням лінії різання кожного з них для досягнення більш ефективного руйнування кільцевого забою свердловини.

В нижній частині робочого органу встановлюють лопатки для відхилення потоку зруйнованого ґрунту від керну до шнека і більш зручного виходу ґрунту на шнек. Кількість лопаток N' обумовлена кількістю заходів шнека: для двохзахідного шнека беруть дві відхиляючі лопатки. Їх розміщують під кутом 45° до площини, що проходить через поздовжню вісь шнекового кільцевого робочого органу та точку перетину відхиляючих лопаток з корпусом.

Крок шнека H (або кут підйому гвинтової поверхні α) на деякому радіусі вибирають за мінімальним значенням коефіцієнта заповнення шнека k_3 і відомою подачею v та швидкістю обертання $\omega_{\text{ш}}$ шнекового кільцевого робочого органу.

Оскільки шнек забезпечує видалення ґрунту в процесі розробки, його продуктивність дорівнює продуктивності руйнування породи в кільцевому забої: $\Pi_{\text{ш}} = \Pi_p$. Підставляючи сюди відповідні значення із рівнянь (4) і (7), маємо:

$$\frac{\gamma}{2} [\omega_o h (R_2^2 - R_1^2) - \omega_{\text{ш}} H \Delta r (2R_2 - \Delta r)] = \frac{\gamma}{2} \omega_{\text{ш}} S K_p (R_2^2 - R_k^2).$$

Після спрощення цього виразу, одержимо рівняння, яке пов'язує продуктивність руйнування забою з параметрами транспортування матеріалу по шнеку:

$$\omega_o h (R_2^2 - R_1^2) - \omega_{\text{ш}} H \Delta r (2R_2 - \Delta r) - \omega_{\text{ш}} S K_p (R_2^2 - R_k^2) = 0. \quad (10)$$

Розв'язуючи сумісно систему рівнянь (6), (7), (10), знаходять значення кута підйому гвинтової лінії шнека α .

Таким чином, виходячи із умови забезпечення мінімуму питомих зведених витрат на утворення свердловини, визначають оптимальний режим роботи та конструктивні і кінематичні параметри кільцевого бура з шнековим транспортером продуктів руйнування.

Висновки

1. В якості критерію оптимізації режиму роботи кільцевого бура вибрана питома енергоємність руйнування ґрунту в кільцевому забої та переміщення матеріалу в забойній

зоні, критерієм оптимізації конструктивних параметрів шнека є мінімум коефіцієнта заповнення забою, при якому питома енергоємність транспортування ґрунту із свердловини мінімальна.

2. Встановлено максимальну допустиму швидкість обертання шнекового кільцевого робочого органа, яка забезпечує надійну роботу ріжучої твердосплавної вставки без перегріву, що запобігає її інтенсивному зносу. Визначені оптимальні значення напірного зусилля та швидкості обертання бура, а також кроку гвинтової поверхні.

3. На основі аналізу схеми роботи кільцевого бура запропоновано залежність, яка визначає мінімально допустиму ширину кільцевого шнека, виходячи із умови запобігання процесу ущільнення транспортованого ґрунту. Аналітичні залежності дозволяють розрахувати висоту шару ґрунту, який переміщується по гвинтовій поверхні шнека.

4. Результати, що отримані в ході аналітичного дослідження роботи вертикального кільцевого шнека, дійсні і для звичайних вертикальних шнеків, ширина яких співрозмірна з кроком гвинтової поверхні.

Література

1. *Канторер С.Е.* Расчеты экономической эффективности машин в строительстве.– М.: Высш. шк., 1977. – 367 с.
2. *Сукач М.К., Дворніченко А.П.* Закономірності транспортування ґрунту вертикальним шнеком кільцевого бура // *Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Всеукр. міжвід. наук.-техн. зб.*– К.: КНУБА, 2003.– Вип. 61.– С.90-100.
3. *Ветров Ю.А.* Резание ґрунтов землеройными машинами.– М.: Машиностроение, 1971. – 357 с.
4. *Терехин Е.П.* Выбор основных параметров керна бура при бурении скважин большого диаметра под буронабивные сваи: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.04.– Л., 1983.– 17 с.



УДК 624.879

*В.М. Смірнов, канд. техн. наук, професор КНУБА,
Ю.П. Пристайло, канд. техн. наук, доцент КНУБА
М.О. Пристайло, аспірант КНУБА*

НОВИЙ КІВШ ДЛЯ РОЗРОБКИ МЕРЗЛОГО ҐРУНТУ

Взимку ковші для екскаваторів типу ЄО-2628 повинні відповідати таким екологічним вимогам:

- зменшення заpresовки ґрунтової стружки у ківш, що запобігатиме намерзанню ґрунту до внутрішньої поверхні ковша;

- зменшення об'єму елементів стружки, що відокремлюється від масиву, що сприяє зниженню динамічних навантажень на екскаватор взагалі і на ківш окремо, а також полегшує заповнення ковша та запобігатиме випаданню стружки з ковша при переносі останнього на вивантаження;

- відмова від попередньої підготовки масиву за рахунок використання машин динамічної дії. Вплив динамічного навантаження на масив супроводжується, як правило, підвищенням рівня шуму та сприяє розповсюдженню хвиль деформацій в масиві, що негативно впливає на цілісності фундаментів, деяких видів обладнання тощо;

- зберігання, або, хоча б, наближення до технічної продуктивності машини.

Існуючі ковші екскаваторів мають такі недоліки :

- недостатні зусилля , на ріжучих ґрунт елементах ковша (зубах), що обумовлює

- незначний вхід ковша в масив, і не сприяє наповненню ковша на ємність, що проектується;

- попадання уламків ґрунтової стружки в зазор між ковшем і стінкою забою , що збільшує енергоємність копання ковшем взагалі;

- намерзання ґрунту обичайці та місцях сполучень боковини з днищем, що зменшує корисну ємність ковша;

- задля заповнення ковша , особливо при роботі на поверхні масиву, де температура ґрунту майже дорівнює температурі повітря , а тому міцність ґрунтового масиву найбільша [1] виникає необхідність у повторних ударах ковша по масиву, а від того підвищується шум на робочому місці екскаватора та розкидання уламків ґрунту по масиву.

Задля виконання вимог до екскаваторів, що працюють взимку розроблена конструкція нового ковша місткістю $0,25 \text{ м}^3$ для екскаватора зворотного копання, що працюватиме взимку. Конструктивно схема ковша наведена на рис. (1 – 4). Ширина зубів $b = 70 \text{ мм}$, випередження двох середніх зубів $d = 80 \text{ мм}$, що відповідає незалежній роботі зубів при товщині зрізу $h \leq 15 \text{ см}$ (при розробці котловану глибиною до 2,5 м).

На різальному ґрунт поясі 1 розташовані зуби 2 з косо поставленими косинками 3 і середні, висунуті вперед по відношенню до кутових, зуби 4 (рис. 1 – 3). До різального поясу приєднані бокові листи 5 і днище 6, які з'єднані з оголовком 7 (для подальшого кріплення до рукояті та тяг екскаватора). Ребра $a - a$ (рис. 3) косинок на кутових зубах нахилені під кутом β до дотичної до траєкторії різання. Величина кута β в 1,5 рази більше кута нахилу δ лобових граней $b - b$ середніх зубів (при $\delta=35^\circ$, $\beta=52^\circ$) щоб плавно сполучити задники кутових зубів.

З боковинами 5 і днищем 6 ковша, влаштовані кутові косинки 8. Щоб уникнути затиснення ковша у траншеї, боковини ковша нахилені під кутом $\omega=5^\circ$ до площини симетрії у напрямку траєкторії різання. Для збільшення міцності конструкції і формування стінки забою, передбачені підрізаючі протектори 9.

Відстань $d = 80 \text{ мм}$ знайдена з умов руйнування замерзлого суглинку стружкою, товщиною $h=10 \text{ см}$ за формулою забезпечення незалежного випередження [1]:

$$D = k_{\delta_{ic}} \cdot h \cdot \operatorname{ctg} \theta - h(1 - k_{\delta_{ic}}) \cdot \operatorname{ctg} \delta, \quad (1)$$

де $k_{\delta_{ic}}$ – коефіцієнт розширюючої частини прорізу, для замерзлих суглинків $k_{\delta_{ic}} = 0,8$; θ – кут нахилу площини сколювання стружки, $\theta = \frac{\pi}{4} - \frac{\rho}{2}$; ρ – кут внутрішнього тертя ґрунту, в середньому $\rho = 15^\circ$ [2]; δ – кут різання у зубів, $\delta = 35^\circ$.

Отже,

$$d \geq 0,10 \cdot 0,8 \cdot 1,35 - 0,1 \cdot 0,2 \cdot 1,43 = 0,079 \text{ м} \approx 0,08 \text{ м}.$$

Ківш працює таким чином. Великі навантаження на ківш приходяться під час початку розробки траншеї або котловану, загалом тоді, коли формується забій для зворотної лопати. Завдяки випередженню середніх зубів зусилля на них буде не $\frac{P}{4} = \frac{2500}{4} = 625$ (даН), а більше ніж $P_1 = \frac{P}{2} = 1250$ (даН), точніше, при коефіцієнті неодночасності дії $K_{н.0} = 0,75$, $P_1 = \frac{1250}{0,75} = 1667$ (даН). Середні зуби, завдяки випередженню відносно кутових зубів першими починають руйнувати масив. В масиві від середніх зубів утворюються блоковані зрізи. Відокремлена стружка поступає в ківш потоками II, III (рис. 4).

Слідом за середніми зубами до роботи приєднуються кутові зуби, які руйнують масив переважно наближеними до напівблокованих різів, що потребує менших зусиль і, до того ж, стружка від кутових зубів поступає потоками I, IV (рис. 4), проходячи більш довший шлях по поверхнях відхиляючих пластин. Таке заповнення порожнини ковша стружкою йде повільно, без утрамбовки (запресовки) останньої і не створюються умов для налипання (при від'ємних температурах – намерзання) ґрунту до металоконструкції ковша. Отже, полегшуються умови як для заповнення ковша, так і для розвантаження його.

Всі перераховані заходи сприятимуть підвищенню продуктивності екскаватора. Матеріали досліджень та креслення передані заводу "Борекс" для виготовлення.

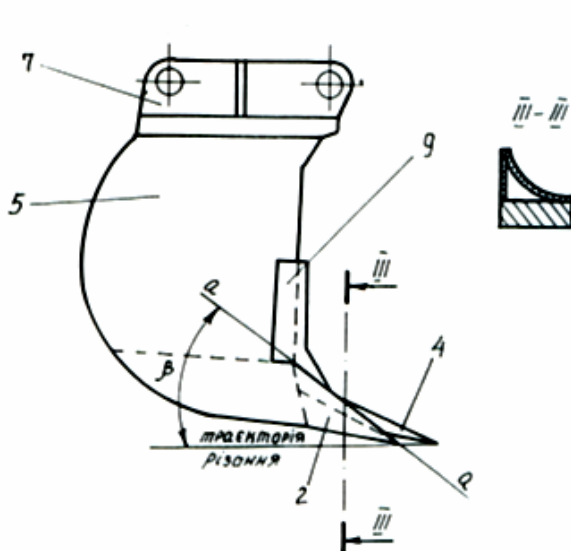


Рис. 1. Вид ковша спереду

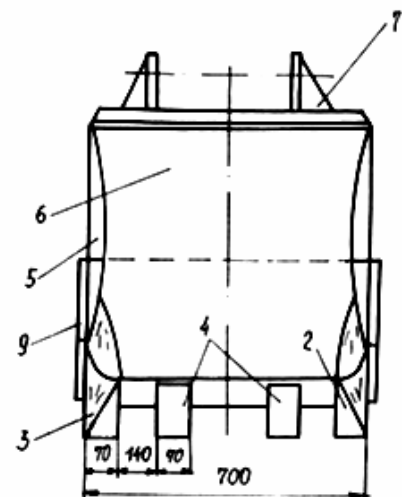


Рис. 2. Вид ковша зверху

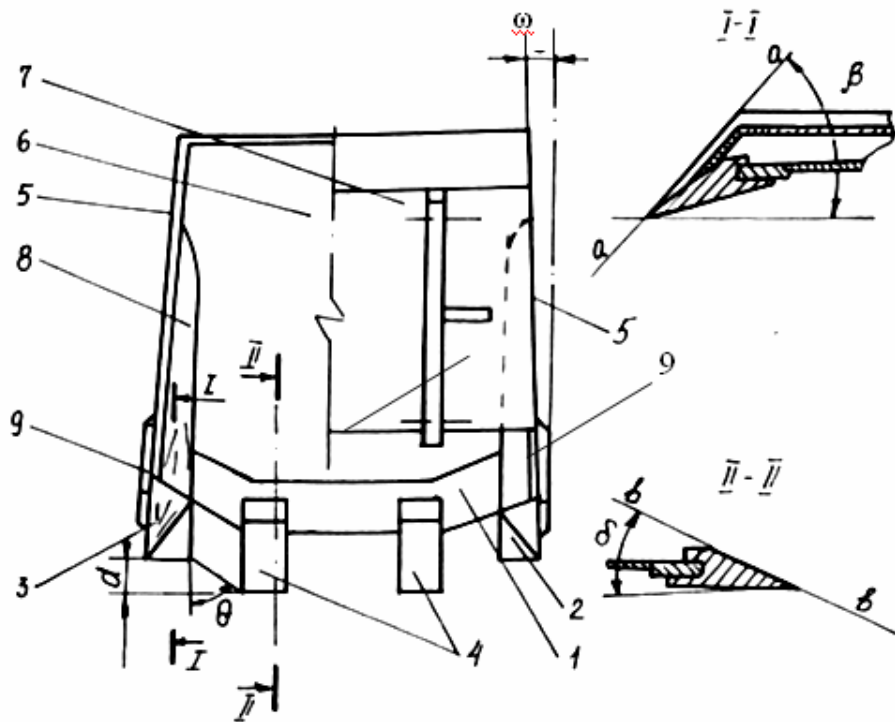


Рис. 3. Вид ковша збоку

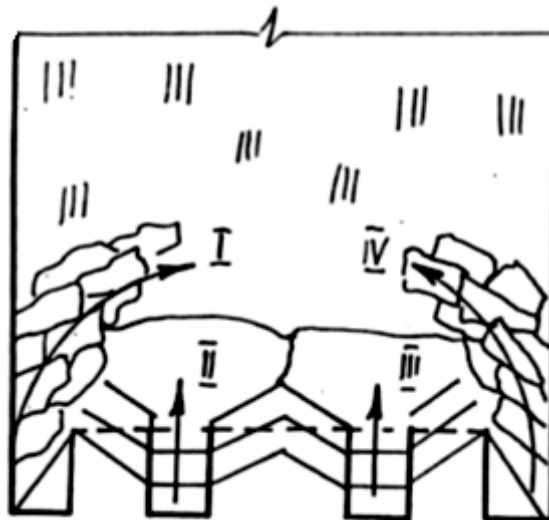


Рис. 4. Напряг ґрунтових потоків у порожнину ковша, при його завантаженні (вид ковша спереду)

Література

1. Ветров Ю.А. Резание ґрунтов землеройными машинами. М.: Машиностроение, 1971.
2. Пристайло Ю.П. Определение оптимального числа зубьев ковша роторного экскаватора// Горные, строительные и дорожные машины. - К.: Техніка, 1970. - Вып. 10.

Підйомно-транспортні машини

УДК 693.546

В.С. Ловеїкін, д-р техн. наук, професор КНУБА,
К.І. Почка, магістр КНУБА

СИЛОВИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочуючими роликами [1–5]. Під час постійних пуско-гальмівних режимів руху на елементи установки діють значні навантаження і втрачається значна частина енергії, яка йде на втомлене руйнування конструкції. Для зменшення динамічних навантажень та витрат енергії запропонована конструкція роликової формувальної установки (рис. 1), яка складається з двох спарених візків 1 і 2, що приводяться в рух від одного приводу 5. Привод складається з двох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи яких зміщені між собою на певний кут. Така конструкція формувальної установки дозволяє здійснювати передачу енергії від одного візка, який здійснює процес гальмування, до іншого, який в цей час розганяється. В літературі відсутні результати динамічних властивостей такої формувальної установки.

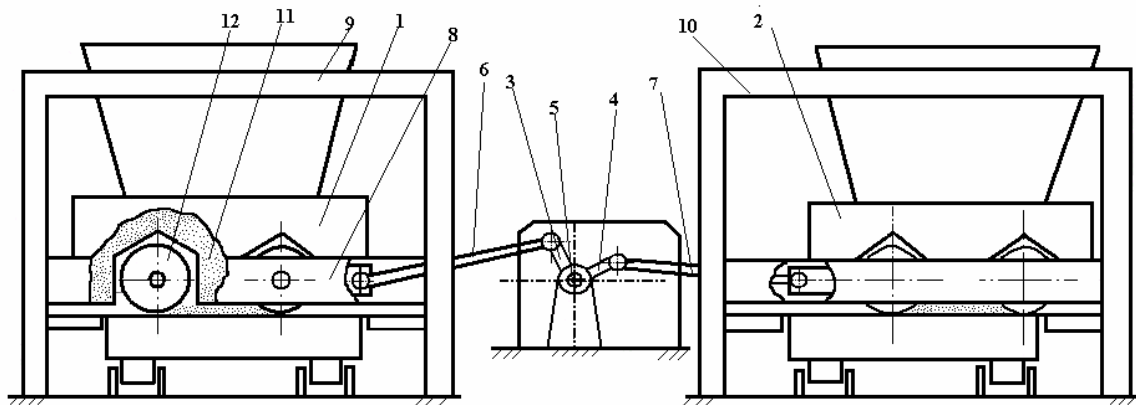


Рис. 1. Установка для формування плоских залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом

Тому метою цієї роботи є дослідження динамічних властивостей формувальної установки з рекупераційним приводом, схема якої показана на рис. 2. Основна задача цих досліджень полягає в тому, щоб визначити таке зміщення $\Delta\varphi$ осей кривошипів приводу, при якому навантаження, що діють на приводний механізм були б мінімальними [4].

Для проведення силового аналізу запропонованої формувальної установки визначимо швидкості і прискорення візків 1 і 2 при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = \text{const}$)

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \quad (1)$$

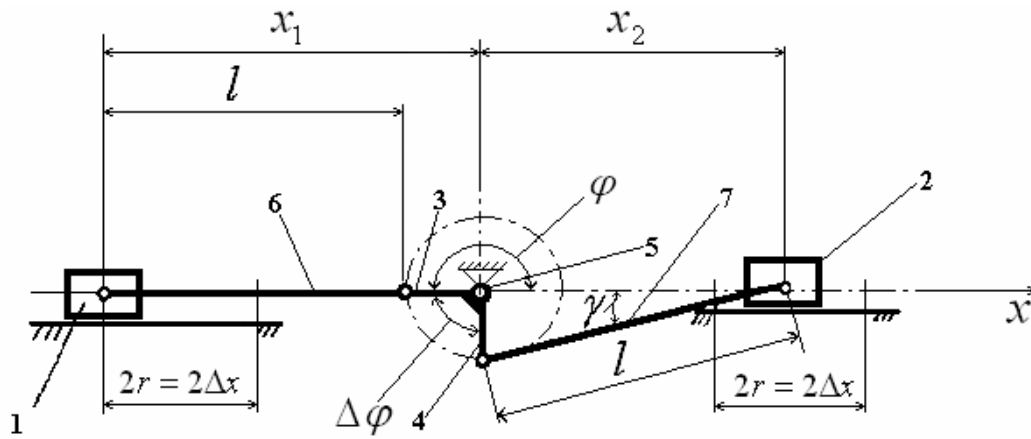


Рис. 2. Кінематична схема спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії при зворотньо-поступальному русі візків

В формулі (1) введені наступні позначення

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad (2)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \cos \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \cos^2 \varphi}} \right), \quad (3)$$

де r - радіус кривошипів; l - довжина шатунів; φ - кутова координата положення кривошипа; $\dot{\varphi} = \omega$ - кутова швидкість кривошипів; $\Delta\varphi$ - кут зміщення одного кривошипу відносно іншого.

Кінцеві формули для визначення лінійних прискорень візків формувальної установки:

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}, \quad (4)$$

де

$$\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi\right)^{-1}} - 1 \right) - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad (5)$$

$$\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} = r \cdot \left(-\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)\right)^{-1}} - 1 \right) + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right). \quad (6)$$

У відповідності з методикою, наведеною в [6], визначено силу опору переміщенню формувального візка, яка дорівнює $F_B = 3562 \text{ Н}$ при використанні таких вихідних даних: розміри виробу, що формується: висота плити – $h_0 = 0,22 \text{ м}$, ширина виробу – $B = 1,164 \text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста бетонна суміш, вологістю – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{\text{ущ}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $q = 625 \text{ кПа}$ [6].

З умови рівності миттєвої потужності на переміщення формувального візка та необхідної потужності на приводному валу кривошипа отримуємо залежність для визначення необхідного крутного моменту на приводному валу кривошипа:

$$M_{\text{кр}} = \frac{F_B \cdot V_B}{\omega \cdot \eta}, \quad (7)$$

де V_B – швидкість переміщення формувального візка, яка не є сталою величиною, а залежить від кута повороту кривошипу приводу; $\eta = 0,9$ – ККД передаточного механізму від кривошипа до формувального візка; $\omega = 10,5 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість обертання кривошипу.

Отримана залежність (7) використовується для визначення необхідного крутного моменту для установки з одним формувальним візком. Для установки, що здійснює формування залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекуперативним приводом необхідний крутний момент на приводному валу буде визначатися за наступним виразом

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{кр1}} + M_{\text{кр2}}, \quad (8)$$

де $M_{\text{кр1}}$, $M_{\text{кр2}}$ – необхідні крутні моменти на приводному валу першого та другого кривошипів відповідно першого та другого візків, які в свою чергу визначаються так

$$M_{\text{кр1}} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad (9)$$

$$M_{\text{кр2}} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}. \quad (10)$$

Для формувальної установки з параметрами: $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 1,0 \text{ м}$; $F_B = 3562 \text{ Н}$ визначені функції зміни моментів статичного опору переміщенню першого 1 та другого 2 візків та їхнього сумарного значення 3 при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ (рис. 3). Аналіз цих графіків показує, що найменше значення сумарного моменту статичного опору спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 85^\circ$. Для цього значення кута $\Delta\varphi$ максимальні значення моментів статичного опору переміщенню першого та другого візків відповідно дорівнюють $M_{\text{кр1}} = 807 \text{ Н} \cdot \text{м}$ та $M_{\text{кр2}} = 807 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а їхнє сумарне максимальне значення – $M_{\text{кр}} = 1229 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Ці параметри визначені також для інших значень кута $\Delta\varphi$ і зведені в таблиці 1 та 2.

Аналіз даних таблиць 1 та 2 показує, що найменше значення сумарного моменту статичного опору переміщенню формувальних візків досягає значення $M_{\text{кр}} = 1196 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при куті зміщення між осями кривошипів $\Delta\varphi = 82^\circ$. Крім того, з цих таблиць видно, що найбільші значення $M_{\text{кр}} = 1614 \text{ Н} \cdot \text{м}$ та $M_{\text{кр}} = 1610 \text{ Н} \cdot \text{м}$ спостерігається при $\Delta\varphi = 0^\circ$ та $\Delta\varphi = 150^\circ$ відповідно. Ці значення майже на 35% перевищують відповідні значення при оптимальному значенні кута $\Delta\varphi = 82^\circ$.

Під час руху формувальних візків на них також діють сили інерції, моменти від яких визначаються за залежностями:

– для першого візка

$$M_{\text{ил}} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad (11)$$

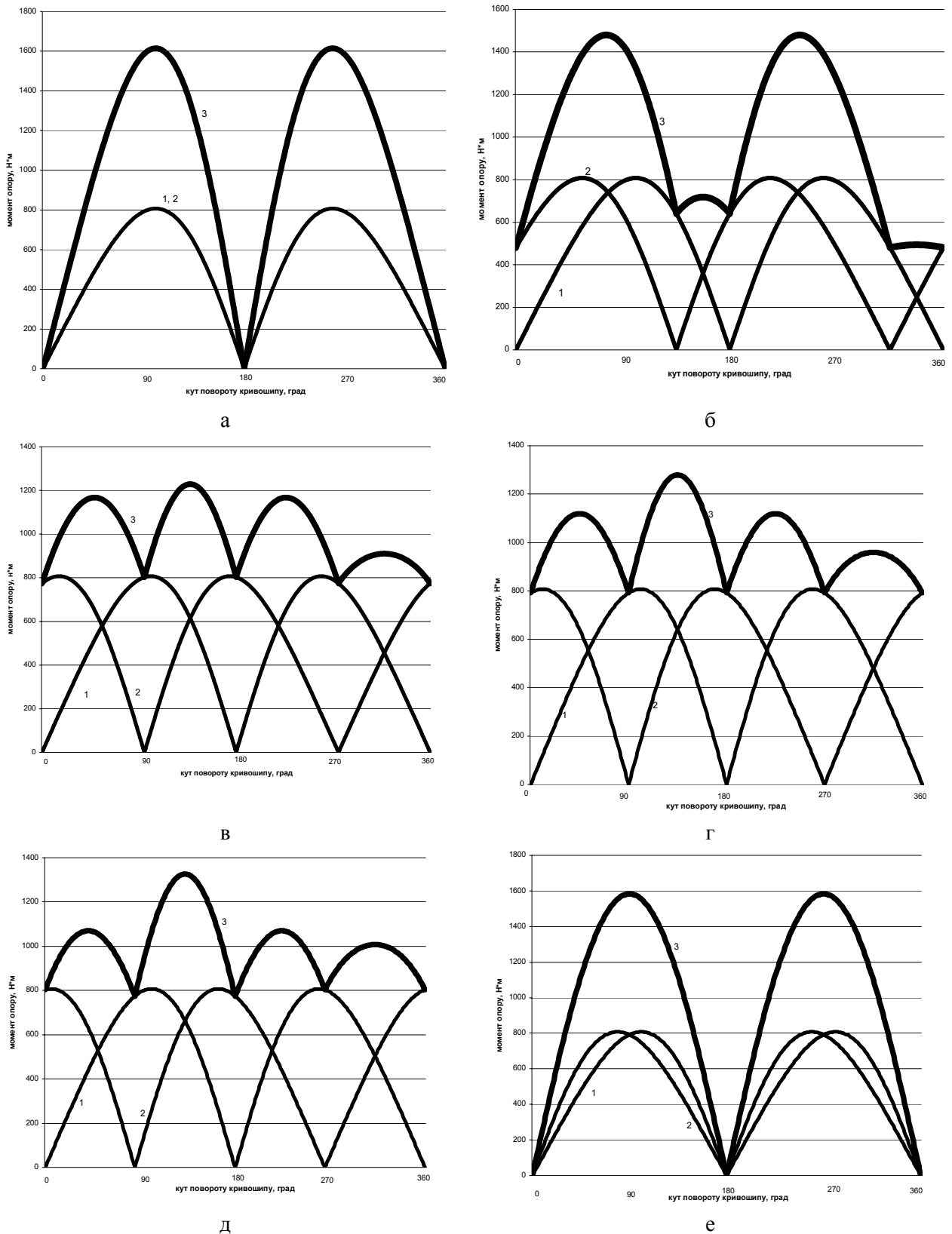


Рис. 3. Графіки зміни моментів статичного опору на приводному валу установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів:
а - $\Delta\varphi = 0^\circ$; б - $\Delta\varphi = 45^\circ$; в - $\Delta\varphi = 85^\circ$; г - $\Delta\varphi = 90^\circ$; д - $\Delta\varphi = 95^\circ$; е - $\Delta\varphi = 180^\circ$; 1, 2 – моменти статичного опору першого та другого візків відповідно; 3 – сумарний момент статичного опору

Таблиця 1

$\Delta\varphi, ^\circ$	0	30	60	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90
$M_{оп1\max}, H \cdot M$	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807
$M_{оп2\max}, H \cdot M$	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807
$M_{оп.сум. \min}, H \cdot M$	0	327	616	757	762	766	770	775	778	782	785	788	791
$M_{оп.сум. \max}, H \cdot M$	1614	1553	1380	1205	1196	1207	1218	1229	1239	1249	1259	1269	1279

Таблиця 2

$\Delta\varphi, ^\circ$	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	120	150	180
$M_{оп1\max}, H \cdot M$	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807
$M_{оп2\max}, H \cdot M$	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807	807
$M_{оп.сум. \min}, H \cdot M$	788	785	782	778	774	770	766	761	757	752	615	327	0
$M_{оп.сум. \max}, H \cdot M$	1289	1298	1308	1317	1326	1335	1344	1353	1362	1370	1510	1610	1583



— для другого візка

$$M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \quad (12)$$

Тоді момент сил інерції всієї установки в процесі формування визначається залежністю

$$M_i = M_{i1} + M_{i2}. \quad (13)$$

Для формувальної установки з параметрами: $\omega = 10,5$ рад/с; $r = 0,2$ м; $l = 1,0$ м; $m = 1000$ кг визначені функції зміни моментів сил інерції першого – 1 та другого – 2 візків, та їхнього сумарного значення – 3 при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ (рис. 4). Аналіз цих графіків показує, що найменше відхилення максимального значення сумарного моменту сил інерції спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = \pi/2$. Для цього значення кута $\Delta\varphi$ найбільше відхилення сумарного моменту сил інерції дорівнює $\Delta M_i = 1176$ Н·м. Ці параметри визначені також для інших значень кута $\Delta\varphi$ і зведені в таблиці 3 та 4.

Аналіз даних таблиць 3 та 4 показує, що найменше відхилення максимального значення сумарного моменту сил інерції досягається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = \pi/2$. Крім того, з цих таблиць видно, що найбільші відхилення $\Delta M_i = 5683$ Н·м та $\Delta M_i = 6157$ Н·м спостерігається відповідно при $\Delta\varphi = 0^\circ$ та $\Delta\varphi = 180^\circ$. Ці значення майже в п'ять разів перевищують відповідні значення при оптимальному значенні кута $\Delta\varphi = \pi/2$.

Отже, під час процесу формування загальний опір переміщенню формувального візка визначається за залежністю:

— для першого візка

$$M_{on1} = M_{кр1} + M_{i1}; \quad (14)$$

— для другого візка

$$M_{on2} = M_{кр2} + M_{i2}. \quad (15)$$

Тоді загальний момент опору переміщенню формувальних візків установки під час процесу формування буде визначатися як сума двох попередніх виразів:

$$M_{on} = M_{on1} + M_{on2}. \quad (16)$$

Для формувальної установки з параметрами: $\omega = 10,5$ рад/с; $r = 0,2$ м; $l = 1,0$ м; $m = 1000$ кг визначені функції зміни загальних моментів опору переміщенню першого – 1 та другого – (рис. 5). Аналіз цих графіків показує, що найменше відхилення максимального значення 2 формувальних візків, та їхнього сумарного значення – 3 при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ сумарного загального моменту опору переміщенню формувальних візків установки спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 95^\circ$. Для цього значення кута $\Delta\varphi$ значення сумарного загального моменту опору переміщенню формувальних візків установки $M_{on} = 1931$ Н·м. Ці параметри визначені також для інших значень кута $\Delta\varphi$ і зведені в таблиці 5 та 6.

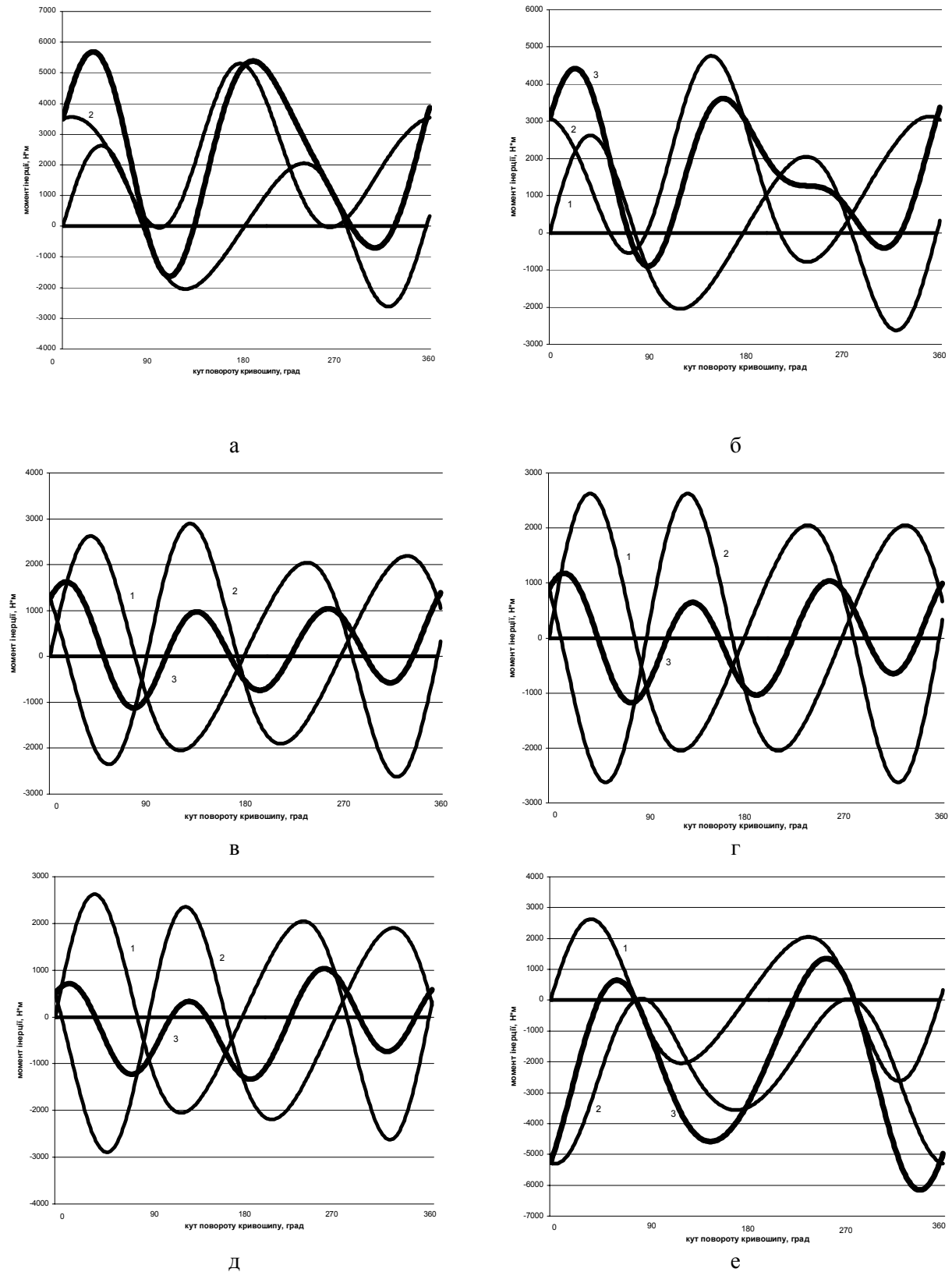


Рис. 4. Графіки зміни моментів інерції установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а - $\Delta\varphi = 0^\circ$; б - $\Delta\varphi = 45^\circ$; в - $\Delta\varphi = 85^\circ$; г - $\Delta\varphi = 90^\circ$; д - $\Delta\varphi = 95^\circ$; е - $\Delta\varphi = 180^\circ$; 1, 2 – моменти інерції першого та другого візків відповідно; 3 – сумарний момент інерції



Таблиця 3

$\Delta\varphi,^\circ$	0	30	60	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90
$M_{i\min}, H \cdot M$	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624
$M_{i\max}, H \cdot M$	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624
$M_{i2\min}, H \cdot M$	-52	-446	-1182	-2140	-2194	-2247	-2299	-2354	-2407	-2458	-2516	-2570	-2624
$M_{i2\max}, H \cdot M$	5301	5166	4165	3111	3058	3002	2950	2895	2842	2786	2733	2678	2624
$M_{i\min}, H \cdot M$	-1627	-1008	-921	-1087	-1097	-1107	-1117	-1127	-1136	-1146	-1156	-1166	-1176
$M_{i\max}, H \cdot M$	5683	5042	3561	1969	1885	1798	1711	1623	1534	1444	1354	1266	1175

Таблиця 4

$\Delta\varphi,^\circ$	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	120	150	180
$M_{i\min}, H \cdot M$	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624	-2624
$M_{i\max}, H \cdot M$	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624	2624
$M_{i2\min}, H \cdot M$	-2679	-2732	-2787	-2841	-2895	-2949	-3004	-3057	-3108	-3164	-4165	-5171	-5305
$M_{i2\max}, H \cdot M$	2569	2516	2461	2408	2353	2301	2246	2194	2140	2086	1182	445	52
$M_{i\min}, H \cdot M$	-1185	-1195	-1213	-1271	-1330	-1388	-1448	-1506	-1564	-1622	-2713	-4417	-6157
$M_{i\max}, H \cdot M$	1084	1033	1034	1034	1034	1032	1032	1032	1032	1032	1041	1113	1346

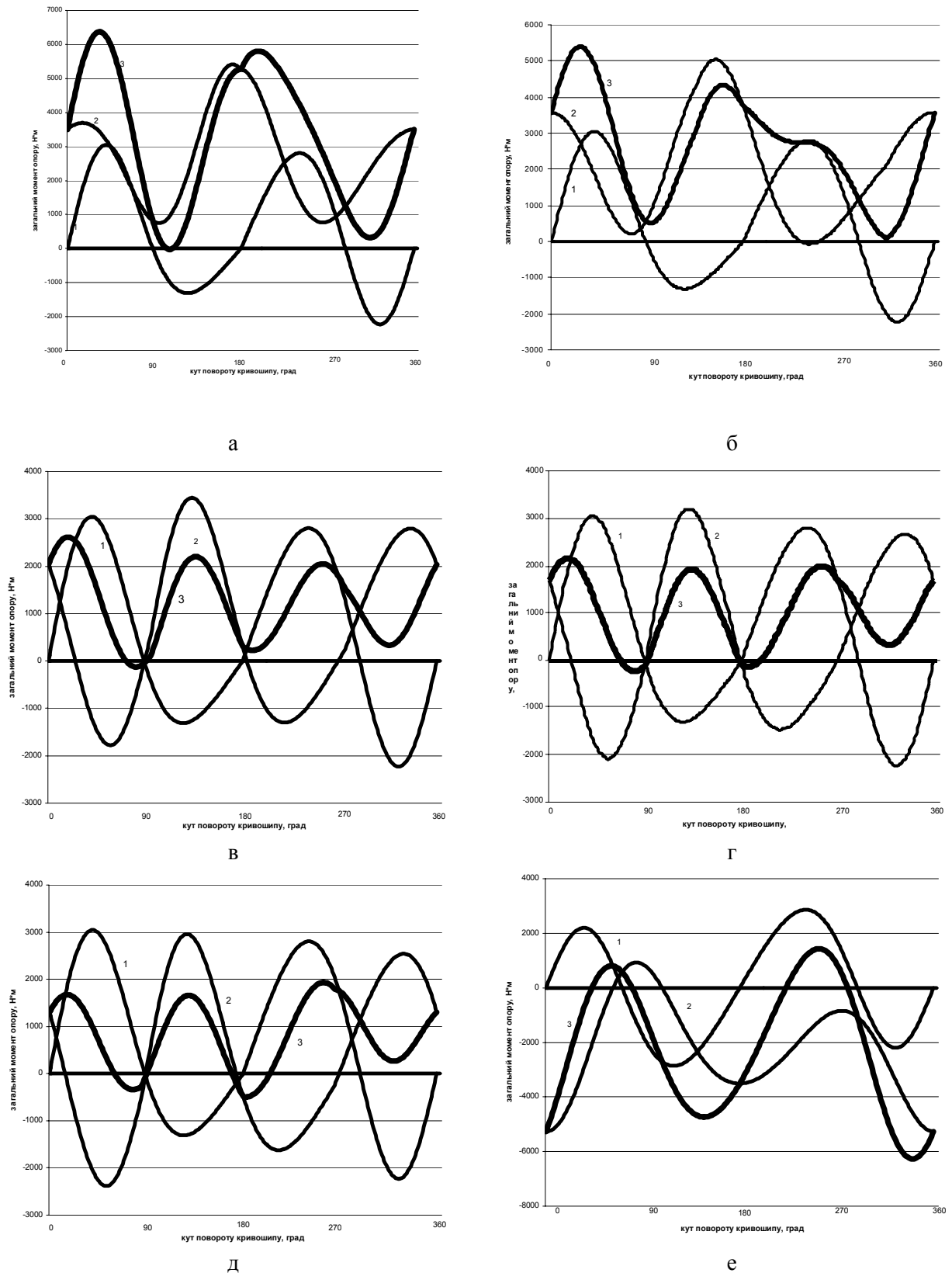


Рис. 5. Графіки зміни загального моменту опору установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів:

а - $\Delta\varphi = 0^\circ$; б - $\Delta\varphi = 45^\circ$; в - $\Delta\varphi = 85^\circ$; г - $\Delta\varphi = 90^\circ$; д - $\Delta\varphi = 95^\circ$; е - $\Delta\varphi = 180^\circ$; 1, 2 – загальні моменти опору першого та другого візків відповідно; 3 – сумарний загальний опір



Таблиця 5

$\Delta\varphi,^{\circ}$	0	30	60	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90
$M_{3,оп.1\max}, H \cdot M$	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042
$M_{3,оп.2\max}, H \cdot M$	5412	5340	4550	3635	3586	3540	3491	3444	3394	3347	3298	3250	3200
$M_{3,оп.сум.\min}, H \cdot M$	-23	237	221	-38	-60	-81	-102	-124	-146	-168	-189	-211	-233
$M_{3,оп.сум.\max}, H \cdot M$	6373	5946	4567	2970	2880	2795	2705	2615	2523	2433	2340	2244	2153

Таблиця 6

$\Delta\varphi,^{\circ}$	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	120	150	180
$M_{3,оп.1\max}, H \cdot M$	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042	3042
$M_{3,оп.2\max}, H \cdot M$	3150	3103	3056	3006	2959	2910	2863	2814	2767	2718	1884	1211	855
$M_{3,оп.сум.\min}, H \cdot M$	-253	-279	-351	-422	-494	-566	-636	-708	-780	-847	-2016	-3790	-5718
$M_{3,оп.сум.\max}, H \cdot M$	2058	1964	1952	1942	1931	1917	1906	1896	1883	1872	2081	2443	2883

Аналіз даних таблиць 5 та 6 показує, що найменше значення сумарного моменту загального опору переміщенню формувальних візків досягає значення $M_{\text{оп}} = 1872 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при куті зміщення між осями кривошипів $\Delta\varphi = 100^\circ$. Крім того, з цих таблиць видно, що найбільше значення $M_{\text{оп}} = 6373 \text{ Н} \cdot \text{м}$ спостерігається при $\Delta\varphi = 0^\circ$. Це значення майже в три з половиною рази перевищують відповідне значення при оптимальному значенні кута $\Delta\varphi = 100^\circ$.

Таким чином запропонована формувальна установка з рекупераційним приводом дозволяє значно зменшити діючі навантаження на елементи формувальної установки, а також знизити енергетичні витрати і покращити динамічний режим руху всієї установки.

Література

1. *Гарнец В.Н., Ловейкин В.С.* Оценка эффективности конструкций машин роликового формования// Горные, строительные и дорожные машины.: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1988. – Вып. 41. – С. 51-55.
2. *Кузин В.Н.* Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: Автореф. дис. канд. наук. – М., 1981. – 20 с.
3. *Назаренко И.И., Ловейкин В.С., Гарнец В.Н.* Оптимизация конструктивных параметров привода машин роликового формования// Горные, строительные и дорожные машины.: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1992. – Вып. 46. – С. 19-25.
4. *Ловейкин В.С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
5. *Гарнец В.М.* Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
6. *Рюшин В.Т.* Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К., 1986.



УДК 621.87

*Ю.И. Калюх, доктор технических наук, профессор, Научно-исследовательский институт строительных конструкций, г. Киев,
Т.М. Кадильникова, кандидат технических наук, доцент, Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепропетровск*

КОНЦЕПЦИЯ МОНИТОРИНГА ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Сегодня в Украине только в основных областях промышленности и народного хозяйства эксплуатируется более 34,51 млн. тонн стальных конструкций. Основа фонда металлических конструкций представлена зданиями и сооружениями, которые были введены в эксплуатацию в 1950 -1983 годах, что составляет 84,2% от общего объема[1]. Таким образом, срок эксплуатации основной части металлоконструкций составляет 20-50 лет. Аналогичную картину мы имеем по подъемно-транспортным машинам/ПТМ/.

Несовершенство базы государственного контроля за состоянием ПТМ, а также отсутствие необходимых средств для финансирования работ по созданию новых и реконструкции имеющихся ПТМ, паспортизации и мониторинга небезопасных объектов ПТМ привело совместно с фактором длительности эксплуатации к появлению большого числа подъемных кранов, находящихся в аварийном и предаварийном состоянии. Подтверждением сказанному могут служить результаты работы второй всеукраинской научно-технической конференции "Аварії на будівлях і спорудах та їх попередження"[2]. Очевидно, что в этих условиях в ближайшее время можно с большой уверенностью ожидать увеличения числа аварий и травматизма при проведении погрузочно-разгрузочных работ.

Проведение технического обследования и диагностики ПТМ в настоящее время, как правило, основано на определении действительных параметров их работы: реально действующих нагрузок, расчетной схемы, степени коррозионного износа, дефектов и повреждений и т.д. с последующим математическим моделированием. Таким образом, вся процедура диагностирования требует значительных затрат времени и средств, наличия высококвалифицированных кадров, оснащенных современной экспериментальной техникой неразрушающих методов контроля, испытаний и т.п. Кроме того, процедура математического моделирования рабочих режимов работы ПТМ всегда сопряжена с некоторой степенью идеализации ее работы, а результаты численных экспериментов во многом зависят от качества выполненных работ по экспериментальному обследованию и диагностике ПТМ[3].

Таким образом, возникает следующая проблема:

- с одной стороны имеется значительный парк ПТМ, требующий немедленного обследования и паспортизации;
- с другой – проведение качественной оценки напряженно-деформированного состояния/НДС/ узлов и механизмов ПТМ требует значительных затрат времени и средств.

Одним из возможных вариантов решения данной проблемы является создание таких методик технического диагностирования ПТМ, которые быстро, с достаточной степенью надежности полученных результатов, позволяли бы определять параметры НДС ПТМ и делать выводы о возможности ее дальнейшей эксплуатации.

Для повышения безопасности объектов, находящихся в неудовлетворительном техническом состоянии, необходима организация их мониторинга в реальном режиме времени. Президент НАН Украины, академик Патон Б.Е., выступая в 2001 г. на научно-практической конференции «Реконструкция зданий и сооружений. Опыт и проблемы» с докладом, который был посвящен проблемам определения ресурсов конструкций,

сооружений и оборудования в Украине, отметил, что «за последние годы для повышения безопасности эксплуатации ответственных конструкций получило развитие новое направление непрерывного контроля за состоянием наиболее нагруженных элементов, отказ которых способен вызвать существенные последствия. Разрабатываются специальные системы мониторинга состояния конструкций, которые позволяют оценивать как реальную нагруженность (например, при землетрясениях), так и деградацию сопротивляемости элементов конструкций реальной нагрузке. Известна целая вереница таких разработок в США и Европе относительно мостов, плотин, тоннелей, мостовых ж/д переходов и т.п. с учетом сроков надежной службы таких систем на протяжении 50...100 лет. Системы отличаются по типу датчиков и насыщенности интерфейса для фиксации, сохранения, пересылки и обработки результатов измерений. К этому оборудованию предъявляются высокие требования к надежности работы при продолжительных сроках эксплуатации. Очень важным вопросом является стоимость, поскольку в реальных конструкциях количество «горячих точек», то есть мест установленных датчиков, может достигать нескольких тысяч. Однако, затраты на подобные системы мониторинга состояния конструкций целиком окупаются за счет снижения риска аварий, что хорошо понимают в настоящее время в развитых странах мира».

Теоретическое обоснование концепции мониторинга базируется на необходимости создания комплексной системы сбора, накопления, обработки и использования информации, которая должна раскрывать специфику динамики НДС отдельных элементов и узлов ПТМ посредством соответствующих показаний контрольно-измерительных приборов, датчиков, которые накапливаются в виде базы знаний в автоматическом режиме в ПЭВМ.

Мониторинг, или мониторинговые системы, в простейшем виде представляют собой системы регистрации и накопления информации. Старейшими из таких систем, по-видимому, являются исторические науки, которые накапливают и анализируют исторические факты и события. В XX веке на основе современной информационно-аналитической базы и ЭВМ во всех областях науки и техники системы мониторинга распространились повсеместно: в технике, экономике, медицине и социологии, государственном управлении и др.

В начале рассмотрим теоретические аспекты построения системы мониторинга подъемно-транспортных машин.

Определение. Под мониторингом подъемно-транспортных машин мы понимаем динамическую информационно-аналитическую систему с гибкой инфраструктурой, работающую в режиме реального времени и дающую возможность выполнять непрерывный контроль за напряженно-деформированным состоянием узлов, механизмов ПТМ и ПТМ в целом, выдавать первичные прогнозные оценки и рекомендации эксплуатирующим и проектирующим организациям, проводить текущую диагностику технического состояния ПТМ.

На основе этих результатов соответствующие организации и ответственные работники делают соответствующие выводы о характере возможных управленческих решений, сроки их принятия и выполнения. Эти решения должны способствовать повышению надежности эксплуатации ПТМ, снижению уровня их отказа и аварийности при работе.

Система мониторинга подъемно-транспортных машин базируется на современных достижениях электронных компьютерных систем поддержки принятия решения, которые, в простейшем случае, можно разделить на следующие три типа рис. 1.

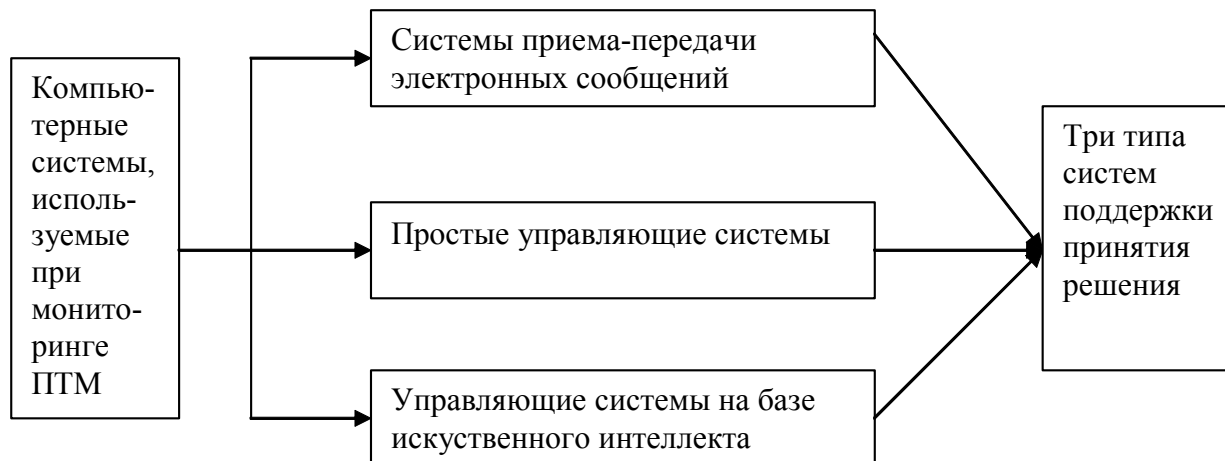


Рис. 1. Три типа систем поддержки принятия решения

По типу и срокам решения задач системы поддержки принятия решения подразделяются:

1. оперативные;
2. тактические;
3. стратегические (рис. 2).

Реализация мониторинга ПТМ возможна только в рамках единой структуры изучения объекта (от получения первичной информации до выдачи управляющих решений), организованной на принципиально новом, «мониторинговом» уровне. Данный подход обеспечивает широкий охват всех видов экспериментальных исследований ПТМ, направленных на подробное освещение напряженно деформируемого состояния отдельных узлов и механизмов ПТМ и объединяемых в виде подсистем единой системы мониторинга подъемно-транспортных машин.

С практической точки зрения система технического мониторинга ПТМ представляет собой единственное средство минимизации разного рода просчетов. При анализе опыта расчета и проектирования подъемно-транспортных машин выделяются следующие типы инженерных просчетов, которые сводятся к недоучету рабочих условий эксплуатации и факторов, влияющих на увеличение аварийности подъемно-транспортных машин и снижению, в конечном итоге, их производительности:

1. Просчеты при целевом планировании, когда рост требований к подъемно-транспортной технике опережает уровень технологических разработок.
2. Инженерные просчеты связаны с такими условиями:
 - а) недостаточной разработкой вопросов оценки и прогноза динамики подъемно-транспортных машин (динамические просчеты);
 - б) недостаточностью информации о структуре и свойствах материалов и компонентов подъемно-транспортных машин (статические просчеты).

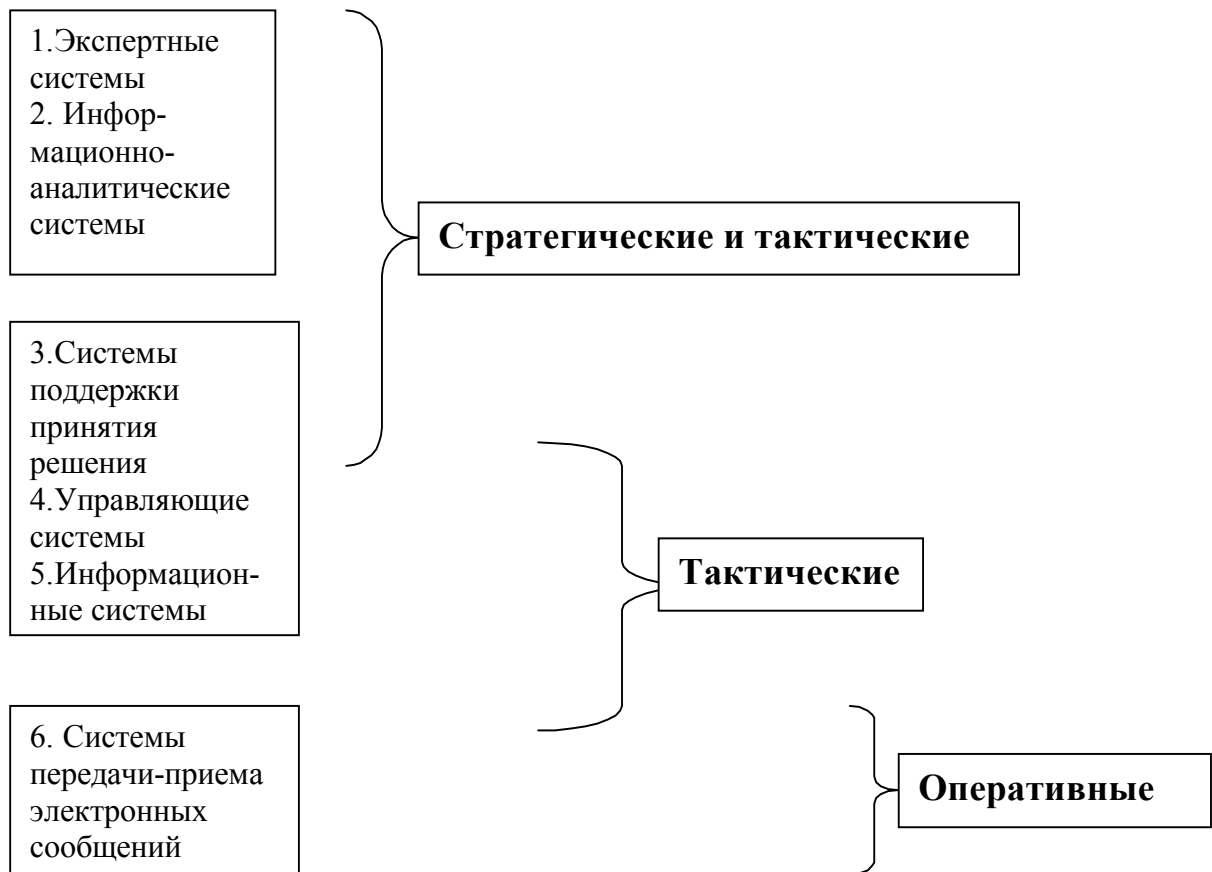


Рис. 2. Оперативные, тактические и стратегические системы поддержки принятия решения

В своей работе система мониторинга ПТМ опирается на применение:

- процедур последовательного анализа при выборе диагностических параметров;
- средств диагностирования и методов обработки диагностической информации;
- эталонных аппроксимационных моделей для диагностирования методом сравнения в реальном времени;
- многоуровневости по функциям и средствам мониторинговых исследований;
- концентрацию диагностической информации в виде соответствующей базы знаний в ПЭВМ.

Выводы

В общих чертах сущность метода последовательного анализа для организации и проведения мониторинговых исследований ПТМ состоит в многоэтапности процедуры принятия решения о техническом состоянии подъемно-транспортной машины, её узлов или механизмов:

1. вначале, с помощью физических методов, решают задачу оценки технического состояния объекта диагностирования – ПТМ, отвечает ли она требованиям нормативно-технической документации;
2. если этого установить не удастся, то продолжаются мониторинговые исследования по диагностированию ПТМ более точными техническими и математическими методами и средствами, позволяющими получить дополнительную информацию об объекте исследований;
3. в случае принятия решения о непригодности ПТМ к дальнейшей эксплуатации осуществляется процедура поиска, связанная с использованием методов, обладающих высокой достоверностью для обнаружения места отказа и причин его



возникновения; на этом этапе наряду с количественными данными учитывается качественная информация о техническом состоянии ПТМ.

4. Кроме решения традиционных задач диагностики технического состояния ПТМ, на основе мониторинговых исследований могут быть решены новые задачи анализа эксплуатационной годности физически изношенных или морально устаревших кранов (подъемно-транспортного оборудования, отдельных узлов и механизмов, которые не отвечают современным требованиям охраны труда и представляют потенциальную угрозу для жизни и здоровья работающих), задачи продления срока их эксплуатационной годности и др. Это является особенно актуальным в настоящее время для стран с переходной экономикой (в том числе, для новых независимых государств и Украины). Ограниченность финансовых ресурсов в этих странах бывшего СССР (которые скудно выделяются на работы по технической диагностике) часто вступает в противоречие с надежностью и безопасностью эксплуатации сложных технических объектов и систем, многие из которых были введены в действие еще в советское время [2].

Литература

1. Шимановський О.В., Гордеев В.М., Оглобля О.І., Перельмутер А.В., Горохов Є.В., Корольов В.П., Югов А.М., Денисов С.В. Аналіз технічного стану та проблеми експлуатації будівельних металевих конструкцій в Україні.// "Будівництво України" 2001р. - №3. – С.48.
2. Аварії на будівлях і спорудах та їх попередження. Матеріали Другої науково-технічної конференції. – К., 1999.
3. Горохов Е.В., Югов А.М., Денисов Е.В., Некрасов Ю.П. Вибрационная диагностика стальных решетчатых конструкций//Сб.науч.тр. Строительство, материаловедение и машиностроение. – Дн-ск, ПГАСАиА. – 2002. – Вып.18 - С.48-54.

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 666.97

*І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,
Ю.О. Баранов, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
В.А. Басараб, інженер КНУБА*

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ СЕРЕДОВИЩА З РОБОЧИМ ОРГАНОМ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛОЩАДКИ

Експериментальні дослідження взаємодії оброблюваного середовища з робочим органом складної нелінійної вібромашини являються чи не найдійовішим методом визначення параметрів системи "машина-середовище" і дають можливість перевірити як існуючі теоретичні положення так і визначити напрямок для подальших досліджень.

Як було зазначено [1, 2], задача експериментальних досліджень полягає у визначенні взаємодії оброблюваного середовища (бетонної суміші) з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки.

При проведенні досліджень у відповідності з методикою [2, 3, 5] реєструвались наступні параметри:

- амплітуда коливань шарів суміші;
- динамічний тиск в контактній зоні "форма - суміш та в шарах суміші.

Вихідні дані [4]: вантажопідйомність лабораторної віброплощадки-200кг (робочий орган + форма – 120 кг, маса бетону – 80 кг), частота коливань – $\omega = 20$ Гц, амплітуда коливань (напіврозмах) – $x = 0,75$ мм.

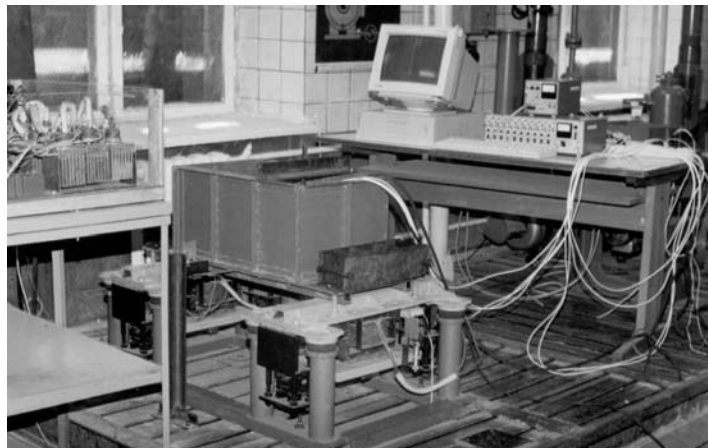


Рис. 1. Дослідно-експериментальний стенд

Для розв'язання задач досліджень був розроблений дослідно-експериментальний стенд (рис. 1). На першому етапі проводилось тарування датчиків тиску та переміщення за вищезгаданною методикою. Результати тарування мездоз, як видно на графіку (рис. 2), показали лінійну залежність між величиною зміни тиску та сигналом (в межах заданого діапазону), а також відсутність гістерезису при навантаженні та розвантаженні. Незначний гістерезис графіків розвантаження спричинений температурним дрейфом нуля тензOMETричної апаратури. Масштаб тарування для мезدوزи 1 складає $\mu_1 = 3,996$ В/(10 кПа), для мезدوزи 2 $\mu_2 = 3,146$ В/(10 кПа). Необхідно зазначити, що діапазон сигналу датчиків на

виході тензометричної апаратури складає ± 100 мВ, це необхідно враховувати оскільки тарувальні графіки та осцилограми отримані з коефіцієнтом підсилення $\kappa_{\text{п}} = 200$. Запис переміщення шарів суміші здійснювався за допомогою нестандартних датчиків які представляють собою консольні пластинки розміром $(B \times L \times \delta) = 20 \times 160 \times 2$ мм. Чутливими елементами датчиків є тензорезистори, з'єднані по напівмостовій схемі. Для уникнення потрапляння вологи чутливі елементи датчиків та з'єднання кабелів герметизувалися за допомогою силікону в спеціальному корпусі. Графіки тарування датчиків переміщення (рис. 3) мають лінійну залежність в межах діапазону вимірювань. Масштаб тарування датчиків переміщення складає: датчики 1 і 4 - $\xi_{1,4} = 13$ В/мм, датчики 2 і 3 - $\xi_{2,3} = 8$ В/мм.

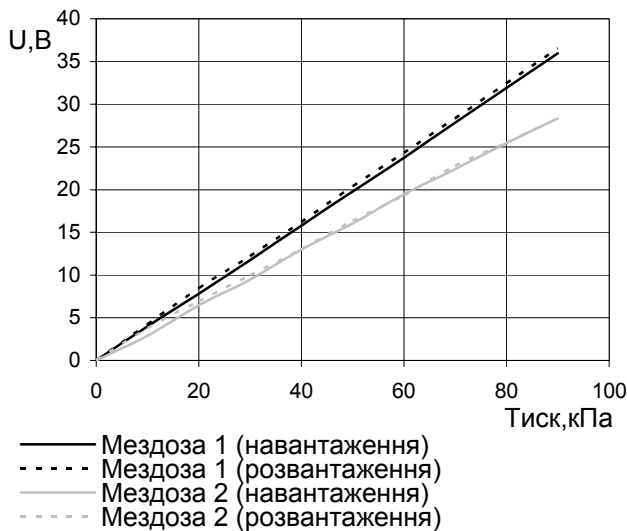


Рис. 2. Графік тарування мездоз

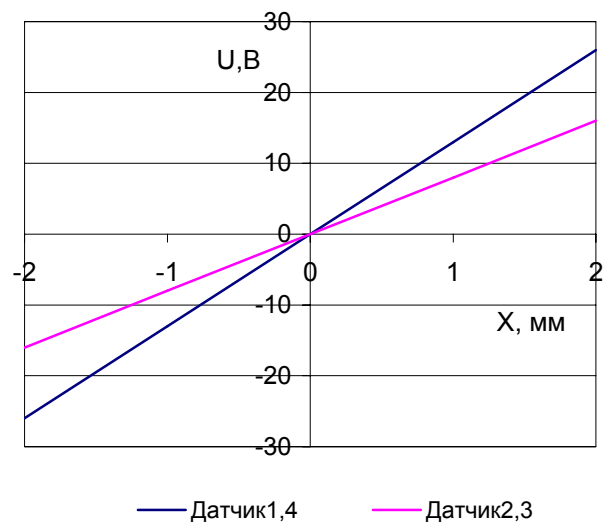


Рис. 3. Графік тарування датчиків переміщення

Встановлення датчиків тиску та переміщення в форму здійснювалось за схемою (рис. 4). Один датчик тиску (мездоза 1) встановлювався на дні форми і закріплювався жорстко, інший датчик (мездоза 2) встановлювався вільно на деякій висоті при завантаженні суміші. Датчики переміщення шарів суміші встановлювалися на спеціальному жорстко закріпленому в формі штативі. Склад бетонних сумішей, які використовуються в дослідженнях приведений в таблиці 1.

Таблиця 1. Склад бетонних сумішей

№	Склад бетонних сумішей	В/Ц	Жорсткість, с
1	1:3:0	0,33	80...100
2	1:1,4:2,6	0,35	100...120
3	1:1,82:3,38	0,41	30...60
4	1:2,55:4,5	0,55	100...120

З осцилограми (рис. 5) видно, що тиск в середовищі змінюється пропорційно прискоренню робочого органу, а також залежить від висоти суміші, тому стає зрозумілим, що інерційна складова суміші є основною складовою процесу ущільнення (створення напружено-деформованого стану середовища). Видно, що характер зміни тиску в залежності від висоти суміші залишається постійним. Як показав запис (рис. 6), переміщення частинок суміші відбувається в протифазі до зміни тиску в середовищі. Запис повного циклу ущільнення ($t = 1,5$ хв.) показав, що тиск в середовищі змінюється як в кількісному, так і в якісному розумінні, тобто на початку процесу ущільнення відбувається чітке чергування ударів різної сили (на нашу думку це явище можна пояснити властивістю автоколивальної системи до самоадаптування, тобто реагувати на зміну зовнішнього навантаження). Із ущільненням суміші відбувається згладжування різниці між ударами (частота коливань при цьому не змінюється), а також збільшується величина та

інтенсивність (частота) вищих гармонік (між ударний спектр). Величина (перепад тиску) вищих гармонік складає третину величини основної гармоніки. Значення тиску при усталеному русі на початку циклу ущільнення складає 40 кПа (максимальне значення) - для мездози, розташованої на дні, та 10 кПа - для мездози в суміші. Тиск в кінці циклу ущільнення складає 60 кПа (на дні форми).

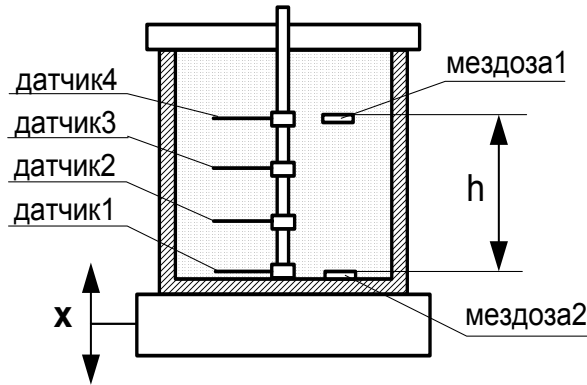


Рис. 4. Схема встановлення датчиків

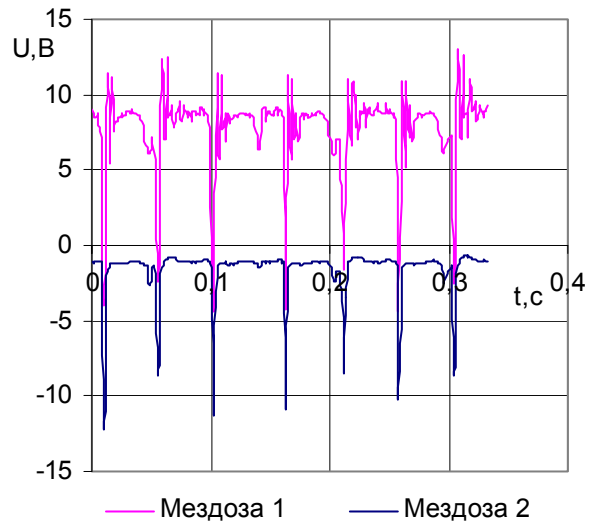


Рис. 5. Графік зміни тиску в середовищі

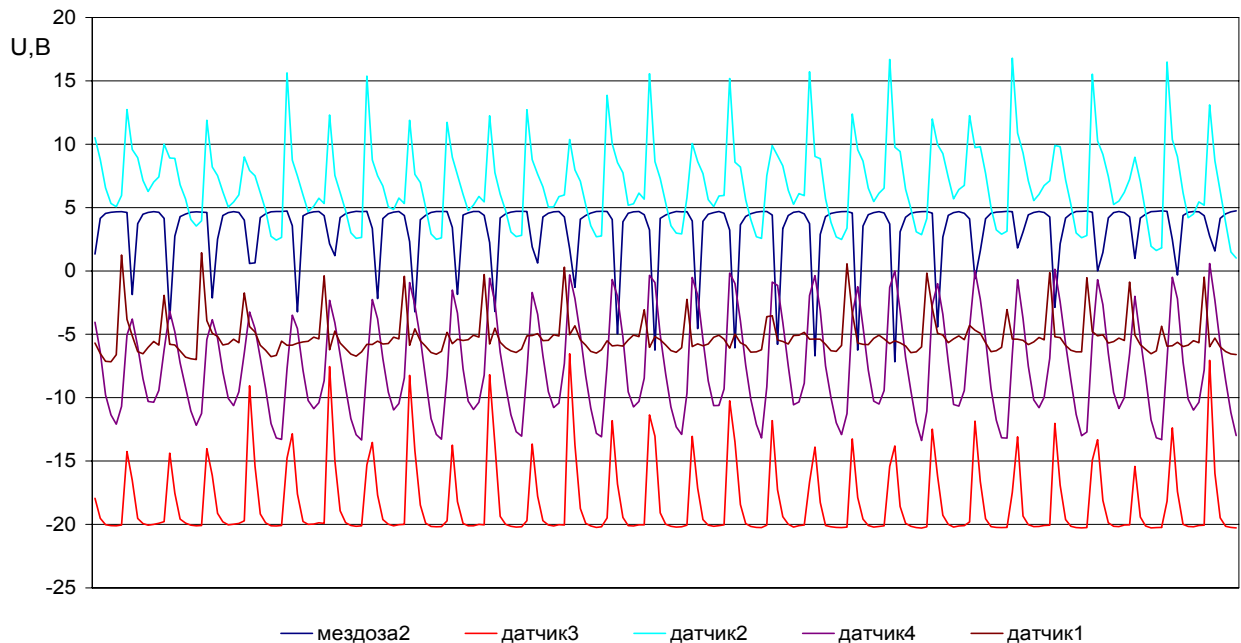


Рис. 6. Запис тиску та переміщення шарів суміші

Аналіз осцилограм повного циклу ущільнення за умов жорсткого та вільного закріплення мездоз свідчить про те, що характер зміни тиску в обох випадках аналогічний, але вплив вищих гармонік поступово збільшується (амплітуда вищих гармонік до завершення циклу складає приблизно половину значення амплітуди основної гармоніки). На нашу думку це можна пояснити збільшенням ступеня ущільнення суміші і, як наслідок, збільшенням частоти власних коливань системи "робочий орган-середовище", а також накладанням високочастотних коливань дна форми та штативу, іншими словами датчик, встановлений в суміш, на початку процесу ущільнення контактує з деякою локальною ділянкою середовища, а до завершення циклу, коли формується

структура виробу, в зоні контакту датчика та середовища (робочого органу та суміші) відбувається накладання зусиль кількох складових (тиск середовища контактної зони, перерозподілений тиск вище розташованих шарів, боковий тиск, високочастотна складова тиску за рахунок накладання коливань форми з сумішшю, а також коливань підвіски ударника та ін.).

Як відомо [2], ударний характер взаємодії має досить складну фізичну природу і супроводжується виникненням великої кількості вищих гармонік. Це є ще одним поясненням реакції взаємодії робочого органу та середовища. В окремих випадках амплітуда вищих гармонік майже досягає амплітуди основної гармоніки, тобто, можна сказати, що характер взаємодії робочого органу та середовища наближається до характеру взаємодії твердих тіл. На підставі вищевказаного можна припустити, що суцільний високочастотний спектр є одним з критеріїв якості ущільнення. Період коливань віброплощини складає $0,05с$ ($f = 20Гц$).

Дослід проведений з формою висотою $h = 1$ м виявляє аналогічний характер зміни тиску, але тиск на дні форми та в шарах суміші характеризується більш різкою зміною амплітудних значень та високою інтенсивністю вищих гармонік (очевидно має місце вплив жорсткості стінок та днища форми – так званий пристінний ефект). Повторні досліді вказують на одне і те ж явище – відбувається, як відмічено раніше, чергування ударів більшої та меншої сили, потім іде період стабілізації і далі – поступове плавне наростання тиску в зоні контакту та згладжування спектру взаємодії. На нашу думку, пояснити цей ефект можна само адаптивною властивістю автоколивальної системи (як зазначено раніше), а також зміною коефіцієнта відновлення швидкості при ударі, оскільки, під час удару відбувається поглинання енергії середовищем, тому логічно можна заключити, що цей коефіцієнт буде меншим на початку ущільнення (коли енергія удару максимально поглинається середовищем) і тому машина реалізує більш ударний режим руху, і далі відбувається згладжування спектру – реалізується ударно-вібраційний режим. Аналіз запису повного циклу ущільнення не дає підстав вважати процес передачі напружено-деформованого стану між частинками суміші хвильовим. Незначний зсув фаз показань датчиків на початку процесу ущільнення спричинений нерівномірною реакцією датчиків при інтенсивній осадці суміші. Результати аналізу показань датчиків переміщення розташованих на різній висоті вказують на неоднозначний характер динамічної податливості середовища.

Очевидно, нерівномірність показань спричинена різним ступенем впливу робочого органу (переміщення в контактній зоні), а також висотою та жорсткістю форми.

На наступному етапі проводилось дослідження напружено-деформованого стану середовища за допомогою динамічної петлі гістерезису (Д.П.Г.) [2]. Графіки (рис. 7, 8), побудовані для верхнього шару суміші (мездоза 2, датчики 3, 4), відповідають початковій та кінцевій стадії ущільнення суміші. На початку ущільнення (рис. 7) відбувається плавне наростання тиску майже за лінійним законом (пружна деформація), далі характер кривої відповідає пластичній деформації. При розвантаженні-напруженні падає до мінімального значення, відносна деформація наближається при цьому до максимуму. Відносна деформація, як видно з графіка, відстає по фазі від напруження. На кінцевій стадії ущільнення (рис. 8) відбувається зменшення площі Д.П.Г. Оскільки площа петлі гістерезису є робота, що витрачається на ущільнення елементарного об'єму суміші, стає зрозумілим, що на початку циклу відбувається активне поглинання віброенергії середовищем і, як наслідок, зміна площі Д.П.Г. Необхідно також зазначити, що кінцева стадія ущільнення за характером зміни кривої має деякі відмінності у відношенні до початкової стадії. Згідно запису відбувається чергування зсуву фаз між напруженням та деформацією (випередження наростання напруження в порівнянні з наростанням деформації і навпаки) і, як наслідок, зміна форми та площі Д.П.Г. На нашу думку, цей факт можна пояснити релаксаційними коливаннями тиску та відносною деформації з частотою відмінною від частоти коливань установки, а також накладанням коливань форми.

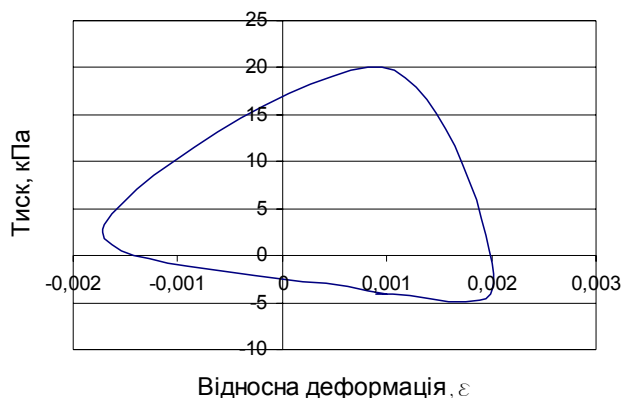


Рис. 7. Динамічна петля гістерезису на початку циклу ущільнення

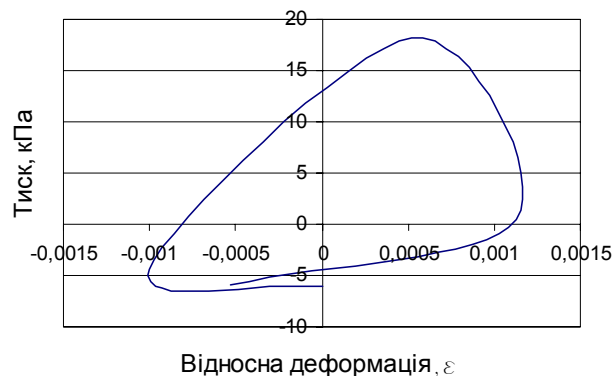


Рис. 8. Динамічна петля гістерезису в кінці циклу ущільнення

Основні параметри середовища розраховані згідно методики [2, 5]. Результати розрахунків занесені до таблиці 2.

Таблиця 2. Основні параметри середовища

Стадія ущільнення	Параметри				
	ΔW , Дж/м ³	E, МПа	c, м/с	W, Дж/м ³	C, Н/м
Початкова	58,1	21,1	91,8	9,1	$1,66 \cdot 10^6$
Кінцева	29,2	32	113,2	4,9	$2,52 \cdot 10^6$

На даному етапі експериментальних досліджень був встановлений характер взаємодії робочого органу ударно-вібраційної машини з оброблюваним середовищем. Результати досліджень дають підстави стверджувати, що інерційні сили є основною складовою у створенні напружено-деформованого стану середовища. Повний цикл ущільнення за характером та величиною зміни тиску умовно можна розділити на дві стадії: значним наростанням величини тиску в початковий момент, що складає приблизно четверту частину циклу, та стабілізацію режиму з поступовим розширенням спектру коливань середовища. Характер зміни напружено-деформованого стану дозволяє апроксимувати бетонну суміш в процесі формування пружно-в'язко-пластичним тілом. Знайдені величини зміни тиску та переміщення при віброущільненні. Отримані параметри дають можливість побудови фізичної та математичної моделі середовища для оцінки його впливу на динаміку руху віброплощадки.

Література

1. Баранов Д.С, Карамзин В.Е. О методике измерения давления бетонной смеси на элементы форм// Сб. НИИЖБ Стальные формы для сборного железобетона. – М.: Стройиздат, 1966.
2. Назаренко И.И Теория и принципы создания виброуплотняющих машин на основе синтеза гибридных динамических систем. – Дис. докт. техн. наук. – М., 1989.
3. Карамзин В.Е, Митник Г.С Давление вибрируемой бетонной смеси на поддон и борта формы// Сб. НИИЖБ Расчет и конструирование стальных форм для сборного железобетона. – М.: Стройиздат, 1970.
4. Баранов Ю.О Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом. – Дис. канд. техн. наук. – К., 1994. – 150 с.
5. Баранов Ю.О, Клименко М.О, Басараб В.А Методика експериментальних досліджень взаємодії середовища з робочим органом ударно-вібраційної площадки// Техніка будівництва. – 2003. – №11. – С. 24-28.



УДК 621.867.82: 532

В. М. Гуцин, канд. техн. наук, доцент, Донбасская государственная машиностроительная академия

АНАЛИЗ ТЕЧЕНИЯ ВЫСОКОКОНЦЕНТРИРОВАННЫХ АЭРОСМЕСЕЙ В ПНЕВМОТРАНСПОРТНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

Движение аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе осуществляется: "в полете" одиночных частиц во взвешенном состоянии; макробросками без отложений и с отложениями; дюнообразное, волнообразное и порционное перемещение, движение сдвигом сплошной массы [1]. В пределах одного трубопровода одновременно могут существовать два и более режимов течения аэросмесей в сочетании с их взаимными переходами. Для трубопроводов круглого сечения наиболее изученным является режим движения одиночных частиц "в полете" во взвешенном состоянии [2,3]. Частицы перемещаются в устойчивом турбулентном потоке. Общее движение "вперед-вдоль" в этом случае сопровождается ударами частиц о верхнюю, нижнюю и боковые стенки трубопровода. Перемещение частиц сыпучего материала осуществляется при высоких скоростях движения несущей среды (20...50 м/с) и малых концентрациях смеси ($\mu = 5...30$). Высокая скорость движения несущей и несомой фаз, существенное отставание скорости несомой фазы от несущей ($V_v - V_n > 0$) приводят к высокой энергоёмкости процесса транспортирования.

Волновой и порционный режимы движения аэросмесей [4, 5] отличаются сложностью протекающих процессов, характеризующихся постоянными переходами ламинарного течения в турбулентное и наоборот, по постоянно повторяющейся синергетической схеме $\Pi \leftrightarrow X$ (порядок \leftrightarrow хаос) [6]. Процессы перехода вызваны возмущениями: воздействием набегающего воздушного потока, формой и шероховатостью транспортируемых частиц сыпучего материала, шероховатостью стенок материалопровода, изменениями энтропии и осцилляционными процессами. Наблюдающаяся внутриволновая, внутриволновая турбулентность сопровождается диссипацией энергии в масштабных вихревых образованиях. Энергетическая подпитка для поддержания внутриволновой и внутриволновой турбулентности осуществляется воздействием дополнительных воздушных струй.

Воздействие воздушной струи на сыпучий материал, размещенный на нижней поверхности материалопровода, рассматривается для случая, когда струя в начальный момент времени соударяется с плоской поверхностью сыпучего материала, а далее, по мере развития процесса, с жестким экраном круговой формы (нижней поверхностью трубы) [7]. Воздушная струя воздействует на сыпучий материал под углом атаки $\alpha > 0$. Давление на поверхность экрана при натекании на него воздушной струи имеет области положительных и отрицательных значений. Воздействие воздушной струи, неравномерность распределения давлений способствует общей турбулизации движения. При этом идет процесс формирования устойчивых когерентных (упорядоченных) крупномасштабных вихревых образований. Общая структура движения определяется влиянием конечного числа когерентных мелко- и крупномасштабных образований, наблюдающихся в пневмотранспортном трубопроводе.

С точки зрения снижения энергетических затрат на процесс транспортирования представляется перспективным использование пневмотранспортных установок, работающих в волновом и порционном режимах движения аэросмесей. Анализ выполненных теоретических и экспериментальных исследований показал малоизученность процессов течения аэросмесей в трубопроводе, что существенно сдерживает разработку и широкое промышленное внедрение данных типов пневмотранспортных установок для сыпучих материалов.

Целью данной работы является более детальное и углубленное изучение процессов течения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе при перемещении сыпучих материалов в различных режимах движения аэросмесей, и, прежде всего, волновом и порционном, выявление их особенностей с целью создания новых высокоэффективных энергосберегающих способов пневматического транспортирования сыпучих материалов с разными физико-механическими свойствами для предприятий строительной промышленности.

Визуализация на макроуровне волнового и порционного режимов движения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе показала их особенности. Упорядоченные структуры простираются по всей длине трубопровода. Структуры повторяются как в направлении стелющейся струи так и в общем направлении потока. Наблюдается их подобие. Перемещения крупномасштабных вихрей характеризуются локальной периодичностью. В стелющейся струе и в области взаимодействия двух стелющихся струй возникают зоны неустойчивости направлений движения вихрей. На пороге неустойчивости направлений движения вихрей имеют место бифуркационные явления. Направление вихрей в рассматриваемых областях является равновероятностным.

Крупные структуры играют важную роль в динамике переноса энергии через развитую область автомодельного течения струи. Данное условие выполняется, когда характерные масштабы изменения направления потока длины, скорости и частоты наибольших вихревых структур соизмеримы с суммарными масштабами осредненного потока. Предполагается, что геометрия границы раздела определяется структурой турбулентности, содержащейся внутри нее. Подобие структуры турбулентности отражается в характеристиках границы раздела, таких как перемежаемость и нормированная частота прохождения границы раздела.

Поперечные распределения коэффициента перемежаемости и нормированной частоты прохождения границы раздела в сечениях $x/D = 5...49$ описываются соотношениями [8]:

$$\gamma = 0,5 - \exp\left[\frac{1}{0,41}\left(\frac{y - y_m}{b} - 0,11\right)\right];$$

$$\frac{f_v}{f_{vm}} = \exp\left[-0,5\left(\frac{y - y_m}{0,41b}\right)^2\right],$$

где γ – коэффициент перемежаемости; y – поперечная координата; y_m – поперечная координата области с максимальной частотой прохождения границы раздела; b – ширина струи; f_v – частота прохождения границы раздела; f_{vm} – максимальная частота прохождения границы раздела.

Конвективная скорость крупных вихревых структур определяется путем комбинации визуализации течения и расчетов с использованием соотношений подобия характерных масштабов течения.

При рассмотрении крупномасштабных вихрей в рамках модели вихревой дорожки, конвективная скорость (U_s), длина волны (l_s) и частота (f_s) вихревых структур связаны между собой соотношением $U_s = l_s f_s$, или

$$\frac{U_s}{U_0} = C_l \left(\frac{x}{d}\right) C_f \left(\frac{x}{d}\right)^{-1,5},$$

где U_0 – скорость истечения струи; (x/d) – параметр рассматриваемого сечения; C_l – структурный коэффициент длины волны; C_f – структурный коэффициент частоты

Для постоянных C_l и C_f структурный коэффициент конвективной скорости $C_u = C_l C_f$ должен сохраняться постоянным в автомодельной области течения струи. По данным [8] величина коэффициента C_f может быть принята равной 2,36 ($C_f = 2,36$).

Характер коэффициента C_l определяется для известных мгновенных выбранных вихрей в области полностью развитого течения струи. Представив безразмерную длину



волны для системы вихрей в виде $l_s / d = C_1 (x/d)$, соответствующая плотность вихрей определяется как

$$n_s d = \frac{2}{C_1 \left(\frac{x}{d} \right)},$$

где n_s – плотность вихрей.

При переходе вихря из начального сечения x_0 в текущее сечение x_1 выполняется условие

$$\int_{x_0}^{x_1} n_s dx = 1$$

или

$$\frac{2}{C_1} l_n \left(\frac{x_1}{x_0} \right) = 1.$$

Для двух смежных вихрей, координаты которых определены методом визуализации потока, коэффициент длины волны определяется из последнего уравнения

$$C_1 = 2l_n \left(\frac{x_1}{x_0} \right).$$

Из условия $k = \int_{x_0}^{x_1} n_s dx$, можно найти $(N - 1)$ оценок

$$C_1 = \frac{2}{k} l_n \left(\frac{x_k}{x_0} \right), \quad k = 1, 2, \dots (N - 1).$$

Из графика (рис. 1), построенного по результатам расчетов видно, что коэффициент длины волны $C_1 = f(x)$ стремится асимптотически к своему автомодельному значению $C_1^N = 5$.

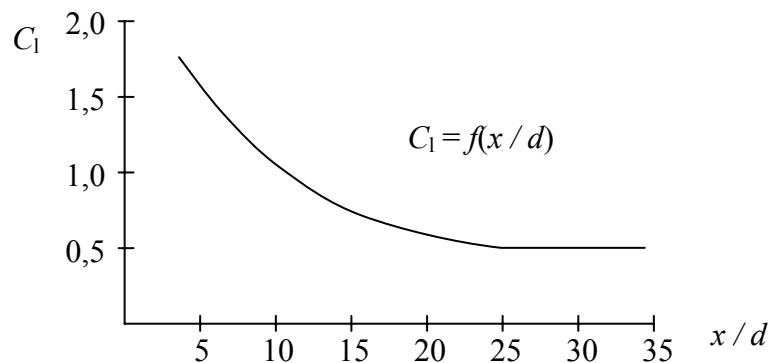


Рис. 1. График изменения $C_1 = f(x/d)$ по результатам визуализации течения аэросмеси

Определив C_1 и C_f , находится конвективная скорость крупных вихрей

$$\frac{U_s}{U_0} = 1,2 \left(\frac{x}{d} \right)^{-0,5}.$$

Суммарные изменения масштабов длины, скорости и подобия согласуются с условиями подобия.

Пространственная когерентность и периодичность вихрей в полностью развитом струйном течении имеет характерную форму мгновенного поля скоростей. Проверка пространственной взаимосвязи осуществляется путем изменения взаимных корреляций

между продольными пульсациями скорости в различных точках потока. Коэффициенты корреляции определяются для точек А и В, удаленных на расстоянии $\delta_x, \delta_y, \delta_z$,

$$R_u(\delta_x, \delta_y, \delta_z) = U_A U_B / U_A' U_B',$$

где $U_A U_B$ – уровни пульсации скорости.

В структуре вихревой дорожки в полностью развитом струйном течении проявляется двумерность турбулентного поля течения и геометрии границы раздела. Оценка степени двумерности осуществляется путем сравнения характеристик интегральных масштабов длин в продольном и поперечном направлениях. Эти интегральные масштабы определяются корреляциями скорости и перемежаемости

$$A_x = \int_0^{\infty} R(\delta_x, 0, 0) d\delta_x,$$

$$A_z = \int_0^{\infty} R(0, 0, \delta_z) d\delta_z.$$

Подобие структур, пространственная когерентность и периодичность вихрей, двумерность и трехмерность деформирования вихревых жгутов, стремление к формированию классических подковообразных вихрей являются отличительными особенностями движения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе.

Движение аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе сопровождается колебательными процессами. Происходит диссипация энергии. Предполагается, что вязкостные эффекты сосредоточены в однослойном пограничном слое, толщина которого определяется диссипацией при установившемся режиме течения. Все остальные эффекты сосредоточены в ядре потока, где имеет место течение с относительно равномерным распределением скорости. При турбулентном течении, имеющем место практически во всех режимах движения аэросмесей, изменения скорости и градиента давления в ядре потока существенно влияют на процесс диссипации.

Анализ частотной характеристики транспортного трубопровода рассматривается для однослойной модели пограничного слоя при наличии возмущений малой амплитуды. Принимается жесткий трубопровод постоянного сечения (рис. 2). По трубопроводу диаметром d течет квазинесжимаемая жидкость. На установившееся давление в точке 1 наложено синусоидальное давление. Частотная характеристика представляется в виде [9]:

$$\frac{\delta p_2(j\omega)}{\delta p_1(j\omega)} = \exp[(-\gamma(j\omega))]L,$$

где $\delta p_2, \delta p_1$ - возмущение давления в рассматриваемых сечениях; $(j\omega)$ – частотная характеристика; L – длина рассматриваемого участка; γ – коэффициент перемежаемости.

Принимая во внимание, что фазовая скорость не зависит от частоты, коэффициент затухания α определяется

$$\alpha = k[\gamma(j\omega)],$$

где k – действительная часть.

Затухания синусоидального возмущения давления описываются в виде

$$\left| \frac{\delta p_2(j\omega)}{\delta p_1(j\omega)} \right| = e^{-2L} \approx 1 - 2L,$$

где α - коэффициент затухания; L – длина участка диссипации.

Принимается допущение, что вязкостная диссипация имеет место в ламинарном пограничном слое Δ (рис. 2). Коэффициент диссипации непосредственно связан с диссипацией энергии на длине L .

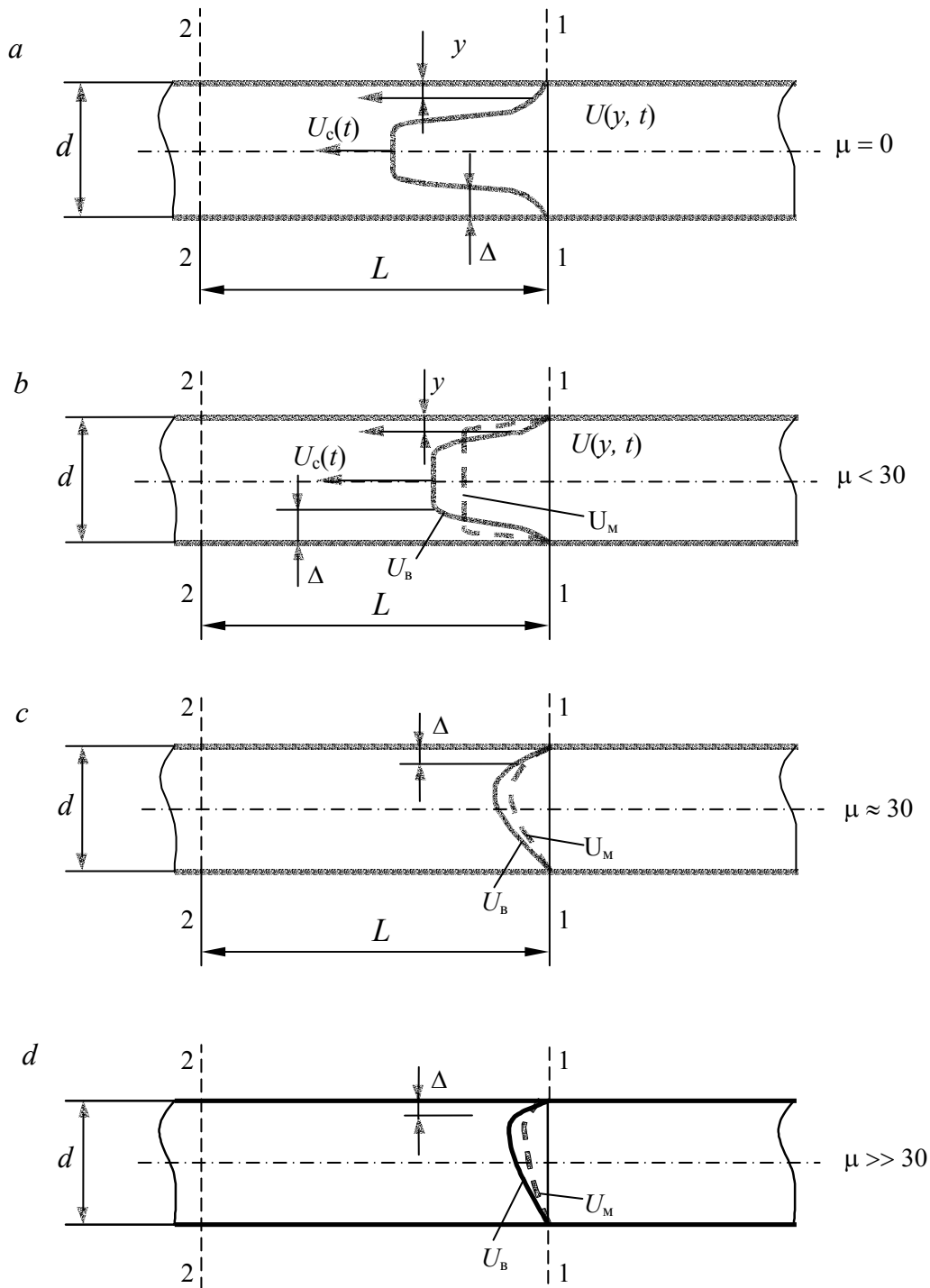


Рис. 2. Распределение скоростей в пограничном слое и ядре течения:
 а – при продувании чистого воздуха; б – в полете одиночных частиц; с – макробросками;
 д – в порционном и волновом режимах движения аэросмеси

Процедура решения состоит в интегрировании нестационарного уравнения энергии по площади поперечного сечения трубопровода и на длине выделенного участка трубопровода L и в пределах одного периода $2\pi/\omega$. Уравнение имеет вид

$$\left[\int_0^{2\pi/\omega} \left(\frac{a\rho\rho_c^3}{2g} + P_2 u_c a \right) dt \right]_2 = \left[\int_0^{2\pi/\omega} \left(\frac{a\rho\rho_c^3}{2g} + P_1 u_c a \right) dt \right]_1 - \left[\int_0^{2\pi/\omega} \int_0^L \frac{\pi\mu d}{g} \int_0^4 \frac{\partial u}{\partial y} dy dx dz \right],$$

где a – площадь поперечного сечения; ρ – плотность потока; u_c – скорость в ядре сечения трубопровода; p_1 и p_2 – давления в рассматриваемом сечении; 1 и 2 – параметры в

сечениях 1-1 и 2-2; μ - динамический коэффициент вязкости; d – диаметр трубопровода; z – осевая координата; y – радиальная координата.

Последний член в данном уравнении представляет полную вязкостную диссипацию наблюдающуюся на длине участка L в пределах промежутка $2\pi/\omega$. Диссипативный член последнего уравнения вычисляется путем построения передаточной функции, связывающей градиент локальной скорости в пограничном слое со скоростью в ядре течения.

Возмущения скорости течения и давления определяются соотношениями

$$\begin{aligned} U_{c1} &= U_c^* + \delta u_{c1} \sin(\omega t); \\ P_1 &= P_1^* + \delta P_1 \sin(\omega t); \\ U_{c2} &= U_c^* + \delta u_{c2} \sin(\omega t + \varphi); \\ P_2 &= P_2^* + \delta P_2 \sin(\omega t + \varphi), \end{aligned}$$

где φ – фазовый угол; звездочкой обозначены установившиеся значения скорости и давления; δu_1 , δp_1 и т. д. – амплитуды возмущения.

Параметр диссипации записывается в виде

$$\Phi = \int_0^1 \lambda^2 d\eta \eta,$$

где $\lambda = |J(j\omega)|$ – абсолютная величина частотной характеристики; $\eta = y/\Delta$ – безразмерная координата для пограничного слоя; Δ – толщина пограничного слоя.

Поскольку $\delta p = \frac{\rho c}{g} \delta u$, соотношение принимает вид

$$\left(\frac{\delta p_2(j\omega)}{\delta p_1(j\omega)} \right)^2 = 1 - \frac{4\nu L \Phi}{cd\Delta},$$

где ν – кинематическая вязкость; c – скорость распространения волны.

Полагая, что последний член в нестационарном уравнении энергии мал по сравнению с единицей и коэффициент затухания определяется

$$\alpha = \frac{2\nu\Phi}{cd\Delta}.$$

Выразив его через число Рейнольдса ($Re = U_c \cdot d/\nu$), коэффициент затухания примет вид

$$\alpha = \frac{2\Phi U_c^*}{c Re \Delta}.$$

Затухание возмущения давления при турбулентном течении определяется параметром диссипации, который связан с абсолютным значением частотной характеристики, т.е. соответствующей передаточной функции, связывающей градиент локальной скорости в пограничном слое, со скоростью течения ядра.

Выводы

Течение аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе отличается сложностью протекающих процессов и сопровождается формированием структур, зависящих от режимов движения. Перемещения крупномасштабных вихрей при волновом и порционном режимах движения аэросмесей характеризуются локальной периодичностью во времени. Когерентные структуры простираются в пределах всего транспортного трубопровода. Процессы традиционно считавшиеся случайными могут быть описаны с позиции детерминированного подхода. Уровень турбулентности течений в пневмотранспортном трубопроводе определяется влиянием конечного числа когерентных крупномасштабных вихревых образований. В пневмотранспортном трубопроводе наблюдаются постоянные переходы по синергетической схеме «порядок ↔ хаос».



Когерентные структуры и повторяющиеся переходы по синергетической схеме позволяют поддерживать заданный режим движения аэросмесей и, в целом обеспечить стабильную работоспособность пневмотранспортного трубопровода.

Литература

1. *Гуцин В.М.* Режимы движения двухкомпонентной среды в транспортном трубопроводе // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць/ Ін-т геотехнічної механіки НАН України. – Дн-ськ, 1999. – Вип. 13. – С. 71-76.
2. *Смолдырев А.Е.* Трубопроводный транспорт. – М.: Недра, 1980. – 292 с.
3. *Волошин А.И., Пономарев Б.В.* Механика пневмотранспортирования сыпучих материалов. – К.: Наук. думка, 2001. – 519 с.
4. *Гуцин В.М.* Пневмотранспортная установка с порционным движением песка // Литейное производство. – 1979. – №6. – С.25-26.
5. *Гуцин О.В.* Пневмотранспорт сыпучих материалов в порционном режиме движения // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2001. – С.14-17.
6. *Гуцин В.М.* Синергетический подход к процессам движения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе // Техніка будівництва. – 2001. – №10. – С.90-94.
7. *Гуцин В.М.* Восстановление структуры движения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе // Вестник НТУУ «КПИ». – К.: Машиностроение. – 2000. – вып.38. – т.2. – С.158-162.
8. *Олер Дж., Голдсмит В.* Когерентные структуры в автомодельной области двухмерных турбулентных струй // Труды американского общества инженеров-механиков. Пер. с англ. Теоретические основы инженерных расчетов. – М.: Мир. – 1984. – Т.106. – №2. – С.154-160.
9. *Фанк Дж., Вуд Д.* Частотная характеристика гидравлических трубопроводов при турбулентном течении // Труды американского общества инженеров-механиков. Пер. с англ. Теоретические основы инженерных расчетов. – М.: Мир. – 1975. – Т.96. – №4, – С.158-162.
10. *Wood D.H., Bradshaw P.* A Turbulent Mixing Layer Constrained by a Solid Surface // Journal of Fluid Mechanics. – 1984. – Vol. 139. – P.347-360.

УДК 666.40.9

В.М. Гарнець, канд. техн. наук, проф. КНУБА,

В.О. Шаленко, інженер КНУБА

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ОПОРУ ПРИ РОБОТІ ПОВЕРХНЕВИХ ВІБРОУЩІЛЬНЮВАЧІВ

В промисловому, цивільному і житловому будівництві, при виробництві збірних і монолітних залізобетонних конструкцій широко застосовують віброущільнювальні механізми поверхневої дії. За функціональним призначенням і конструктивним виконанням поверхневі віброущільнювачі виконуються переставними і ковзними.

Переставні віброущільнювачі є, як правило, важкими конструкціями, які використовують для ущільнення ґрунтів, насипних будівельних матеріалів і т. ін. Ковзні віброущільнювачі використовують як автономні механізми, або у складі комплексних робочих органів бетоноформувань агрегатів. Як автономні механізми ковзні віброущільнювачі є порівняно легкими конструкціями, які переміщуються робочим - оператором. Прикладом таких конструкцій є невеликі саморухомі плити фірм АВG, Дупарас, Ammann, які використовуються для ущільнення покриттів, при укладанні фігурних елементів мощення і т. ін. Особливою групою ковзних віброущільнювачів є навісні механізми, які входять складовою частиною до комплексних робочих органів. Ці механізми, через своє функціональне призначення, мають ускладнену конструкцію в порівнянні із звичайними ковзними або переставними. Таке ускладнення пов'язане з тим, що в робочих органах перед ковзним віброущільнювачем розташовується бункер з розподільним пристроєм або з механізмом спонукання суміші до витікання. За ковзним ущільнювачем розташовуються механізми завершальної обробки поверхневого шару. Окремі елементи механізмів робочого органу можуть бути спільними. В зв'язку з цим виникає необхідність перегляду методів розрахунку основних параметрів ковзних віброштампів і визначення режимів їх роботи.

При визначенні енергетичних втрат переставних вібромашин враховуються в основному вертикальні складові сил опору ущільненню суміші [1, 4, 5, 6]. В розрахунках параметрів ковзних пристроїв передбачено частку змушуючої сили використовувати для самопереміщення пристрою. При цьому виникає горизонтальна складова сил опору, яку необхідно враховувати при визначенні загальних втрат енергії.

Для підвісних ковзних віброущільнювачів, суміщених з бункером розроблені на цей час інженерні розрахункові методики [1, 4, 5, 6] потребують суттєвого удосконалення за рахунок врахування повного комплексу діючих сил опору.

Метою статті є розробка аналітичної розрахункової моделі поверхневого ковзного віброущільнювача в умовах взаємодії з шаром бетонної суміші.

Загальна розрахункова схема поверхневого ковзного віброущільнювача наведена на рис.1. В цій схемі двомасовий віброущільнювач 1, підвішується на рамі бетоноформувань агрегату 2. Віброущільнювач об'єднаний з розподільним бункером 3 і має загальну стінку, яка розташована під кутом α_1 , до вертикалі. Віброзбуджувач 4 створює направлені коливання і встановлений під кутом α до вертикалі. Нижня частина віброзбуджувача є профільною з похилою (під кутом β) і горизонтальною ділянками.

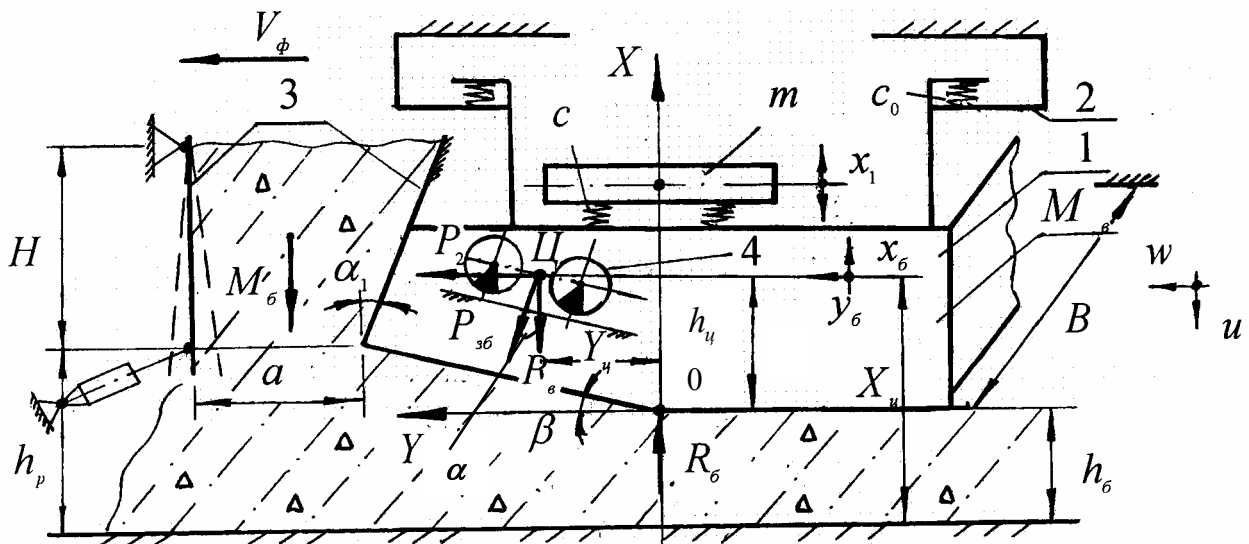


Рис. 1. Розрахункова схема поверхневого віброущільнювача.

На схемі прийнято такі позначення:

V_ϕ – швидкість формування; M_0 – сумарна маса металоконструкції віброущільнювача з віброзбуджувачем і бункером; M_{01} , M_{02} – відповідно, маса бетонної суміші в бункері і під ковзним віброштампом; m – привантажувальна реактивна маса двомасового віброзбуджувача, яка встановлюється на нижній масі через пружини жорсткістю c ; c_0 – жорсткість віброізолюючих пружин підвіски металоконструкції віброущільнювача; a – регульована ширина вихідного отвору бункера; h_0 – висота виробу, що формується; h_p – висота рихлого шару суміші; P_{30} – збуджуюча сила вібратора; точка C – центр мас системи; B – ширина виробу, що формується; h_y – висота від контактної зони до центра мас; X_u і Y_u – координати центра мас системи.

Оскільки в процесі формування робочі характеристики змінюються (рівень і щільність суміші в бункері по висоті, щільність суміші по довжині ковзного віброштампу і т. п.) в роботі приймаються такі спрощення:

- коливальний рух всієї металоконструкції приймається однорідним;
- ефективність впливу коливань на суміш в бункері оцінюється по їх інтенсивності [3] в середній площині бункера; при цьому вся маса суміші в бункері сприймає коливання;
- оскільки суміш попередньо піддається віброобробці в бункері, приймається її густина під ковзним штампом сталою;
- система розглядається як дискретно-континуальна, де металоконструкція є дискретною масою, а шар суміші під штампом – система з розподіленими параметрами;
- змушуюча сила прикладена в центрі мас системи – C з координатами X_u і Y_u , тобто рух віброштампа – поступальний і обертання навколо центра мас відсутнє; координати центра мас X_u і Y_u , визначаються згідно з законами статички для мас M_0 ; M_0 і m ;
- при складанні рівнянь руху системи величиною нахилу профілю штампу до горизонту нехтуємо;
- для визначення поступального руху вважаємо коливання безвідривним.

Припустимо, що u і w – відповідно, поточні значення зміщення в вертикальному і горизонтальному напрямку; x_{σ} , y_{σ} – амплітуди зміщення робочого органу в вертикальному і горизонтальному напрямку; припускаючи коливання безвіддривними x_{σ} і y_{σ} є по суті амплітудою коливань поверхневого шару; S – площа проекції робочого органу на горизонталь; S_1 – площа стінки бункера, яка є спільною з ковзною вібролижею; x і y – поточні координати перетину шарів суміші, відповідно, в горизонтальній і вертикальній площині; $\sigma(h, t)$ – напруга в шарі суміші з координатою $x = h$, тобто в контактній зоні; $\sigma(h_p, t)$ – напруга, що виникає від шарів суміші в бункері висотою H в площі перетину вихідного отвору a ; $\sigma(0, t)$ – напруга на межі піддону форми при $x = h_{\sigma} = 0$.

Реакція бетонної суміші

$$R_{\sigma}(h, t) = \sigma(h_{\sigma}, t) \cdot S. \quad (1)$$

Рівняння рівноваги проекцій сил на вертикальну вісь запишуться у вигляді:

для маси M_{σ}

$$M_{\sigma} \cdot \ddot{x}_{\sigma}|_{x=h} + R_{\sigma} + C_0 \cdot x_{\sigma} + C \cdot (x_{\sigma} - x_1) = P_{z\sigma} \cdot e^{i\omega t} \cdot \cos \alpha, \quad (2)$$

де ω – частота вимушених коливань;

для маси m

$$m \cdot \ddot{x}_1 - C \cdot (x_{\sigma} - x_1) = 0. \quad (3)$$

Умови рівноваги діючих сил на горизонтальну вісь

$$M_{\sigma} \cdot \ddot{y}_{\sigma}|_{x=h} - R_{\sigma} \cdot f - \rho \cdot g \cdot H \cdot f_{вн} \cdot S_{\sigma} = P_{z\sigma} \cdot e^{i\omega t} \cdot \sin \alpha, \quad (4)$$

де f і $f_{вн}$ – відповідно коефіцієнти зовнішнього по поверхні суміші і внутрішнього тертя; $S_{\sigma} = B \cdot a$, – площа вихідного отвору бункера.

Умови безвіддривних коливань для поверхневих вібротомашин визначаються співвідношенням вертикальної динамічної складової змушуючої сили, сили ваги підвищеної металоконструкції робочого органу – M_{σ} , реакції пружних елементів і сил зчеплення в контактній зоні $F_{зч}$, а також реакції шару суміші.

Приймаючи напрям P_{σ} направленим вертикально вгору, запишемо

$$\frac{M_{\sigma} \cdot g + C \cdot x_1 + F_{зч}}{|R_{\sigma}| + P_{\sigma} \cdot e^{i\omega t} \cdot \cos \gamma + C_0 \cdot x_{\sigma}} \geq 1. \quad (5)$$

Приймаючи деформацію по вертикалі шару суміші досить малою і її залежність від діючої напруги лінійною і такою, що відповідає закону Гука, можливо для визначення реакції шару бетонної суміші з урахуванням втрат енергії скористатись хвильовим рівнянням у вигляді [1, 2, 7]

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{c_B^2 \cdot (1 + i \cdot \gamma)} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (6)$$

де $u = u(x, t)$ – поточне значення зміщення по вертикалі при коливаннях; $\frac{\partial u}{\partial x} = \varepsilon$ –

деформація шару; $c_B = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ – швидкість розповсюдження пружних хвиль в шарі суміші

густиною ρ , який має модуль пружності E ; $\gamma = \frac{\Delta W}{W}$ – коефіцієнт втрат енергії, величина якого відображає відношення енергії, яка поглинена елементарним шаром за період коливань ΔW до всієї потенціальної енергії деформування цього шару.



Приймаючи безвідривний характер коливань, граничні умови по амплітуді коливань запишуться у вигляді

$$u|_{x=0}(0, t) = x_0 \cdot e^{i\omega t}; \quad (7)$$

$$u|_{x=h}(h, t) = 0. \quad (8)$$

Тобто, амплітуда вертикальних коливань вібролижі дорівнює амплітуді прилеглого шару суміші, а шар, який є прилеглим до піддону не коливається.

Зв'язок між напругою і деформацією згідно з [1, 2, 7] приймаємо у вигляді

$$\sigma = -E \cdot \varepsilon(1 + i \cdot \gamma), \quad (9)$$

де $E\varepsilon$ і $\gamma E\varepsilon$ – відповідно, пружна і дисипативна складові; γ – коефіцієнт розсіювання енергії.

Оскільки в схемі, що розглядається, очевидно, існує відбиття хвиль від меж розділу, то для рішення використовується метод Фур'є, згідно якому рівняння може розглядатися як комплексна хвильова функція

$$u(x, t) = (u_1 \cdot e^{x(\alpha+i\beta)} + u_2 \cdot e^{-x(\alpha+i\beta)}) e^{i\omega t}, \quad (10)$$

де u_1 і u_2 – сталі інтегрування; $k = (\alpha + i\beta)$ – комплексне хвильове число.

Після підстановки рішення (10) до рівняння (6) отримані вирази для коефіцієнтів α і β які визначають відповідно, затухання і довжину хвилі в бетонній суміші

$$\alpha = \frac{\omega}{C_B} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}-1}{2(1+\gamma^2)}}; \quad (11)$$

$$\beta = \frac{\omega}{C_B} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}+1}{2(1+\gamma^2)}}. \quad (12)$$

Підкореневі вирази аналітично враховують явища розсіювання енергії в бетонній суміші. З урахуванням (8) і (10) для стаціонарних вимушених коливань отримуємо перше рівняння для визначення коефіцієнтів u_1 і u_2 при $x = h_0$

$$u_1 = -u_2 \cdot e^{-2h(\alpha+i\beta)}. \quad (13)$$

$$\text{При } x = 0 \quad u|_{x=0} = (u_1 + u_2) \cdot e^{i\omega t}. \quad (14)$$

Друге рівняння для визначення коефіцієнтів u_1 і u_2 отримаємо, розглядаючи умови рівноваги маси M_ε , з яких після перетворень отримуємо

$$-M_\varepsilon \cdot \omega^2(u_1 + u_2) - E \cdot S(1 + i \cdot \gamma)(\alpha + i \cdot \beta)(u_1 - u_2) + D(u_1 + u_2) = P_{зб} \cdot e^{i\omega t}, \quad (15)$$

$$\text{де } D = \frac{-c \cdot \omega^2}{\omega_c^2 - \omega^2}; \quad \omega^2 = \frac{c}{m}. \quad (16)$$

З використанням (13), (14) і (15) отримані вирази для u_1 і u_2 , після підстановки яких в загальне рішення (10) отримано вираз для розрахунку зміщення в будь-якому перетині шару суміші і амплітуди коливань робочого органу

$$u|_x = \frac{P_{зб}}{|D - M_\varepsilon \cdot \omega^2|} \cdot \sqrt{\frac{(a^2 + b^2)d}{\left[a + \frac{m \cdot \omega^2}{|D - M_\varepsilon \cdot \omega^2|} \right]^2 + b^2}}, \quad (17)$$

де a , b і d – коефіцієнти, які враховують вплив хвильової взаємодії в шарі суміші на величину зміщення.

Напруга в будь-якому шарі бетонної суміші

$$\sigma = \rho \cdot c^2 \cdot U \Big|_{x=0} \cdot \sqrt{(\alpha^2 + \beta^2) d \cdot d_1}, \quad (18)$$

$$\text{де } d_1 = \frac{c \cdot h \cdot 2\alpha(x-h) + \cos 2\beta(x-h)}{c \cdot h \cdot 2\alpha h} - \cos 2\beta h.$$

Висновки

Отримані вирази (17), (18) дозволяють, враховуючи весь комплекс діючих сил і сил опору в системі, розраховувати необхідну амплітуду коливань робочого органу; напруги і деформації в шарі суміші, що оброблюється, а також правильно визначити енергетичні параметри агрегату в цілому. Далі буде вирішуватись задача для отримання виразу для розрахунку амплітуди коливань в горизонтальному напрямку. В перспективі подальших розвідок планується, що правильне врахування маси, яка впливає на режим роботи, дасть можливість уточнити методику розрахунку таких машин.

Література

1. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнець В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Вища школа, 1985.
2. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуєчі агрегати і комплекси. – К.: Будівельник, 1991.
3. Шмигальский В.Н. Формование изделий на виброплощадках. – М.: Стройиздат, 1968.
4. Руденко И.Ф. и др. Формование изделий поверхностными виброустройствами. М.: Стройиздат, 1972.
5. Шапиро Я.В. Технологические особенности производственного применения бетонизирующих машин со скользящим виброштампом. – Минск, 1962.
6. Аксельрод Е.З., Руденко И.Ф. Конструктивные особенности и определение рабочих параметров скользящих виброштампов// Технология виброформования железобетонных изделий. – М.: Стройиздат, 1970.
7. Гарнець В.Н. Исследование динамики поверхностных вибрационных машин при послойном формировании бетона. – Автореферат дис. канд. техн. наук. – К., 1977.



НАПРЯМКИ ПОЛІПШЕННЯ ПРОЦЕСІВ ВИРОБНИЦТВА КЕРАМІЧНИХ ЗАГОТІВОК.

У виробництві керамічних виробів широке впровадження знаходять технології отримання заготівок із порошкових матеріалів. Основними перевагами таких технологій є скорочення виробничого часу на отримання одного виробу, можливість автоматизації процесів пресування і подальшої обробки заготівок перед їх обпалюванням [1, 2, 3].

Розширення номенклатури і складності форми пресованих виробів вимагає вирішення ряду технологічних проблем, які пов'язані з необхідністю видалення значної кількості повітря, частка якого у вільно насипаному порошку складає 45...65%; зменшення величини зміни розмірів пресованої заготовки після видалення із прес-форм, яка сягає 1...8%; ліквідація задирок на заготовках.

Метою роботи є розробка комплексного підходу до проблеми виробництва керамічних виробів на основі дослідження деформування порошкових матеріалів під дією різних видів навантажень.

Основні технологічні операції виготовлення керамічних заготівок показані на рис. 1. Процес виготовлення керамічних заготівок із порошкових матеріалів починається з підготовки шихти, яка включає дрібнозернистий порошок відповідного гранульованого складу, в'язучих матеріалів і заданої вологості [1, 2]. Підготовлену шихту засипають в прес-форму, пресують в заготівку, сушаться в сушилах для зменшення вологості до 1...2 % і збільшення механічної міцності. Покращення експлуатаційних властивостей і естетичного виду досягається додатковою обробкою шляхом видалення задирок і покриття глазурями або іншими матеріалами. Після обпалювання заготівок у термопечах отримують відповідну деталь.

Видалення надлишку повітря із заготовки пропонується виконувати на початковій стадії засипання шихти. Найбільш ефективним є метод вакуумування (1.5) (рис. 1), проте складність технологічного оснащення і низька продуктивність обмежують його використання. Більш поширені методи таблетування (1.2), віброзасипки (1.3), вібротаблетування (1.4), які забезпечують високу продуктивність попередньої підготовки шихти, дозволяють зменшити об'єм повітря перед пресуванням. Вказані методи вимагають додаткових витрат, в деяких випадках зменшують продуктивність пресового обладнання [4], але при цьому значно покращують якість заготовки у порівнянні з традиційними методами засипки шихти насипом. Проведені дослідження і досвід виготовлення керамічних заготівок [5] на пресах статичної дії підтвердили ефективність таблетування шихти в окрему таблетку з числом навантажень 1...5. Порівняння кривої 1 (рис. 2, а) статичного одноразового пресування і кривої 2 пресування з попереднім таблетуванням вказує на те, що попереднє таблетування дозволяє збільшити деформацію заготовки при максимальному зусиллі F_n на величину m . Після виштовхування із прес-форми заготовки розширюється, а величина збільшення розмірів (пружна післядія) [2] в напрямку сил пресування складає при статичному одноразовому і з попереднім таблетуванням відповідно величини e і κ , причому $e > \kappa$. Збільшення загальної деформації заготовки на величину m і зменшення пружної після дії на величину $(e - \kappa)$ підтверджує ефективність попереднього таблетування шихти перед її наступним робочим пресуванням. Характер навантаження заготовки у часі показано на рис. 2, б. Спочатку відбувається одноразове навантаження до зусилля F_T , таблетована шихта видаляється із допоміжної матриці і подається в основну прес-форму, де пресується одноразово з робочим зусиллям F_n . Вказані методи подачі шихти (1.2; 1.3; 1.4) рекомендовані для основного одноразового пресування (2.1, рис. 1) з продуктивністю 10...25 виробів за хвилину [1, 5].

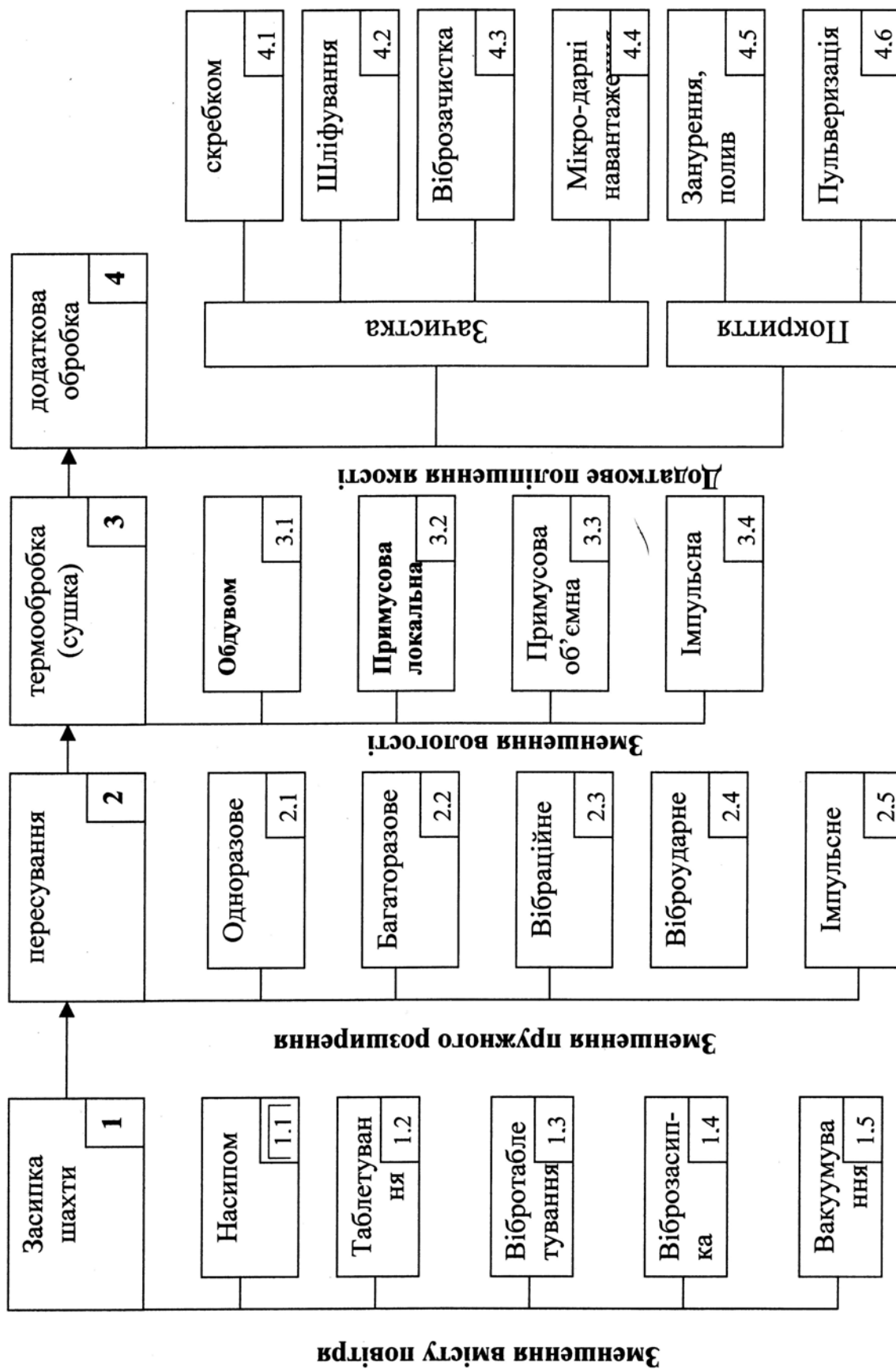


Рис. 1 Схеми пресування і додаткової обробки керамічних заготовок

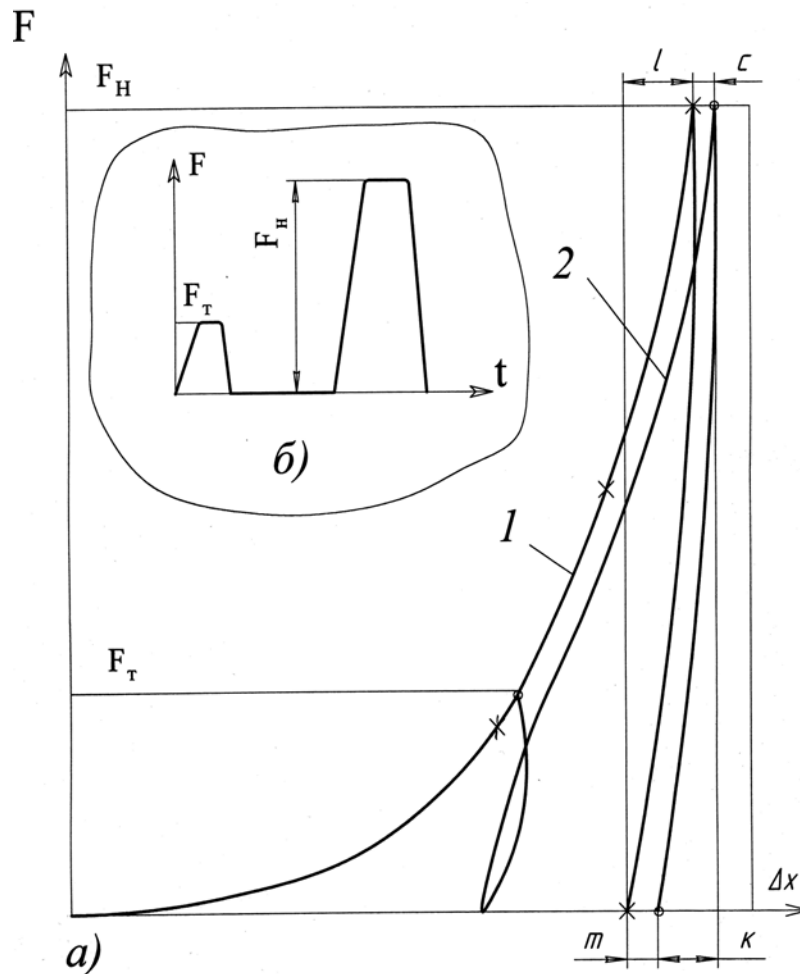


Рис. 2. Графіки статичного пресування керамічної заготовки:
а) криві одноразового (1) і пресування з попереднім одноразовим таблетуванням (2);
б) пресування з попереднім одноразовим таблетуванням

Більш ефективні результати поліпшення властивостей заготовки забезпечуються на стадії пресування [3, 6]. Періодичне ступінчате навантаження з проміжками розвантаження (рис. 3, б) забезпечує збільшення деформації заготовки (рис. 2, а, крива 1). Цей процес по силовому характеру навантаження близький до пресування з попереднім таблетуванням (рис. 2, а, крива 2). Багаторазове пресування вимагає затрат часу для розвантаження заготовки при використанні основного часу роботи преса, тому використовується переважно на гідравлічних пресах для виготовлення окремих габаритних виробів. Продуктивним і ефективним є вібраційне і віброударне пресування [3, 6]. Вказані методи пресування поєднують періодичні короткотермінові навантаження з повним або частковим розвантаженням шихти. При такому пресуванні відпадає необхідність спеціальної обробки шихти на стадії засипки.

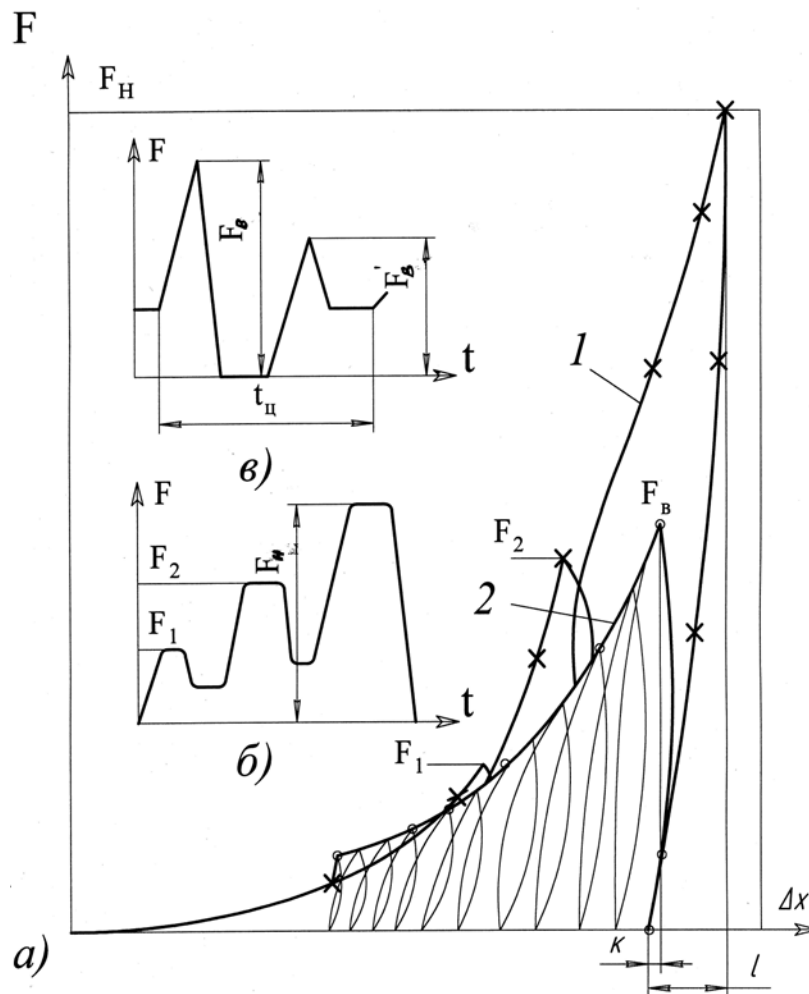


Рис. 3. Графіки віброударного і ступінчатого пресування:
 а) криві ступінчатого (1) і вібраційного (2) пресування; б) ступінчате навантаження;
 в) вібраційне навантаження

Аналіз кривих статичного багаторазового (рис. 3, а, крива 1; рис. 3, б) та віброударного (рис. 3, а, крива 2; рис. 3, б) пресування показує, що однакова сумарна деформація заготовки може бути досягнута при зусиллях вібропресування менших в 2...3 рази порівняно зі статичним пресуванням [6, 7]. При цьому величина розширення заготовки k після зняття зусилля вібропресування менше у порівнянні з розширенням після статичного пресування l . Менша величина розширення заготовки k у порівнянні з величиною l свідчить про зменшення запресованого повітря, а відповідно внутрішніх напруг в заготівці при вібропресуванні. Зменшення запресованого повітря запобігає можливості виникнення мікротріщин, рівномірному розподіленню порошкового матеріалу по об'єму, зменшує величину зусилля виштовхування заготовки із прес-форми. Переваги вібропресування обумовлені багаторазовими короткотерміновими навантаженнями до зусилля F_b і F_b' з проміжком повного розвантаження за один цикл $t_{ц}$ (рис. 3, б).

Розвантаження заготовки дозволяє складовим часткам шихти зайняти в загальній структурі заготовки найменш навантажені положення, створюють умови для руйнування локальних структурних утворень з частинок шихти і в'язучих матеріалів. Повітря в цей час перерозподіляється в найменш навантажені зони і видаляється в шпарини між матрицею і пуансонами [3].

Досвід виготовлення керамічних виробів показує, що короткотермінові навантаження на стадії пресування, наприклад, вібраційне (2,4) і віброударне (2,5) можуть



застосовуватися при виготовленні крупногабаритних виробів із карборундних і шамотних матеріалів без використання спеціальних методів засипки.

Для заготовок виробу типу "плита" із карборунда зеленого розмірами 450×380×25 мм обробка виконується по схемі 1.1 – 2.4* – 3.3 – 4.1 [6], для виробів типу "кадушка" діаметром 320 мм і висотою 200 мм із шамотних матеріалів схема обробки 1.1 – 2.4* – 3.1 – 4.1 [6, 8]; для габаритних виробів типу "блок" розмірами 320×200×200 схема обробки: 1.4*– 2.5*– 3.3 – 4.1 [8]; для виробів типу "плита" із карборунда чорного 1.1 – 2.4*+2.5*– 3.3 – 4.1 – 4.5 [9]. Вказані вогнетривкі вироби виготовляються в кількості 300 – 500 виробів за зміну. Зачистка, покриття заготовок не займають багато технологічного часу, тому виконуються вручну або на простих механізованих засобах [1].

Вироби масового виробництва, наприклад, типу "вкладки" (50 шт. за хвилину) або "корпус" (24 шт. за хвилину) [1, 4] необхідно додатково обробляти для зняття задирок і покриття глазур'ю. В існуючих виробничих умовах обробка виробу типу "вкладиш" виконується по схемі: 1.1 – 2.1 – 3.3 – 4.1, а виробу типу "корпус" 1.1 – 2.1 – 3.3 – 4.2 – 4.5 [1]. Зачистку виробів типу "вкладиш" запропоновано механізувати за рахунок використання вібраційної зачистки у вібробарабанах [7] і використати схему: 1.1 – 2.1 – 3.3 – 4.3*. Одним із перспективних напрямків зачистки виробів типу "вкладиш" є схема: 1.1 – 2.1 – 3.2*– 4.4*.

** позначені рекомендовані технологічні операції з використанням періодичних навантажень.*

Для реалізації цієї схеми необхідно збільшити крихкість заусениць шляхом їх локального примусового сушіння (операція 3.2) і зменшення вологості нижче 6%. Заусениці товщиною не більше 1,5 мм висихають при локальному обдуванні теплим повітрям. Короткочасні мікроударні навантаження крихких заусениць сприяють їх руйнуванню практично без руйнування заготовки. Локальне примусове сушіння необхідно тому, що механізація зачистки напівсухих заготовок вологістю 14-16% не забезпечує надійної обробки. Заусениці і середовище можуть осідати на заготовці. Існуючі процеси шліфування (операція 4.2) використовувати неможливо через низьку міцність заготовки. Реалізації зачистки мікроударними навантаженнями запропоновано виконувати за допомогою пружнов'язких обертових елементів у вигляді валиків з поліетиленовим чи іншим ворсом. Пружнов'язкі елементи з задньою швидкістю діють на заусениці, забезпечують їх руйнування без суттєвого впливу на якість поверхні заготовки.

Однією із додаткових операцій поліпшення якості виробів є нанесення глазури перед обпалюванням [1]. Цю операцію запропоновано виконати за допомогою відомого методу пульверизації [1]. Частинки матеріалу покриття з заданою швидкістю наносяться на заготовку, впроваджуються в її поверхневий шар і сприяють більш рівномірному розподілу напруження на поверхні заготовки. Виріб типу "корпус" запропоновано виготовляти по схемі: 1.2*– 2.1 – 3.3 – 3.2 – 4.2 – 4.6* з вдосконаленням технологічного процесу за рахунок виконання операцій попереднього таблетування (1.2) і на кінцевій стадії обробки глазурування за допомогою пульверизації(4.6).

Висновки

1. Проведені дослідження деформування порошкових матеріалів, досвід освоєння технологічних процесів та обладнання виготовлення керамічних виробів підтверджують ефективність використання короткотермінових навантажень для вдосконалення основних технологічних операцій засипки шихти, пресування і додаткової обробки заготовок.

2. Виготовлення габаритних заготовок, наприклад, вогнетривких виробів у серійному виробництві (300-400шт./зміну) вимагає використання віброударного пресування на спеціальному вібропресовому обладнанні без спеціальної підготовки шихти на стадії засипки.

3. В масовому виробництві керамічних виробів технічного призначення (24 шт./хв) необхідно поєднувати традиційне високопродуктивне одноразове пресування з використанням короткотермінових навантажень на операціях: засипка

шихти(вібротаблетування, віброзасипка) і додаткова обробка(віброзачистка, мікроударні навантаження) для руйнування задилок на заготівці.

4. Комплексний підхід до проблеми виробництва пресованих керамічних і вогнетривких виробів на основі використання періодичних і короткотермінових навантажень дозволив поліпшити якість заготовок за рахунок зменшення вмісту повітря шихті і заготівці; збільшення деформації і зменшення розширення відпресованої заготовки; можливості об'ємної додаткової обробки заготовок вібраційними і мікроударними навантаженнями.

Література

1. Новиков М.Н., Порфиоров В.А., Финкельштейн С.И. Технология производства низковольтных фарфоровых изделий. - М.: Энергия, 1976. – 323 с.
2. Попильский Р.Я., Пивинский Ю.Е. Прессование порошковых керамических масс. – М.: Металлургия, 1983. – 176 с.
3. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А. Машины вибрационного и виброударного действия. – К.: Техника, 1982. – 208 с.
4. Пентюк Б.Н., Кохна В.И., Байцер В.В. Пресс-автомат для получения керамического полуфабриката сложной конфигурации // Стекло и керамика. - 1990. -№9. - С. 32-33.
5. Пентюк Б.М. Попереднє ущільнення порошкових матеріалів на механічних пресах статичної дії// Вісник ВПІ. - 2002. - №1. - С. 53-56.
6. Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н. Выбор режимов виброударного прессования огнеупорных изделий// Огнеупоры. - 1988. - №6. - С. 35-36.
7. Пентюк Б.М., Царапора В.С., Сташевський А.В., Матвіюк Є.І. Пристрій для об'ємної обробки деталей в гранульованому середовищі. Патент України № 430 -42 А . 2001р. бюл. № 9.
8. Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н. Экспериментальное исследование рабочих режимов виброударного прессования// Кузнечно-штамповочное производство. - 1982. - №4. - С. 33-35.
9. Ям В.М., Олейник В.Т., Степанов В.Ф. Вибрационное прессование огнеупорных масс// Огнеупоры. – 1973. - №10. - С. 1-7.

УДК 621.643.253

В.Є. Богуславський, канд. техн. наук, доцент КНУБА,

О.О. Шаленко, інженер КНУБА

АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ ПАРИ ТЕРТЯ ПРИ РОБОТІ РОЛИКОВИХ ЦЕНТРИФУГ

Роликові центрифуги є найбільш розповсюдженим обладнанням для формування довгомірних залізобетонних тіл обертання (типу труб, опор ліній електропостачання і т.д.). Перевагами роликових верстатів є їх простота, надійність і висока продуктивність.

Принцип дії центрифуг полягає в завантаженні бетонної суміші в форму з наступним її обертанням. При цьому бетонна суміш попадає в поле дії відцентрових сил, за рахунок чого розподіляється по внутрішній поверхні форми, приймаючи конфігурацію тіла обертання.

Тонкостінна форма з бандажами встановлюється на два ряди роликів, з яких один ряд є ведучим, а другий підтримуючим [2].

Обертання від ведучих роликів на форму передається з допомогою сил тертя.

Практика показує, що в процесі центрифугування на контактні форми і роликів виникають вібрації, що підвищують рухомість бетонної суміші і сприяють ефективності формування. В той же час вібраційні імпульси збільшують зношування поверхні роликів і бандажів форми і рахуються як негативне явище.

Причинами появи вібрацій, як правило, вважають недосконалість конфігурації форми і неточність встановлення роликів [1].

Метою цієї роботи є доведення того, що одною із причин появи вібрацій може бути проковзування на контактні форми і ролика при досягненні певної швидкості обертання.

Розглянемо рівновагу форму при постійній швидкості обертання. На форму діють такі сили: сили тертя на контактах з ведучим і підтримуючим роликом, сила тяжіння форми, відцентрова сила, що намагається відштовхнути форму від ведучого ролика (рис. 1).

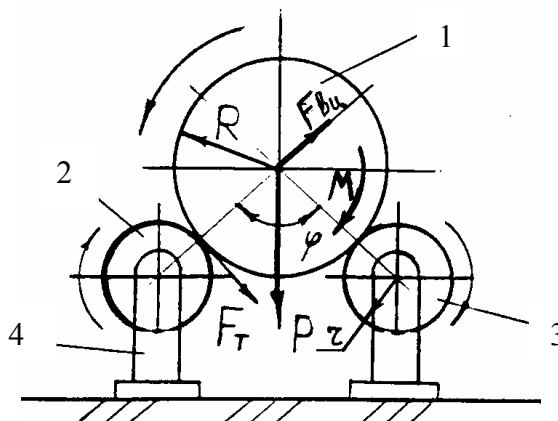


Рис.1. Схема сил і моментів, діючих на форму в процесі обертання:

1 - форма; 2 - ролик ведучий; 3 - ролик підтримуючий; 4 - станина

Форма обертається завдяки силі тертя між бандажами і ведучими роликами, і в свою чергу, передає рух на підтримуючий ролик, долаючи опір в його опорах.

Нормальний тиск форми на ролик визначається формулою

$$F = \frac{P}{\cos(\varphi/2)} - F_{\text{вц}}, \quad (1)$$

де P – сила тяжіння форми, Н; φ – кут встановлення роликів, град.; $F_{\text{вц}}$ – відцентрова сила, що діє на форму з боку ролика, Н.

Момент опору обертанню підтримуючого ролика [1]

$$M = \frac{PR}{\cos(\varphi/2)} \frac{f_1 r_u + \mu}{r}, \quad (2)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя ковзання в опорах роликів; μ – коефіцієнт кочення між бандажем форми і роликом, м; R – радіус бандажа форми, м; r_u – радіус цапфи ролика, м; r – радіус ролика, м.

Рівняння моментів відносно вісі форми

$$\left(\frac{P}{\cos(\varphi/2)} - F_{\text{вц}} \right) fR - \frac{PR}{\cos(\varphi/2)} \frac{f_1 r_u + \mu}{r} = 0, \quad (3)$$

де f – коефіцієнт тертя сталі по сталі.

Рівняння (3) в розгорнутому вигляді

$$\left(\frac{mg}{\cos(\varphi/2)} - m\omega^2 R \right) fR - \frac{mgR}{\cos(\varphi/2)} \frac{f_1 r_u + \mu}{r} = 0. \quad (4)$$

Критична швидкість $\omega_{\text{кр}}$ обертання при якій починається проковзування

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{g}{Rf \cos(\varphi/2)} \left(f - \frac{f_1 r_u + \mu}{r} \right)}. \quad (5)$$

Критична кількість обертів форми, після якої буде мати місце проковзування

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{Rf \cos(\varphi/2)} \left(1 - \frac{f_1 r_u + \mu}{r} \right)}. \quad (6)$$

Формули (5, 6) показують, що критична швидкість обертання форми і відповідна кількість обертів не залежить від її маси, а визначаються тільки геометричними параметрами центрифуги і коефіцієнтами тертя.

Запропонована методика дозволяє більш зважено підходити до вибору конструкції роликів центрифуг і їх робочих режимів.

При подальшому збільшенні кутової швидкості обертання форми можливо виникнення явища її відриву від ведучого ролика під дією відцентрової сили і виникнення галопування форми, тобто зворотно-поступального руху навколо вісі підтримуючого ролика. При співвідношенні частоти вимушених коливань форми з її власною частотою може мати місце явище резонансу і, як наслідок, схід форми з роликів.

Для запобігання можливості такого варіанта форми оснащуються спеціальними запобіжними пристроями.

Література

1. Попов А.Н. Бетонные и железобетонные трубы. – М.: Стройиздат, 1973. – 269с.
2. Попов А.Н., Макаров П.А. Оборудование для производства бетонных и железобетонных труб. – М.: Машиностроение, 1965. – 184с.



Технологія і організація будівництва

УДК 624.132.336

М.О. Лівінський, пошукувач ВНТУ

СПОСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ БЕТОНУ ПРИ УЛАШТУВАННІ АНТИКОРОЗІЙНОЇ ПІДЛОГИ

Актуальність проблеми. Улаштування антикорозійної бетонної підлоги в цехах м'ясо-молочної промисловості є досить актуальною, оскільки в цих цехах дуже агресивне середовище і підлога протягом 1-2 років руйнується. Процес – трудомісткий і потребує використання засобів механізації.

Постановка задачі і методи досліджень. Основною задачею досліджень є вибір найбільш ефективних комплектів засобів механізації для технологічного процесу. Методи дослідження складаються з розгляду, обґрунтування та вибору машин за критерієм найбільшої продуктивності і мінімуму трудовитрат.

Теоретичне дослідження. Розрахунки і обґрунтування оптимальної довжини бетоноводу для подачі бетонної суміші.

Експериментальні дослідження. Задачею досліджень є підбір і встановлення оптимальних параметрів засобів механізації для улаштування корозійностійкої бетонної підлоги.

Процес приготування, транспортування та укладання бетонної суміші при улаштуванні антикорозійної бетонної підлоги є трудомістким, а використовувані засоби механізації мають великий діапазон своїх технічних характеристик. Тому вибір і обґрунтування оптимальних параметрів компонентів машин для цього технологічного процесу є актуальним і виходить з потреб практики будівельного виробництва.

В даний час використовуються пневмобетонукладачі (ПБУ) безперервної дії, що дозволяють вкладати бетонні суміші із змінною продуктивністю 25, 50 і 100 м³ при коефіцієнті використання обладнання 0,3.

Однак, успішне використання ПБУ залежить від складу бетонних сумішей. Як відомо, транспортування їх по трубопроводах покращується при зменшенні модуля крупності піску. Найкращі результати використання піску одержано з модулем крупності 2,4-3. Істотне значення має також однорідність зернового складу протягом всього процесу приготування і транспортування бетону. При цьому діапазон зміни модуля не повинен перевищувати 0,25. Цей допуск звичайно нормується стандартами на заповнювачі [2]. Рекомендований зерновий склад піску і склади бетонних сумішей для пневмоукладачів ПБУ - 2М, ПБУ - 4А і ПБУ-5Н наведені в табл. 1 і на рис. 1.

Таблиця 1. Рекомендований склад бетонної суміші для пневмобетонукладачів

Склад суміші Ц: П: Щ	В/Ц	Осадка конуса, см
1: 1,28: 3,05	0,3	2-8
1: 1,32: 3,26 - 1: 1,40: 3,40	0,4	2-6
1: 1,27: 3,16 - 1: 1,64: 4,08	0,4	2-6
1: 1,48: 2,83 - 1: 2,40: 3,50	0,5	2-10
1: 1,50: 3,50 - 1: 2,50: 3,50	0,7	5-9

Як показали дослідження, при низькому значенні В/Ц потрібно вводити пластифікуючі добавки типу ССБ (сульфатно-спиртова барда) або СДБ (сульфатно-дріжджова бражка). При чому кількість ССБ або СДБ в розрахунку на суху речовину слід приймати в межах 0,1 – 0,2% від маси цементу. Для підлоги товарна бетонна суміш, що

доставляється в автосамоскидах, перед завантаженням в робочу камеру ПБУ повинна додатково перемішуватися. З цією метою до складу пересувних комплектів обладнання рекомендовано включати бетонозмішувачі з місткістю змішувального барабана, що рівна об'єму робочої камери (з урахуванням об'єму готової суміші).

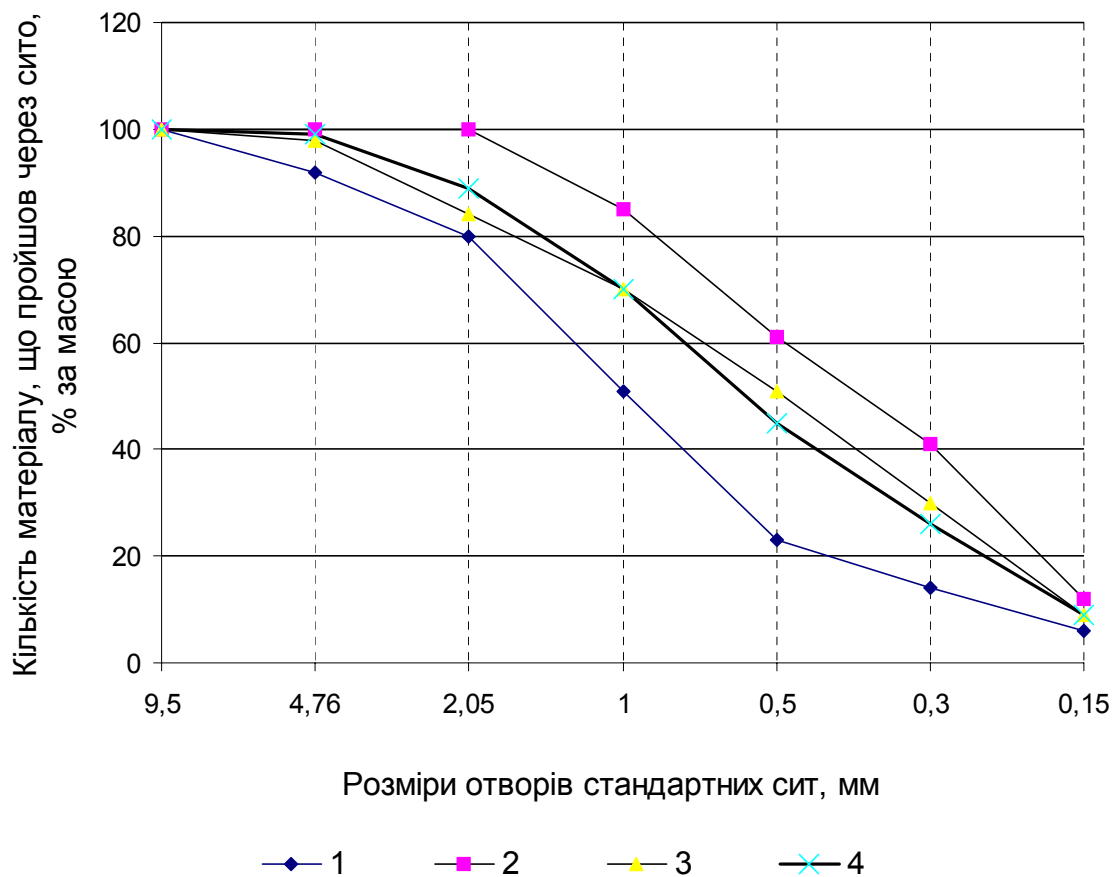


Рис.1. Графік зернового складу піску для бетонних сумішей, що подаються в конструкцію підлоги за допомогою пневмобетоноукладачів:

1-2 – область оптимального зернового складу піску; 3 – крива зернового складу піску, що рекомендується за даними ТМС-33 (США); 4 – крива зернового складу піску, що рекомендується за даними НДІБВ Держбуду України [1]

Технологічний комплект обладнання для бетонування промислових об'єктів, в тому числі і підлоги, приведений на рис. 2 (III), а варіанти компоновання пересувних пневмобетоноукладачів - на рис. 3. При завантаженні камер ПБУ бетонною сумішшю безпосередньо з автобетонозмішувачів компоновання значно спрощується (відпадає необхідність використання гідравлічного і канатного підйомачів з приймальним бункером). Однак через додаткову транспортну одиницю зростає вартість одного 1 м^3 бетонної суміші і вдвічі, втричі знижується продуктивність, внаслідок зменшення коефіцієнту використання пневмобетоноукладача.

Розглядувані в даній роботі пневмобетоноукладачі для влаштування антикорозійної підлоги, що мають в комплекті бетонозмішувач, можуть завантажуватися готовими і сухими бетонними сумішами, і це позитивно відбивається на організації робіт. Суміші, що подаються в сухому вигляді доцільно зберігати на приоб'єктному складі, що має добовий або тижневий запас матеріалів. В цьому випадку також ефективна контейнерна доставка з пошаровим укладанням щебеню, піску і цементу, віддозованих на один заміс. Цей ефективний спосіб розроблено в Криворізькому відділенні НДІБВ Держбуду України [1].

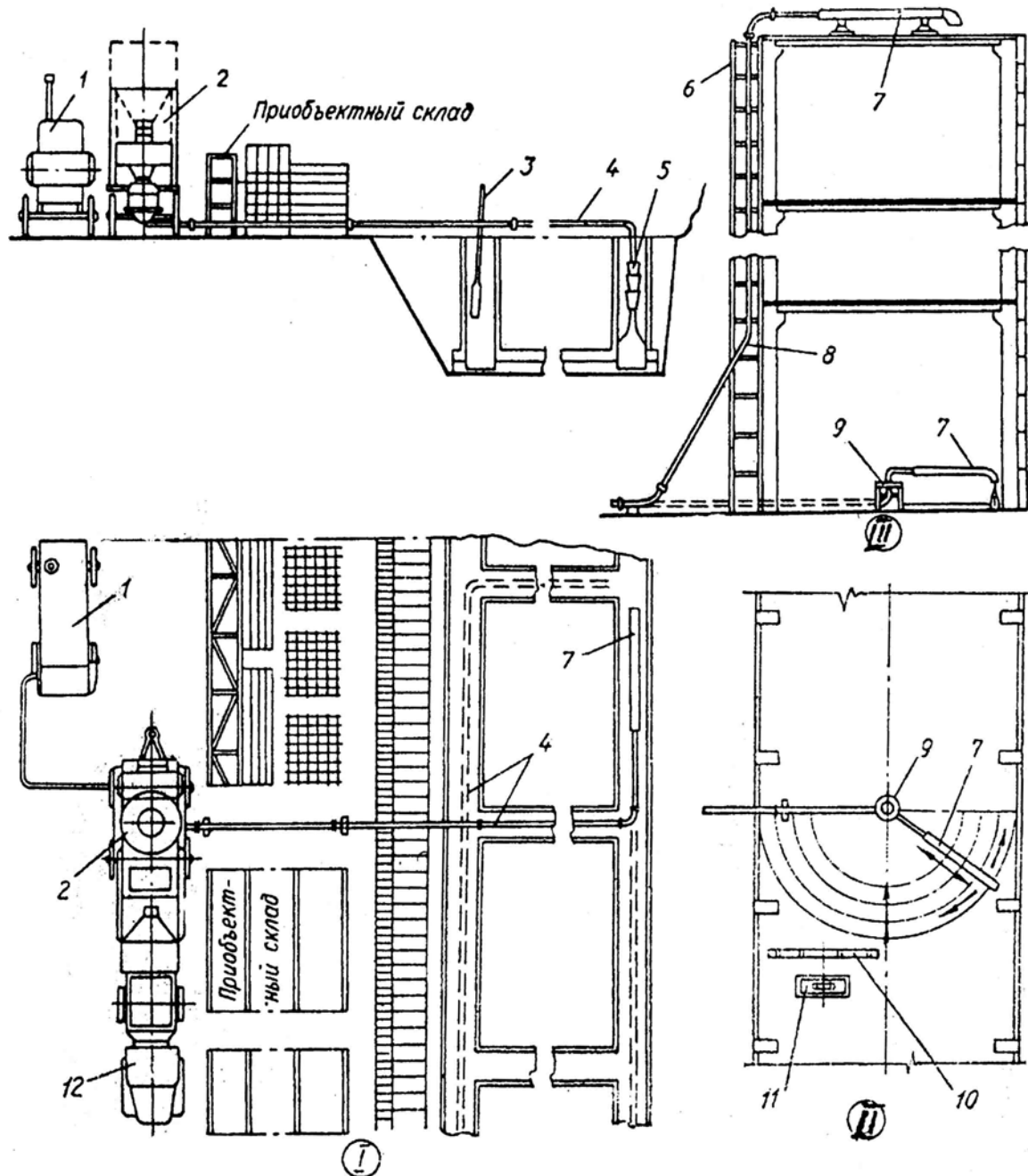


Рис. 2. Схема механізації бетонних робіт, виконуваних за допомогою комплексу технічного обладнання з пересувним пневмоукладачем ПБУ-2М (ПБУ-4А):

I - бетонування стіни заглибини частини будівлі (аналог улаштування підлоги нижче відмітки $\pm 0,000$); II - бетонування підлоги на відмітці $\pm 0,000$ (приблизно); III - бетонування підлоги на 2 і 2+n (кількість поверхів вище 2-го поверху) поверхах; 1 - компресор ДК-9 або ЗНФ-5,5; 2 - пневмобетонуукладач; 3 - віброулава; 4 - бетонопровід; 5 - направляючі воронки (хоботи); 6 - стрем'янка з захисною огорожею; 7 - гасник з пневматичним ділянкою бетоновода; 8 - з'єднання секцій бетоновода; 9 - поворотний пристрій; 10 - віброрейка; 11 - площадочний вібратор; 12 - автосамоскид типу ЗИЛ.

Пересувний пневмобетонуукладач обладнується двома змінними камерами: ПБУ - 2М з технічною продуктивністю $8 \text{ м}^3/\text{год}$ і ПБУ - 4А - $20 \text{ м}^3/\text{год}$. Камеру ПБУ - 4А необхідно використовувати при бетонуванні конструкцій підлоги на верхніх поверхах виробничих будівель харчової промисловості. ПБУ - 2М забезпечує подачу ще вище (до 100 м) (рис. 2) [3].

Висота подачі і швидкість руху суміші визначаються в даному випадку надлишковою силою тиску. Величина її обчислюється за формулою:

$$\Delta P \geq S_6 \cdot P - \gamma_6 V_{p.k} - S_{бок} \tau_{зсув}, \quad (1)$$

де S_6 - площа перетину бетоновода, см^2 ; P - тиск стисненого повітря в ресивері, $\text{кгс}/\text{см}^2$; γ_6 - об'ємна вага бетонної суміші, $\text{кгс}/\text{м}^3$; $V_{p.k}$ - корисний об'єм робочої камери, м^3 ; $S_{бок}$ - бокова поверхня бетоновода, відповідна довжині бетонного поршня, м^2 ; $\tau_{зсув}$ - гранична напруга зрушення бетонної суміші по стінці бетоновода, $\text{кгс}/\text{см}^2$.

Гранична напруга зсуву бетонної суміші пов'язана з її складом і рухливістю, чисельні значення $\tau_{зсув}$ знаходяться в межах (0.5-0.7) C , де C - величина адгезії до поверхні бетоновода ($\text{гс}/\text{см}^2$), що залежить від часу контакту суміші з бетоноводом, тобто від швидкості руху ($\text{м}/\text{сек}$).

Значення C і $\tau_{зсув}$ для різних покриттів бетоновода наведені в табл. 2.

Швидкість руху поршня бетонної суміші в свою чергу залежить від її рухливості і водоцементного відношення. З рухливістю бетонної суміші пов'язана і витрата стисненого повітря. При осіданні конуса 8-14 см стиснене повітря витрачається тільки на заповнення об'єму робочої камери і ємності бетоновода. В цьому випадку може бути використаний компресор типу ПК - 9 або ЗИФ - 5.5, що забезпечує дальність подачі до 300 м і висотою до 100 м (способом витіснення). Однак зі збільшенням дальності подачі зростає витрата повітря і зменшується продуктивність устаткування. При подачі до 200 м, найчастіше необхідної на практиці відстані для улаштування підлоги, тривалість одного циклу не перевищує часу приготування дози бетонної суміші (2-3хв). Це відповідає технічній продуктивності для робочих камер місткістю 250÷300 л - 6÷8 $\text{м}^3/\text{год}$ і 650÷800 л - 15÷20 $\text{м}^3/\text{год}$ при бетоноводі діаметром 150 мм.

Таблиця 2. Значення величини адгезії і граничної напруги зсуву бетонної суміші по стінці бетоновода

Час контакту, сек	Види покриттів							
	Сталь 3		Гума технічна		Поліхлорвініл		Поліетилен (напівжорсткий)	
	$\tau_{зсув}$, $\text{кгс}/\text{м}^2$	Адгезія, $\text{гс}/\text{см}^2$	$\tau_{сдв}$, $\text{кгс}/\text{м}^2$	Адгезія, $\text{гс}/\text{см}^2$	$\tau_{зсув}$, $\text{кгс}/\text{м}^2$	Адгезія, $\text{гс}/\text{см}^2$	$\tau_{зсув}$, $\text{кгс}/\text{м}^2$	Адгезія, $\text{гс}/\text{см}^2$
0	56	8,0	34,6	4,8	21	3,0	14,7	2,1
10	64	9,2	37	5,3	28	4,0	13,5	2,5
20	68	9,8	40	5,7	30	4,8	22,4	3,2
30	78	11,2	42	6,0	40	5,2	25,2	3,6
40	91	13,0	44	6,2	40	5,2	26,6	3,8

Найбільша довжина подачі бетонної суміші при вертикальній подачі визначається за формулою

$$L = \frac{d_B P}{4\tau_{зсув} + d_B \cdot \gamma_B}, \quad (2)$$

де d_B - діаметр бетоновода, м; P - тиск стисненого повітря, що діє на поршень бетонної суміші, $\text{кгс}/\text{м}^2$.

Таким чином, задаючи рухливість бетонної суміші і її характеристику $\tau_{зсув}$, легко можна визначити висоту поршня і, отже, ємність робочої камери.

В практиці будівництва України здебільшого використовуються камери ємністю 300, 400, 800 і 1000 л. Такі розміри зумовлені обсягом барабанів бетонозмішувачів з урахуванням коефіцієнта виходу бетонної суміші. Діаметр бетоноводу звичайно приймається рівним 3 діаметрам фракції великого заповнювача з метою запобігання закупорок.

Пневмобетоноукладачі з робочою камерою ПБУ - 2М слід застосовувати на об'єктах з обсягом бетонних робіт по влаштуванню підлоги до 1000 м³, а ПБУ - 4А - до 3000 м³. Основні техніко-економічні показники застосування пересувних пневмобетоноукладачів наведені в табл. 3.

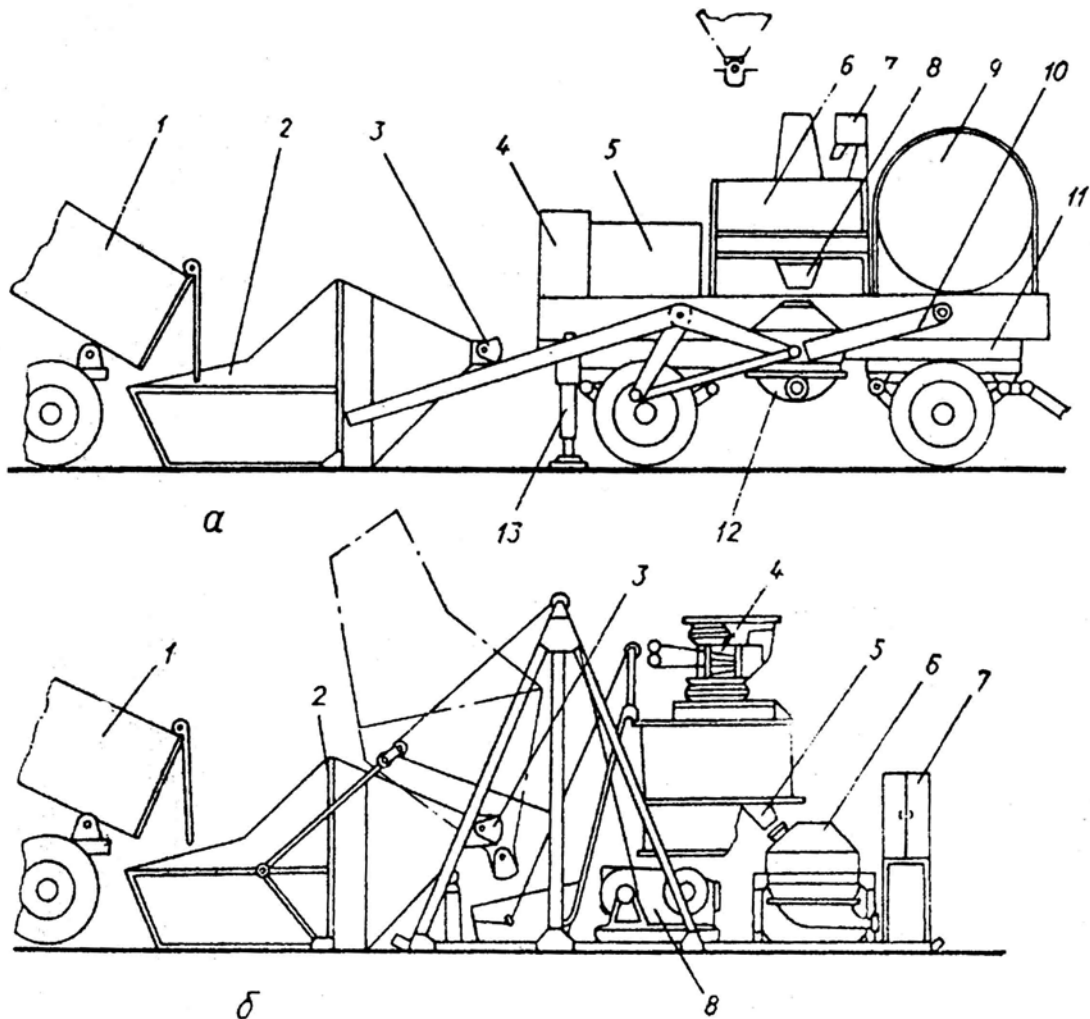


Рис.3. Компонувальні схеми пересувного бетоноукладача при улаштуванні конструкцій підлоги:

- а) з гідравлічним підйомником приймального бункеру: 1- автосамоскид типу ЗИЛ; 2- приймальний бункер з сухої або готової бетонної суміші; 3- секторний затвор; 4 - електрозборка; 5 - бак для води; 6- бетонозмішувач примусової дії; 7 - бачок для дозування пластифікатора; 8 - направляюча воронка; 9 - повітрязбірник; 10 - циліндр гідропідйомника; 11 - семитонний причіп типу МАЗ (КрАЗ); 12 - робоча камера; 13 - аутригери.
- б) з канатним підйомом приймального бункеру: 1 - автосамоскид; 2 - приймальний бункер; 3 - секторний затвор; 4 - бетонозмішувач примусової дії; 5 - направляюча воронка; 6 - робоча камера ПБУ; 7 - електрозборка; 8 - електролебідка.

Таблиця 3. Техніко-економічні показники застосування пересувних пневмобетоноукладачів

Показники і одиниці виміру	ПБУ - 2М	ПБУ - 4А
Інтенсивність потоку, м ³ /зміну	20	50
Висота подачі, м	До 100 і більш	До 40
Максимальна ширина підлоги, що бетонується без ремонту бетонування, м	20	20
Приведені витрати улаштування монолітної підлоги, грн/м ³	1,8	1,3
Трудомісткість улаштування монолітної підлоги, люд.-год/м ³	2,06	1,74
Виробіток на 1 робітника в зміну, м ³ /зміну	1,29	3,16

Всі наведені показники визначено при коефіцієнті використання техніки 0,3. З збільшенням коефіцієнта використання показники ефективності значно зростуть.

За розробленими рекомендаціями робота пересувних ПБУ циклічної дії (рис. 1) організується наступним чином: бетонна суміш (готова або суха) доставляється автосамоскидами і розвантажується в приймальний бункер ємністю 2,3 м³, що після цього піднімається в вертикальне положення за допомогою гідравлічного або канатного підйомника. Після цього відкривається секторний затвор і порція суміші надходить в бетонозмішувач, де перемішується протягом 2-3хв. Готова суміш перевантажується через розвантажувальний люк і напрямну лійку в робочу камеру ПБУ, кришка завантажувальної горловини закривається, подається стиснуте повітря і суміш нагнітається по бетоноводу до місця укладки.

Заключення і висновки

1. Проаналізовано різні технічні характеристики засобів механізації для улаштування корозійностійких покриттів підлоги для підприємств м'ясо-молочної промисловості.
2. Виконані експериментальні дослідження та аналіз їх результатів, що дає змогу зробити наступні висновки:
 - використання компонентів машин залежить від причин і, в першу чергу, від об'ємів робіт. При малих об'ємах робіт слід використовувати засоби малої механізації, особливо при проведенні ремонтних робіт;
 - при продуктивності комплексу машин до 25 м³/зміну і вище потрібно, щоб на об'єкті було не менше 1000 м² площі улаштування підлоги, що буде економічно вигідним використовувати потужну техніку.

Література

1. Гранковский Н.Г., Угляренко Т.В. Комплексные воздействия для улучшения свойств цементно-водных вяжущих систем. – К.: Журнал прикладной химии. – 1084. – №55, 69. – С.1697-1703.
2. Гранковский Н.Г. Структурообразование в минеральных вяжущих системах. – К.: Наукова думка, 1984. – 299 с.
3. Гранковский Н.Г., Круглицкий Н.Н. Исследование процессов структурообразования в ионных дисперсных системах. – К.: Укрхимжурнал. – т. 38. – вып. 1. – С.46-49.
4. Горшков В.С., Тимашев В.В., Савельев В.Г. Методы физико-механического анализа вяжущих систем. – М: Высшая школа, 1981. – 384 с.
5. Голант Ш.Н. Гидрофобные составы для отделочных работ при ремонте жилых зданий. – Л.: Стройиздат, 1973. – 274 с.
6. Волженский А.В. Минеральные вяжущие вещества. – М.: Стройиздат, 1979. – 476 с.



УДК 339.03:621.86

П.С. Войтенко, инж. ЗАО "ПОЗНЯКИ-ЖИЛ-СТРОЙ"

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ МАШИНАМИ И МЕХАНИЗМАМИ СТРОИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА

Одним из важнейших элементов функционирования организаций строительного комплекса является оптимизация использования строительной техники и механизмов [1]. Наиболее рациональное использование техники обуславливает качественное достижение конечного результата строительства, направленного на сокращение сроков строительства, технологичность выполнения операций и процессов, внедрения передовых достижений науки в области строительства [1, 2].

Управление машинами и механизмами является одним из обеспечивающих процессов для организации строительного процесса и направлено на качественное и бесперебойное обеспечение необходимыми машинами и механизмами объекты строительства, т.к. машинный парк организации должен обеспечивать выполнение намеченных строительно-монтажных работ [3].

Для наиболее рационального достижения поставленных целей в области управления машинами и механизмами необходимо выделить направления, которые являются составляющими исследований в данной области:

- определение необходимости в машинах и механизмах для обеспечения строительства;
- управление и поддержание в рабочем состоянии машин и механизмов;
- осуществление планирования ремонтов;
- контроль качества закупаемых машин и механизмов.

По каждому направлению важно сформулировать основные условия организации, структуру и функциональную ответственность должностных лиц предприятия, принимающих непосредственное и косвенное участие в этом процессе, а также правильно распределить ответственность между ними. Установление связей, которые должны быть присущи всем участвующим в процессе, обуславливает четкое понимание своей роли для достижения конечного результата.

Для этого каждый участвующий в процессе руководствуется исходными данными для своей работы и формирует выходные данные, необходимые для дальнейшего выполнения процесса.

Входными данными могут быть:

- решения руководства;
- программы совершенствования организации;
- корректирующие и предупреждающие действия;
- заявки на предоставление машин и механизмов;
- экологические аспекты, требующие постоянного отслеживания в процессе выполнения строительных работ;
- риски, касающиеся профессиональной безопасности выполнения строительных работ;
- проект организации строительства (ПОС) и проект производства работ (ППР) и т.д.

Выходными данными являются закупленная или арендованная техника, а также информация об использовании техники, прохождения плановых и внеплановых ремонтов.

Для осуществления процесса управления машинами и механизмами можно выделить этапность действий, необходимую для этого.

Исходя из установления и определения исходных данных, определяется потребность в машинах и механизмах.

Если машины и механизмы необходимо приобрести, то ответственный за процесс составляет программу и бизнес-план для приобретения техники с последующей регистрацией её в перечне закупаемых машин и механизмов. Затем руководители производственных подразделений согласно ППР подают заявки на предоставление техники для осуществления выполнения технологичности циклов строительных работ.

Главный механик предприятия, согласно учтенному перечню наличия машин и механизмов, принадлежащих предприятию, определяет возможность аренды недостающей техники. Если имеет место необходимость аренды техники, то приобретает целесообразность осуществления выбора поставщиков с последующим анализом совместной работы с ними или качества предоставляемых ими услуг. Заключение договоров на аренду машин и механизмов или услуг по обеспечению машинами и механизмами осуществляется в соответствии с нормативными и законодательными требованиями. Далее необходимо производить проверку прохождения планово-предупредительных ремонтов и технического обслуживания техники.

Главный инженер предприятия совместно с главным механиком составляют и утверждают графики планово-предупредительных ремонтов для механизмов и регламент технического обслуживания для машин в соответствии с требованиями, установленными в нормативных документах.

При осуществлении плановых ремонтов и технических обслуживаний имеет место необходимость в поставках запасных частей, которые необходимо осуществлять с отмеченной ранее процедурой выбора поставщиков и анализа работы с ними. Информация о закупаемой технике, механизмах и запасных частях к ним при осуществлении входного контроля в организации обязательно анализируется и документируется для дальнейшего принятия приемлемого решения по поддержанию машин и механизмов в рабочем состоянии.

Обязательным требованием организации должно быть соблюдение всех норм и правил выпуска техники на линию с обязательным прохождением медицинских осмотров водителей и машинистов, рабочих по обслуживанию, с соблюдением требований по охране труда и профессиональной безопасности согласно законодательным нормативным требованиям и требованиям, установленным внутри организации.

Главный механик предприятия отчитывается перед руководителем предприятия и при необходимости вносит свои предложения по корректировке и совершенствованию деятельности предприятия в части управления машинами и механизмами.

Это способствует дальнейшему развитию строительной организации для совершенствования планирования производства, рационального выбора комплектов машин и механизмов, а также улучшению организации их ремонтов, дальнейшей детализации технологических разработок использования строительной техники при разработке проектов производства работ.

Одним из аспектов этого решения является разработка алгоритма управления процессами рационального обеспечения техникой с учетом существующих требований и нормативных документов. Предприятие вправе самостоятельно устанавливать для себя индивидуальные требования. В случаях, когда выполнение нормативных требований затруднительно для предприятия, то руководители подразделений предприятия должны информировать руководство для принятия корректирующих действий по устранению недостатков и обеспечения основных положений эффективного использования строительной техники.

В процессе управления инфраструктурой и рабочей средой должен участвовать весь персонал организации для выявления и устранения недостатков условий труда,



влияющих на достижение основной цели функционирования предприятия направленной на постоянное совершенствование.

Таким образом, дальнейшим этапом исследований является создание алгоритма управления, обеспечивающего оптимальный уровень использования строительной техники.

Литература

1. *Бадеян Г.В.* Технология и механизация возведения монолитных железобетонных конструкций. – К.: Наукова думка, 2003. – 406 с.
2. *Адрианов В.П., Білявський Ю.В., Трофимов О.П.* Використання будівельних машин в сучасних умовах// Будівництво України. – 1998. – №1. - С.34-36.
3. *Назаренко І.І., Сердюк В.І.* Основи організації використання і ремонту будівельної техніки. – К.: "МП Леся", 2003. – 150 с.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ ИНФРАСТРУКТУРОЙ И РАБОЧЕЙ СРЕДОЙ СТРОИТЕЛЬНОЙ ОРГАНИЗАЦИИ

В настоящее время для установленного и рационального функционирования предприятия – строительного комплекса приобретает большое значение определения основополагающих направлений деятельности именно внутри организации, направленных на обеспечение требований к выпуску конечной продукции. Это диктуется бурным развитием отрасли и постоянным повышением требований к строительству обусловлены требованиями потребителей.

Одним из наиболее важных процессов в функционировании предприятия является "Управление инфраструктурой и рабочей средой", который способствует более эффективной организации строительства. Этот процесс необходим для обеспечения и поддержания зданий, рабочих мест, оргтехники, программного обеспечения, авто техники и рабочей среды предприятия, необходимой для достижения соответствия необходимых требований к продукту.

Управление инфраструктурой и рабочей средой является одним из важнейших аспектов в управлении предприятием. Оно связано с людьми и их отношениями внутри организации в настоящее время и в данной области управления. Особую значимость, так как люди являются одним из самых ценных ресурсов в организации, обеспечивающим, в конечном счете, эффективность использования других факторов производства и достижения целей организации.

Для того чтобы персонал мог в полной мере реализовать свой потенциал, предприятие должно обеспечить необходимыми ресурсами его, включая рабочую среду и инфраструктуру. Инфраструктура должна соответствовать:

- безопасности и комфортности работы сотрудников;
- обеспечивать оказание качественных услуг и производство качественной продукции;
- обеспечивать выполнение нормативных требований в части влияния на окружающую среду.

Так как процесс управления инфраструктурой и рабочей средой является основным обеспечивающим процессом функционирования предприятия, то каждое предприятие конкретизирует для себя области распространения его, учитывая специфику деятельности.

К инфраструктуре и предприятия могут относиться:

- здания и сооружения;
- автомобильный транспорт;
- вычислительная техника и программное обеспечение.

Для качественного обеспечения функционирования процесса управления инфраструктурой и рабочей средой каждому предприятию необходим ряд исходных данных, на основании которых и происходит обеспечение процесса.

Исходные данные должны быть ориентированы на обеспечение всех видов деятельности предприятия.

Они могут включать:

- политику предприятия и его цели;
- программу функционирования и совершенствования предприятия;
- информацию о нормативных и законодательных требованиях;



- информацию о потребности транспортных средств, ремонта зданий, улучшению рабочей среды;
- информация о необходимости в вычислительной технике и программного обеспечения, а также их обслуживание;
- заявка на обеспечение энергоресурсами и других видов закупок.

Исходящими данными могут быть обеспечение всеми видами ресурсов, а также информация о необходимости улучшения и совершенствования процесса. Для этого предприятие должно четко определить степень ответственности должностных лиц участвующих при выполнении процесса.

При управлении зданиями и сооружениями целесообразно для предприятия установить периодичность обследований и осмотров строений. По результатам осмотров принимать решение и составлять план ремонтно-строительных работ с указанием ответственных лиц и сроков выполнения работ.

По установленным периодам функционирования организации проводится отчетность по управлению энергоресурсами с учетом их фактического потребления. Обслуживание внутренних тепло- и электросетей, водоотвода обычно производят внешние обслуживающие организации согласно заключенными с ними договорами. Управление рабочей средой в достаточной мере регламентируется требованиями нормативных документов. Предприятие вправе самостоятельно устанавливать для себя индивидуальные требования. В случаях, когда выполнение нормативных требований затруднительно для предприятия, руководители подразделений предприятия должны информировать руководство для принятия корректирующих действий по устранению недостатков и улучшения условий труда сотрудников.

В процессе управления инфраструктурой и рабочей средой должен участвовать весь персонал организации для выявления и устранения недостатков условий труда влияющих на достижение основной цели функционирования предприятия направленной на постоянное совершенствование.

При управлении автомобильным транспортом учитываются требования по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей с учетом регламентированных нормативных и законодательных требований. Количественный состав определяется сферой деятельности предприятия в соответствии с программой функционирования предприятия и решением руководства. Выпуск на линию транспорта в строгом соблюдении всех законодательных требований и требований установленных внутри самой организации.

Управление вычислительной техникой направлено на выполнение профилактических работ с компьютерами и программным обеспечением с установленной периодичностью. Для этого производится разработка соответствующих внутренних инструкций с обязательным учетом документации получаемой при приобретении техники или программного продукта. Системное обслуживание и ремонт вычислительной техники целесообразно производить в соответствии с установленной на предприятии процедурой.

Автоматизація та моделювання технологічних процесів

УДК 620.17.05

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

О.В. Горда, асистент КНУБА,

І.А. Саченко, магістр КНУБА

ПОБУДОВА КОНЦЕПТУАЛЬНОЇ ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ГІДРОПРИВОДА

Значне поширення гідравлічних приводів у різних галузях машинобудування зумовлюється рядом їхніх істотних переваг, до яких перш за все належать можливість одержання великих сил та обертаючих моментів при порівняно малих розмірах гідродвигунів, плавність переміщення, забезпечення безступінчатого регулювання швидкості у широкому діапазоні, мала інерційність, простота здійснення прямолінійних зворотно-поступальних рухів та автоматичного керування робочими органами, легкість запобігання перевантаженням, висока експлуатаційна надійність [7]. Їх використовують для управління робочим обладнанням будівельних та дорожніх машин, у робототехніці. Широке застосування гідравлічних приводів у різних сферах будівництва, виробництва дає у дослідницькій роботі зумовлює те, що умови їх використання можуть бути досить різними, навіть шкідливими та екстремальними. Якщо на сьогодні досить добре розроблені методики розрахунку гідравлічних приводів (досліджена їх робота у статичному режимі функціонування), виходячи з сфер та умов застосування є необхідність дослідження їх роботи у динаміці. Так як гідравлічні приводи є досить складною багато параметричною системою, то для дослідження їх динамічної поведінки доцільно побудувати імітаційну модель, за допомогою якої можна дослідити поведінку системи у різних умовах при різноманітних сполученнях параметрів. Також, використання імітаційної моделі дає змогу дослідити перехідні процеси системи, для яких відсутні адекватні моделі і зробити уточнення для вже існуючих моделей. Визначення особливих станів динамічної системи та їх дослідження на стійкість дасть змогу розробити системи автоматизованого управління роботою гідропривода у оптимальних режимах [8]. На сьогодні, задачі побудови імітаційної моделі гідроприводів приділено досить мало уваги і не існує повної формалізованої математичної моделі відтворення динаміки його роботи.

Першим кроком у побудові імітаційної моделі є опис поведінки системи на основі якого будується концептуальна модель та визначаються вхідні дані, критичні параметри та вихідні дані, що підлягають моніторингу, інтервали їх припустимих значень. Для динамічних систем важливим є дослідження поведінки системи у часі, що дозволяє відтворити механізми переходу системи з одного стану у інший, визначити типи процесів, що протікають у системі: послідовні та паралельні, синхронізувати процеси системи, моделювати квазіпаралельні процеси, оцінити час на виконання модельного експерименту та виконувати управління ходом модельного експерименту.

У якості об'єкту вивчення динамічної поведінки гідропривода візьмемо інженерну машину розгородження. Вибір цієї машини обумовлений тим, що її гідросистема є типовою для багатьох будівельних та дорожніх машин, складається з декількох підсистем, що дає змогу дослідити не тільки окрему гідросхему, а і взаємодію декількох підсистем.

Гідропривід машини призначено для управління бульдозерним і стріловим обладнанням, переводу траля з транспортного положення у робоче і навпаки, для забезпечення роботи механізмів повороту башти, висування стріли, повороту, підйому та розкриттю захвату, для стопоріння стрілового та бульдозерного обладнання у

транспортному режимі і можна представити, як складну систему, що складається із взаємопов'язаних підсистем.

Згідно до прийнятої класифікації типових схем моделі його можна визначити і описати, як *A*-схему (aggregate system). Щоб характеризувати складну агрегатну схему, необхідно визначити наступні множини параметрів: T – моменти часу, вхідні X та вихідні Y сигнали, стани Z у кожний момент часу t [1].

Реалізація механізму управління модельним часом, на практиці, найчастіше базується на двох основних методах: з постійним кроком, та за особливими станами. На початкових етапах розробки імітаційної моделі доцільно застосовувати метод за особливими станами, який полягає у визначенні всіх можливих станів системи і умов переходу з одного стану в інший. Отже при цьому підході вважають, що перехід системи з одного стану в інший виконується за малий проміжок часу, іншими словами, має місце стрибок. В подальшому, прив'язавши результати такої моделі до часу, можна описати динаміку поведінки системи, врахувати вплив перехідних процесів і управляти її поведінкою у реальному часі [2].

На першому етапі побудови концептуальної моделі виділимо із складної гідросхеми окрему підсистему управління захватом.

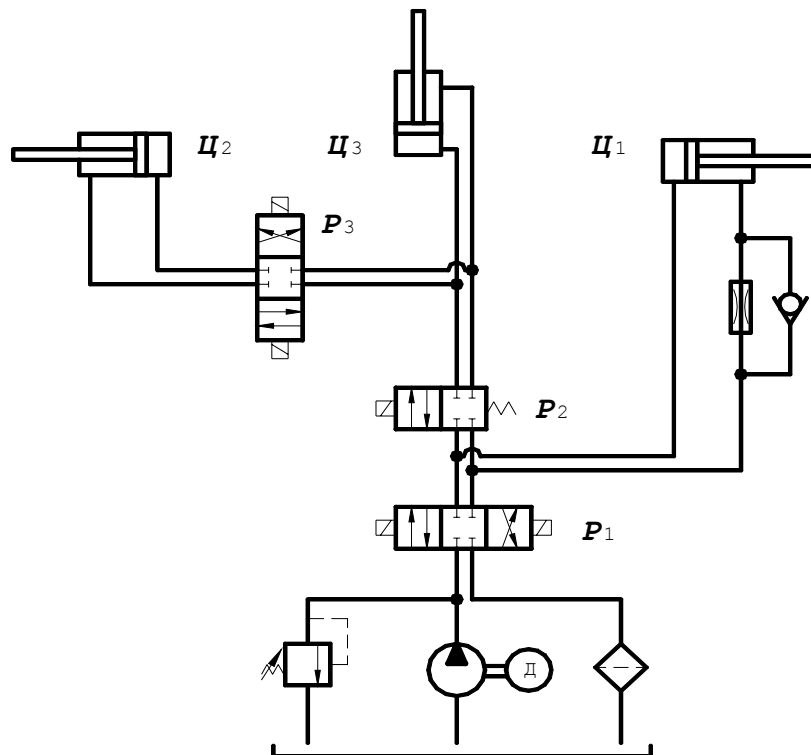


Рис. 1. Розрахункова гідравлічна схема:

Ц₁ – підйом захвату; Ц₂ – розкриття захвату; Ц₃ – поворот захвату

Виділимо складові частини підсистеми (рис. 1): насос Н; розподільники P₁, P₂, P₃, P₄; гідроциліндр Ц₁, Ц₂, Ц₃.

Для моделювання роботи системи побудуємо алгоритм, який відображає послідовність процесів, що протікають у системі. Для цього опишемо роботу системи і визначимо стани окремих її складових частин:

Включаємо насос Н₁.

Якщо розподільник P₁ знаходиться у середньому положенні, то рідина через запобіжний клапан іде у бак.

При переключенні розподільника P₁ ліве або праве положення підключається гідроциліндр Ц₁, тобто підйом або опускання захвата.

При включенні розподільника P_2 здійснюється поворот захвату, однак P_2 можна включити тільки тоді, коли P_1 знаходиться у лівому або правому положеннях.

Переключення P_4 у ліве або праве положення призводить до розкриття або закриття захвату.

Основними подіями, які управляють роботою системи і являються подіями зміни станів є переключення розподільників у певне положення. Вони викликають події ініціалізації процесів, що є подіями слідування.

При побудові алгоритму роботи гідросистеми (рис. 2), необхідно враховувати, що його робота пов'язана з виконанням робочих операцій робочого обладнання і стани гідросистеми викликають паралельні процеси в даному випадку захвату. За типом – ці процеси будуть підпорядковані: стан елементів робочого обладнання буде залежати від стану системи вищого рівня – гідроприводу.

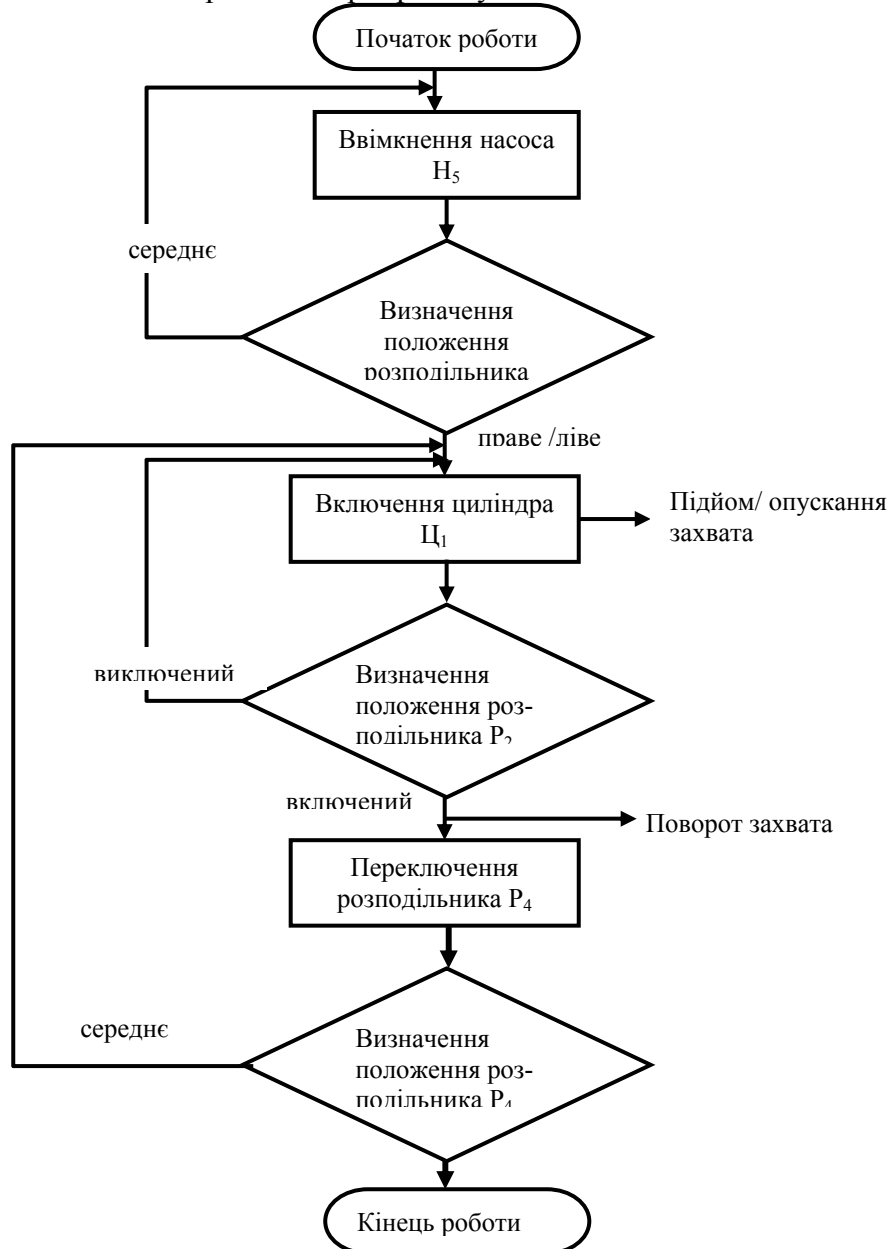


Рис. 2. Алгоритм роботи гідросистеми

Для подальшої побудови імітаційної моделі, орієнтованої на дослідження перехідних процесів у гідроприводі та з метою її програмної реалізації будемо застосовувати об'єктно-орієнтовану методологію, згідно до якої визначимо схему станів, а також схему процесів, яка описує перехід системи з одного стану в інший [3].



Схема станів базується на гідравлічній схемі і представлена на рис. 3 і побудована за допомогою засобу CASE-технологій UML (універсальної мови моделювання) [4].

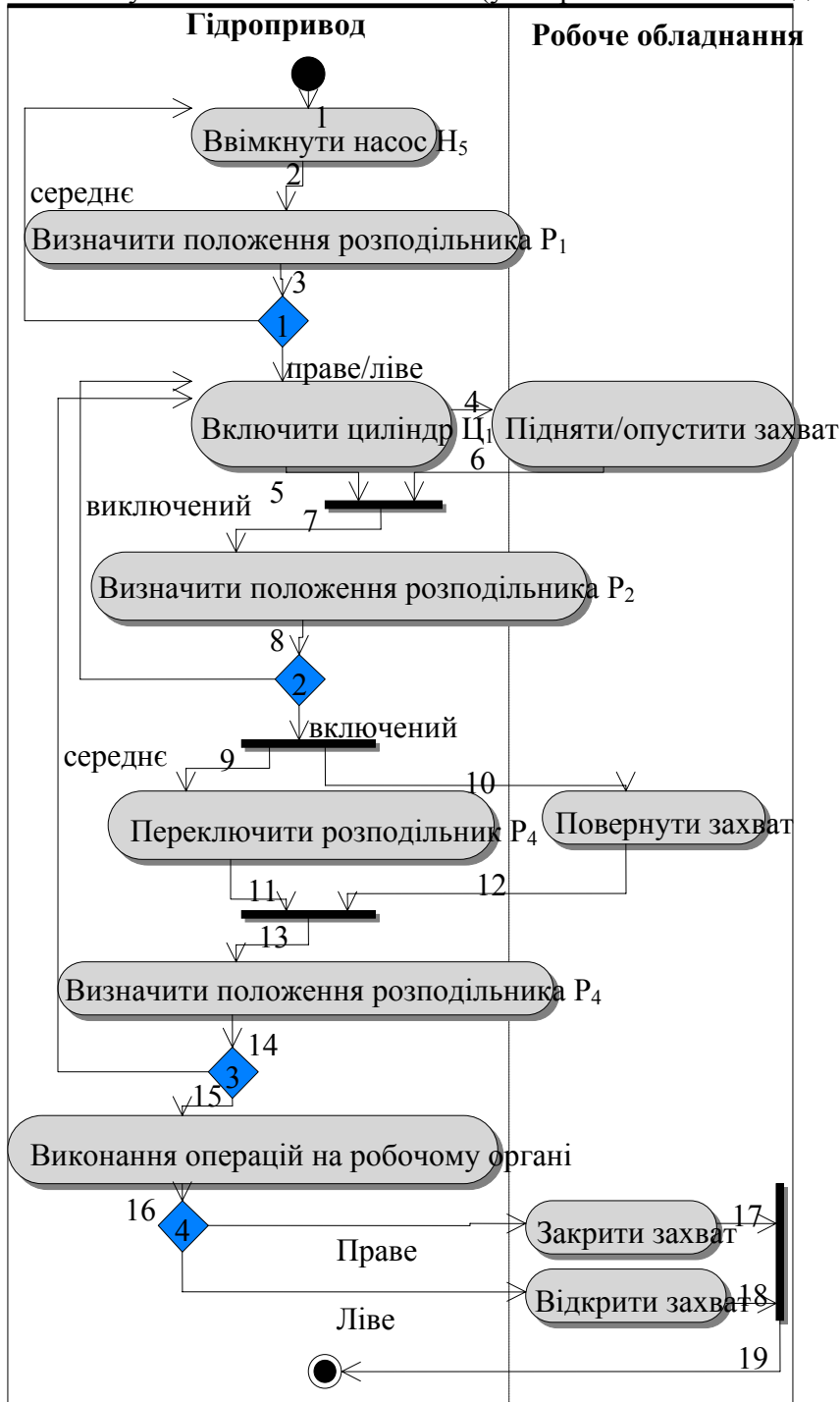


Рис. 3. Діаграма станів системи одного кроку імітаційної моделі

Ключовим моментом імітаційного моделювання перехідних процесів гідроприводу є визначення фаз процесу, як проміжних станів, що переводять гідропривід з одного стану в інший. Основні перехідні процеси роботи гідропривода характеризуються трьома фазами: перехідною, стаціонарним режимом роботи та затухаючою.

Наявність фаз обумовлена, по-перше, часом запізнення включення та виключення елементів гідропривода, по-друге, часом перетікання рідини через елементи сполучень основних та допоміжних гідроприсроїв.

Виходячи з того, що у системі є процеси, які проходять послідовно, з'являється можливість узагальнену модель, що описує динаміку роботи гідропривода, розбити на незалежні частини і за рахунок цього понизити її розмірність.

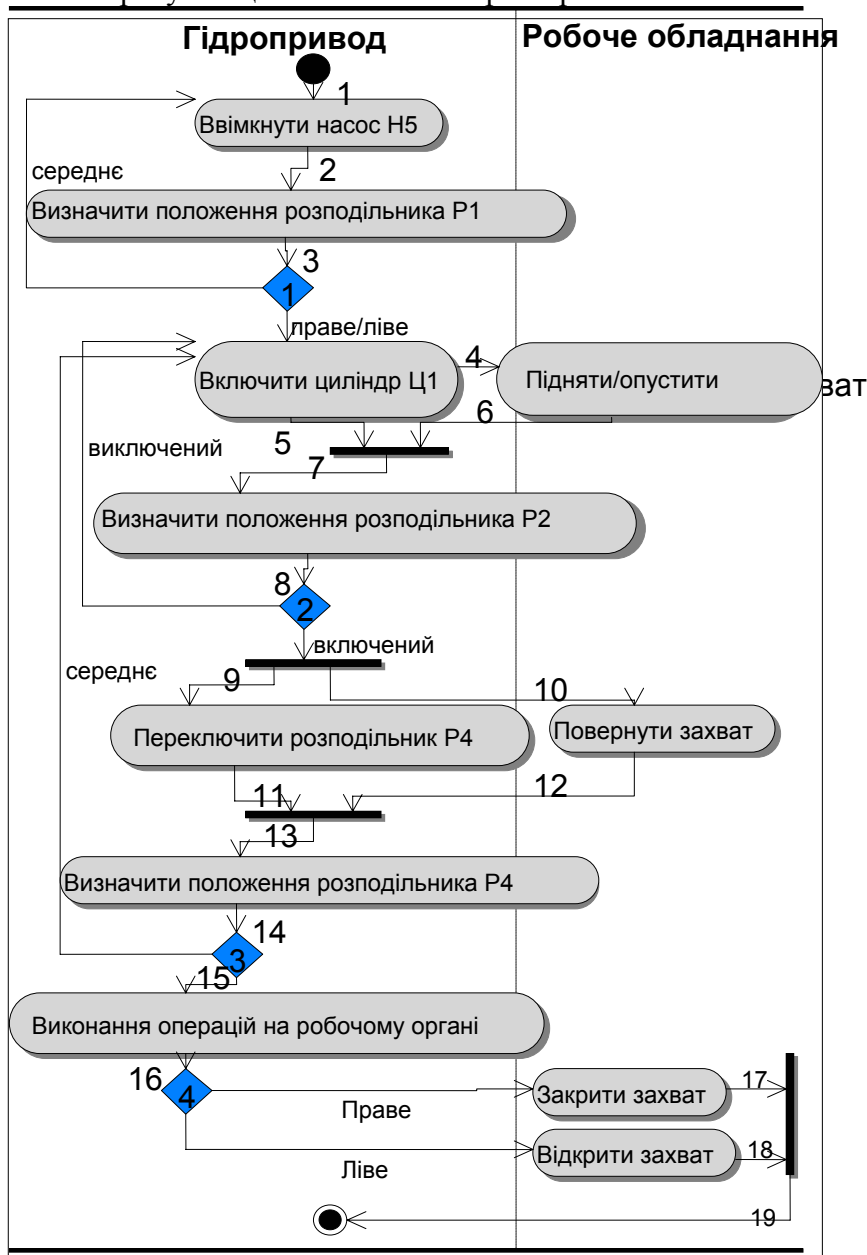


Рис. 4. Діаграма процесів

Таким чином, описаний вище підхід дозволяє з одного боку побудувати імітаційну модель перехідних процесів, а з іншого боку допускає можливість реалізації за рахунок ресурсів існуючого програмного забезпечення та обчислювальної техніки [6].

Література

1. Вавилов А. А. Структурный и параметрический синтез сложных систем. – Л., 1977.
2. Древис Ю. Г., Золотарев В. В. Имитационное моделирование и его применение при проектировании автоматизированных систем управления. – М., 1981.
3. Советов Б. Я., Яковлев С. А. Моделирование систем. – М.: Высшая школа, 1985.



4. Методологические вопросы построения имитационных систем/ Под ред. *Гвишиани Д. М., Емельянова С. В.* – М., 1978.
5. Надежность и эффективность в технике. Справочник: в 10 т./ Ред. совет: *Авдеевский В. С.* (предс.) и др. – М.: Машиностроение, 1986.
6. *Буч Г., Рамбо Дж., Джекобсон А.* Язык UML. Руководство пользователя. – М.: ДМК, 2001.
7. *Пелевін Л.С., Смірнов В.М., Гаркавенко О.М., Фомін А.А.* Гідро- та пневмоприводи будівельних машин. Підручник. – К.: КНУБА, 2002. – 328с.
8. *Вильнер Я.М.* Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 310 с.

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У ПАРОГЕНЕРАТОРАХ

Для енергетичного обладнання котельних характерний перемінний, в умовах безперервної зміни навантаження, режим роботи, у відповідності з графіком теплоспоживання. Зміна режимів роботи супроводжується складними явищами перехідних процесів.

Актуальність роботи полягає у дослідженні перехідних процесів парогенераторів, з метою розробити ефективні схеми автоматизації, що дозволить оптимізувати технологічний процес.

Динамічні характеристики парогенераторів (котлів) та їх елементів визначаються шляхом вирішення системи диференціальних рівнянь з різною степенню повноти, описуючих складний комплекс взаємопов'язаних теплових, гідромеханічних характеристик, фізико-хімічних та інших процесів, котрі протікають в об'єкті регулювання.

Працюючи над цим завданням мною були розглянуті наукові роботи д.т.н. Меренкова А.П. [2], Мінєєва Р.В. [4], Русанова А.В. [1] Рибаківа Р.Р. [3] та інших авторів. Важливу роль у них приділено проблемам оптимального управління, шляхом математичного моделювання технологічних процесів на ЕОМ. Але у науковій літературі недостатньо уваги приділяють питанням автоматизації виробництва будівельних матеріалів. Автоматизоване управління роботою парогенераторів, реалізоване на сучасних засобах автоматики та мікропроцесорної техніки дозволить зменшити питому вагу енергетичних затрат на виготовлення будівельних матеріалів. Моделювання динаміки перехідних процесів дозволить прискорити зміну режимів роботи парогенератора при неритмічному споживанні теплової енергії множиною споживачів.

Мета і задачі дослідження: розробка математичних моделей динаміки перехідних процесів і вибір регуляторів за встановленими критеріями.

Для найпростіших моделей рішення можуть бути отримані в аналітичній формі. Найпростіша модель динамічних процесів в парогенераторі представляється системою звичайних диференціальних рівнянь або всієї установки, або кожного з входящих до її складу елементів. В такій моделі не враховується реальна протяжність елементів парогенератора і пов'язана з нею залежність параметрів від координат (модель із зосередженими параметрами)

Розподіленість параметрів парогенератора у більшості випадків аналітично врахувати неможливо. Для чого використовуємо численні рішення вихідних рівнянь на ЕОМ.

Парогенератори працюють в різних режимах. Зрозуміло, що перевагу надаємо режиму з найвищим ККД, котрий і буде оптимальним. Коефіцієнт корисної дії парогенератора, нелінійним чином, залежить від навантаження, надлишку палива, степені забруднення поверхнів нагріву та інших факторів.

Стаціонарний режим парогенератора визначають наступні основні параметри: витрата, тиск, і температура теплоносія по водопаровому тракту; витрата, ентальпія і склад продукту згоряння по газовому тракту; значення топочних втрат та ін. Якщо відомий зв'язок між параметрами стаціонарного режиму, то можна вибрати умови, що забезпечують роботу окремих елементів з оптимальним ККД. Ці ж параметри є вихідними при розрахунку динаміки перехідних процесів в парогенераторах, оскільки динамічні розрахунки, як правило, проводяться при відхиленні параметрів від стаціонарного режиму.

Статичні характеристики в загальному нелінійні. З метою спрощення аналітичних розрахунків їх ліанеризують. Зовнішні збурення в парогенераторі в загальному випадку носять випадковий характер. Але при аналізі динамічних якостей систем зручніше розглядати разові збурення.

Якісну інформацію про протікання динамічних процесів можна отримати із аналізу стаціонарного розподілення акумулюючих ємностей у напрямку шляху потоків енергії і речовини. У парогенераторах на органічному паливі енергію переносять два середовища: гріючий газ і теплоносій (вода, пароводяна суміш, пара). Енергія в парогенераторі акумулюється в об'ємах теплоносія і гріючого газу, метали поверхонь нагріву, топливі, ізоляційних матеріалах.

В динамічному процесі одночасно змінюється кількість речовини і енергії. Звичайно акумуляційні явища речовини і енергії розглядаються роздільно, що спрощує проведення кількісного аналізу.

Розглянемо парогенератор барабанного типу, як такий, що найчастіше використовується на підприємствах будіндустрії, зокрема на ВАТ "комбінат будіндустрії".

В барабанних котлах наявна фіксована границя між паростворюючими і перегріваючими поверхнями. Ця поверхня знаходиться в барабані, рівень води в котрому розділяє перегріваючі поверхні від паростворюючих. При любых режимах (окрім аварійних) в перегрівач поступає практично суха насичена пара.

Витрата живильної води завжди відповідає витраті пари і являє відгук на зміни, що проходять у пароводяному тракті. Зміною витрати живильної води у барабані підтримується визначений рівень, при цьому виробіток пари парогенератором майже не змінюється, оскільки він визначається в основному тепловим навантаженням.

У свою чергу, характер зміни температури пари визначається співвідношенням теплосприйняття поверхонь нагріву, розташованих по барабану (пароутворюючих) і після нього (перегрівуючих). Якщо відносно збільшення теплосприйняття пароутворюючих поверхонь нагріву з ростом навантаження менше ніж збільшення перегріваючих поверхонь, то температура пари підвищується. При цьому зміна температури відносно невелика, що пов'язано з постійністю границі між пароутворюючими і перегріваючими поверхнями нагріву. Не дивлячись на відносно невеликий діапазон зміни температури пари, регулювання її необхідно.

Приблизний графік зміни параметрів барабанного котла при підвищенні тепловиділення у топці показаний на рис. 1.

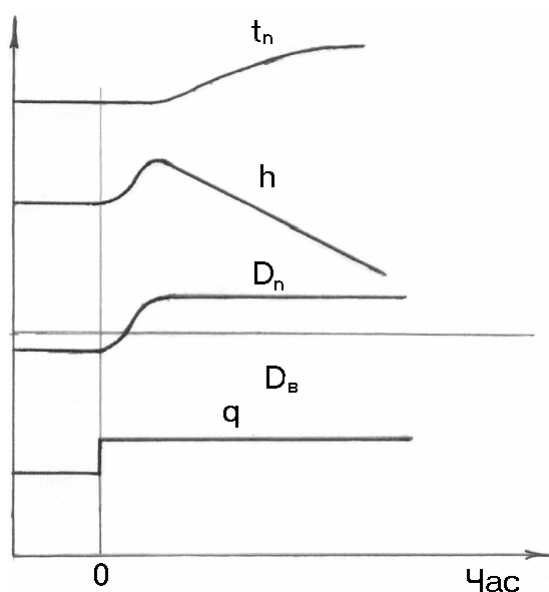


Рис. 1.

На рис. 1 введені позначення: $D_{\text{П}}$ – витрата пари, $D_{\text{В}}$ – витрата води, q – відносне теплове навантаження, h – рівень води в барабані котла, $t_{\text{П}}$ – температура пари.

Як бачимо при збільшенні теплового навантаження зростає і паровиріток. При відсутності регулювання, рівень води в барабані парогенератора спочатку підвищується, а потім знижується. Тимчасове підвищення рівня води пов'язано з витісненням частини води з пароутворюючих труб в результаті збільшення їх парового об'єму. Наступне зниження рівня проходить до тих пір, поки не буде відновлений баланс між витратою води і паровирітком. Якщо в прямоточному парогенераторі зміни масового заповнення парогенеруючих труб відображаються на ступені відхилення витрати пари, від витрати живильної води, то в барабанному парогенераторі при зміні масової ємності, змінюється положення рівня води в барабані.

Температура пари регулюється шляхом штучного перерозподілу теплосприйняття між пароутворюючими поверхнями нагріву (газове нагрівання), або шляхом переносу частини пароутворюючої (впорскування), або водогрійної (поверхневий пароохолоджувач) поверхні, у перегрівачу в обхід барабану.

Розглянемо акумуляцію теплової енергії в парогенеруючих каналах. Теплова енергія акумулюється в об'ємі теплоносія і в металі поверхонь нагріву:

$$Q = \int_0^{l_e} f c_p \rho(z) t(z) dz + \int_{l_e}^{l_n} f \rho(z) i(z) dz + \int_{l_e}^{l_n} f c_n \rho(z) t(z) dz + \int_0^l q_m c_m \theta(z) dz. \quad (1)$$

Кількість теплоти, що міститься в об'ємі теплоносія, визначається масою останнього, розподіленням температури і тиском. При переході від одного стаціонарного режиму до іншого виділяється (поглинається) теплота у кількості $\Delta Q = Q - Q_0$, значення Q і Q_0 обчислюємо по рівнянню (1) у відповідності з характеристиками стаціонарного режиму.

Маса перегрітої пари у порівнянні з масою металу перегрівача мала і ми нею можемо знехтувати. У відповідності з цим і кількість теплоти, що міститься у парі, невелика, тому у розрахунках її звичайно не враховуємо. По цій же причині нехтуємо акумуляцією теплоти в насиченій парі. Таким чином, теплова енергія зосереджена в основному у воді і в металі усіх поверхонь нагріву.

Акумульована теплова енергія реалізовується по різному, в залежності від виду поверхні нагріву і характеристик стаціонарних режимів. Так, якщо два стаціонарних режиму відрізняються тільки тиском, то в динамічному процесі виділиться лише теплота, акумульована в металі і воді на випаровувальній ділянці. В той же час вміст теплоти в економайзері і перегрівачі зміниться мало, оскільки температура води і пари незначною мірою залежить від тиску. Навпаки, при порушенні співвідношення між витратою живильної води і теплопідводом значно зміниться вміст теплоти у підігрівачі і перегрівачі, а вміст теплоти у випаровувачі зміниться мало і лише внаслідок скорочення площі поверхні (прямоточний парогенератор).

Ми створюємо аналітичну модель динаміки прогріву об'єкта регулювання. Для цього використовуємо відому універсальну модель прогріву будь-яких теплових об'єктів і підбираємо параметри цієї моделі так, щоб вони відповідали експериментальним даним. Підбір параметрів реалізується автоматично, в процесі вирішення оптимізаційної задачі. Конкретніше, ми підбираємо параметри моделі, які мінімізують розходження між експериментальним та теоретичним варіантами перехідної функції.

Вихідними даними для розрахунку є експериментальна перехідна функція об'єкта - реакція на включення нагріву.

Модель об'єкта пов'язує потужність витрати повітря (вхідний вплив) та тиску (вихідна реакція). Точна модель об'єкта занадто складна для реальних розрахунків на мікроконтролері. Практично ж зручніше використовувати наближену типову модель.



Підбір параметрів реалізується автоматично, в процесі вирішення оптимізаційної задачі. Конкретніше, ми підбираємо параметри моделі, які мінімізують розходження між експериментальним та теоретичним варіантами перехідної функції.

Вихідними даними для розрахунку є експериментальна перехідна функція об'єкта - реакція на включення.

Модель об'єкта пов'язує потужність витрати повітря (вхідний вплив) та тиску (вихідна реакція). Точна модель об'єкта занадто складна для реальних розрахунків на мікроконтролері. Практично ж зручніше використовувати наближену типову модель.

Під час розрахунку витрат повітря об'єкта використовувалась типова модель об'єкту з передавальною функцією:

$$W(p) = \frac{K \cdot e^{-T_3 \cdot p}}{(T_1 \cdot p + 1)(T_2 \cdot p + 1)}, \quad (2)$$

де K - статичний коефіцієнт передачі об'єкту, T_1 - перша стала часу, T_2 - друга стала часу, T_3 - запізнення.

Ця модель приблизно описує динаміку практично будь-яких об'єктів. Погрішність для нашого випадку складає долі проценту (якщо правильно вибрані чисельні значення параметрів K , T_1 , T_2 , T_3). Визначення цих значень і є нашою задачею.

Перехідна функція такої моделі має наступний стандартний аналітичний вираз:

$$h(t) = K_1 \cdot (1 - e^{-(t-T_3)/T_1}) + K_2 \cdot (1 - e^{-(t-T_3)/T_2}), \quad (3)$$

де $K_1 = \frac{K}{1 - T_2/T_1}$, $K_2 = \frac{K}{1 - T_1/T_2}$

Мета розрахунку - підібрати числові значення параметрів моделі так, щоб теоретична перехідна функція мінімально відрізнялась від експериментальної

Параметри моделі K , T_1 , T_2 , T_3 підбираються так, щоб середньоквадратичне відхилення (критерій мінімізації) теоретичної перехідної функції від експериментальних даних було мінімальне. Це виконується автоматично за допомогою інструмента "Пошук рішення", який допомагає вирішувати оптимізаційні задачі.

Процедура вирішення оптимізаційних задач в електронних таблицях Excel розроблена.

Тепер зробимо опис використання цієї процедури для вирішення нашої конкретної задачі. Починаємо виконання задачі створенням необхідної для розрахунку моделі в електронних таблицях.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1		Ідентифікація аперіодичного об'єкта регулювання по перехідній функції та її екстраполяція									
2	Час	Експеримент	Формула	Помилка							
3				0,003011	CKO - цільова комірка мінімізації				Tools->Solver		
4	0	0	0								
5	2	0	0								
6	4	0,002	0,001								
7	6	0,0052	0,005								
8	8	0,0089	0,009								
9	10	0,012	0,013								
10	12	0,0152	0,017								
11	14	0,0183	0,02								
12	16	0,0222	0,022								
13	18	0,0248	0,024								
14	20	0,0262	0,025								
15	22	0,0275	0,027								
16	24	0,0282	0,027								
17	26	0,0287	0,028								
18	28	0,0292	0,029								
19	30	0,0295	0,029								
20	32	0,0297	0,029								
21	34	0,0298	0,029								
22	36	0,0299	0,3								
23	38	0,03	0,3								
24	40	0,03	0,3								
25	50	0,03	0,3								

В стовпчику вводимо експериментальну перехідну функцію. Значення аргументу (часу) вводимо в стовпчик А. В стовпчику С розраховуємо теоретичну перехідну функцію. Для цього в кожній комірці стовпчика С задаємо вищенаведену формулу перехідної функції.

=IP(Время>T3;K1*(1-EXP(-(Время-T3)/T1))+K2*(1-EXP(-(Время-T3)/T2));0)

Проміжні змінні K1 і K2 вираховуються в комітках G12:G13 за формулами

=K/(1-T2/T1)

=K/(1-T1/T2)

Параметри моделі K, T1, T2, T3, що входять у формули, задані в комітках G6:G9 (поки-що довільні). Оптимізатор буде автоматично підбирати ці параметри.

В комітці D3 вираховується середньоквадратичне відхилення теоретичної перехідної функції від експериментальної за формулою

=SQRT(SUMXY2(B5:B37;C5:C37))

Цей результат автоматично мінімізується за рахунок автоматичного підбору параметрів моделі в комітках G6:G9

Оптимізація виконується за допомогою інструмента "Пошук рішення", який допомагає вирішувати оптимізаційні задачі.

В результаті оптимізації одержані наступні оптимальні значення параметрів моделі:

K = 0,03	безрозм.	Статичний коефіцієнт
T1=5,44	хвилин	Стала часу №1
T2=5,25	хвилин	Стала часу №2
T3=2,11	хвилин	Запізнення

При таких параметрах теоретична та експериментальна перехідні функції співпадають майже ідеально. Середньоквадратична похибка складає усього 0,003 (рисунок 2).

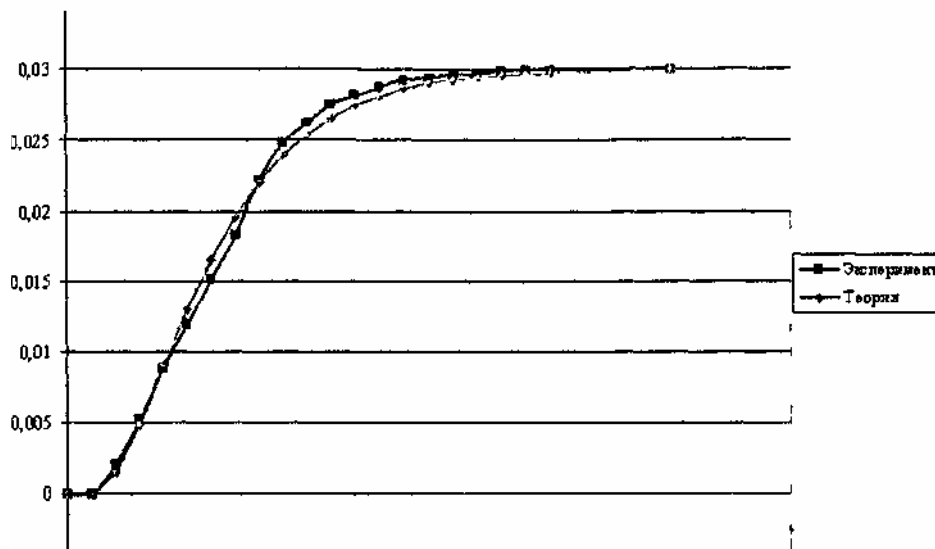


Рис. 2.

Результат: ми одержали модель витрат повітря об'єкта у вигляді передавальної функції.

$$W(p) = \frac{K \cdot e^{-T_3 \cdot p}}{(T_1 \cdot p + 1) \cdot (T_2 \cdot p + 1)}, \quad (4)$$

де K=0,03 T1=5,44 T2=5,25 T3=2,11.

Ця модель буде використана для синтезу регулятора.

Висновки. Дія теплової акумуляції обумовлює велику інерцію змін основних технологічних параметрів парогенератора у перехідному процесі і, зокрема температури, що висуває специфічні вимоги до системи автоматичного регулювання. Розробка і



дослідження математичної моделі перехідного процесу дає можливість визначення критеріїв для вибору регулятора.

Література

1. *Русанов А.В.* О критерии оптимально возможной работы системы автоматического регулирования и методе разработки оптимально возможных алгоритмов их работы. – К.: Энергетика и электрификация, 1996.
2. *Меренков А.П.* Математическое моделирование и оптимизация систем тепло-, водо-, нефте- и газоснабжения. – Новосибирск: Наука, 1992.
3. *Рыбаков Р. Р.* Автоматизация газифицированных агрегатов. – Л.: Недра, 1984.
4. *Мінєєв Р.В.* Комплекс заходів для визначення резервів економії електричної енергії в промисловості. – М.: Промислова енергетика, 1992. - №11.
5. СНиП 3.05.07-85. Системы автоматизации.

УДК 792-50: 673

Ю.В. Білявський, аспірант КНУБА

ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНИХ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ РОЗРАХУНКУ ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРУ В СИСТЕМАХ ВОДОПОСТАЧАННЯ

Явище гідравлічного удару незмінно привертало увагу вчених і інженерів у багатьох країнах в зв'язку з науковим і практичним аспектами. До початку шістдесятих років минулого сторіччя основні фізичні і гідродинамічні процеси, що протікають в елементах трубопровідних систем при гідравлічному ударі, були в основному вивчені. У той же час було встановлено, що в реальних (складних) гідросистемах специфіка перехідних процесів в основному обумовлюється багаторазовим накладенням відбитих від конструктивних неоднорідностей системи хвиль тиску і трансформацією цих хвиль при їхньому проходженні по довжині трубопроводів. В складних гідросистемах, як і в багатьох інших інженерних задачах, рішенню перешкоджає "проклин багатомірності", який погіршується не лінійністю процесів. На перехідні процеси впливають велика кількість факторів, наприклад, наявність у трубах розчиненого в рідині повітря, деформаційна піддатливість стінок труб і інші явища. Зокрема, було встановлено, що на характер нестационарних процесів у трубопровідних системах кардинальний вплив здійснюють кавітаційні розриви суцільності, які можуть виникати в будь-якій точці системи при падінні тиску там нижче величини тиску насичених парів рідини. Тому не дивно, що наприкінці шістдесятих років минулого століття система, що складається з двох труб різного діаметра, вважалася у фахівців "складною" і важкою для розрахунку.

Тому саме використання при розрахунках гідравлічного удару сучасних інформаційних технологій, тобто відмова від аналітичних і графічних методів на користь чисельних, дозволило зробити початок масового використання електронно-обчислювальних машин. Їхнє впровадження і масове використання дозволило проводити розрахунки практично без обмеження складності мереж.

Історія вивчення нестационарних гідродинамічних процесів, що включають, зокрема, гідравлічний удар, нараховує вже більше ста років і починається з вже класичної в даний час роботи М.Є.Жуковського [1]. Важливим внеском у методику розрахунку гідравлічного удару було створення "графічного" методу, викладеного найкраще в монографії Л. Бержерона [2]. Однак, навіть фахівцями в області гідравлічного удару,

розрахунки могли виконуватися лише для досить простих гідросистем, що складаються з однієї, двох труб, і без обліку нелінійних і кавітаційних процесів. Усе це не дозволяло гарантувати достатню, навіть для інженерних систем, точність розрахунку і можливість масового використання методу в повсякденній практиці.

Визначений підсумок виконаних у цьому напрямку робіт і досліджень був підведений у монографіях Streeter V.L. й Wylie E.V. [3] (США), Б.Ф. Лямаєва, Г.П. Небольсина і В.А. Нелюбова [4] (СРСР), опублікованих у шістдесятих - сімдесятих роках двадцятого століття. У цих роботах наведені методи і результати вирішення основних проблем при створенні комп'ютерних моделей для проведення чисельного експерименту по вивченні нестационарних процесів у реальних (складних) трубопровідних системах на ЕОМ. Це дозволило істотно підвищити точність і вірогідність розрахунків, у тому числі за рахунок залучення більше точних нелінійних моделей для опису поширення хвиль у трубах і поведінки конструктивних елементів системи, обліку кавітаційних явищ.

Основною ціллю даної статті є розгляд сучасних інформаційних технологій для розрахунку нестационарних гідродинамічних процесів у трубопровідних системах, а саме програмно-розрахункових комплексів для комп'ютерів на основі використання геоінформаційних технологій (ГІС). Це дозволяє вирішувати весь перелік задач, пов'язаних з розробкою, проектуванням і експлуатацією гідросистем різного призначення для конкретних умов.

Застосування геоінформаційних технологій для створення моделей водогінних мереж і, зокрема, дослідження нестационарних процесів дає істотну перевагу порівняно з використанням інших програмних продуктів, що не мають в своїй основі геоінформаційної системи. Ця перевага визначається наступним:

Можливістю використання графічної підоснови (карти міста, району, населеного пункту) для нанесення на неї водогінної мережі.

Простою нанесення на карту міста схеми водогінної мережі з її прив'язкою до існуючих будинків і споруджень, наочністю представлення інформації, швидким введенням вихідних даних, необхідних для виконання розрахунків і зручністю аналізу отриманих результатів розрахунку.

Процес нанесення водогінної мережі на карту міста максимально автоматизований. Для цього досить за допомогою миші в графічному редакторі зобразити схему водогінної мережі. При цьому автоматично створюється топологічно зв'язний граф мережі з прив'язкою відповідних баз даних до кожного об'єкта.

Останнім часом у зв'язку з частими відключеннями електроенергії почастишали випадки виникнення гідроударів, тому більше гострої стає потреба в захисті від гідроудару. При виборі захисних пристроїв істотно може допомогти комп'ютерна програма, що дозволяє відразу оцінити ефективність запланованих заходів - програма, що виконує розрахунки гідравлічного удару, оформлена у вигляді модуля розширення (plug-in) геоінформаційної системи.

Відомо, що перехідні процеси у водогінних мережах виникають найчастіше при включенні і вимиканні насосів, а також при відкритті і закритті засувки. Гідравлічний удар є наслідком швидкого виконання одного або декількох перерахованих дій і може збільшуватися за наявності повітряних порожнин у трубах. У програмі передбачена можливість вибору користувачем джерела збурювання стаціонарного процесу.

Відзначимо, що поряд із зонами підвищеного тиску визначену небезпеку представляють і зони зниженого тиску. У цьому випадку можливе підсмоктування забруднених ґрунтових вод у систему водопостачання, що може привести до виникнення епідемій, крім того, можуть проявлятися ефекти, пов'язані з кавітацією.

Зупинимось докладніше на основних моментах опису математичної моделі, використаної при розробці програми розрахунку гідравлічного удару.

Трубопровідна мережа (з математичної точки зору - зважений орієнтований граф) складається з ділянок (труб) і вузлів (з'єднання труб, споживач, повітряний ковпак,



резервуар і так далі). З математичної точки зору насос і засувка являють собою ділянки, хоча на схемі вони зображуються вузлами. Користувачеві про такі речі турбуватися не приходиться - кодування мережі виконується програмою автоматично.

Поширення хвиль стискання і розрідження в трубах описується квазілінійною системою диференціальних рівнянь першого порядку з частними похідними

$$h_x + \frac{1}{g} v_t + \lambda \frac{v|v|}{2g} = 0;$$

$$h_t + \frac{c^2}{g} v_x = 0.$$

Тут $v(x,t)$ - швидкість, а $h(x,t)$ - п'езометричний напір, нижній індекс означає частну похідну по відповідній змінній. Рішення цієї системи виконується чисельним методом характеристик:

$$\frac{g}{c_R} (h_P - h_R) + v_P - v_R + \frac{2f_R v_R |v_R|}{d} = 0;$$

$$-\frac{g}{c_S} (h_P - h_S) + v_P - v_S + \frac{2f_S v_S |v_S|}{d} = 0.$$

Тут використані, як і в монографії [5] наступні позначення: нижній індекс R або S означає, що відповідна фізична величина береться в попередньому шарі за часом або в крапці ліворуч, або праворуч від розрахункової крапки з індексом P , c - швидкість звуку, g - прискорення вільного падіння, d - діаметр труби, f - коефіцієнт гідравлічного опору.

Помітимо: швидкість поширення хвиль через наявність розчиненого повітря істотно залежить від тиску. Враховується також вплив на швидкість пружності стінок труби [5]

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad \frac{1}{E} = \frac{1-\beta}{K} + \frac{\beta}{P} + \frac{d}{\delta E_0}.$$

Тут β - частка (об'ємна) нерозчиненого повітря у воді, ρ - щільність суміші вода-повітря, E - модуль Юнга для суміші вода-повітря з виправленням на пружність труби, K - модуль пружності води при відсутності нерозчиненого повітря, d - діаметр труби, δ - товщина стінки труби, E_0 - модуль Юнга матеріалу труби.

Рівняння варто вирішувати при початкових умовах, одержуваних за допомогою стаціонарного гідравлічного розрахунку, і граничних умовах, обумовлених конструктивними елементами. Наприклад: споживач із заданою витратою описується граничною умовою виду $v(x_1, t) = v_1$, а резервуар (при досить великій поверхні) - умовою $h(x_2, t) = h_2$.

До більш складних граничних умов приводять: з'єднання декількох труб в одному вузлі, повітряний ковпак, насос, засувка, локальний опір, мембрана, що руйнується, споживач із заданим гідравлічним опором.

Наявність засувки приводить до граничних умов

$$v_1 = v_2, \quad h_2 - h_1 = \lambda(t) \frac{v_1^2}{2g}.$$

Тут $\lambda(t)$ - безрозмірний коефіцієнт опору засувки. Для кожного конкретного типу засувки коефіцієнт опору можна виразити через ступінь закриття засувки, а залежність останнього від часу задає користувач, наприклад, можна задати час початку закриття, тривалість процесу і призначити лінійну залежність ступеня закриття від часу.

Взаємодія насоса з потоком рідини описується рівнянням руху

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_1 + M_2 + M_{fr},$$

де I - момент інерції насосного агрегату, ω - кутова швидкість обертання робочого колеса насоса, M_1 - обертаючий момент електродвигуна, $M_2 = \frac{GH}{\omega}$ - момент із яким рідина впливає на робоче колесо насоса, M_{fr} - момент сил тертя.

Найпростіша модель насоса описується в такий спосіб. Задається G-H характеристика насоса у вигляді параболи

$$h = A\omega^2 + B\omega G - CG^2.$$

Тоді граничні умови приймуть вигляд

$$G_1 = G_2;$$

$$h_2 - h_1 = A\omega^2 + B\omega G - CG^2.$$

Витрата G очевидним образом виражається через швидкість $G = \frac{\pi d^2 v}{4}$. При наявності зворотного клапана у випадку виникнення негативної витрати рідини через насос, спрацювання зворотного клапана приводить до граничної умови $G = 0$.

Відзначимо, що в програмі є довідники по засувках і насосам, що дозволяє користувачеві або вибрати пристрій з довідника або додати в список новий пристрій і ввести характеристику табличним способом.

Повітряний ковпак описується наступними граничними умовами

$$h_1 = h_2;$$

$$G_2 - G_1 = G_3.$$

Тут G_3 - витрата рідини, що втікає в повітряний ковпак, і він залежить від різниці тисків (і відповідно напорів) рідини в місці з'єднання ковпака з трубою і повітря всередині ковпака

$$h_1 - h_3 = s_3 G_3^2.$$

Тиск повітря всередині ковпака перебуває з рівняння стану газу (ізотерма, адиабата або політропа)

$$\frac{p_3}{p_3^0} = \left(\frac{V_3^0}{V_3} \right)^\gamma.$$

Тут p_3^0 і V_3^0 - тиск і обсяг повітря в початковий момент часу.

Нарешті, для відшукування обсягу V_3 маємо рівняння

$$\frac{dV_3}{dt} = G_3.$$

яке приходиться вирішувати чисельно, оскільки залежність G_3 від часу не відома.

Складне з'єднання труб (з'єднання декількох труб в одному вузлі) приводить до граничних умов

$$G_1 + G_2 + \dots + G_m = 0;$$

$$h_1 = h_2 = \dots = h_m.$$

Наведемо приклад побудови графіків перехідних процесів для найпростішої мережі, що складається з резервуара, колодязя, засувки і споживача.

На рис. 1 зображені на верхньому графіку найбільший і найменший тиск у кожній точці вздовж труби за весь час чисельного експерименту. На середньому графіку зупинена в останній момент розрахунку хвиля, що біжить. На нижньому графіку показана зміна тиску залежно від часу в трьох обраних точках спостереження.

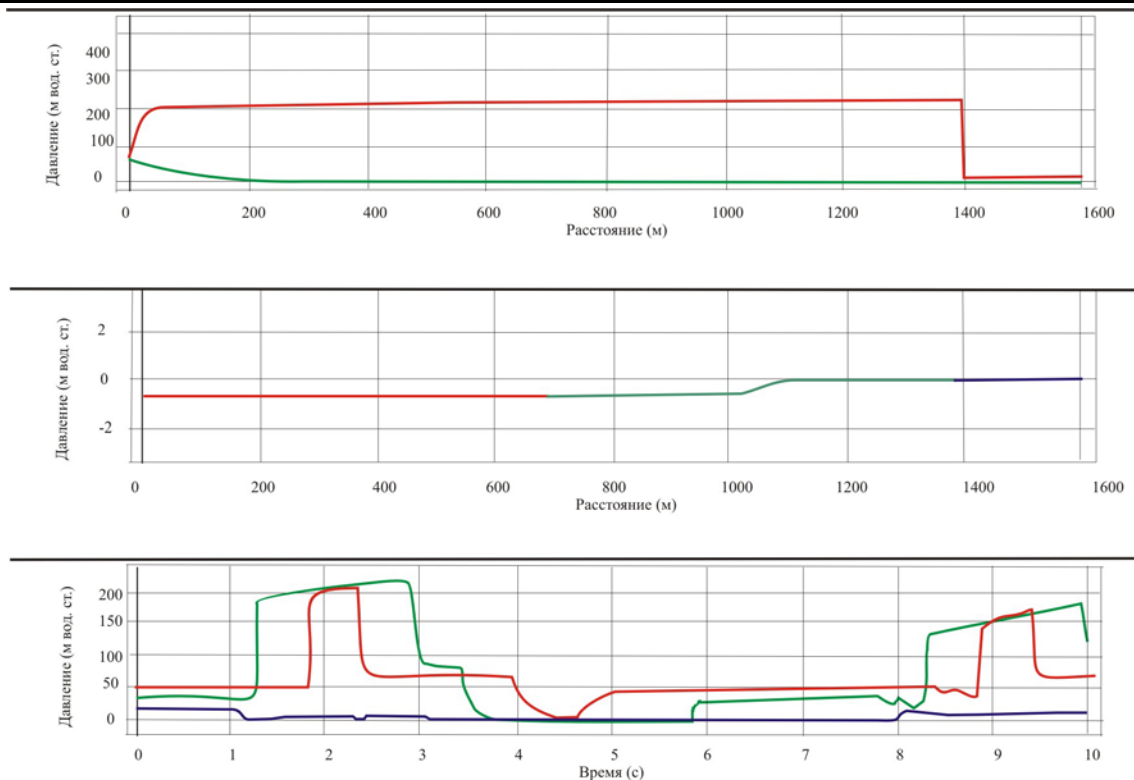


Рис. 1.

Висновки

Використання сучасних інформаційних технологій дає можливість для розрахунку перехідних процесів у трубопровідних системах будь-якої складності:

У процесі розрахунку користувач має можливість спостерігати в реальному часі поширення хвиль тиску, що біжать, і швидкості вздовж будь-якого маршруту.

За результатами розрахунку будуються графіки найбільшого і найменшого тисків в кожній крапці вздовж цього маршруту.

Приводяться графіки зміни тиску залежно від часу для ряду обраних крапок спостереження.

У бази даних заносяться значення найбільшого і найменшого тисків для кожної ділянки і вузла мережі з вказівкою часу виникнення цих тисків, а для ділянки вказуються і відповідні крапки.

Література

1. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. – М.-Л.: Гостехиздат, 1949. – 103 с.
2. Бергерон Л. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической сети. Общий графический метод расчета. Перевод с франц. – М.: Машгиз, 1962. – 348 с.
3. Streeter V.L., Wylie E.B. Hydraulic Transients. – New York, Mc Craw - Hill, 1967. – 317р.
4. Лямаев Б.Ф., Небольсин Г.П., Нелюбов В.А. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. Под ред. Б.Ф. Лямаева. - Л.: Машиностроение, 1978. - 192 с.
5. Фокс Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах. М., 1981. – 255 с.

ВРАХУВАННЯ ВІКУ БІОЦЕНОЗУ ПРИ РОЗРАХУНКАХ АЕРОТЕНКІВ

Системи, які широко вживалися для розрахунку аеротенків останнє десятиліття і які зберегли в цілому свою актуальність на даний момент, описані в [1, 2, 3, 4].

Більшість авторів вважають що для описання процесів очищення стічних вод зручно користуватися якимось одним параметром, за такий параметр найчастіше беруть вік біоценозу.

Описання матеріального балансу для контуру аеротенк-відстійник різними авторами наводиться у таблиці 1.

Таблиця 1.

Автор	Приплив зі стоком	Відплив з очищеною водою	Відплив за рахунок реакції	Зміна концентрації в розчині
Еккенфельдер	$+FS_1$	$-FS_e$	$-K_eXS_eV$	$=\frac{dS}{dt}V$
Мак Кині	$+FS_1$	$-FS_e$	$-K_mS_eV$	$=\frac{dS}{dt}V$
Лоуренс – Мак Карті	$+FS_1$	$-FS_e$	$-K\frac{S_e}{K_s+S_e}XV$	$=\frac{dS}{dt}V$

Системи відмінні кінетичним рівнянням реакції відпливу субстрату.

В системах Еккенфельдера [1] і Мак Кині [2] прийнята кінетика 1-го порядку по субстрату, причому по Мак Кині доза мулу не враховується окремо. В системах Лоуренса - Мак Карті [3] видалення субстрату описується рівнянням Моно. З точки зору класичної ферментативної кінетики вживання рівняння Моно є найбільш логічним.

Повний набір формул, отриманих за системою Лоуренса - Мак Карті, наведений в таблиці 2 [4].

Таблиця 2.

Параметр, що визначається	Реактор-змішувач		Реактор-витіснювач
	Без рециркуляції	З рециркуляцією	
Концентрація обробленого стоку, мг/л	$S_e = \frac{K_s(1+b\theta_{cp})}{\theta_{cp}(Yk-1)}$	$S_e = \frac{K_s(1+b\theta_{cp})}{\theta_{cp}(Yk-b)-1}$	Немає певного рішення для θ_{cp}
Концентрація мікроорганізмів у реакторі, мг/л	$X = \frac{Y(S_0 - S_e)}{1+b\theta_{cp}}$	$X = \frac{Y(S_0 - S_e)\theta_{cp}}{(1+b\theta_{cp})t}$	$\bar{X} = \frac{Y(S_0 - S_e)\theta_{cp}}{(1+b\theta_{cp})t}$
Приріст мулу (маса/час)	$P_x = \frac{Y\theta(S_0 - S_e)}{1+b\theta_{cp}}$	$P_x = \frac{YQ(S_0 - S_e)}{1+b\theta_{cp}}$	$\bar{P}_x = \frac{Y\theta(S_0 - S_e)}{1+b\theta_{cp}}$
Час перебування, діб	$t = \theta_{cp}$	$t = \theta_{cp}\left(1+r-r\left(\frac{X_r}{X}\right)\right)$	$t = \theta\left(1+r-r\left(\frac{X_r}{X}\right)\right)$
Час утримання твердої речовини – вік мулу, діб	$\frac{1}{\theta_{cp}} = \frac{YkS_e}{K_s+S_e} - b$	$\frac{1}{\theta_{cp}} = \frac{YkS_e}{K_s+S_e} - b$	$\frac{1}{\theta_{cp}} = \frac{YkS_e}{\theta_{cp}\ln\left(\frac{S_0}{S_e} + (S_0 - S_e)\right)}$

Приведені формули дозволили розрахувати залежність ефективності біологічних процесів від віку мулу. Результати подібних розрахунків приведені на графіку (рис. 1).

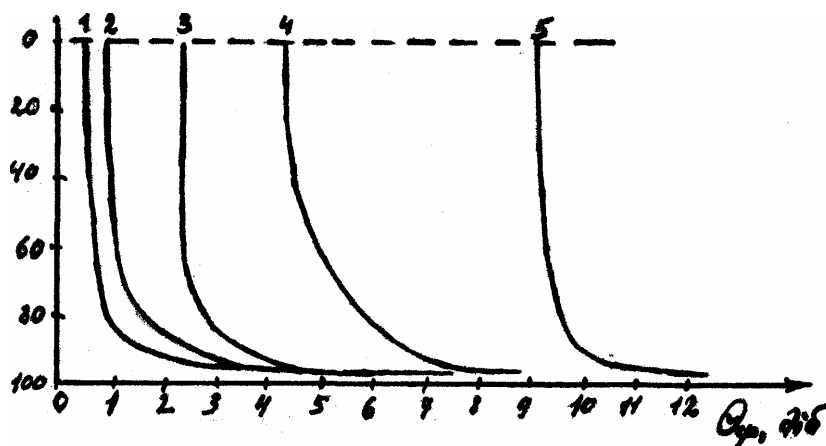


Рис. 1.

Із графіка випливає, що вік мулу дозволяє однозначно визначити глибину очистки і можливість закріплення мікроорганізмів у системі. Крім того графік дає уявлення про зміст величини - віку мулу, при якому усі мікроорганізми, які ведуть даний процес, вимиваються із системи, що відповідає нульовому ефекту видалення субстрату. Графік також показує вплив температури на залежність ефекту від віку. Звичайно, що для вирішення системи необхідно мати набір ферментативних констант $K; K_s; Y; b$.

Усі автори, які використовували систему Лоуренса Мак Карті, приводять значення констант. Ці значення зібрані в таблиці.

Із таблиці випливає, що значення констант, особливо K_s і b , можуть змінюватись в залежності від стоку, мулу, бази, на якій визначені коефіцієнти. В зв'язку з цим бажано експериментальне визначення констант, яке завжди зводиться до лінеаризації рівняння Моно, наприклад:

$$V = V_m \frac{S}{K_s + S}; \quad \frac{V}{S} = \frac{V_m}{K_s + S}; \quad \frac{S}{V} = \frac{1}{V_m} S + \frac{K_s}{V_m}.$$

Джерело	Процес, склад води	Y , г/мг	k , діб ⁻¹	K_s , мг/л	b , діб ⁻¹	База
31	Аеробний, побут, ст. води	0,67	5,6	22	0,07	ХСК
1	Аеробний, молоко	0,48	5,1	100	0,045	БСК ₅
31	Нітрифікація	0,05	6,6	1,0	—	БСК ₅
31	Анаеробний, укус. к-та	0,04	3,6	2130	0,015	ХСК
27	Аеробний, побут, ст.	0,4	—	—	0,03	ХСК

Але наведені вище рівняння не враховували процесів сорбції, які мають місце при біологічному очищенні стічних вод, тому графік на рисунку 1 має таке круте падіння, чого насправді на практиці не відбувається.

Автор поставив перед собою ціль при розрахунку віку біоценозу врахувати обидва процеси сорбцію та окислення, а також вивести аналітичне рівняння для розрахунку віку біоценозу, так як попередні формули були частково або повністю емпіричні.

Так як вік біоценозу – це час перебування біоценозу в системі, то він пов'язаний з часом аерації, таким чином $\theta = \frac{X}{Pr} T$, тому ми вважаємо що буде правомірним зробити заміну $\frac{dS}{dT}$ на $\frac{dS}{d\theta}$, де θ - вік біоценозу, X - доза активного мулу; Pr - приріст активного мулу при цьому фізичний зміст рівняння не змінюється.

Тоді отримаємо таке балансове рівняння [5]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dL_0}{dt} &= - \left[K \frac{S}{\frac{1}{A} + S} + qL_t \right] \\ \frac{dS}{dt} &= K \frac{S}{\frac{1}{A} + S} - \left[\gamma X \frac{\mu L_0}{K_m + L_0} + qL_t \right] \\ \frac{dX}{dt} &= X_t - [X_0 + K\Delta S - bX] \end{aligned} \right\}$$

де L_0, L_e - початкова і кінцева концентрації забруднень відповідно, мг/л; t - час аерації, діб; K - коефіцієнт сорбції, мг/л·діб; q - органічне навантаження, г/г·діб; γ - коефіцієнт інгібування; μ - питома швидкість окислювання, г/мг·діб; K_m - коефіцієнт Міхаеліса; L_t - кінцева концентрація забруднень, що не окислилася; X_0, X_t - початкова концентрація мікроорганізмів і концентрація мікроорганізмів через час t , мг/л; b - константа самоокислення мікроорганізмів, мг/л.

ПРИПЛИВ – ПЕРЕНЕСЕННЯ – ОКИСЛЕННЯ + ВІНОС = 0

$$\frac{dS}{d\theta} = \frac{Pr}{X} \left(K \frac{S_0}{S_0 + \frac{1}{A}} + \frac{\rho X S_0}{S_0 + K_m} + S_t q \right)$$

$$\text{ПРИПЛИВ} - \frac{dS}{d\theta}; \quad \text{ПЕРЕНЕСЕННЯ} - K \frac{S_0}{S_0 + \frac{1}{A}};$$

$$\text{ОКИСЛЕННЯ} - \frac{\rho X S_0}{S_0 + K_m}; \quad \text{ВІНОС} - S_t q$$

При рішенні балансового рівняння нами було отримано рівняння для визначення віку біоценозу:

$$K_1 = \frac{1}{K + \rho X - S_t q} \quad K_5 = \left(\frac{1}{A} + 0,8C \right) K_m \quad K_4 = \frac{K_m \left(0,8CK - 0,8S_t q C - S_t q \frac{1}{A} \right)}{K + \rho X - S_t q}$$

$$K_3 = \frac{K(K_m + 0,8C) - S_t q \left(\frac{1}{A} + K_m + 0,8C \right) + \rho X \left(\frac{1}{A} + 0,8C \right)}{K + \rho X - S_t q} \quad K_2 = \frac{1}{A} + K_m + 0,8C$$

при $D > 0$, $D = K_3^2 - 4K_4$

$$\theta = \frac{X}{Pr} K_1 \left[S_0 + \frac{(K_3 - K_2)}{2} \ln(S_0^2 - K_3 S_0 + K_4) + \left[(K_5 - K_4) + \frac{(K_3 - K_2) K_3}{2} \right] \left[\ln \frac{(S_0 - S_1)^{\frac{1}{S_1 - S_2}}}{(S_0 - S_2)^{\frac{1}{S_1 - S_2}}} \right] \right]$$

при $D < 0$

$$\theta = \frac{XK_1}{Pr} \left[S_0 + \frac{(K_2 - K_3)}{2} \ln(S_0^2 + K_3 S_0 + K_4) + \left[(K_5 - K_4) + \frac{(K_2 - K_3)K_3}{2} \right] \frac{2}{\sqrt{K_3^2 - 4K_4}} \arctan \frac{K_3 + 2S_0}{\sqrt{K_3^2 - 4K_4}} \right]$$

де θ - вік біоценозу, добу; Pr - приріст активного мулу, мг/л; X - концентрація біоценозу, мг/л; K - максимальна швидкість сорбції, мг/л добу; $1/A$ - коефіцієнт сорбції, мг/л; ρ - максимальна швидкість окислення субстрату біоценозом, мг/л добу; K_m - коефіцієнт Міхаеліса, мг/л; S_t - кінцева концентрація мікроорганізмів, мг/л; q - навантаження, мг/мг добу.

Для розрахунку об'єму аеротенка необхідно розрахувати:

$$t_{aep} = \theta \frac{Pr}{X};$$

$$W = Qt_{aep},$$

де W - об'єм аеротенка, м³; Q - витрата стічних вод, м³/доб; t_{aep} - час аерації, дів.

Ми порівняли графік побудований за даними рівняння (1), експериментальними даними та за даними рівняння В.А. Вавіліна [6] (див. рис. 2). Ми отримали малу розбіжність цих графіків, тому можна зробити висновок, що рівняння (1) придатне до використання у розрахунках.

Формула Вавіліна В.А. має вигляд

$$\theta = \frac{B_{v0}T}{Y(L_0 - L_e)},$$

де B_{v0} - концентрація біоценозу, мг/мг; T - час аерації; Y - економічний коефіцієнт; L_0, L_e - початкова та кінцева концентрація мікроорганізмів, мг/л.

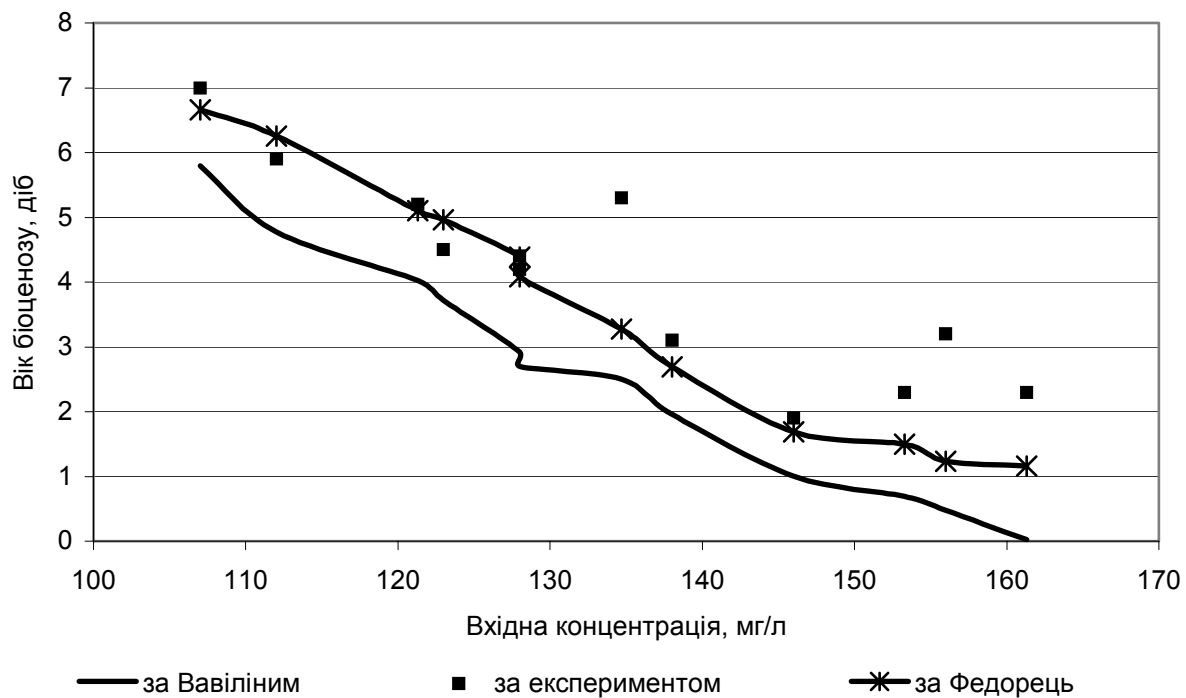


Рис. 2. Залежність віку біоценозу від вхідної концентрації

Висновки

Згідно з літературними даними та власними дослідженнями виявлений вплив віку біоценозу на глибину очищення стічних вод, а також нітро-денітрифікацію.

Розроблений схема розрахунку, об'єму аеротенка з урахуванням віку біоценозу.

Результати попереднього дослідження показали схожість з експериментальними даними, а також підвищення ефективності очищення стічних вод і зменшення капіталовкладень та енергоємності.

Була проведена апробація даної методики на восьми існуючих об'єктах.

Література

1. *Eckenfelder, W. W., Jr., Ford, D. L.* Water Pollution control. – Tex. Austing: Pemberton Press, 1970.
2. *McKinney, R. E.* Mathematics of Complete Mixing Activated Sludge. – J. Sanit. Eng. Div. ASCE. - Vol. 88. - No. Sa3. - Proc. Paper 3133. - May 78. - PP.87-113.
3. *Lawrence A. W. Mc Carty P. L.* Unified basis of biological treatment design and operation – J. Sanit. Eng. Div. ASCE, 1970. - 96. - № 3.
4. *Бертокс П., Радд Д.* Стратегия защиты окружающей среды от загрязнений. – М.: Мир, 1980. – 604с.
5. *Таварткіладзе І. М., Федорець М. В., Чібіряков В. К.* Розрахунок балансового рівняння для визначення віку біоценозу// Науково-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних положень. – К., 2002. – №5.
6. *Вавилин В. А.* Время оборота биомассы и деструкция органического вещества в системах биологической очистки (АН СССР институт водных проблем.). – М.: Наука, 1986.



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 14

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