

# *Техніка Будівництва*



**19, 2006**



# *Техніка Будівництва*



**Науково-технічний журнал**

**№19, 2006**

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА  
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал  
19 '2006

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)  
Андріянов В.П.; Антонюк А.С., канд. техн. наук; Бойко І.П., 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 7.02.2006 р.

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

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2006

## ЗМІСТ

Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Вплив форми бурових різців на сили різання .....	4
Сукач М.К., Филонов Ю.П., Пузаков Д.В. Сопротивление резанию грунта ядром уплотнения на ноже .....	9
Сівко В.Й., Голенков Г.М., Макогон С.А., Сівко Є.В., Грищенко Є.В. Особливості взаємодії робочого органу з ґрунтом при вібраційному зануренні будівельних елементів.....	14
Лесько В.І. Проблеми розробки моделей відмов гідроприводу одноківшових екскаваторів ..	19
<b>Підйомно-транспортні машини.....</b>	<b>26</b>
Ловейкін В.С., Міщук Д.О. Математична модель динаміки зміни вильоту маніпулятора з жорсткими ланками.....	26
<b>Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії.....</b>	<b>30</b>
Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Корнійчук Б.В., Коваль М.А. Оцінка конструктивних та технологічних параметрів віброустановок при формуванні залізобетонних кілець.....	30
Сивко В.Й., Гушин О.В. Экспериментальные исследования питателя с дополнительным воздушным побудителем.....	39
Смірнов В.М. Нові конструкції інструментів для молотів .....	43
Пентюк Б.М. Оцінка сил взаємодії між частинками порошкового матеріалу на основі використання характеристик моделей удару.....	47
Назаренко І.І., Клименко М.О. Урахування межового шару при дослідженні динаміки руху матеріалу в обертовому барабані.....	52
Кравченко І.М., Басараб В.А. керування динамічними параметрами електромагнітної ударно-вібраційної системи .....	56
Медвідь О.С. Силкові аспекти взаємодії штанги механізму кулірування з дротом в машині для виготовлення крученої металеві сітки.....	63
Свідерський А.Т. Синтез моделей ущільнюючих середовищ робочими органами вібротрамбовок.....	68
Гарнець В.М., Косминський І.В. Врахування впливу дотичних напружень в системі "віброплощадка – бетонна суміш – привантажувач".....	74
<b>Технологія і організація будівництва.....</b>	<b>76</b>
Радкевич А.В., Яковлев С.А., Шульга Д.А. Выбор способов обеспечения строительных проектов в рыночных условиях .....	76
Тугай О.А. Концептуальні основи застосування нечітких мір як складових багатокритеріального аналізу у будівництві .....	79
Чебанов С.Л. Дослідження технології будівництва протизсувних споруд.....	84
Береза В.Б. Дослідження впливу ситуаційних умов на будівництво підземних частин тепличних господарств .....	91
Правила підготовки рукописів.....	96

Техніка для земляних та 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

## ВПЛИВ ФОРМИ БУРОВИХ РІЗЦІВ НА СИЛИ РІЗАННЯ

У сучасному будівельному виробництві при зведенні споруджень на пильових фундаментах, у дорожньому і електромережевому будівництві широке поширення одержала технологія з застосуванням бурових робіт. Більшість серійно випущених будівельних бурильних і бурильно-кранових машин засновано на принципі обертального буріння з руйнуванням ґрунту різцевими робочими органами. Найбільше поширення одержали різці трьох видів: із прямокутним, трикутним і напівкруглим контуром ріжучої окрайки [1]. Крім того, кожний з перерахованих видів різців може мати лобову поверхню різної форми – випуклу, плоску, двох- і багатогранну.

Опис процесу різання ґрунту плоским прямокутним різцем (ножем) досить відомий [2, 3], однак вплив форми різця на процес буріння вивчений ще недостатньо. З точки зору авторів, опис сил різання, викладений у [3], можна поширити на різці з трикутним і напівкруглим контуром ріжучої окрайки. Дотримуючись основних положень взаємодії плоского прямокутного різця з ґрунтом, можна описати процес різання при руйнуванні ґрунту різцями з трикутним і напівкруглим контуром ріжучої окрайки.

В однорідному ґрунтовому масиві переміщається клиноподібний різець. Механічні властивості масиву (межі міцності на стиск  $\sigma_c$  і розтягування  $\sigma_p$ , кути зовнішнього  $\rho$  і внутрішнього  $\rho$  тертя відомі. Ґрунт розробляється в умовах блокованого різання на глибину  $h_{max}$  (рис. 1). Ширина різання ( $b = 2h_{max} \operatorname{tg} \theta$  – для різців із трикутним контуром і  $b = 2R \sin \varphi$  – для різців з напівкруглим контуром ріжучої окрайки) – величина змінна і залежить від глибини різання, а також кута нахилу  $\theta$  бокових ребер до вертикалі і радіуса  $R$  ріжучої окрайки різця. Різець встановлений під кутом різання  $\delta$  до напрямку руху.

При переміщенні різця в кожний довільний момент часу елемент стружки може створитися в будь-якій частині лобової поверхні різця (ліворуч, праворуч, у середині). Причому в кожний момент створиться лише один елемент. Довільний елемент стружки в плані має контур, який близький до прямокутного з випадковими і незалежними розмірами: шириною  $S_i$  і довжиною  $T_i$  (рис. 2). Просторова форма елемента – клин. З усіх боків він обмежений площинами. Навантаження від різця до ґрунту передається в межах прямокутної площадки АООА. Площини АВ і ВС – поверхні руйнування зсуву; CD – відриву. Бічні грані клина ОАЕ містять сліди зсуву до відриву. Нижня пластична

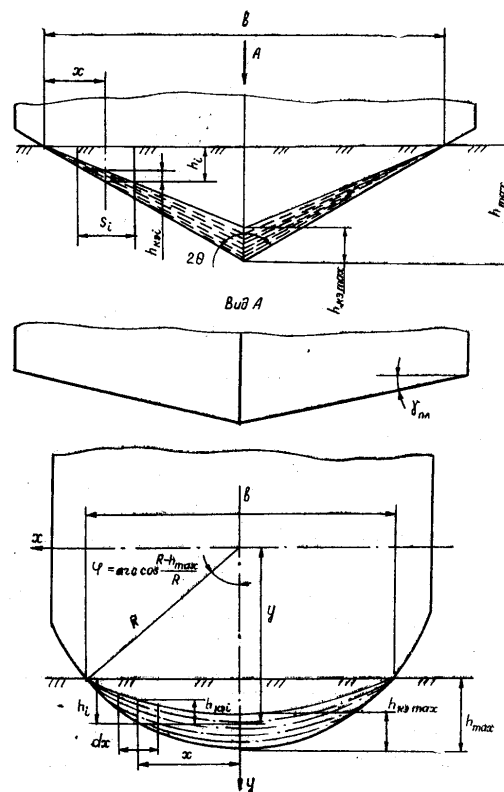


Рис. 1. Схема взаємодії різців з ґрунтом, що розробляється

(зруйнована) частина елемента розмежована з пружною (недоторканою) горизонтальною площиною  $CO$ .

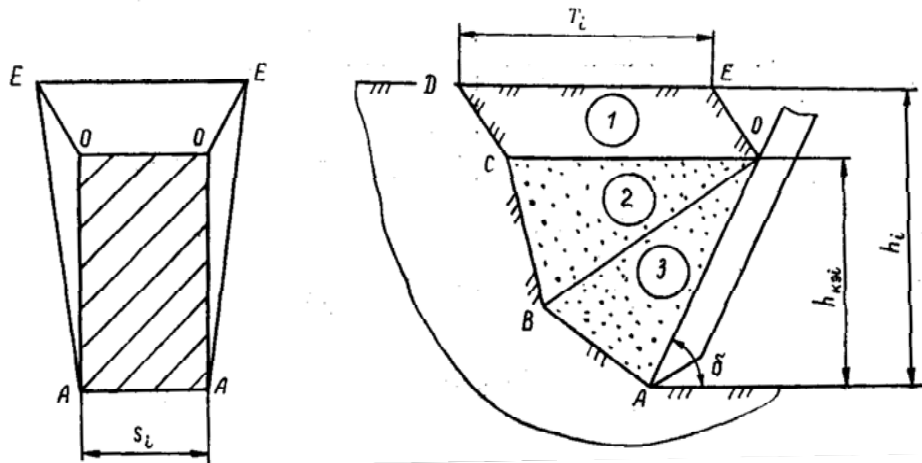


Рис. 2. Форма елемента стружки, що відокремився і його повздовжній розріз

Розріз елемента стружки уздовж траєкторії різання має складний контур. За ступенем деформації і характеру відносного руху часток ґрунту при формуванні елемента в його перерізі виділені три області: пружна 1, пластична 2 і однорідна (ядро ущільнення) 3 у виді чотиригранної піраміди з рівнонахиленими гранями. В пружній області зв'язки між частками ґрунту не порушені, деформації оборотні. В пластичній області первісні зв'язки між частками ґрунту порушені. Частки по лініях ковзання переміщуються одна відносно іншої. В однорідній області зв'язки між частками ґрунту порушені і напруги досягають свого найбільшого значення. У процесі розробки ґрунту однорідної області як тверде тіло скочає по лобовій поверхні різця і поверхні ковзання  $AB$ . Він руйнує зв'язки в пластичній області, змушуючи частки ґрунту рухатися по лініях ковзання. В міру просування різця обсяг пластично деформованого ґрунту збільшується за рахунок пружного. Настає момент, коли на межі розділу пластичної і пружної областей у точці  $C$  зароджується тріщина відриву, що просувається до денної поверхні.

Сила різання, що діє на різець, при відділенні 3-го елемента змінюється від свого максимального значення  $P_{max i}$  до мінімального  $P_{min i}$  і представляє суму двох доданків:

$$P_{max i} = P'_{eli} + P_{mi}; \quad P_{min i} = P''_{eli} + P_{mi} \quad (1)$$

Тут  $P'_{ae^3}$  - частина сили, необхідна для відділення 3-го елемента;  $P''_{ae^3}$  - вплив на різець елемента після його відділення;  $D_{i^3}$  - частина сили різання, що створює напружений стан в незруйнованій частині масиву.

У свою чергу

$$P'_{eli} = p'_{eli} S_i h_{kei}; \quad P''_{eli} = 0,2 P'_{eli} = 0,2 p'_{eli} S_i h_{kei}; \quad P_{mi} = 0,5 p_{mi} F_{ocm}^k,$$

де  $p'_{eli}$ ,  $p_{mi}$  - питомі контактні сили в різних частинах масиву, що руйнується;

$S_i$ ,  $h_{kei}$  - відповідно ширина і контактна висота елемента;  $F_{in\hat{o}}$  - площа взаємодії різця з масивом, за винятком площі елемента, що відокремлюється в даний момент.

Тоді

$$P_{max i} = p'_{eli} S_i h_{kei} + 0,5 p_{mi} F_{ocm}^k; \quad P_{min i} = 0,2 p'_{eli} S_i h_{kei} + 0,5 p_{mi} F_{ocm}^k. \quad (2)$$

Коефіцієнт 0,5 у другому доданку формул (2) враховує змінний характер фактичної контактної висоти цілого масиву з різцем (вона змінюється від 0 до  $h_{ea\max}$ ). Коефіцієнт 0,2 враховує експериментально встановлений факт, що полягає в тому, що в дійсності елемент стружки, що відокремився, по своїй висоті не дорівнює дійсній глибині прорізу, а приблизно складає 20% останньої [2].



Миттєві питомі контактні сили різання – величини випадкові, незалежні, а їхні середні значення будуть  $\delta'_{\dot{a}\dot{e}^3} = \delta_{i^3} = \bar{\delta}_3$ . Контактна висота довільного  $i^3$ -го елемента зв'язана лінійно з глибиною різання  $h_3$  (відповідні висоти елементів і глибини частин прорізи дорівнюють  $h_{\dot{e}\dot{a}^3} = \varphi_{\dot{e}\dot{a}} h_3$ ), де  $\varphi_{\dot{e}\dot{a}}$  – відносна контактна висота елемента, що залежить від параметрів ґрунту і кута різання  $\delta$ .

Від  $P_{\min i}$  до  $P_{\max i}$  миттєва сила міняється лінійно, тому середня сила в межах  $i^3$ -го елемента

$$D_3 = (D_{\max i} + P_{\min i})0,5. \quad (3)$$

Площа взаємодії різця з масивом ґрунту (рис. 1) при різанні на глибині  $h = h_{\max}$ :

для різця з трикутним контуром ріжучої крайки

$$F = h_{\max} b / 2; \quad (4a)$$

для різця з напівкруглим контуром

$$F = \int_F h_i dx = \frac{1}{2} [bh_{\max} + R(l - b)], \quad (4b)$$

де  $l = 2\varphi R$  – довжина крайки різця з напівкруглим контуром.

Глибина різання  $h_3$  для різців з напівкруглим контуром визначається в такий спосіб:

$$h_i = y - (R - h_{\max}) = \sqrt{R^2 - x^2} - (R - h_{\max}).$$

Площа контакту різця з масивом (на рис. 1 заштрихована) із трикутним контуром ріжучої крайки

$$F^{\dot{e}} = h_{\dot{e}\dot{a}\max} b / 2 = h_{\dot{e}\dot{a}\max} h_{\max} \operatorname{tg} \theta = \varphi_{\dot{e}\dot{a}} h_{\max}^2 \operatorname{tg} \theta, \quad (5a)$$

а для різця з напівкруглим контуром

$$F^{\dot{e}} = \int_{(F)} h_{\dot{e}\dot{a}^3} dx = \int_{(F)} \varphi_{\dot{e}\dot{a}} h_3 dx = \varphi_{\dot{e}\dot{a}} \int_{(F)} h_i dx = \varphi_{\dot{e}\dot{a}} F = \frac{\varphi_{\dot{e}\dot{a}}}{2} [bh_{\max} + R(l - b)]. \quad (5b)$$

Площа контакту різця з елементом не залежить від виду контуру ріжучої крайки і визначається за формулою:

$$F_{\dot{n}\dot{e}}^{\dot{e}} = h_{\dot{e}\dot{a}^3} S_3 = \varphi_{\dot{e}\dot{a}} h_i 2\varphi_{\dot{e}\dot{a}} \varphi_s h_i = 2\varphi_{\dot{e}\dot{a}}^2 \varphi_s h_i^2, \quad (6)$$

де  $\varphi_s = S_i / 2h_{\dot{e}\dot{a}i}$  – коефіцієнт ширини елемента.

У свою чергу

$$F_{\dot{i}\dot{n}\dot{o}}^{\dot{e}} = F^{\dot{e}} - F_{\dot{n}\dot{e}}^{\dot{e}} \quad (7)$$

і для різця з трикутним контуром ріжучої крайки

$$F_{\dot{i}\dot{n}\dot{o}}^{\dot{e}} = \varphi_{\dot{e}\dot{a}} h_{\max}^2 \operatorname{tg} \theta - 2\varphi_{\dot{e}\dot{a}}^2 h_i^2 \varphi_s, \quad (8a)$$

а для різця з напівкруглим контуром

$$F_{\dot{i}\dot{n}\dot{o}}^{\dot{e}} = \frac{\varphi_{\dot{e}\dot{a}}}{2} [bh_{\max} + R(l - b)] - 2\varphi_{\dot{e}\dot{a}}^2 h_i^2 \varphi_s. \quad (8b)$$

Підставимо значення  $F_{\dot{i}\dot{n}\dot{o}}^{\dot{e}}$  у формулу (2), одержимо

$$P_{\max i} = 2\varphi_s \varphi_{\dot{e}\dot{a}}^2 h_i^2 p_i + 0,5 \bar{p}_i F_{\dot{i}\dot{n}\dot{o}}^{\dot{e}}. \quad (9)$$

Для різця з трикутним контуром ріжучої крайки вираз (9) приймає вид

$$P_{\max i} = \bar{p}_i \{ 2\varphi_s \varphi_{\dot{e}\dot{a}}^2 (2\operatorname{ctg} \theta)^2 + 0,5 [\varphi_{\dot{e}\dot{a}} h_{\max}^2 \operatorname{tg} \theta - 2\varphi_{\dot{e}\dot{a}}^2 \varphi_s (x \operatorname{ctg} \theta)^2] \}, \quad (10a)$$

для різця з напівкруглим контуром

$$P_{\max i} = \bar{p}_i \left\{ \frac{\varphi_{\dot{e}\dot{a}}}{4} [bh_{\max} + R(l - b)] + \varphi_s \varphi_{\dot{e}\dot{a}}^2 h_i^2 \right\} = \bar{p}_i \left\{ \frac{\varphi_{\dot{e}\dot{a}}}{4} [bh_{\max} + R(l - b)] + \right.$$





$$+ \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 [R^2 + (R - h_{\max})^2] - x^2 \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 - 2\varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 (R - h_{\max}) \sqrt{R^2 - x^2} \}. \quad (10\text{б})$$

Аналогічно можна визначити і мінімальну силу різання:

$$P_{\min i} = 0,2 \bar{p}_i S_i h_{\hat{e}\hat{a}i} + 0,5 \bar{p}_i F_{i\hat{m}\hat{o}}^{\hat{e}} \quad (11)$$

для різця з трикутним контуром ріжучої окрайки

$$P_{\min i} = \bar{p}_i [0,4 \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 x^2 \text{ctg} \theta + 0,5 (\varphi_{\hat{e}\hat{a}} h_{\max}^2 \text{tg} \theta - 2 \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 \varphi_s x^2 \text{ctg}^2 \theta)], \quad (12\text{a})$$

для різця з напівкруглим контуром

$$P_{\min i} = \bar{p}_i \left\{ \left[ \frac{\varphi_{\hat{e}\hat{a}}}{4} (bh_{\max} + R(l - b)) \right] - 0,6 \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 [R^2 + (R - h_{\max})^2] + 0,6 x^2 \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 + \right. \\ \left. + 1,2 \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 \varphi_s (R - h_{\max}) \sqrt{R^2 - x^2} \right\}. \quad (12\text{б})$$

У різців з напівкруглим контуром ріжучої окрайки глибина різання  $h_i$  змінюється по ширині різця від 0 по краях ріжучої окрайки, до  $h_{\max}$  в її центрі, тому

$$\int_0^{b/2} \sqrt{R^2 - x^2} dx = R^2 \int_0^{b/2} \cos^2 z dz = R^2 \left[ \frac{b}{2R} + 0,5 \left( \cos \frac{b}{R} - 1 \right) \right], \quad (13)$$

де  $z = x/R$ .

Середньомаксимальна сила різання визначається для різця з трикутним контуром ріжучої окрайки

$$\bar{P}_{\max} = \frac{1}{h_{\max} \text{tg} \theta} \int_0^{h_{\max} \text{tg} \theta} P_{\max i} dx = \frac{1}{h_{\max} \text{tg} \theta} \int_0^{h_{\max} \text{tg} \theta} \bar{p}_i [2 \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 x^2 \text{ctg}^2 \theta^2 + \\ + 0,5 (\varphi_{\hat{e}\hat{a}} h_{\max}^2 \text{tg} \theta - 2 \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 x^2 \text{ctg}^2 \theta)] dx = \bar{p}_i h_{\max}^2 \varphi_{\hat{e}\hat{a}} \text{tg} \theta \left( 0,5 + \frac{1}{3} \varphi_{\hat{e}\hat{a}} \varphi_s \right), \quad (14\text{a})$$

а для різця з напівкруглим контуром

$$\bar{P}_{\max} = \frac{2}{b} \int_0^{b/2} P_{\max i} = \bar{p}_i \left( \frac{\varphi_{\hat{e}\hat{a}}}{4} (bh_{\max} + R(l - b)) + \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 [R^2 + (R - h_{\max})^2] - \right. \\ \left. - \frac{b^2}{12} \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 - 2 \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 \frac{(R - h_{\max}) R^2}{b} \left( \frac{b}{R} + \cos \frac{b}{R} - 1 \right) \right). \quad (14\text{б})$$

У свою чергу середньомінімальна сила для різця з трикутним контуром ріжучої окрайки

$$\bar{P}_{\min} = \frac{1}{h_{\max} \text{tg} \theta} \int_0^{h_{\max} \text{tg} \theta} P_{\min i} dx = \bar{p}_i h_{\max}^2 \varphi_{\hat{e}\hat{a}} \text{tg} \theta (0,5 - 0,2 \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}), \quad (15\text{a})$$

а для різця з напівкруглим контуром

$$\bar{P}_{\min} = \frac{2}{b} \int_0^{b/2} P_{\min i} dx = \bar{p}_i \left\{ \frac{\varphi_{\hat{e}\hat{a}}}{4} [bh_{\max} + R(l - b)] - 0,6 \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 [R^2 + \right. \\ \left. + (R - h_{\max})^2] + \frac{b^2}{20} \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 - \frac{6}{5} \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 \frac{(R - h_{\max}) R^2}{b} \left( \frac{b}{R} + \cos \frac{b}{R} - 1 \right) \right\}. \quad (15\text{б})$$

Тоді середня сила різання

$$\bar{P} = 0,5 (\bar{P}_{\max} + \bar{P}_{\min}). \quad (16)$$

Для різця з трикутним контуром ріжучої окрайки

$$\bar{P} = \bar{p} h_{\max}^2 \varphi_{\hat{e}\hat{a}} \text{tg} \theta \left( 0,5 + \frac{2}{15} \varphi_s \varphi_{\hat{e}\hat{a}} \right). \quad (17\text{a})$$

Для різця з напівкруглим контуром

$$\begin{aligned} \bar{P} = \bar{p}_i \left\{ \left( \frac{\varphi_{\hat{e}\hat{a}}}{4} (bh_{\max} + R(l - b)) + 0,1\varphi_s\varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 [R^2 + (R - h_{\max})^2] + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{b^2}{30} \varphi_s\varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 - \frac{8}{5} \varphi_s\varphi_{\hat{e}\hat{a}}^2 \frac{(R - h_{\max})}{b} R^2 \left( \frac{b}{R} + \cos \frac{b}{R} - 1 \right) \right\}. \end{aligned} \quad (176)$$

Запропоновані залежності для визначення сил різання справедливі лише для різців із плоскою лобовою поверхнею. Для обліку впливу форми лобової поверхні різця з трикутним контуром ріжучої крайки, розглянута двохгранна форма лобової поверхні, а для різця з напівкруглим контуром – радіально-опукла. На думку авторів, ці форми лобової поверхні можуть з достатньою точністю апроксимувати поверхню будь-якої кривизни.

Облік впливу двохгранної форми лобової поверхні різця можна зробити, використавши методику, викладену в [4]. У ній показано, що цей вплив може бути враховано введенням коефіцієнта  $\varphi_{\hat{n}\hat{a}}$ :

$$\varphi_{\hat{n}\hat{a}} = 1 - 0,07 \frac{h}{b} (\operatorname{ctg} \delta + \operatorname{ctg} 35^\circ) \sin 2\gamma_{i\hat{e}}, \quad (18)$$

де  $\gamma_{i\hat{e}}$  - кут повороту лобової грані ножа в плані (рис. 1).

У нашому випадку  $h = h_{\max}$ , а  $b = 2h_{\max} \operatorname{tg} \theta$ .

Тоді

$$\bar{P}_{\Delta} = \varphi_{\hat{n}\hat{a}\Delta} \bar{P}, \quad (19)$$

де  $\bar{P}_{\Delta}$  - середня сила різання з врахуванням впливу двохгранної форми лобової поверхні.

Для обліку радіально-опуклої форми лобової грані різця з напівкруглим контуром ріжучої крайки його поверхня апроксимується двома симетричними плоскими гранями й аналітичним описом виконується по формулах для різця з двохгранною лобовою поверхнею, описаною вище.

Таким чином, вдалося вивести залежності для аналітичного визначення сил різання, що виникають при бурінні міцних ґрунтів найбільш розповсюдженими різцями. Результати теоретичного дослідження використані при проектуванні бурових головок. Останні виготовлені і випробувані [5]. Прогнозований крутний момент від сил різання досить точно відбиває характер зміни експериментальних спостережень.

### Література

1. *Свешников И.А., Мишинаевский Л.Д.* Расчёт рациональной конструкции горнобурового инструмента // Синтетические сверхтвердые материалы в буровом инструменте. – К.: ИСМ АН УССР. – 1988. – С. 112-119.
2. *Ветров Ю.А.* Резание ґрунтов землеройными машинами – М.:Машиностроение, 1971. – 357 с.
3. *Крупко В.А.* Аналитическая теория резания плоским широким ножом // Горные, строительные и дорожные машины. – Вып. 16. – К.: Техніка, 1973. – С. 13-17.
4. *Смирнов В.Н.* Особенности процесса разрушения ґрунтов двугранными ножами // Горные, строительные и дорожные машины. – Вып. 42. – Киев: Техніка, 1989. – С. 50-54
5. *Кособродов Ю.А., Крупко В.А., Вольтерс А.Ю., Дворниченко А.П.* Породоразрушающий инструмент бурильных и бурильно-крановых машин // Строительные и дорожные машины. – 1990. – № 3. – С. 19-22.

УДК 624.132.3

М.К. Сукач, д-р техн. наук, профессор КНУБА;

Ю.П. Филонов, канд. физ.-мат. наук, доцент КНУБА;

Д.В. Пузаков, КНУБА

## СОПРОТИВЛЕНИЕ РЕЗАНИЮ ГРУНТА ЯДРОМ УПЛОТНЕНИЯ НА НОЖЕ

**Введение.** Настоящая статья является продолжением теоретических исследований авторов, опубликованных в [1, 2], где решалась задача резания грунта широким плоским ножом в глубине массива (в замкнутом пространстве грунта). Далее необходимо определить условия, обеспечивающие процесс резания без образования пластической зоны деформации, и минимальный угол резания, при котором начинает формироваться ядро уплотнения грунта на лобовой поверхности ножа. Рассматривается образование щели при закрытом резании суглинка, имеющего влажность, пористость и другие физико-механические свойства, характерные для грунтов 3...4 категории прочности [3].

**Цель** исследования – определение условий закрытого резания и размеров ядра уплотнения, а также сил сопротивления, возникающих на ноже при резании грунта без выпора пластической зоны.

### Условия резания ядром уплотнения без пластического выпора грунта

При резании жестким наростом на ноже происходит трение грунта по грунту с минимальной активной пористостью  $\omega_0$ . Соответствующий этому процессу новый параметр  $\mu_n$  – угол трения грунта по наросту, который фактически является углом внутреннего трения при уплотнении грунта до минимальной пористости и определяется опытным путем. Часто его приравнивают углу внутреннего трения грунта  $\Theta$ , то есть ( $\mu_i \approx \Theta$ ). Естественно, он больше, чем угол внешнего трения  $\mu$ :

$$\mu \leq \mu_n. \quad (1)$$

Рассмотрим условие, полученное в работе [2], при котором пластический выпор грунта отсутствует:

$$0,45\omega_0 \frac{\cos^2\gamma}{\cos^2\mu} + \left( \frac{2a\tilde{n}}{\omega_0} + \text{tg}\Theta \right) \times \quad (2)$$

$$\times \text{tg}\mu \cos\gamma (1 - 0,45\omega_0) \leq \left( \frac{2a\tilde{n}}{\omega_0} + \text{tg}\Theta \right)^2,$$

где  $\gamma$  - угол поворота режущего ножа в плане;  $a$  - коэффициент уплотнения;  $c$  - сцепление грунта.

При подстановке значения угла  $\mu_n$  вместо величины  $\mu$  возможны 2 варианта.

Вариант 1. Неравенство (2) меняет знак " $\leq$ " на " $>$ ".

Это означает, что при углах резания  $\delta \leq \bar{\delta}$  взаимодействие ножа с грунтом происходит по типу рис.1, а. Здесь  $\bar{\delta}$  - граничное значение угла резания, соответствующее началу образования ядра уплотнения (см. формулу (33) работы [2]):

$$\text{ctg}\bar{\delta} = \frac{2ac + \omega_0 \text{tg}\Theta}{0,45\omega_0^2 \cos\gamma} + \text{tg}\mu \quad (3)$$

При углах  $\delta > \bar{\delta}$  резание грунта будет происходить по типу рис.1, в, когда появляются ядро уплотнения и выпор пластической зоны грунта.

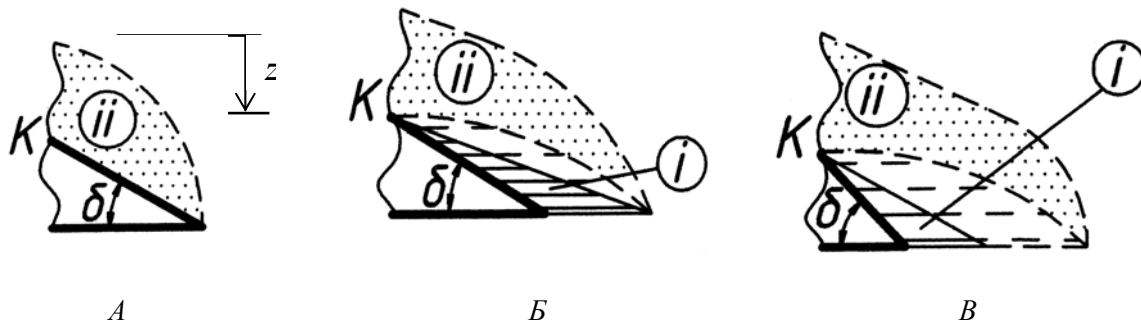


Рис.1. Типы деформации грунта перед лобовой гранью ножа:  
 I – ядро уплотнения; II – область пластического разрушения

Вариант 2. Неравенство (2) сохраняется.

В этом случае при углах  $\delta > \bar{\delta}$  будет происходить резание грунта по типу рис.1, б [1] при всех значениях  $\delta > \bar{\delta}$ . Учитывая монотонность по  $\mu$  в левой части неравенства (2), можно констатировать: если нет выпора с наростом (при  $\delta > \bar{\delta}$ ), то его не будет и при резании без нароста (при  $\delta \leq \bar{\delta}$ ).

При резании грунта ядром уплотнения без пластического выпора можно применять подход работ [1, 2], заменяя лобовую поверхность  $CB'$  ножа лобовой поверхностью ядра уплотнения  $CB$  (рис. 2) и вводя соответствующие изменения в формулы.

Итак, давление в точке  $C$ , согласно принятому в работе [1] условию  $\sigma_{\bar{a}} \leq \bar{\sigma}_{\bar{a}} = \frac{\omega_0}{a}$  и при отсутствии выпора грунта будет

$$\sigma_{\bar{a}} = \frac{\omega_0}{a}; \quad \sigma_{cp} = \frac{\omega_0}{2a}. \quad (4)$$

(здесь  $\bar{\sigma}_{\bar{a}}$  – давление грунта соответствующее началу образования ядра уплотнения).

Угол ядра уплотнения  $\delta_n$  приблизительно можно считать "новым" углом резания (параметры грунта те же, но вместо угла внутреннего трения  $\mu$  используется угол трения грунта по ножу  $\mu_n$ ):

$$\operatorname{ctg} \delta_n = \frac{2ac + \omega_0 \operatorname{tg} \Theta}{0,45 \omega_0^2 \cos \gamma} + \operatorname{tg} \mu_n. \quad (5)$$

Тогда условие отсутствия пластического выпора грунта примет вид

$$\operatorname{tg} \delta_n + \operatorname{tg} \mu_n \leq \frac{2ac + \omega_0 \operatorname{tg} \Theta}{\omega_0 \cos \gamma}. \quad (6)$$

Из всего сказанного следует основное утверждение.

**Утверждение.** Пусть выполняется неравенство (6), где угол ядра уплотнения  $\delta_n$  найден по формуле (5), а все величины выражены через основные параметры грунтовой среды и характеристики рабочего процесса. Тогда при углах  $\delta < \bar{\delta}$ , где  $\bar{\delta}$  определяется по формуле (3), резание происходит без нароста и без пластического выпора грунта. Для этого случая силы резания определены в работах [4, 5]. При углах  $\delta > \bar{\delta}$  резание происходит с наростом, но без выпора. В этом случае угол ядра уплотнения находится по формуле (5), а сила, действующая на нож, имеет составляющие, приведенные в формулах (8 – 10).

Размеры ядра уплотнения грунта (в соответствии с рис. 2):

$$l_n = l \frac{\sin \delta}{\sin \delta_n}; \quad AB = l \sin \delta \operatorname{ctg} \delta_n. \quad (7)$$

### Сила сопротивления резанию грунта ядром уплотнения

Рассматривается резание грунта широким плоским ножом, ориентированным под некоторым углом  $\gamma$  по отношению к траектории резания. В отличие от работы [4] резание происходит ядром уплотнения без образования пластического выпора грунта. Сначала оценим угол ядра уплотнения  $\delta_H$ .

Из формул (5) и (6) следует, что  $0,45\omega_0 \text{ctg}\delta_H \geq \text{tg}\delta_H$ , то есть  $\text{tg}\delta_H \leq \sqrt{0,45\omega_0} \approx \sqrt{u} \approx 0,54$  (см. также формулы (30) и (12) из работы [1]).

Для упрощения дальнейших вычислений обозначим  $f_i = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \delta_i} \approx \cos \gamma$ . Величина  $f_H$  при углах  $\gamma \leq 45^\circ$  с точностью до  $\frac{1}{2} \text{tg}^2 \gamma \sin^2 \gamma \sin^2 \delta_H \leq 0,1$ . При уменьшении угла  $\gamma$  ошибка приближения быстро уменьшается.

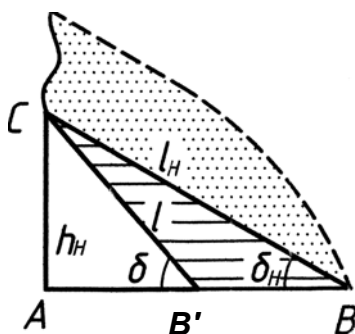


Рис. 2. Угол резания грунта ядром уплотнения

Для вычисления вертикальной составляющей силы, действующей на нож (рис. 3), используем формулу (20) из работы [4]:

$$F_z = S_H (\sigma_{z \text{ ср}} - \sigma_{tz \text{ ср}}) = lbf \frac{\sigma_B}{2} \times \left[ \frac{1}{f} \cos \delta \cos \gamma - \text{tg} \mu \sin \delta \right] =$$

$$= lb \cos \delta \cos \gamma \frac{\sigma_B}{2} \left[ 1 - \frac{f \text{tg} \mu \text{tg} \delta}{\cos \gamma} \right],$$

где  $S_H$  - площадь передней грани ядра уплотнения,  $S_H = S_{\text{пр}} / \cos \varphi_z$ ;  $S_{\text{пр}}$  - площадь проекции этой грани на горизонтальную плоскость,  $S_{\text{пр}} = l \cos \delta \cdot b \cos \gamma$ ;  $\varphi_z$  - угол нормали лобовой грани к оси  $AZ$ ;  $\cos \varphi_z = \frac{1}{f} \cos \delta \cdot \cos \gamma$ ;  $\sigma_{z \text{ ср}}$  и  $\sigma_{tz \text{ ср}}$  - средние значения напряжений от действия соответственно сил давления и сил трения грунта по наросту на лобовой грани ножа;  $b$  - ширина ножа;  $f = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \delta}$ ;  $\sigma_z$  - составляющая давления  $\sigma$  на единичную площадку плоскости ножа,  $\sigma_z = \frac{-1}{f} \cos \delta \cos \gamma \cdot \sigma$ .

В нашем случае формулах (7) и (4); следует провести замены:  $l$  на  $l_H$ ;  $\delta$  на  $\delta_H$ ;  $\frac{\sigma_{\hat{a}}}{2} = \sigma_{\text{ср}}$  на  $\frac{\omega_0}{2a}$ ;  $f$  на  $f_H \approx \cos \gamma$ ;  $\mu$  на  $\mu_H$ . Тогда

$$F_z = bl \frac{\sin \delta}{\sin \delta_H} \cos \delta_H \cos \gamma \frac{\omega_0}{2a} (1 - \text{tg} \mu_H \text{tg} \delta) = bl \sin \delta \frac{\omega_0}{2a} (\text{ctg} \delta_H - \text{tg} \mu_H).$$

Подставив сюда значение угла  $\delta_H$  из формулы (5), получим вертикальную составляющую силы резания ядром уплотнения



$$F_z = 1,1bl \sin \delta \left( \frac{2\dot{a}}{\omega_0} + \frac{\operatorname{tg}\Theta}{a} \right). \quad (8)$$

Боковая составляющая силы резания имеет вид

$$F_y = lb \sin \delta \sin \gamma \frac{\sigma_{\dot{a}}}{2}.$$

Сделаем такие же, как указывалось выше замены, получим,

$$F_y = bl \frac{\sin \delta}{\sin \delta_i} \cdot \sin \delta_i \sin \gamma \frac{\omega_0}{2a},$$

или

$$F_y = lb \sin \delta \sin \gamma \frac{\omega_0}{2a}. \quad (9)$$

Касательная составляющая силы резания

$$F_x = lbf \left[ \frac{1}{f} \sin \delta \cos \gamma \frac{\sigma_{\dot{a}}}{2} + \operatorname{tg}\mu \cos \delta \frac{\sigma_{\dot{a}}}{2} \right].$$

Выполним и в этой формуле аналогичные замены:

$$F_x = bl \frac{\sin \delta}{\sin \delta_n} \cos \gamma \frac{\omega_0}{2a} [\sin \delta_n + \operatorname{tg}\mu \cos \delta_n] = bl \frac{\omega_0}{2a} \sin \delta \cos \gamma [1 + \operatorname{tg}\mu_n \operatorname{ctg} \delta_n].$$

Подставляя угол  $\delta_n$  из формулы (5), окончательно получим касательную составляющую силы резания

$$F_x = bl \frac{\omega_0}{2a} \sin \delta \cos \gamma \times \left[ 1 + \operatorname{tg}\mu_n \left( \frac{2ac + \omega_0 \operatorname{tg}\Theta}{0,45\omega_0^2 \cos \gamma} + \operatorname{tg}\mu_n \right) \right]. \quad (10)$$

Исходным для вычисления действующих на нож сил при углах резания  $\delta$ , указанных в основном утверждении, является неравенство (6). Его можно заменить неравенством (11) так же, как это делалось в формулах (27) и (24) работы [2]:

$$\frac{\operatorname{tg}\delta_i (\operatorname{tg}\delta_i + \operatorname{tg}\mu_i)}{1 - \operatorname{tg}\delta_i \operatorname{tg}\mu_i} \leq \bar{u} \quad (\approx 0,45\omega_0). \quad (11)$$

Это же можно сделать, заменив условие (6) неравенством (12), для которого не требуется предварительного вычисления угла  $\delta_n$  по формуле (5):

$$0,45\omega_0 \frac{\cos^2 \gamma}{\cos^2 \mu_n} + \left( \frac{2ac}{\omega_b} + \operatorname{tg}\Theta \right) \operatorname{tg}\mu_n \times \cos \gamma (1 - 0,45\omega_0) \leq \left( \frac{2ac}{\omega_0} + \operatorname{tg}\Theta \right)^2. \quad (12)$$

Последнее выражение аналогично выражению (36'), приведенному в работе [2].

Рассмотрим выполнение условия (6) на примере суглинистого грунта.

Пусть он имеет следующие характеристики: угол трения грунта по ножу  $\mu = 14^\circ$ ;  $\operatorname{tg}\mu = 0,25$ ; коэффициент уплотнения  $a = 0,03 \text{ см}^2/\text{кг}$ ; сцепление  $c = 2,7 \text{ кг}/\text{см}^2$ ; минимальная активная пористость грунта (в не разрушенном состоянии)  $\omega_0 = 0,5$ ; угол резания в плане  $\gamma = 90^\circ$ ; угол внутреннего трения грунта  $\Theta = 20^\circ$ ; угол трения грунта по ядру уплотнения  $\mu_i = 20^\circ$ ;  $\operatorname{tg}\mu_n = \operatorname{tg}\Theta = 0,34$ .

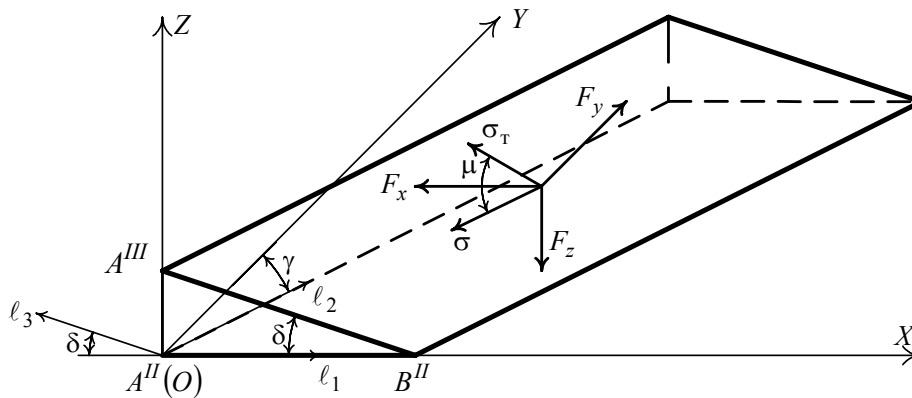


Рис. 3. Силы резания грунта, действующие на нож землеройной машины

По формуле (5) находим

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \delta_i &= \frac{2 \cdot 0,03 \cdot 2,7 + 0,5 \cdot 0,34}{0,45 \cdot 0,5^2} + 0,34 = \\ &= 3,2911; \quad \operatorname{tg} \delta_i \approx 0,30 \quad (\delta_i \approx 17^\circ). \end{aligned}$$

Проверяем условие (6):

$$0,30 + 0,34 \leq \frac{2 \cdot 0,03 \cdot 2,7 + 0,5 \cdot 0,34}{0,5 \cdot 1},$$

то есть  $0,64 \leq 0,66$ .

Граничный угол резания грунта ядром уплотнения находим по формуле (33)

$$\operatorname{ctg} \bar{\delta} = \frac{2a\bar{n} + \omega_0 \operatorname{tg} \Theta}{0,45 \omega_0^2 \cos \gamma} + \operatorname{tg} \mu,$$

приведенной в работе [2]. Подставив в нее значения  $\operatorname{tg} \mu \approx 0$ , то  $\bar{\delta} \approx 19^\circ$ , получим

$$\operatorname{ctg} \bar{\delta} = 3,18, \quad \bar{\delta} \approx 17,5^\circ.$$

Из этой же формулы можно показать, что в зависимости от угла внешнего трения  $\mu$  реальная вариация  $\bar{\delta}$  не превышает 20%, а чаще всего – не более 10%.

В нашем примере при углах  $\delta \leq 17,5^\circ$  происходит резание грунта без образования ядра уплотнения и выпора пластической зоны, а при углах  $\delta > 17,5^\circ$  – резание ядром (тоже без пластической деформации), что и подтверждается теоретическим прогнозом характера резания грунта пространственно ориентированным плоским ножом в замкнутом пространстве.

#### Выводы:

1. Установлены минимальное значение угла резания, при котором начинает формироваться ядро уплотнения на лобовой грани ножа, а также условия образования пластической зоны деформации среды.
2. Определена сила сопротивления грунта при его резании ядром уплотнения и отсутствии выпора пластической зоны.
3. Показана адекватность аналитической модели в условиях закрытого резания грунта косоугольным широким плоским ножом.



*Литература*

1. Сукач М.К., Филонов Ю.П., Пузаков Д.В. Характеристики процесса резания грунта в замкнутом пространстве // Гірн., буд., дор. і меліорат. машини: Всеукр. зб. наук. праць.– К.: КНУБА, 2006.– Вип.67.– С.8-11.
2. Сукач М.К., Филонов Ю.П., Пузаков Д.В. Условие образования ядра уплотнения при щелевом резании грунта // Гірн., буд., дор. і меліорат. машини: Всеукр. зб. наук. праць.– К.: КНУБА, 2006.– Вип.68.– С.8-11.
3. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами.– М.: Машиностроение, 1971.– 356 с.
4. Сукач М.К., Филонов Ю.П., Литвиненко И.Н. Модель косоугольного щелевого резания грунта широким острым ножом // Техніка будівництва.– К.: КНУБА, 2005.– Вип.18.– С.4-11.
5. Сукач М.К., Филонов Ю.П., Литвиненко И.Н. Модель перемещения грунта по ножу при вырезании щели в глубине массива // Гірн., буд., дор. і меліорат. машини: Всеукр. зб. наук. праць.– К.: КНУБА, 2005.– Вип.66.– С.4-11.

УДК 666.94

В.Й.Сівко, д-р техн. наук, професор КНУБА,  
Г.М.Голенков, канд. техн. наук, професор КНУБА,  
С.А. Макогон,  
Є.В.Сівко,  
Є.В.Грищенко

## ОСОБЛИВОСТІ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧОГО ОРГАНУ З ГРУНТОМ ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ ЗАНУРЕННІ БУДІВЕЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

**Актуальність проблеми.** Процес вібраційного занурення палі, шпунтів та інших будівельних елементів у грунт – своєрідний коливальний процес, що виникає при взаємодії стрижню з грунтом. Вібробуджувач, що закріплений до наголовника палі, генерує в ній повздовжні коливання, які на границі паля-грунт викликають поперечні коливання ґрунту. Врахування цих сил взаємодії, особливо при умові, що ґрунт володіє суттєво нелінійними характеристиками, - надто складна задача, для вирішення якої дослідники використовують різні спрощення, які базуються на експериментальних даних. В роботах [1, 2] описані моделі процесу віброзанурення при допущенні про незмінність фізико-механічних характеристик ґрунту при дії вібрації і відсутності поперечних коливань ґрунту (лінійна задача).

**Моделювання та методика досліджень.** В цій роботі задача взаємодії робочого органу (палі) і ґрунту вирішується в строгій постановці. На межі гострого кінця палі і ґрунту формується зона напружено-деформованого стану (НДС), характер якої визначається формою наконечника, режимом коливань палі, фізико-механічними властивостями ґрунту. Задача надто ускладнюється тим, що ґрунт у процесі роботи змінює свою щільність. Внаслідок цього змінюється не тільки зона НДС, але й реактивний опір рухові палі. Тому задача про взаємодію палі з ґрунтом повинна вирішуватись спільно: коливання палі-деформування ґрунту. Паля моделюється абсолютно твердим тілом масою  $m$  з центром в середині палі і площею опираючої  $F$ . Вона здійснює коливання по закону  $Q(t)$ , де  $Q$  - амплітудне значення сили, що збуджується.



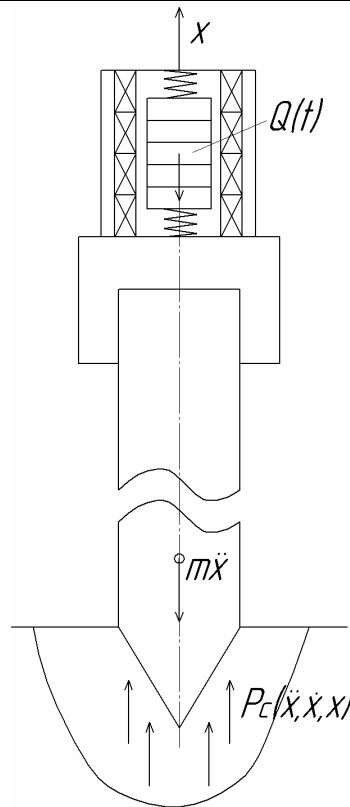


Рис. 1. Фізична постановка задачі

Опір, що виникає в ґрунті під дією коливань палі, описується системою рівнянь напружено-деформованого стану ґрунту в умовах несталого руху:

$$\frac{1}{\rho_0} \left( \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \right) + X = \frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y}; \quad (1)$$

$$\frac{1}{\rho_0} \left( \frac{\partial \sigma_y}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \right) + Y = \frac{\partial V_y}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y}; \quad (2)$$

$$(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2 = 4k^2; \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + V_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + V_y \frac{\partial \rho}{\partial y} + \rho_0 \left( \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) = 0; \quad (4)$$

$$\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} = \frac{\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x}}{\frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{\partial V_y}{\partial y}}; \quad (5)$$

Система рівнянь (1)-(5) повинна вирішуватися при граничних

$$m\ddot{x} - P_c(\dot{x}, x, x) = Q(t); \quad u(H, t) = 0$$

і початкових умовах:

$$u(x, 0) = 0; \quad du(x, 0) / dt = V.$$

Тут  $P_c$  - опір ґрунту, який в загальному випадку залежить від прискорення  $\ddot{x}$ , швидкості  $\dot{x}$  і переміщення  $x$  палі.

Рівняння (1) і (2) визначають рівняння елемента ґрунту розмірами  $dx$  на  $dy$  (рівняння динамічної рівноваги).

Рівняння (3) визначає умову невідгінного поєднання граничних значень нормального і дотичного навантажень, тобто умову руйнування структури ґрунту [3]. Роботою [4] установлена залежність, що визначає умову руйнування структури матеріалів.



Аналіз цієї залежності показав, що в області граничної рівноваги максимальна різниця дотичного напруження  $\tau_n$  і відповідного нормального напруження  $\sigma_n$ , помноженого на тангенс кута граничного тертя  $\varphi$ , дорівнює граничному напруженню щеплення  $k$ , тобто:

$$|\tau_n| - \sigma_n \operatorname{tg} \varphi = k.$$

За (4) прийняте відоме рівняння суцільності середовища [5] (для середовища, що стискається).

Рівняння (5) отримуємо із умови (допущення) збігання максимальних швидкостей деформації зсуву з напрямком ліній ковзання. Дане рівняння широко застосовується при вирішенні різних задач механіки суцільних середовищ [5].

Система рівнянь (1)-(5) вирішена Г.А. Генієвим [5] для випадку сталого руху сипучого середовища. Процес віброзанурення паль призводить до несталого руху ґрунту в зоні палі, тому вирішимо задачу для цього випадку.

Система рівнянь (1)-(5) складається із чотирьох диференціальних і одного алгебраїчного рівняння і має п'ять невідомих функцій:

$$\sigma_x(x, y, t), \sigma_y(x, y, t), \tau_{xy}(x, y, t), V_x, V_y.$$

Для її вирішення зробимо деякі спрощення. Введемо нову величину  $\sigma$  за допомогою рівності, користаючись огинаючою кіл Мора [4]:

$$\sigma = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2) + k \operatorname{ctg} \varphi,$$

яка разом з умовою (3) дає можливість отримати:

$$\frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2) = \sigma - k \operatorname{ctg} \varphi, \quad \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) = \sigma \operatorname{ctg} \varphi.$$

Відомі формули перетворення:

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_x \\ \sigma_y \end{array} \right\} = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2) \pm \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) \cos 2\beta, \quad T_{xy} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) \sin 2\beta$$

після внесення отриманих виразів  $\sigma_1 + \sigma_2$  і  $\sigma_1 - \sigma_2$  легко визначити

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_x \\ \sigma_y \end{array} \right\} = \rho_0 \sigma (1 \pm \sin \varphi \cos 2\beta) - k \operatorname{tg} \varphi$$

$$\tau_{xy} = \rho_0 \sigma \sin \varphi \sin 2\beta. \quad (6)$$

Тут  $\rho_0$  - коефіцієнт, що має розмірність щільності.

Таким чином, тут компоненти напруженого середовища представлені через дві нові змінні  $\sigma$  і  $\beta$ , причому  $\beta$  - кут між віссю  $x$  і головною віссю 1 (за напрямком головного напруження  $\sigma_1$ ).

Решта компонентів представлена наступним чином:

$$V_x = V \cos \alpha, \quad (7)$$

$$V_y = V \sin \alpha, \quad (8)$$

де  $\alpha$  - кут між позитивним напрямком вісі  $x$  і вектором швидкості  $V$ ;  $V$  - модуль вектора швидкості в точці ґрунту, що розглядається.

Підставляючи вирази (6), (7), (8) і їх похідні в (1), (2), (4), (5) після ряду перетворень отримуємо основну систему чотирьох квазілінійних диференціальних рівнянь першого порядку відносно функцій  $\sigma, \beta, \alpha, V$ :

$$(1 - V^2 \frac{\rho_\sigma'}{\rho_0} \cos^2 \alpha + \sin \varphi \cos 2\beta) \frac{\partial \sigma}{\partial x} +$$

$$(\sin \varphi \sin 2\beta - V^2 \frac{\rho_\sigma'}{\rho_0} \sin \alpha \cos \alpha) \frac{\partial \sigma}{\partial y} - \cos \alpha \frac{\partial V}{\partial t} - X\eta = 0 \quad ; \quad (9)$$



$$\begin{aligned}
 & (\sin \varphi \sin 2\beta - V^2 \frac{\rho_{\sigma'}}{\rho_0} \sin \alpha \cos \alpha) \frac{\partial \sigma}{\partial x} + (1 - V^2 \frac{\rho_{\sigma'}}{\rho_0}) \sin^2 \alpha - \sin \varphi \cos 2\beta) \frac{\partial \sigma}{\partial y} - \\
 & \sin \alpha \frac{\partial V}{\partial t} + 2\sigma \sin \varphi (\frac{\partial \beta}{\partial x} \cos 2\beta + \frac{\partial \beta}{\partial y} \sin 2\beta) + V^2 \frac{\partial \sigma}{\partial x} \eta - V \sin \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial t} + Y \eta = 0
 \end{aligned} \quad ; (10)$$

$$\begin{aligned}
 & V \sin[\alpha - (\beta \pm \gamma)] [\frac{\partial \alpha}{\partial x} \cos(\beta \pm \gamma) + \frac{\partial \alpha}{\partial y} \sin(\beta \pm \gamma)] - \cos[\alpha - (\beta \pm \gamma)] [\frac{\partial V}{\partial x} \times \\
 & \times \cos(\beta \pm \gamma) + \frac{\partial V}{\partial y} \sin(\beta \pm \gamma)] - V \frac{\rho_{\sigma'}}{\rho_0} \sin^2(\beta \pm \gamma) (\frac{\partial \sigma}{\partial x} \cos \alpha + \frac{\partial \sigma}{\partial y} \sin \alpha) + \frac{\rho_{\sigma'}}{\rho_0} \frac{\partial \sigma}{\partial t} = 0
 \end{aligned} \quad ; (11)$$

$$\begin{aligned}
 & V \cos[\alpha - (\beta \pm \gamma)] [\frac{\partial \alpha}{\partial x} \sin(\beta \pm \gamma) - \frac{\partial \alpha}{\partial y} \cos(\beta \pm \gamma)] + \sin[\alpha - (\beta \pm \gamma)] [\frac{\partial V}{\partial x} \times \\
 & \times \sin(\beta \pm \gamma) - \frac{\partial V}{\partial y} \cos(\beta \pm \gamma)] - V \frac{\rho_{\sigma'}}{\rho_0} \cos^2(\beta \pm \gamma) (\frac{\partial \sigma}{\partial x} \cos \alpha + \frac{\partial \sigma}{\partial y} \sin \alpha) = 0
 \end{aligned} \quad , (12)$$

де  $\eta = \frac{\rho_{\sigma'}}{\rho}$ .

Система (9)-(12) може бути вирішена методом характеристик [6]. Згідно з цим методом у зоні навантаження будується сітка ліній ковзання, в точках перетину яких методом скінчених різниць знаходяться невідомі параметри напруженого стану ґрунту.

Для випадку квазідинамічної постановки задачі про занурення палі (гострого клина) маємо форму напруженого стану, яка наведена на рис. 2.

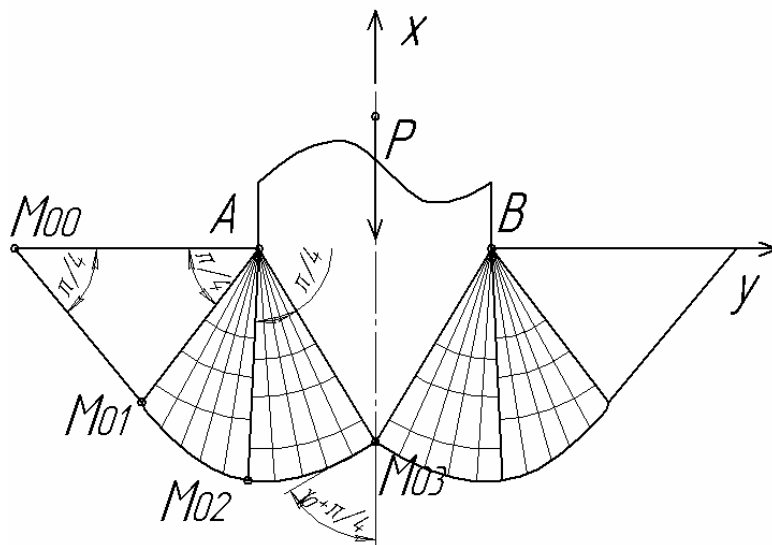


Рис. 2. Форма розподілу напружень в зоні контакту палі з ґрунтом

В площині  $xu$  розрізняють три області: трикутник  $AM_{00}M_{01}$ , круговий сектор  $AM_{01}M_{02}$  і криволінійний трикутник  $AM_{02}M_{03}$ .

В трикутнику  $AM_{00}M_{01}$  і круговому секторі  $AM_{01}M_{02}$  напружений стан визначається в точках координатної сітки:

$$\chi = -\frac{1}{2}, \quad \varphi = -\frac{\pi}{2} \quad \text{і} \quad \chi + \varphi = \xi_0, \quad \varphi = \frac{\pi}{4} + \operatorname{arctg} \frac{y}{x+a},$$

де  $\chi$  і  $\varphi$  - безрозмірні змінні.



Сітка характеристик в першій області області складається з двох сімейств паралельних прямих, нахилених до осі  $y$  під кутом  $\frac{\pi}{4}$ , а в другій області утворена сімейством концентричних кіл з центром в точці  $A$  і пучком прямих, що проходить через цю ж точку.

В криволінійному трикутнику  $AM_{02}M_{03}$ :

$$\chi + \varphi = \xi_0, \quad y = x \operatorname{tg}(\varphi - \frac{\pi}{4}) = y(\varphi) - x(\varphi) \operatorname{tg}(\varphi - \frac{\pi}{4}) - d,$$

а сітка характеристик утворена кривими, які знаходяться шляхом інтегрування рівнянь:

$$\chi = \xi_0 - \varphi, \quad y = x \operatorname{tg}(\varphi - \frac{\pi}{4}) + \psi(\varphi),$$

$$\frac{\partial y}{\partial \varphi} = \operatorname{tg}(\varphi + \frac{\pi}{4}) \frac{\partial x}{\partial \varphi}.$$

І перетинаються прямими  $\varphi = \text{const}$ , які перетинають лінії контакту під кутом  $\frac{\pi}{4}$ .

Із симетрії задачі відносно осі  $x$  ясно, що величина  $\chi$  повинна бути поданою функцією від  $\alpha$  (де  $\alpha$  - кут гостроти палі). Тому для правої лінії контакту:

$$2\chi = -(\pi + 1 - 2\alpha).$$

Нормальна компонента напружень вздовж тої ж лінії контакту може бути знайдена у вигляді:

$$\sigma_n = -k(\pi + 2 - 2\alpha).$$

Сила тиску штампа  $P$  на ґрунт визначається шляхом множення величини нормальних напружень  $\sigma_n$  на площу контакту палі з ґрунтом:

$$P = 2ka(\pi + 2 - 2\alpha).$$

В міру занурення палі в ґрунт необхідно враховувати поправки на бокове тертя палі з ґрунтом, а також ущільнення ґрунту.

Установка для занурення в ґрунт булівельних елементів може бути реалізована з однією ступінню вільності (коли робочий орган жорстко закріплений до елемента) або з двома ступенями вільності (коли робочий орган діє на елемент через пружину). Більш раціональним є другий варіант, оскільки така система (робочий орган-елемент) може працювати в резонансному режимі.

Для системи з однією ступінню вільності загальний вигляд рівняння коливань такий:

$$m\ddot{x} + p_c(\ddot{x}, \dot{x}, x) = Q(t).$$

Вирішити це рівняння можна, знаючи характер опору  $P$  і змушуючої сили  $Q(t)$ . Для гармонійної сили статичний момент маси дебалансів  $m_o r_o$  в залежності від амплітуди коливань елемента  $x_o$  може бути визначений за формулою

$$m_o r_o = m x_o + \frac{P_c}{\omega^2}.$$

#### Висновки:

1. Розроблений чисельний метод розрахунку напружено-деформованого стану в зоні занурення палі. Він дає можливість визначити опір на палю в процесі її занурення і закономірності зміни цього опору.

2. При вібраційному зануренні будівельних елементів опір на їх кінці не можна вважати сталим. Він залежить від властивостей ґрунту, форми наконечника, режиму роботи робочого органу глибини занурення та ін.

3. При розробці системи електроприводу для вібраційного занурення будівельних елементів у ґрунт необхідно враховувати напружено-деформований стан в зоні їх занурення.

#### *Література*

1. *Блехман И.И.* Исследование процесса вибрационной забивки свай. – в кн.: "Инженерный сборник". – М.: Изд. АН СССР. – Т.19. – 1954.
2. *Иносов В.Л.* О моделировании процесса вибропогружения свай// Горные, строительные и дорожные машины. – 1974. – Вып. 17. – С. 85-90.
3. *Соколовский В.В.* Теория пластичности – М.: Высшая школа, 1969. – 608 с.
4. *Сівко В.Й.* Основи механіки будівельних матеріалів – К.: Вища школа, 1987. – 168 с.
5. *Гениев Г.А., Эстрин Н.И.* Динамика пластической и сыпучей среды. – М.: Стройиздат, 1972. – 216 с.
6. *Канторович Л.В.* Приближённые методы высшего анализа. – М. – Л.: Физматгиз, 1962 – 708 с.

*В.І.Лесько, доцент КНУБА*

## **ПРОБЛЕМИ РОЗРОБКИ МОДЕЛЕЙ ВІДМОВ ГІДРОПРИВОДУ ОДНОКІВШОВИХ ЕКСКАВАТОРІВ**

Широке застосування в будівельному виробництві складних сучасних гідрофікованих будівельних машин (одноківшових екскаваторів, кранів та ін. техніки) висуває до системи технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р), що склалася в теперішній час, досить жорсткі і якісно нові вимоги. Перш за все – це: забезпечення високого рівня надійності і функціонування гідроприводів (ГП) машин, що в повній мірі задовольняють вимоги споживача, підвищення ефективності реалізації їх технічних можливостей на стадії експлуатації при мінімальних затратах на експлуатацію і відновлення.

Ці обставини примушують експлуатаційників застосувати більш прогресивну стратегію технічного обслуговування і ремонту машин "за технічним станом", що дозволяє використовувати інформацію про надійність гідроприводів, технічний стан його елементів і ступені їх роботоздатності для прийняття рішення про призначення оптимальних строків і об'ємів ТО і Р, тобто для цілей управління його технічним станом і надійністю. В кінцевому результаті можливість управління надійністю ГП призведе до значного підвищення ефективності використання машин в будівництві за рахунок зниження простоїв в ТО і Р, збільшення функціональних можливостей, зниження експлуатаційних затрат і т.п.

Реалізації стратегії ТО і Р "за технічним станом" на практиці повинно передувати вирішення цілого комплексу взаємопов'язаних між собою проблем, що стосуються питань управління надійністю і реалізації її в умовах експлуатації. В свою чергу, успішне рішення цих питань в значній мірі визначається ефективністю теоретичних і прикладних розробок в області оцінок і прогнозування показників надійності машин.

Нажаль, слід відзначити, що разом з позитивною оцінкою досягнень в області надійності будівельних машин, в даний час визріла певна криза в застосуванні результатів наукових досліджень, методик, стандартів і підходів, які були розроблені на їх базі. Як



відомо, до останнього часу домінуючу роль в дослідженнях грали імовірісно-статистичні методи оцінки надійності, коли відмови машини та її елементів розглядалися як основна абстрактна категорія без аналізу процесів їх формування.

Але, не зважаючи на те, що на основі цих методів було зроблено багато потрібного та корисного, такий підхід, на думку автора, не створює достатньої передумови і не зовсім прийнятний для оцінки надійності гідроприводів сучасних будівельних машин, наприклад, одноківшових екскаваторів, які представляють собою складні багатофункціональні системи з складною змінною структурою, взаємозв'язками та взаємодією його елементів.

Для гідроприводів цих машин найбільш характерними видами відмов, наряду з іншими відмовами, є параметричні відмови, що приводять до зміни в часі рівня роботоздатності його елементів і, як результат, – до зниження ефективності функціонування гідроприводу в цілому, що з точки зору надійності при певних умовах також слід розглядати як параметричну відмову гідроприводу за інтегральним показником "ефективність функціонування". Такий складний зв'язок між вихідними параметрами гідроприводу та технічним станом його окремих елементів, які в різній мірі впливають на формування параметричних відмов, ускладнюють розрахунки показників надійності гідроприводу.

Все це породжує необхідність шукати нові нетрадиційні шляхи і методи для вирішення задач оцінки і прогнозування надійності гідроприводів, використовуючи при цьому не тільки методи математичної теорії надійності, що базується на статистиці і теорії ймовірностей, але і результати дослідження фізики деградаційних процесів, що проходять у гідроприводі, що визначають динаміку зміни його технічного стану і приводять до параметричних відмов.

Такий підхід припускає розробку методів оцінки і прогнозування надійності гідроприводів, що базуються на спільному використанні статичної інформації про відмови та інформації про динамічні характеристики випадкових процесів зміни технічного стану, отриманої за результатами діагностування та інформації про умови експлуатації машин, а також діючих на них факторів з врахуванням їх стохастичної природи.

Тут особливо важливим і відповідальним є етап розробки математичних моделей відмов, які би в повній мірі відображували множинну кореляційних зв'язків між відмовами та умовами роботоздатності, що характеризують технічний стан гідропривода та його зміни в часі. Чим глибше будуть вивчені механізми формування відмов та деградаційні процеси, які відбуваються в гідроприводі з плином часу, тим точнішими будуть оцінка та прогноз показників надійності. Одним із них є основний показник безвідмовності імовірність безвідмовної роботи гідроприводу одноківшового екскаватора.

Задача оцінки імовірності збереження роботоздатності гідроприводу ОЕ викликає необхідність розгляду багатовимірних умов роботоздатності ГП та визначення імовірності

$$P = P\left\{\bigcap_{j=1}^N A_j\right\} = 1 - P\left\{\bigcup_{j=1}^N \overline{A_j}\right\}$$

того, що сумісно відбудуться  $N$  подій  $A_j \subset S_1, (j = \overline{1, N})$ . Подія  $A_j$  є випадковою і заключається в збереженні умови роботоздатності  $\varphi_j > 0$ . Таким чином, для забезпечення роботоздатності гідроприводу ОЕ необхідно, щоб одночасно зберігалися всі умови роботоздатності елементів ГП та умови збереження заданого рівня ефективності його функціонування.

В загальному випадку імовірність безвідмовної роботи ГП в такій постановці задачі визначається за такою формулою:

$$P = P\left\{\bigcap_{j=1}^N (\varphi_j > 0)\right\} = P\left\{(\varphi_1 > 0) \cap \dots \cap (\varphi_j > 0) \cap \dots \cap (\varphi_N > 0)\right\} = \int (N-1) \int f(\varphi_1, \dots, \varphi_j, \dots, \varphi_N) \cdot d\varphi_1 \dots d\varphi_j \dots d\varphi_N \quad (1)$$

Якщо мають місце N умов роботоздатності  $\varphi_j > 0$  і вони підкоряються нормальному закону розподілу, імовірність того, що всі умови будуть виконуватися, тобто не відбудеться відмови, визначається за формулою:

$$P\{\varphi_1 > 0, \dots, \varphi_j > 0, \dots, \varphi_N > 0\} = \frac{1}{\sqrt{(2\pi)^N D \prod_{j=1}^N \sigma_{\varphi_j}}} \int_0^\infty \dots \int_0^\infty \exp\left\{-\frac{1}{2D} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N D_{ij} \frac{\varphi_i \varphi_j}{\sigma_{\varphi_i} \sigma_{\varphi_j}} d\varphi_i, \dots, d\varphi_j, \dots, d\varphi_N\right\}, \quad (2)$$

де:  $D_{ij} = \|r_{\varphi_i \varphi_j}\|$  - матриця коефіцієнтів кореляції між умовами роботоздатності.

Визначення імовірності виконання сукупності умов роботоздатності (2) припускає обчислення нормальних інтегралів розподілу.

Але навіть при нормальному розподілі величин  $\varphi_j$  вирішення такої задачі викликає певні труднощі і одержане лише для двохмірного та трьохмірного випадків, при чому для обчислення імовірності  $P\{\cdot\}$  вимагається застосування достатньо складних спеціальних таблиць [5].

Для випадку нормального розподілу параметрів методи вирішення цієї задачі базуються [6, 3] на зниженні порядку інтегралу, апроксимації його різними функціями, розкладення в ряд по коефіцієнтам кореляції (наприклад, в роботі [3]), зведення вихідного багатомірного розподілу перетворенням координат [13] до некорельованих складових (до канонічного вигляду), використанні методів зведення матриці  $\|r_{ji}\|$  до діагонального вигляду.

Але всі ці методи при  $N > 2$  не приводять до одержання аналітичних співвідношень, які були би достатньо простими для використання на практиці.

В частковому випадку, для двох умов роботоздатності, рішення інтегралу (2) зводиться до табличних [3, 6, 12]:

$$P(\varphi_1 > 0, \varphi_2 > 0) = \int_0^\infty \int_0^\infty f(\varphi_1, \varphi_2) d\varphi_1 d\varphi_2 = \frac{1}{2} [\Phi(\alpha_1) + \Phi(\alpha_2)] - T(\alpha_1 \beta_1) - T(\alpha_1 \beta_2), \quad (3)$$

де:  $\alpha_1 = \frac{m_{\varphi_1}}{m_{\sigma_1}}; \alpha_2 = \frac{m_{\varphi_2}}{m_{\sigma_2}};$

$$\beta_1 = (\alpha_2 - \alpha_1 r_{\varphi_1 \varphi_2}) / \alpha_1 \sqrt{1 - r_{\varphi_1 \varphi_2}}; \beta_2 = (\alpha_1 - \alpha_2 \cdot r_{\varphi_1 \varphi_2}) / \alpha_2 \sqrt{1 - r_{\varphi_1 \varphi_2}};$$

$T(\cdot)$  - таблична функція двомірного нормального розподілу (функція Оуена) [3,5];  $\Phi(\cdot)$  - функція нормального розподілу (функція Лапласа) [1,18];  $m_{\varphi_1}, m_{\varphi_2}$  - математичне очікування величин  $\varphi_1$  та  $\varphi_2$ ;  $\sigma_{\varphi_1}, \sigma_{\varphi_2}$  - середньоквадратичне відхилення величин  $\varphi_1$  та  $\varphi_2$ ;  $r_{\varphi_1 \varphi_2}$  - коефіцієнт кореляції між  $\varphi_1$  та  $\varphi_2$ .

При довільному законі розподілу складових під інтегрального виразу обчислити імовірність (1) доволі складно. При невеликій кратності інтегралу (1) його можна обчислити за допомогою ряду Кендалла [3] або рішення ряду Іюду [4]. Можна також скористатися розкладанням щільності довільного багатовимірного розподілу в багатомірний ряд Грама – Шарлье [3,14], або за допомогою методу Монте – Карло [1,2].

Аналітичне рішення для імовірності збереження роботоздатності гідроприводу в простих випадках можна знайти, якщо скористатися апроксимацією багатомірної щільності імовірностей  $f(\varphi_1, \dots, \varphi_j, \dots, \varphi_N)$  рядом Еджворта або рядом Лаггера [15]





багатовимірним розкладанням [9, 10, 11] при обмеженні його першими членами. Багатовимірне розкладання при цьому має вигляд:

$$f(\varphi_1, \dots, \varphi_j, \dots, \varphi_N) = \Psi(\varphi_1, \dots, \varphi_j, \dots, \varphi_N) \left( 1 + \frac{1}{3!} \sum_{i=1}^N \left( A_i^3 - \frac{3D_{ij}A_i}{D} \right) M(\varphi_i^3) \right)^3 +$$

$$+ \frac{1}{2!} \sum_{\substack{i,j=1 \\ i \neq j}}^N \left[ A_i^2 A_j - \frac{1}{D} (D_{ij}A_j + 2D_{ij}A_i) \right] M(\varphi_i^2 \varphi_j) +$$

$$+ \left. \sum_{\substack{i,j,k=1 \\ i \neq j \neq k}}^N \left[ A_i A_j A_k - \frac{1}{D} (D_{ij}A_k + D_{kj}A_i + D_{ik}A_j) \right] M(\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3) + \dots \right\}$$
(4)

де  $\Psi(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_N)$  - багатомірний ( $N$  - мірний) нормальний розподіл, причому

$$\Psi(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_N) = \frac{1}{\sigma_1 \cdot \sigma_2 \cdot \dots \cdot \sigma_n \sqrt{(2\pi)^N D}} \exp \left( -\frac{1}{2D} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N D_{ij} \frac{\varphi_i \varphi_j}{\sigma_{\varphi_i} \sigma_{\varphi_j}} \right),$$
(5)

де  $M$  - оператор математичного очікування;  $D$  - визначник  $N$ -го порядку кореляційної матриці, складеної із нормалізованих коефіцієнтів  $r_{ik}$  кореляції умов роботоздатності

$\varphi_i, \varphi_k$  наступним чином:

$$D = \begin{vmatrix} 1 & r_{12} & r_{13} & \dots & r_{1N} \\ r_{21} & 1 & r_{23} & \dots & r_{2N} \\ r_{31} & r_{32} & 1 & \dots & r_{3N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ r_{N1} & r_{N2} & r_{N3} & \dots & 1 \end{vmatrix};$$
(6)

$r_{ik} = r_{ki}$ ;  $|r_{ik}| \leq 1$ ;  $D_{ik}$  - алгебраїчне доповнення елементу  $r_{ik}$  кореляційної матриці;  $\sigma_i$  та  $\sigma_j$  - середньоквадратичне відхилення значень величин  $\varphi_i$  та  $\varphi_j$ ; коефіцієнти  $A_k$  дорівнюють:

$$A_k = \frac{1}{D} \sum_{i=1}^N D_{ik} \cdot \varphi_i.$$
(7)

Обмежуючись першими двома членами багатовимірного розкладання (4), імовірність збереження роботоздатності гідроприводу можна одержати в більш простому вигляді :

$$P(\varphi_1 > 0, \varphi_2 > 0, \dots, \varphi_N > 0) = \int_0^1 (N-1) \int \Psi(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_N) \times$$

$$\times \left[ 1 + \frac{1}{3!} \sum_{i=1}^N \left( A_i^3 - \frac{3D_{ij}A_i}{D} \right) M(\varphi_i^3) \right] \cdot d\varphi_1 \times d\varphi_2 \dots d\varphi_N.$$
(8)

В деяких практичних інженерних розрахунках для визначення імовірнісного показника (1) можуть бути використані спрощенні способи оцінки стохастичної залежності випадкових величин і функцій. Одним із таких способів є так званий метод узагальненої коваріації [17], при якому багаточисленні коефіцієнти кореляції замінюють одним узагальненим коефіцієнтом.

Імовірність роботоздатності ГП за термін  $t$  можна записати так

$$P\{T \geq t\} = P\{\varphi_1 > 0\} \cdot P\{\varphi_j > 0\} \times \dots \times \{\varphi_N > 0\} + \Delta P,$$
(9)

де  $\Delta P$  - поправка, яка враховує помилку розрахунку внаслідок неврахування стохастичної залежності умов роботоздатності.

Без урахування стохастичних зв'язків між умовами роботоздатності ГП згідно [16] одержимо максимальну помилку розрахунку імовірності роботоздатності:



$$(\Delta P)_{\max} = P_{j\min} - \left[ 1 - \sum_{j=1}^N (1 - P_j) \right], \quad (10)$$

де  $P_{j\min}$  - мінімальна із оцінок  $P_j$ ;  $P_j$  - оцінка імовірності безвідмовної роботи ГП по  $j$ -ій умові роботоздатності;

$$P_j = P\{\varphi_j > 0\}, j = \overline{1, N}.$$

Таким чином фактичне значення імовірності збереження роботоздатності ГП знаходиться в межах:

$$\prod_{j=1}^N P_j \leq P\{T \geq t\} \leq \prod_{j=1}^N P_j + P_{j\min} - \left[ 1 - \sum_{j=1}^N (1 - P_j) \right]. \quad (11)$$

Звідси маємо, що узагальнений коефіцієнт кореляції дорівнює :

$$r = \Delta P / (\Delta P)_{\max} = \Delta P / \left\{ P_{j\min} - \left[ 1 - \sum_{j=1}^N (1 - P_j) \right] \right\} \approx \Delta P / \left( P_{j\min} - \prod_{j=1}^N P_j \right). \quad (12)$$

Підставляючи величину  $\Delta P$  із виразу (12) у вираз (9), одержимо імовірнісний показник:

$$P\{T \geq t\} \approx r P_{j\min} \{T \geq t\} + (1 - r) \prod_{j=1}^N P_j \{T > t\}. \quad (13)$$

Вираз (13) свідчить, що при коефіцієнті кореляції між умовами роботоздатності  $r = 0$  імовірність роботоздатності ГП визначається як для системи з послідовно з'єднаними і незалежними елементами:

$$P\{T \geq t\} = \prod_{j=1}^N P(\varphi_j > 0). \quad (14)$$

При тісному кореляційному зв'язку між умовами роботоздатності ( $\rho \approx 1$ ) імовірність роботоздатності ГП слід розраховувати по одній із умов роботоздатності, яка має найменший імовірнісний показник:

$$P\{T \geq t\} = P_{j\min}(\varphi_j > 0). \quad (15)$$

При нормальному законі розподілу умов роботоздатності розрахункове значення узагальненого коефіцієнта кореляції може бути представлено у вигляді [17]:

$$r \approx r_m \left\{ 2 - \left[ r_m + \frac{(1 - r_m)(3 - \lg N)}{1 - 0,1r_m^2(3 - \lg N)^2} \right] \right\}, \quad (16)$$

де середнє значення коефіцієнтів кореляції:

$$r_m = \frac{2}{N(N-1)} \sum_{i < j} r_{i,j} \quad (17)$$

При нормальному законі розподілу величин  $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_j, \dots, \varphi_N$  оцінка імовірності збереження роботоздатності гідроприводу також може бути оцінена за допомогою приближення Судакова [7, 8] (з помилкою порядку 2...10% від величини  $1 - P$ ) за такою формулою :

$$P(\varphi_1 > 0, \varphi_2 > 0, \dots, \varphi_N > 0) = \prod_{j=1}^N P(\varphi_j > 0) + \Delta P = \prod_{j=1}^N P(\varphi_j > 0) + \left[ P_{j\min}(\varphi_j > 0) - \prod_{j=1}^N P(\varphi_j > 0) \right] \cdot K_N, \quad (18)$$

У виразі (18) коефіцієнт  $K_N$  визначається таким чином:

$$K_N = \frac{2}{\pi \cdot c} \sum_{i < j} \arcsin \cdot r_{i,j}, \quad (19)$$



де  $r_{i,j}$  - оцінка парного коефіцієнту кореляції між  $i$  - ою та  $j$  - ою умовами роботоздатності; індекс " $i < j$ " під знаком суми означає, що в  $K_N$  входять тільки ті можливі сполучення та комбінації коефіцієнтів кореляції, для яких  $i < j$ , тобто  $r_{\phi_1\phi_2}, r_{\phi_{13}}, r_{\phi_{23}} \dots$  і т.п., але не можна брати  $r_{\phi_{31}}, r_{\phi_{21}}, r_{\phi_{32}} \dots$ ;  $c$  - число комбінацій індексів  $i$  та  $j$  при  $i < j$ ;  $\left[ c = \binom{N}{2} = N(N-1) / 2 \right]$ .

Із викладеного вище видно, що для зменшення невизначеності в кількісній оцінці імовірності безвідмовної роботи вкрай необхідно отримати та обробити дуже великий об'єм статистичної інформації щодо кореляції відмов, тобто про коефіцієнт кореляції відмов. Складність визначення коефіцієнтів парної або множинної кореляції відмов елементів ГП полягає у вирахуванні імовірності добутку подій:

$$P(\overline{A_i A_j}) = P(\overline{A_i})P(\overline{A_j} / \overline{A_i}) = P(\overline{A_j})P(\overline{A_i} / \overline{A_j}).$$

Судячи із опублікованих робіт в теорії надійності, до нинішнього часу відсутні більш-менш прийнятні методи визначення умовних імовірностей  $P(\overline{A_i} / \overline{A_j})$  та  $P(\overline{A_j} / \overline{A_i})$ .

Іноді, для того, щоб уникнути розрахункових проблем, безпідставно вважають, що з достатньою для практики точністю можна використовувати модель незалежності відмов. Але застосування моделі (14) при оцінці показників надійності таких складних систем як гідропривід ОЕ, а особливо тоді, коли враховуються залежності умов збереження роботоздатності його елементів та ефективності функціонування, може привести до великих похибок. Крім цього, складність аналітичного запису моделей (або навіть неможливість), їх громіздкість викликає неабиякі математичні складнощі та незручності у використанні.

Вихід з цього положення можна знайти, використовуючи методи статистичного, імітаційного моделювання на основі імовірнісно-фізичних та імовірнісно-статистичних моделей надійності з урахуванням мінливої структури при функціонуванні гідроприводу, зв'язків між елементами та умовами роботоздатності, процесів формування відмов в залежності від заданих умов роботоздатності та рівня ефективності. Працюючи в цьому напрямку, автором цієї роботи опубліковано деякі результати [20, 21], де запропоновано метод оцінки та прогнозування показників надійності гідроприводу одноківшового екскаватора із використанням імітаційного моделювання.

### Література

1. *Вентцель Е. С.* Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 366 с.
2. *Соболь И. М.* Метод Монте – Карло. – М.: Физматгиз, 1970. – 64 с.
3. *Кендалл М., Стьюарт А.* Теория распределений. – М.: Наука, 1966. – 588 с.
4. *Иьуду К. А.* Оптимизация устройств автоматики по критерию надежности. – М.: Советское радио, 1962. – 194 с.
5. *Оуэн Д. Б.* Сборник статистических таблиц. – М.: ВЦ, АН СССР, 1964. – 566 с.
6. *Волков Л. И., Шишкевич А. М.* Надежность летательных аппаратов. М.: Высшая школа, 1975. – 294 с.
7. *Волков Е. Б., Судаков Р. С., Сырицын Т. А.* Основы теории надежности ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1974. – 400 с.
8. *Судаков Р. С., Чеканов А. Н.* К вопросу о вычислении многомерных нормальных интегралов в задачах надежности// Техническая кибернетика. – 1972. – №1. – С.30-41.
9. *Бессонов А. А.* Прогнозирование характеристик надежности автоматических систем. – Л.: Энергия, 1970. – 152 с.
10. *Половко А. М.* Основы теории надежности. М.: Наука, 1964. – 446 с.

11. Сапожников Р. А., Бессонов А. А., Шаломицкий А. Г. Надежность автоматических управляющих систем. – М.: Высшая школа, 1964. – 264 с.
12. Сырицын Т. А. Надежность гидро – и пневмопривода. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.
13. Абезгауз Г. Г., Тронь А. П., Коперник Ю. Н., Коровина И. А. Справочник по вероятностным расчетам. – М.: Воениздат, 1966.
14. Крамер Г. Математические методы статистики. – ИИЛ, 1948.
15. Тихонов В. И. Статистическая радиомеханика. – М.: Советское радио, 1966.
16. Методы расчета надежности изделий с учетом постепенных отказов. – М.: Издательство стандартов, 1976. – 100 с.
17. Кудзис А. П. Оценка надежности железобетонных конструкций. – Вильнюс: Мокслас, 1985. – 156 с.
18. Венцель Е. С., Овчаров Л. А. Теория вероятностей и ее инженерные приложения. – М.: Наука. 1988. – 480 с.
19. Сырицын Т. А. Эксплуатация и надежность гидро– и пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1990. – 248 с.
20. Лесько В.І. Метод оцінки показників надійності гідроприводів одноківшових екскаваторів із застосуванням методу Монте–Карло// Гірничі, будівельні, дорожні, та меліоративні машини. – К., КНУБА. – 1998. – Вип. 52.
21. Лесько В.І. Моделювання параметричних відмов гідравлічних екскаваторів з урахуванням ефективності їх функціонування при прогнозуванні та оцінці показників надійності// Техніка будівництва. – 2001. – №9.

## Підйомно-транспортні машини

УДК 622.647.4

В.С.Ловейкін, д-р техн. наук, професор КНУБА,

Д.О. Міщук

### МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ МАНІПУЛЯТОРА З ЖОРСТКИМИ ЛАНКАМИ

#### Актуальність роботи

Маніпулятор – керуємий пристрій або машина для виконання рушійних функцій при переміщенні об'єктів в просторі, оснащений робочим органом. Широке застосування маніпулятори знайшли при виконанні вантажних робіт на транспортних засобах.

Робота маніпуляторів з гідравлічним приводом супроводжується коливальними процесами, що виникають внаслідок зміни навантажень, перерозподілу енергії при зміні напрямку руху, а також різкого гальмування стріли під дією її власної ваги [1]. Отож при зміні вильоту вантажу виникають динамічні навантаження.

**Мета статті** – дослідження динаміки зміни вильоту маніпулятора з гідравлічним приводом на транспортному засобі (рис.1).

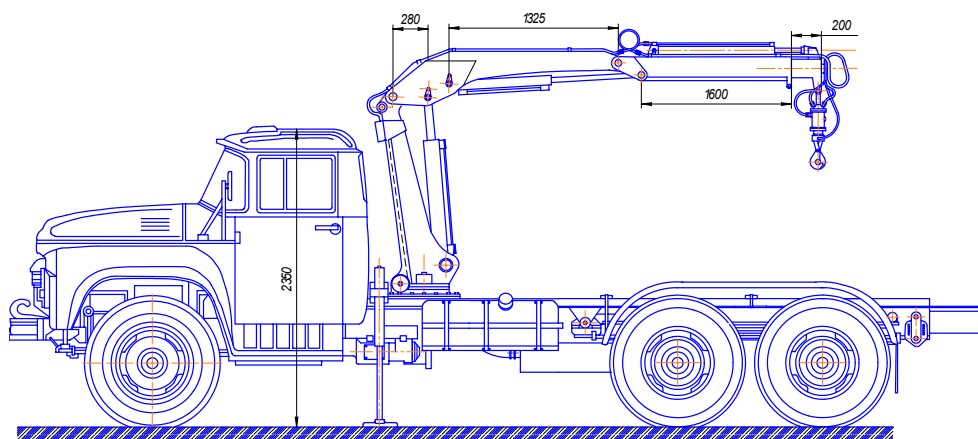


Рис. 1 Загальний вигляд маніпулятора на транспортному засобі

Для дослідження динаміки необхідно побудувати модель даного маніпулятора (рис.2).

Елементами моделі маніпулятора є ланка (стояк) 1, яка не рухається, ланка (підйомна стріла) 2, яка здійснює обертальний рух, ланки 3 (складальна стріла) і 4 (висувна балка), які здійснюють складний плоско-паралельний рух, а також вантаж 5. Рух маніпулятора забезпечується гідроциліндрами підйому стріли, складання стріли і висування балки. Геометричні розміри ланок –  $OB$ ,  $BL$ ,  $KC_0$ ,  $\phi$  і установчі параметри гідроциліндрів –  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  – є величинами, які відомі для кожного маніпулятора, конструкція якого подібна даній схемі, або ж задані конструктивно при створенні нової машини.

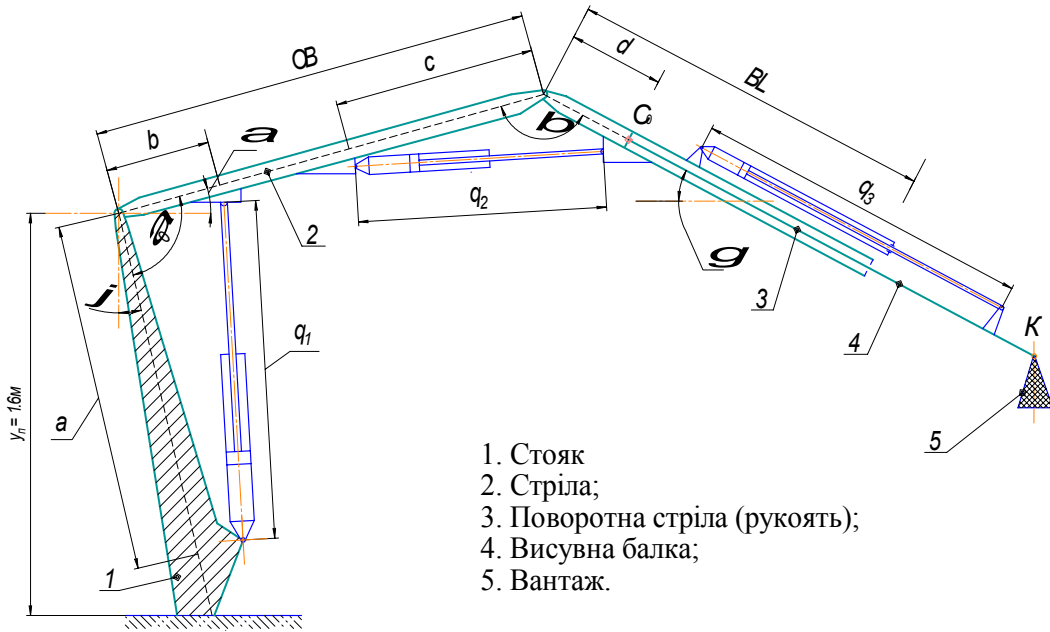


Рис. 2 Динамічна модель маніпулятора

Дана модель має три ступені вільності на площині, позначимо незалежні узагальнені координати як  $q_1$ ,  $q_2$  і  $q_3$  - координати висування гідроциліндрів. Для опису даної моделі скористаємося рівнянням Лагранжа другого роду [2]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} - \frac{\partial T}{\partial q_1} &= Q_1; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} - \frac{\partial T}{\partial q_2} &= Q_2; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_3} - \frac{\partial T}{\partial q_3} &= Q_3, \end{aligned} \quad (1)$$

де  $T$  - кінетична енергія системи;  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  - узагальнені сили.

Кінетична енергія такої системи:

$$T = T_2 + T_3 + T_4 = \frac{1}{2} J_2 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} m_3 v_3^2 + \frac{1}{2} J_4 \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} m_4 v_4^2 + \frac{1}{2} m_5 v_5^2, \quad (2)$$

де  $T_2, T_3, T_4$  - відповідно кінетична енергія 2, 3 і 4-ої ланок, кінетична енергія вантажу в спрощеному вигляді включена до енергії 4-ої ланки, яка є зв'язаною з цим вантажем;  $J_2, J_3, J_4$  - моменти інерції рухомих ланок відносно осей їх обертання;  $\dot{\alpha}$ ,  $\dot{\gamma}$  - кутові швидкості ланок при повороті;  $v_3$ ,  $v_4$ ,  $v_5$  - лінійні швидкості руху ланок і вантажу -  $v_3^2 = \dot{x}_3 + \dot{y}_3$ ,  $v_4^2 = \dot{x}_4 + \dot{y}_4$ ,  $v_5^2 = \dot{x}_5 + \dot{y}_5$ ;  $m_3, m_4$  і  $m_5$  - відповідно маси 3-ої, 4-ої ланок і маса вантажу;  $x_3, y_3, x_4, y_4, x_5, y_5$  - координати центру ваги ланок і вантажу.

Узагальнюючі сили, що діють в даній системі матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} Q_1 &= F_1 - m_2 g \frac{\partial y_2}{\partial q_1} - m_3 g \frac{\partial y_3}{\partial q_1} - m_4 g \frac{\partial y_4}{\partial q_1} - m_5 g \frac{\partial y_5}{\partial q_1}; \\ Q_2 &= F_2 - m_3 g \frac{\partial y_3}{\partial q_2} - m_4 g \frac{\partial y_4}{\partial q_2} - m_5 g \frac{\partial y_5}{\partial q_2}; \\ Q_3 &= F_3 - m_4 g \frac{\partial y_4}{\partial q_3} - m_5 g \frac{\partial y_5}{\partial q_3}, \end{aligned} \quad (3)$$

де  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  - зусилля створюване гідроциліндрами;  $g$  - прискорення вільного падіння,



$9.8 \text{ м/с}^2$ ;  $\frac{\partial y_2}{\partial q_1}$ ,  $\frac{\partial y_3}{\partial q_1}$ ,  $\frac{\partial y_4}{\partial q_1}$ ,  $\frac{\partial y_5}{\partial q_1}$ ,  $\frac{\partial y_3}{\partial q_2}$ ,  $\frac{\partial y_4}{\partial q_2}$ , .....  $\frac{\partial y_5}{\partial q_3}$  - оператори передачі руху першого порядку, що пов'язують швидкості координат відповідних ланок з узагальненими координатами [3].

Система диференційних рівнянь, які описують динаміку даної моделі маніпулятора в процесі пуску матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}
 & J_{s2} \ddot{\alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} + m_3 \ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial q_1} + m_3 \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial q_1} + (J_{s3} + J_{s4}) \ddot{\gamma} \frac{\partial \gamma}{\partial q_1} + m_4 \ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial q_1} + m_4 \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial q_1} + \\
 & + m_5 \ddot{x}_5 \frac{\partial x_5}{\partial q_1} + m_5 \ddot{y}_5 \frac{\partial y_5}{\partial q_1} = F_1 - m_2 g \frac{\partial y_2}{\partial q_1} - m_3 g \frac{\partial y_3}{\partial q_1} - m_4 g \frac{\partial y_4}{\partial q_1} - m_5 g \frac{\partial y_5}{\partial q_1}; \\
 & J_{s2} \ddot{\alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial q_2} + m_3 \ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial q_2} + m_3 \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial q_2} + (J_{s3} + J_{s4}) \ddot{\gamma} \frac{\partial \gamma}{\partial q_2} + m_4 \ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial q_2} + m_4 \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial q_2} + \\
 & + m_5 \ddot{x}_5 \frac{\partial x_5}{\partial q_2} + m_5 \ddot{y}_5 \frac{\partial y_5}{\partial q_2} = F_2 - m_3 g \frac{\partial y_3}{\partial q_2} - m_4 g \frac{\partial y_4}{\partial q_2} - m_5 g \frac{\partial y_5}{\partial q_2};
 \end{aligned} \tag{4}$$

$$\begin{aligned}
 & J_{s2} \ddot{\alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial q_3} + m_3 \ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial q_3} + m_3 \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial q_3} + (J_{s3} + J_{s4}) \ddot{\gamma} \frac{\partial \gamma}{\partial q_3} + m_4 \ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial q_3} + m_4 \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial q_3} + \\
 & + m_5 \ddot{x}_5 \frac{\partial x_5}{\partial q_3} + m_5 \ddot{y}_5 \frac{\partial y_5}{\partial q_3} = F_3 - m_4 g \frac{\partial y_4}{\partial q_3} - m_5 g \frac{\partial y_5}{\partial q_3}.
 \end{aligned}$$

Значення параметрів  $x_2, y_2, x_3, y_3, x_4, y_4, x_5, y_5, \alpha, \gamma$  досить легко виразити через узагальнені координати  $q_1, q_2, q_3$ . Зробивши заміни у отриманому диференційному рівнянні кутових і лінійних прискорень ланок через прискорення узагальнених координат, отримаємо нову систему рівнянь, що має в спрощеній формі наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 & \ddot{q}_1 A_1 + \ddot{q}_2 C_1 + \ddot{q}_3 B_1 + 2\dot{q}_1 \dot{q}_2 Z_{1.12} + 2\dot{q}_1 \dot{q}_3 Z_{1.13} + 2\dot{q}_2 \dot{q}_3 Z_{1.23} + \dot{q}_1^2 Z_{1.1} + \dot{q}_2^2 Z_{1.2} + \dot{q}_3^2 Z_{1.3} = Q_1; \\
 & \ddot{q}_1 A_2 + \ddot{q}_2 C_2 + \ddot{q}_3 B_2 + 2\dot{q}_1 \dot{q}_2 Z_{2.12} + 2\dot{q}_1 \dot{q}_3 Z_{2.13} + 2\dot{q}_2 \dot{q}_3 Z_{2.23} + \dot{q}_1^2 Z_{2.1} + \dot{q}_2^2 Z_{2.2} + \dot{q}_3^2 Z_{2.3} = Q_2; \\
 & \ddot{q}_1 A_3 + \ddot{q}_2 C_3 + \ddot{q}_3 B_3 + 2\dot{q}_1 \dot{q}_2 Z_{3.12} + 2\dot{q}_1 \dot{q}_3 Z_{3.13} + 2\dot{q}_2 \dot{q}_3 Z_{3.23} + \dot{q}_1^2 Z_{3.1} + \dot{q}_2^2 Z_{3.2} + \dot{q}_3^2 Z_{3.3} = Q_3,
 \end{aligned} \tag{5}$$

де  $A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3, C_1, C_2, C_3, Z_{1.1}, Z_{1.2}, Z_{1.3}, Z_{1.12}, Z_{1.13}, Z_{1.23}, Z_{2.1}, Z_{2.2}, Z_{2.3}, Z_{2.12}, Z_{2.13}, Z_{2.23}, Z_{3.1}, Z_{3.2}, Z_{3.3}, Z_{3.12}, Z_{3.13}, Z_{3.23}$  - коефіцієнти диференційних рівнянь [4]. Ці коефіцієнти мають досить складну форму. Як для прикладу приведемо деякі з них:

$$\begin{aligned}
 A_1 &= J_{s2} \left( \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} \right)^2 + (J_{s3} + J_{s4}) \left( \frac{\partial \gamma}{\partial q_1} \right)^2 + m_3 \left( \frac{\partial x_3}{\partial q_1} \right)^2 + m_3 \left( \frac{\partial y_3}{\partial q_1} \right)^2 + m_4 \left( \frac{\partial x_4}{\partial q_1} \right)^2 + \\
 & + m_4 \left( \frac{\partial y_4}{\partial q_1} \right)^2 + m_5 \left( \frac{\partial x_5}{\partial q_1} \right)^2 + m_5 \left( \frac{\partial y_5}{\partial q_1} \right)^2; \\
 C_1 &= (J_{s3} + J_{s4}) \left( \frac{\partial \gamma}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial \gamma}{\partial q_2} \right) + m_3 \left( \frac{\partial x_3}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial x_3}{\partial q_2} \right) + m_3 \left( \frac{\partial y_3}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial y_3}{\partial q_2} \right) + \\
 & + m_4 \left( \frac{\partial x_4}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial x_4}{\partial q_2} \right) + m_4 \left( \frac{\partial y_4}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial y_4}{\partial q_2} \right) + m_5 \left( \frac{\partial x_5}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial x_5}{\partial q_2} \right) + m_5 \left( \frac{\partial y_5}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial y_5}{\partial q_2} \right); \\
 B_1 &= m_4 \left( \frac{\partial x_4}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial x_4}{\partial q_3} \right) + m_4 \left( \frac{\partial y_4}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial y_4}{\partial q_3} \right) + m_5 \left( \frac{\partial x_5}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial x_5}{\partial q_3} \right) + m_5 \left( \frac{\partial y_5}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial y_5}{\partial q_3} \right).
 \end{aligned} \tag{6}$$

$$\begin{aligned}
 Z_{1,1} &= J_{s2} \left( \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial^2 \alpha}{\partial q_1^2} \right) + (J_{s3} + J_{s4}) \left( \frac{\partial \gamma}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial^2 \gamma}{\partial q_2^2} \right) + m_3 \left( \frac{\partial x_3}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial^2 x_3}{\partial q_2^2} \right) + m_3 \left( \frac{\partial y_3}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial^2 y_3}{\partial q_2^2} \right) + \\
 &+ m_4 \left( \frac{\partial x_4}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial^2 x_4}{\partial q_2^2} \right) + m_4 \left( \frac{\partial y_4}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial^2 y_4}{\partial q_2^2} \right) + m_5 \left( \frac{\partial x_5}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial^2 x_5}{\partial q_2^2} \right) + m_5 \left( \frac{\partial y_5}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial^2 y_5}{\partial q_2^2} \right); \\
 Z_{1,13} &= m_4 \left( \frac{\partial x_4}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial x_4}{\partial q_1 \partial q_3} \right) + m_4 \left( \frac{\partial y_4}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial y_4}{\partial q_1 \partial q_3} \right) + m_5 \left( \frac{\partial x_5}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial x_5}{\partial q_1 \partial q_3} \right) + m_5 \left( \frac{\partial y_5}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial y_5}{\partial q_1 \partial q_3} \right); \\
 Z_{1,23} &= m_4 \left( \frac{\partial x_4}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial x_4}{\partial q_2 \partial q_3} \right) + m_4 \left( \frac{\partial y_4}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial y_4}{\partial q_2 \partial q_3} \right) + m_5 \left( \frac{\partial x_5}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial x_5}{\partial q_2 \partial q_3} \right) + m_5 \left( \frac{\partial y_5}{\partial q_1} \right) \left( \frac{\partial y_5}{\partial q_2 \partial q_3} \right).
 \end{aligned}$$

Для спрощення зробимо наступну заміну:

$$\begin{aligned}
 X_1 &= F_1 - Q'_1 - 2\dot{q}_1\dot{q}_2Z_{1,12} - 2\dot{q}_1\dot{q}_3Z_{1,13} - 2\dot{q}_2\dot{q}_3Z_{1,23} - \dot{q}_1^2Z_{1,1} - \dot{q}_2^2Z_{1,2} - \dot{q}_3^2Z_{1,3}; \\
 X_2 &= F_2 - Q'_2 - 2\dot{q}_1\dot{q}_2Z_{2,12} - 2\dot{q}_1\dot{q}_3Z_{2,13} - 2\dot{q}_2\dot{q}_3Z_{2,23} - \dot{q}_1^2Z_{2,1} - \dot{q}_2^2Z_{2,2} - \dot{q}_3^2Z_{2,3}; \quad (7) \\
 X_3 &= F_3 - Q'_3 - 2\dot{q}_1\dot{q}_2Z_{3,12} - 2\dot{q}_1\dot{q}_3Z_{3,13} - 2\dot{q}_2\dot{q}_3Z_{3,23} - \dot{q}_1^2Z_{3,1} - \dot{q}_2^2Z_{3,2} - \dot{q}_3^2Z_{3,3}.
 \end{aligned}$$

Підставивши залежності (7) в рівняння (5), отримаємо систему диференціальних рівнянь наступного вигляду:

$$\begin{aligned}
 \ddot{q}_1 A_1 + \ddot{q}_2 C_1 + \ddot{q}_3 B_1 &= X_1; \\
 \ddot{q}_1 A_2 + \ddot{q}_2 C_2 + \ddot{q}_3 B_2 &= X_2; \\
 \ddot{q}_1 A_3 + \ddot{q}_2 C_3 + \ddot{q}_3 B_3 &= X_3.
 \end{aligned} \quad (8)$$

В матричній формі система рівнянь (8) буде мати вигляд:

$$\begin{bmatrix} A_1 & C_1 & B_1 \\ A_2 & C_2 & B_2 \\ A_3 & C_3 & B_3 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Відповідно отримаємо вирази для розрахунку прискорень відповідних поршнів гідроциліндрів  $\ddot{q}_1, \ddot{q}_2, \ddot{q}_3$ :

$$\begin{aligned}
 \ddot{q}_1 &= \frac{(-B_2 X_1 C_3 + X_2 B_1 C_3 - B_3 C_1 X_2 + B_3 X_1 C_2 + X_3 C_1 B_2 - X_3 B_1 C_2)}{(-A_1 C_3 B_2 - C_1 A_2 B_3 + C_1 B_2 A_3 + B_3 A_1 C_2 + C_3 B_1 A_2 - A_3 B_1 C_2)}, \\
 \ddot{q}_2 &= \frac{(B_2 X_1 A_3 - X_2 B_1 A_3 - B_3 X_1 A_2 + X_3 B_1 A_2 - X_3 A_1 B_2 + B_3 A_1 X_2)}{(-A_1 C_3 B_2 - C_1 A_2 B_3 + C_1 B_2 A_3 + B_3 A_1 C_2 + C_3 B_1 A_2 - A_3 B_1 C_2)}, \\
 \ddot{q}_3 &= \frac{(-X_2 A_1 C_3 - A_2 C_1 X_3 + A_3 C_1 X_2 + X_3 A_1 C_2 + C_3 X_1 A_2 - A_3 X_1 C_2)}{(-A_1 C_3 B_2 - C_1 A_2 B_3 + C_1 B_2 A_3 + B_3 A_1 C_2 + C_3 B_1 A_2 - A_3 B_1 C_2)}.
 \end{aligned} \quad (10)$$

Розв'язуючи систему рівнянь чисельним методом Фур'є з застосуванням системи MathCAD, знаходяться швидкість і прискорення поршнів гідроциліндрів маніпулятора в стадії пуску і гальмування при заданому зовнішньому навантаженні, або ж потрібні керуючі сигнали в гідроциліндрах при заданих законах руху приводу. Такі розрахунки дають можливість спроектувати системи автоматичного керування.

### Література

1. Л. А. Гоберман Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин// М., 1988.
2. Лойцинский Л. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики: В 2-х т. Т. II.: Динамика. – М.: Наука, 1983. – 640 с.
3. В. С. Ловейкин Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – К.: УМК ВО, 1990.
4. О. В. Григоров, В. С. Ловейкин Оптимальное керування рухом механізмів вантажопідйомних машин. – К., 1997.





## **Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії**

УДК 534

*І.І.Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,**Ю.О.Баранов, канд. техн. наук, доцент КНУБА,**Б.В.Корнійчук, асистент КНУБА,**М.А.Коваль, студент КНУБА*

### **ОЦІНКА КОНСТРУКТИВНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОУСТАНОВОК ПРИ ФОРМУВАННІ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КІЛЕЦЬ**

Залізобетонні кільця є поширеним виробом, що застосовується в будівництві. Геометричні розміри кілець приведені в таблиці 1. Широке їх застосування спонукало інженерів і дослідників до пошуку ефективних методів їх виробництва. До таких методів відносяться: лиття, пресування, відцентрове ущільнення, вібрування, вібропресування.

Таблиця 1. Основні розміри стінових залізобетонних кілець (ГОСТ 8020-80)

Позначення	Внутрішній діаметр, $d_i$ , мм	Зовнішній діаметр, $d_e$ , мм	Висота, $h$ , мм
КС 7.3 КС 7.9	700	840	290 890
КС 10.3 КС 10.6 КС 10.9	1000	1160	290 590 890
КС 13.9	1250	1410	890
КС 15.6 КС 15.9	1500	1680	590 890
КС 20.6 КС 20.9 КС 20.12	2000	2200	590 890 1190
КС 25.12	2500	2700	1190

Найбільш поширеним є вібраційний метод.

Процес віброформування базується на властивості бетонних сумішей розріджуватись та заповнювати форму під дією вібрації[1]. При цьому із суміші видаляється повітря захоплене при її приготуванні та вкладанні й досягається більш щільне розташування частинок заповнювача. За способом приведення бетонної суміші в коливальний рух [4] можна виділити такі методи вібраційного формування трубчастих виробів: об'ємне (верстатне) вібрування, при якому вібраційному впливові піддають весь об'єм виробу за допомогою вібраційних площадок, установок або іншим шляхом; формування із застосуванням внутрішнього вібрування, коли в коливальний рух приводиться тільки частина об'єму виробу за допомогою глибинних вібробудувачів коливань; поверхневе вібрування, коли вібрація передається частині об'єму виробу зі сторони певної поверхні.

Об'ємним вібруванням формують залізобетонні трубчасті вироби у формах, які, найчастіше, встановлюють на віброплощадку (рис. 1, 2). Переваги такого способу полягають у можливості використання жорстких бетонних сумішей, у наявності вертикальної складової вібропереміщень при використанні віброплощадки з просторовими коливаннями, що значно покращує якість ущільненого виробу.



До недоліків слід віднести наступне: недостатнє ущільнення верхнього шару виробу; підвищені затрати електроенергії на вібропереміщення маси віброплощадки; необхідність мати парк форм, а також знімні кріплення для них, що підвищує металоємність обладнання.

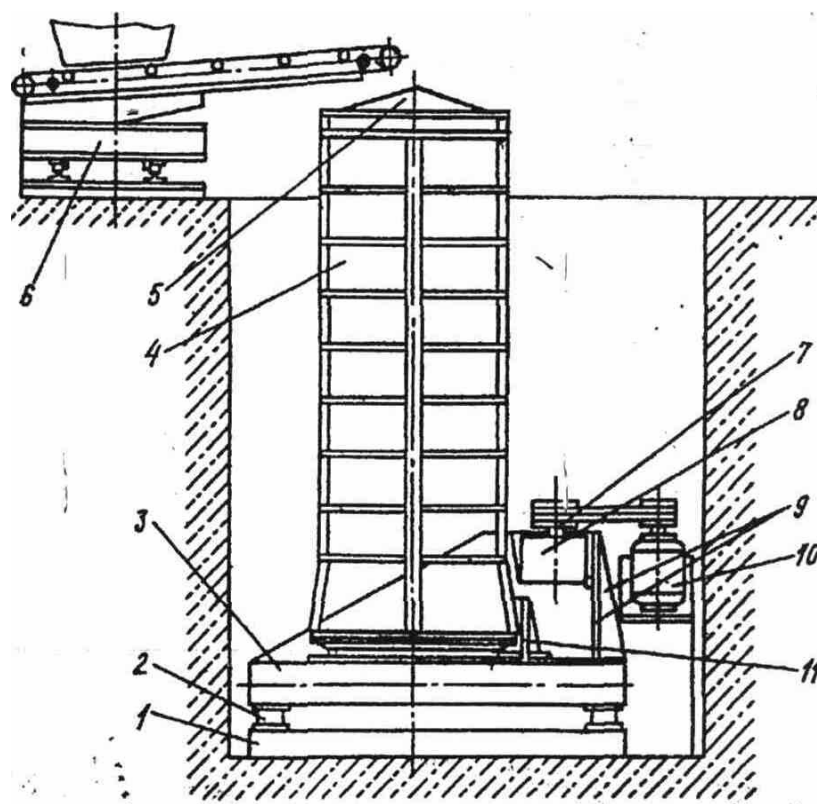


Рис. 1. Схема формування труби на віброплощадці з просторовими коливаннями робочого органа:  
1 - нерухома рама; 2 - пружні опори; 3 - рухома рама; 5 - розподільний конус; 6 - бетоноукладач; 7 - клинопасова передача; 8 –дебалансний віброзбуджувач; 9 - підвібраторні плити; 10 - електродвигун; 11 - упори

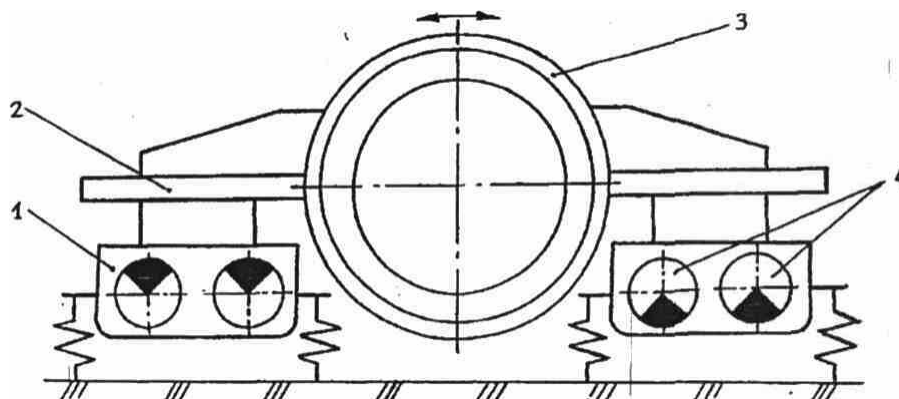


Рис. 2. Схема установки для формування трубчастих виробів на віброплощадці:  
1 - віброблок; 2 - консоль; 3 - форма; 4 - дебалансні вали

Об'ємне вібрування також дозволяє одночасно формувати декілька трубчастих виробів різних діаметрів [5].

Внутрішнє вібрування застосовують тільки для формування трубчастих виробів, із значною товщиною стінки. Застосовується рідко, оскільки ущільнення бетонної суміші при такому методі неякісне й відзначається високою трудомісткістю.

Формування поверхневим вібруванням трубчастих виробів досить поширене. Найчастіше вібраційний вплив на бетонну суміш здійснюється за допомогою віброосердя



(наприклад, [6]), яке одночасно виконує роль внутрішньої опалубки труби чи кільця (рис. 4).

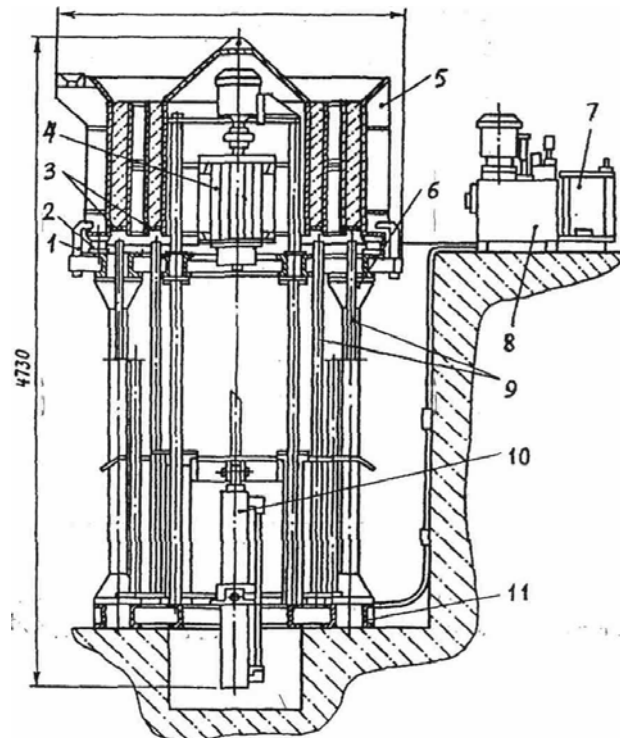


Рис.3. Установа для вібраційного формування кілець:

1 - гак; 2 - амортизатор; 3 - піддони; 4 - вібробуджувач; 5 - форма; 6 - станина; 7 - пульт керування; 8 - станція гідропривода; 9 - штовхачі; 10 - гідроциліндр; 11 - фундаментна рама

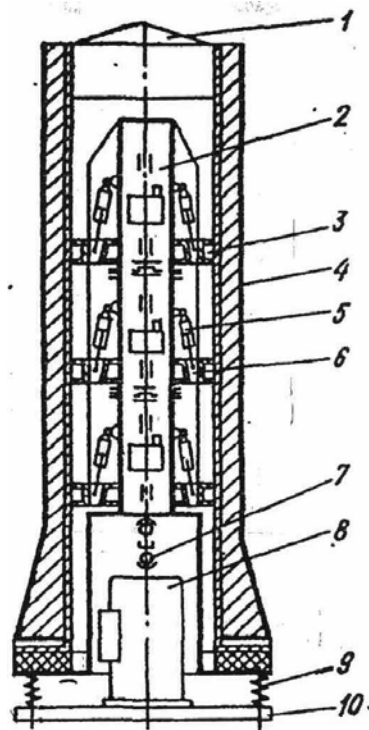


Рис. 4. Вібросердя для формування напірних віброгідропресованих труб:

1 - завантажувальний конус; 2 - віброрвал; 3 - опорний бандаж; 4 - форма; 5 - гідроциліндр; 6 - клинові затискачі; 7 - карданний вал; 8 - електродвигун; 9 - опорні пружини; 10 - фундамент

Обладнання відзначається компактністю, малою металоємністю та невисокою встановленою потужністю. За такою технологією, наприклад, формують залізобетонні

кільця на ЗБК №7 м. Полтава, АБЗ Полтавського ДРБУ. До недоліків формування слід віднести нерівномірність ущільнення виробу за висотою, особливо у верхній його частині.

Одним із різновидів поверхневого ущільнення є вібропротягування [2]. Для виготовлення труб застосовують вертикальну схему вібропротягувального пристрою (рис. 5). Формооснащенням у даному випадку є осердя, яке має конструкцію відповідну до внутрішнього профілю труби, і поступово знижується в процесі формування виробу.

Цей спосіб характеризується високою механізацією процесу, й дозволяє якісно ущільнювати бетонні суміші жорсткістю 5...10 с при амплітуді 0,2...0,4 мм та частоті 66...75 Гц. Поширення даного обладнання на підприємствах залізобетонних виробів обмежується складністю обладнання, яке використовується.

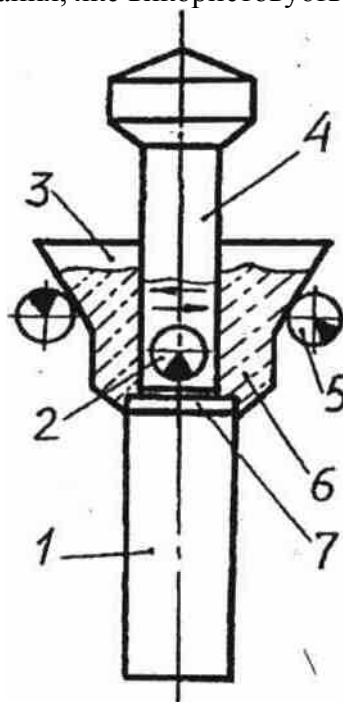


Рис. 5. Схема формування труби вібропротягувальним способом:  
1 - форма; 2 - вібробудувач осердя; 3 - вібролійка; 4 - віброосердя; 5 - вібробудувачі;  
6 - бетонна суміш; 7 - кільцевий піддон

Одним із способів підвищення ефективності процесу вібраційного формування трубчастих виробів є комбінований вплив на бетонну суміш вібрації та тиску. Створити додатковий тиск при формуванні виробів на віброплощині можна за допомогою привантажень (рис. 6). Їх використання дає можливість приблизно удвічі скоротити тривалість ущільнення та якісно ущільнити верхній шар суміші [2].

У роботі [7], С.А. Осмаков і Ф.Г. Брауде, досліджуючи вплив інерційних та безінерційних привантажень на ущільнення бетонної суміші приходять до висновку, що при рівних умовах (однакових тисках, які передаються на бетонну суміш, та однаковій тривалості ущільнення) більшу ефективність має інерційне привантаження.

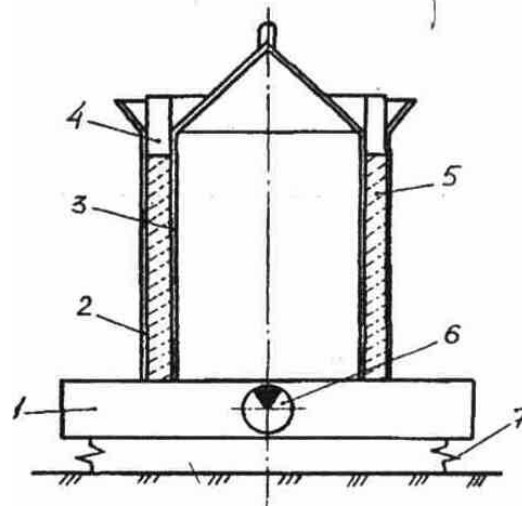


Рис. 6. Схема формування залізобетонного кільця на віброплощадці з застосуванням інерційного привантаження:

1 - рухома рама віброплощадки; 2 - форма; 3 - осердя; 4 - привантаження; 5 - бетонна суміш; 6 - віброзбуджувач; 7 - пружні опори

Це пояснюється тим, що інерційне привантаження не завжди коливається разом із бетонною сумішшю і його дія часто має ударний характер.

Проте, як відмічають автори, практичне здійснення інерційного привантаження в розмірах, необхідних для ефективного ущільнення, не завжди є доцільним. Так, при оптимальному тискові 5 кПа маса привантаження для панелі перекриття розмірами в плані 3х6 м складає 9 т, а це при невеликій вантажопідйомності віброплощадки може негативно вплинути на режим її коливання.

Безінерційні привантаження, хоч і менш ефективні, але маючи невелику масу, дозволяють регулювати тиск в широких межах.

Вібродіпресування застосовують при виготовленні напірних залізобетонних труб, які працюють під тиском до 1,5 МПа [3]. Цей метод запропонований шведською фірмою Sentab і на сьогоднішній день є одним із найефективніших у технології виготовлення попередньо напружених напірних залізобетонних труб [8]. Формування здійснюють у вертикально встановленій формі, яка є основним формувальним агрегатом і складається із зовнішнього кожуха та внутрішнього осердя з гумовим чохлам (рис. 7).

Заповнення форми бетонною сумішшю здійснюється за допомогою шнекового живильника через завантажувальний конус при ввімкнутих пневматичних віброзбуджувачах, які встановлені на зовнішньому кожусі й забезпечують необхідну ступінь заповнення форми сумішшю за рахунок полегшення її проходження між стінками форми та елементами арматурного каркасу.

При цьому бетонна суміш попередньо ущільнюється. Подальше ущільнення відбувається за рахунок тиску, який створює вода при заповненні гумового чохла.

Основними перевагами такої технології є можливість отримання гомогенної й попередньо напруженої структури по всій товщині стіни труби, а також суміщення операцій ущільнення бетонної суміші, напруження спірального арматурного каркасу та створення захисного шару під час одного виробничого циклу.

До недоліків обладнання слід віднести: використання пневматичних віброзбуджувачів, що призводить до підвищеного рівня шуму на робочих місцях (перевищує санітарні норми); малі й неупорядковані амплітуди коливань зовнішнього кожуха, що знижує ступінь заповнення форми бетонною сумішшю й ступінь її попереднього ущільнення; велика трудомісткість процесу виготовлення труби; неможливості миттєвого розпалублення виробу.

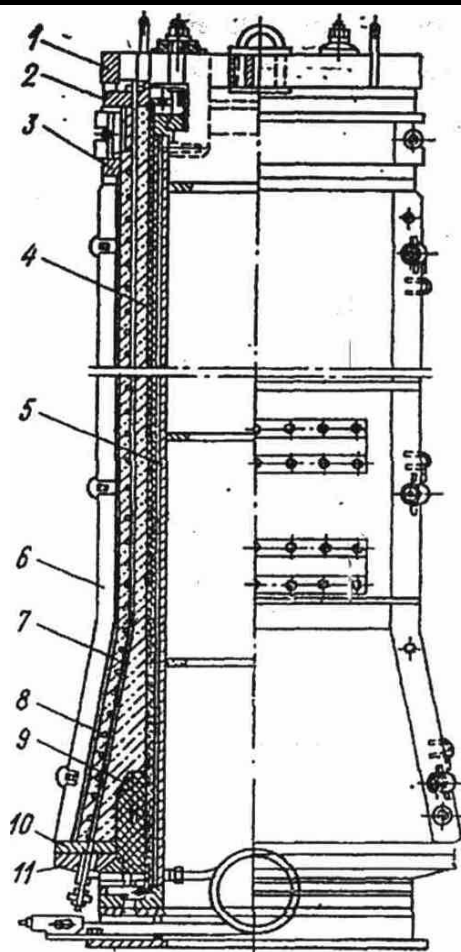


Рис. 7. Форма для виготовлення віброгідропресованих труб:

- 1 - ущільнювальне кільце; 2 - верхнє анкерне кільце; 3 - калібрувальне кільце; 4 - гумовий чохол;  
5 - внутрішня форма; 6 – зовнішня форма; 7 - поздовжня арматура; 8 - спіральна арматура; 9 - гумовий розтрубоутворювач; 10 - нижнє анкерне кільце; 11 – ущільнювальна трубка

При віброударному способі формування пресуючий тиск створюється внаслідок асиметричного впливу на бетонну суміш, при якому виникають значні односторонні прискорення, які сприяють утворенню міцної структури скелету бетону.

Перша в колишньому СРСР віброударна формувальна машина: одностороннім обмежувачем переміщень робочого органа була запропонована К.О. Олехновичем і являла собою віброплощадку, рухома рама якої вільно опиралась на пружні гумові прокладки [9]. Застосування віброударних формувальних машин на підприємстві [7,10] показує їх достатню технологічну ефективність.

Вони можуть бути використані для виготовлення бетонних та залізобетонних виробів широкої номенклатури і передусім для вертикального формування тонкостінних виробів висотою до 3 м і довжиною 5 - 6 м (рис. 8). До цієї групи можна віднести кільця, труби, плити та ін.

Завдяки віброударному режиму коливань можна виготовляти кільця із особливо жорстких піщаних бетонних сумішей із миттєвим повним розпалубленням без перевикористання цементу в порівнянні з бетонами на щебені при виготовленні аналогічних виробів на існуючих видах формувального обладнання.



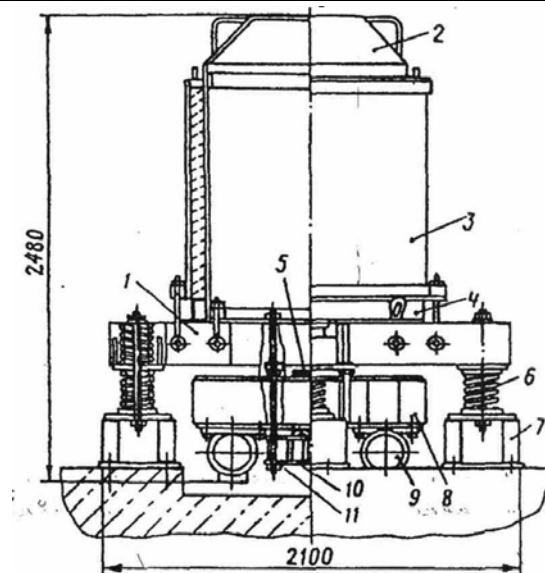


Рис. 8. Установа для віброударного формування залізобетонних кілець:  
1 - рухома рама; 2 - осердя; 3 - зовнішня форма; 4 - піддон; 5 - обмежувач переміщень; 6 - пружини;  
7 - фундаментна рама; 8 - ударна рама; 9 - вібробуджувач; 10 - опора; 11 - болти

Висновки:

На основі огляду літературних джерел та досвіду підприємств, які виготовляють трубчасті залізобетонні вироби запропоновано схему конструкції (рис. 9), сутність якої полягає у наступному.

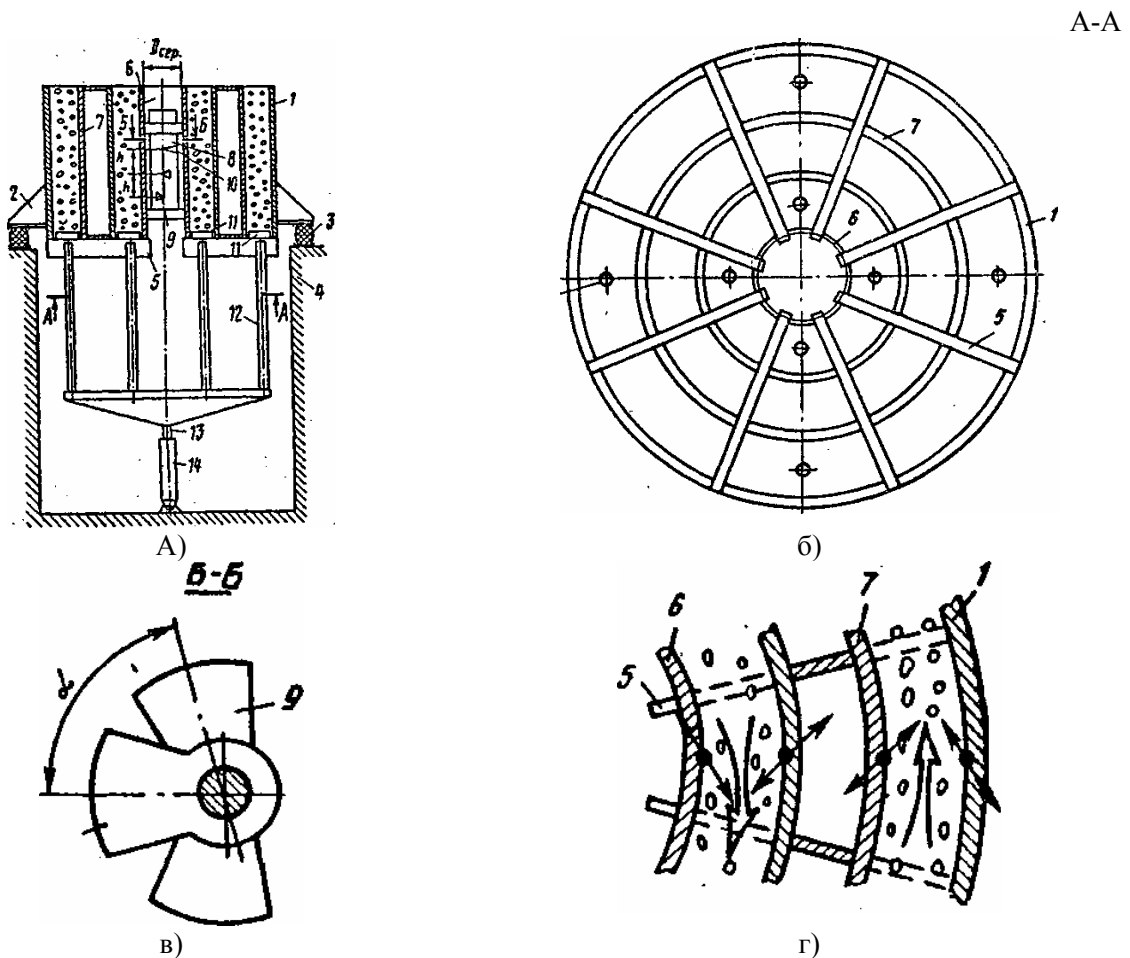


Рис.9.Схема установки:

а - загальний вид; б - розріз А-А на рис.9.а; в - розріз Б-Б на рис.9.а; г - схема напрямку віброколебаний обичайки і напрямки потоку бетонної суміші при ущільненні



Установка складається із зовнішньої замкнутої формотворної обичайки 1, що за допомогою кронштейнів 2 змонтована на пружних опорах – амортизаторах 3, установлених на підставі 4. Радіальні зв'язки 5 рівномірно розташовані по окружності і закріплені на нижніх торцях зовнішньої обичайки 1, сердечника 6 і проміжних замкнутих обичайок 7. Сердечник 6 постачений дебалансним збудником 8 горизонтальних кругових коливань, дебаланси 9 й 10 якого зміщені відносно один одного на кут  $\alpha = 4,0 - 6,0 \frac{h}{D_{cer}}$

радий, де  $h$  - крок між дебалансами;  $D_{cer}$  - діаметр сердечника.

Між обичайками на радіальних зв'язках 5 розміщені кільцеві піддони 11, що контактують із вертикально рухливими штовхачами 12, розташованими між зв'язками і опираються на шток 13 гідроциліндра 14.

*Установка працює в такий спосіб.*

Роблять збірку форми шляхом установки кільцевих піддонів 11 між обичайками 1, 7 і сердечником 6 на радіальні зв'язки 5. Твердість перетину радіальних зв'язків на вигин розраховують по формулі, величина й діапазон числового коефіцієнта якої визначаються умовами кріплення зв'язків до сердечника і обичайок і умовою роботи в околорезонансній зоні амплитудно - частотної характеристики. Збільшення коефіцієнта приводить до твердої роботи всієї установки й зниженню ефективності вібровпливів, а зменшення - до гасіння вібрації.

У проміжок між обичайками на піддони укладають арматурні сітки, подають бетонну суміш і включають віброзбудник 8, Дебаланси 9 і 10 віброзбудника зміщені відносно один одного на кут  $\alpha = 4,0 - 6,0 \frac{h}{D_{cer}}$  рад. При цьому на сердечнику 6

збуджуються просторові коливання, що мають нормальну до циліндра й кутову складові, що створюють на поверхні сердечника спрямований по гвинтовій лінії потік з кутом  $\beta$ , близьким куту тертя суміші. Нормальні складові передаються уздовж зв'язків 5 на проміжні 7 і зовнішню 1 обичайки в тій же фазі, як і на сердечнику 6 (рис.2.1.г., тонкими стрілками показаний напрямок віброколебаний, широкими - напрямок потоку бетонної суміші), Кутові складові просторових коливань передаються зв'язкам 5 у поперечному напрямку, при цьому їхня фаза щодо фази нормальних коливань зміщається на кожній наступній обичайці на  $180^\circ$ , У результаті в бетонній суміші кожного формуемого виробу від поверхонь що примикають обичайок утвориться транспортний потік, спрямований в один бік. Після ущільнення включають механізм вертикальних переміщень штовхачів і виробу розпалублюються.

1. Серед багатьох способів формування трубчастих виробів із бетонних сумішей найбільш поширеним є вібраційний завдяки простоті обладнання та високій ефективності. За різними даними з використанням вібрації виготовляють близько 85 - 90% загальної кількості залізобетонних виробів і конструкцій.

2. Вібраційні машини для формування трубчастих виробів мають різноманітну конструкцію і використовують різні способи приведення бетонної суміші у коливальний рух (об'ємне, внутрішнє, поверхнєве вібрування). Особливостям формування трубчастих виробів найбільшповно відповідають машини поверхневого вібрування, які мають робочий орган у вигляді віброосердя.

3. Перспективним напрямком у підвищенні якості виробів із бетону та залізобетону, зниженні металомісткості обладнання (за рахунок миттєвого розпалублення виробів та скорочення парку форм), зменшення енергоємності виробництва (за рахунок сполучення часу на теплову обробку) є використання помірно жорстких та жорстких бетонних сумішей;

4. Ефективність протікання процесу вібраційного ущільнення і формування у великій мірі залежить від правильного вибору типу та форми коливань робочого органа вібромашини, які, в свою чергу, необхідно підбирати орієнтуючись на призначення даного



виробу, технологію його формування, а також конструкцію самого органа вібраційної машини.

5. Для якісного ущільнення бетонної суміші є необхідною дія коливань, які містять горизонтальні та вертикальні складові, а також створення в шарах суміші градієнта динамічного тиску, за рахунок куткових коливань. При виготовленні об'ємних елементів необхідні віброплощини, які створюють інтенсивні колові коливання в площині перпендикулярній до стінок елемента (умовно горизонтальної), оскільки в такому випадку товщина обробляваного шару відповідає товщині елемента і затухання коливань буде настільки незначним, що ним можна знехтувати.

6. Запропонована конструкція дозволяє ліквідувати відмічені недоліки.

7. Для визначення оптимальних констуктивних та технологічних параметрів необхідно здійснити відповідні дослідження, що дають змогу визначити параметри і сформулювати основні принципи створення подібних установок.

### Література

1. Назаренко І.І. Машини для виготовлення будівельних матеріалів К.: КНУБА.-1999-485.
2. Русанова Н.Г., Пальчик П.П., Рижанкова Л.М. Технология бетонных і залізобетонних конструкцій: У 2 ч. Ч. 2. - К.: Вища шк.. 1994. - 334 с.
3. Борщевский А.А., Ильин А.С. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий: Учеб. для вузов по спец. "Пр-во строит, изделий и конструкций". - М.: Высш. шк., 1987. - 368 с.
4. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. Учеб. пособие для студ. строит, и автомоб.-дор. вузов. - М.:Высш. шк., 1977.-255 с.
5. А.с. 1101348 СССР. Установка для формования трубчатых изделий из бетонных смесей / А.В. Андрейченко, Б.В. Гусев, Л.И. Медовский и др. №.; Заявл. 17.09.77; Опубл. 30.12.78 //Бюл. изобрет. -1978. - № 8.
6. А.с. 1404361 СССР. Устройство для формования трубчатых изделий из бетонных смесей / К.А. Бахмудов, Н.П. Нестеренко, К.А. Олехнович, В.В. Шульгин. - № ...; Заявл. 17.09.77; Опубл. 10.08.91 // Бюл. изобрет. - 1991.-№30.
7. Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. Виброударные формовочные машины. - Л.: Стройиздат, 1976. - 128 с.
8. Бергер И.И., Гузенко Н.И. Усовершенствование оборудования и технологии производства напорных железобетонных труб методом виброгидропрессования // Бетон и железобетон. -1980. - № 10. - С. 3 - 6.
9. Олехнови К.А. Виброплощини на упругих прокладках // Механізація стр. - 1965. - № 5. - С. 15 - 20. с
10. Брауде Ф.Г., Захаров Б.Н., Осмаков С.А., Востров Ю.С. Виброударная установка для изготовления железобетонных колец // Бетон и железобетон. -1983.-№10.-С. 5.



## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПИТАТЕЛЯ С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ВОЗДУШНЫМ ПОБУДИТЕЛЕМ

Исследования и опытно промышленные испытания новых высокоэффективных способов пневматического транспортирования сыпучих материалов [1,2] показали неприемлемость использования традиционных загрузочных устройств камерного и винтового типов [3,4], как не обеспечивающих достаточных объемов поступления сыпучих материалов в пневмотранспортный трубопровод. Предложена серия устройств аэрационного типа [6], в основу которых положено явление сверхтекучести сыпучих материалов, имеющее место при воздействии воздушных потоков и струй на сыпучий материал в бункере. Так как полная аэрация бункера, способствующая истечению сыпучих материалов затруднительна, представляется рациональным осуществлять вдувание воздуха в зоне выпускного отверстия бункера для местной аэрации сыпучего материала. Передача энергии одного воздушного потока другому в питателях эжекторного типа осуществляется путем их турбулентного смешивания. Для устройств с центральным соплом эти процессы хорошо описаны в работах Абрамовича Г.Н. [7]. Оценка относительных потерь кинетической энергии при турбулентном смешивании воздушных потоков рассмотрены в работе [8]. Физическая картина взаимодействия эжектируемого и эжектирующего потоков газа с кольцевым эжекторным устройством рассмотрена в работе [9]. Механика взаимодействия воздушных потоков в загрузочном устройстве исследуемого типа не рассматривалась. Исследование процессов, протекающих в загрузочном устройстве эжекторного типа, оборудованного вертикальным (наклонным) дополнительным воздушным побудителем, является актуальной задачей для разработки новых высоко эффективных электросберегающих способов пневматического транспортирования сыпучих материалов в строительной промышленности.

Цель данной работы – экспериментальное определение параметров истечения сыпучих материалов из выпускного отверстия бункера, оборудованного вертикальным (наклонным) дополнительным воздушным побудителем, определение основных технических параметров эжекторного питателя рассматриваемого типа.

Основные теоретические положения и описание стенда приведено в работе [10]. Технические параметры стенда определены исходя из теории подобия [11, 12].

Экспериментально исследовано: движение сыпучего материала при воздействии на него двух воздушных потоков, направленных под определенным углом друг относительно друга, влияние подачи избыточного давления в освобождающуюся часть бункера на процесс истечения, влияние диаметра сопел и места установки горизонтального и вертикального сопел на процесс истечения, изменение массовой концентрации в зависимости от величины избыточного давления, оценка общих потерь давления в загрузочном устройстве.

Графики  $Q=f(d)$  (рис. 1), построенные при избыточном давлении (а –  $P_{изб}=0$ ; б –  $P_{изб}=0,02$ МПа), в зависимости от расстояния размещения горизонтального сопла до оси камеры смешения ( $L_{гор}$ ), для различных диаметров ( $d_1=6,9,11$ мм). Анализ кривых показывает, что максимального значения производительность достигает при  $L_{гор}=170$ мм от оси камеры смешения. Поддержание  $P_{изб}>0$  обеспечивает повышение производительности на 15-20%

Графики  $Q=f(L_{верт})$  (рис. 2), построенные для тех же ситуаций, но для разных диаметров насадок, показывают, что максимальное значение производительности достигнуто при  $L_{верт}=0$ , т.е. при расположении наклонного (вертикального) сопла у



верхней границы камеры смешивания. Увеличение  $L_{\text{верт}}$  до 40 мм влечет за собой снижение производительности истечения с асимптотическим приближением к минимальным значениям ее до 0,5-0,7 т/ч. Последнее свидетельствует о потере физического смысла дополнительной воздушной подпитки при величинах  $L_{\text{верт}} > 40$  мм. Характер влияния  $P_{\text{изб}}$  на величину производительности истечения остается неизменным.

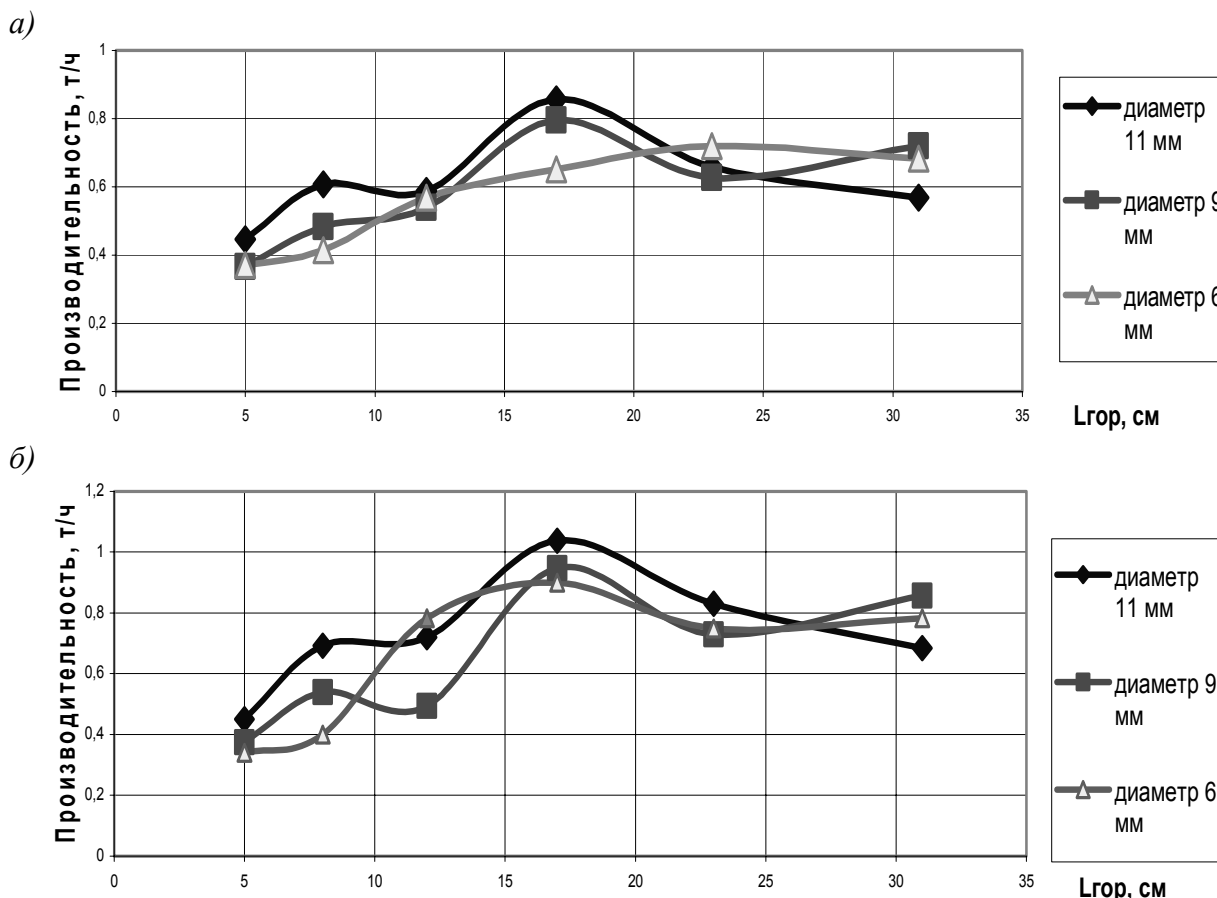


Рис.1. Изменение производительности истечения сыпучего материала для различных диаметров горизонтальных насадок

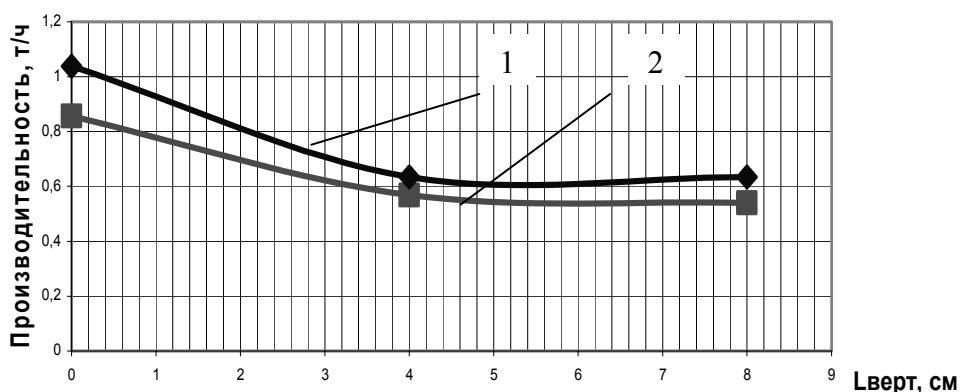


Рис.2. Влияние установки вертикального сопла на производительность истечения при избыточном давлении в верхней части бункера: 1 -  $P_{\text{изб}} = 0,02$  МПа; 2 -  $P_{\text{изб}} = 0$

Влияние расстояния от выпускного среза вертикального сопла до верхней кромки камеры смешения (рис.3) для различных диаметров сопел ( $d_2 = 4, 6, 8$  мм) показывает, что увеличивает  $L_{\text{верт}}$  до 40 мм нецелесообразно.

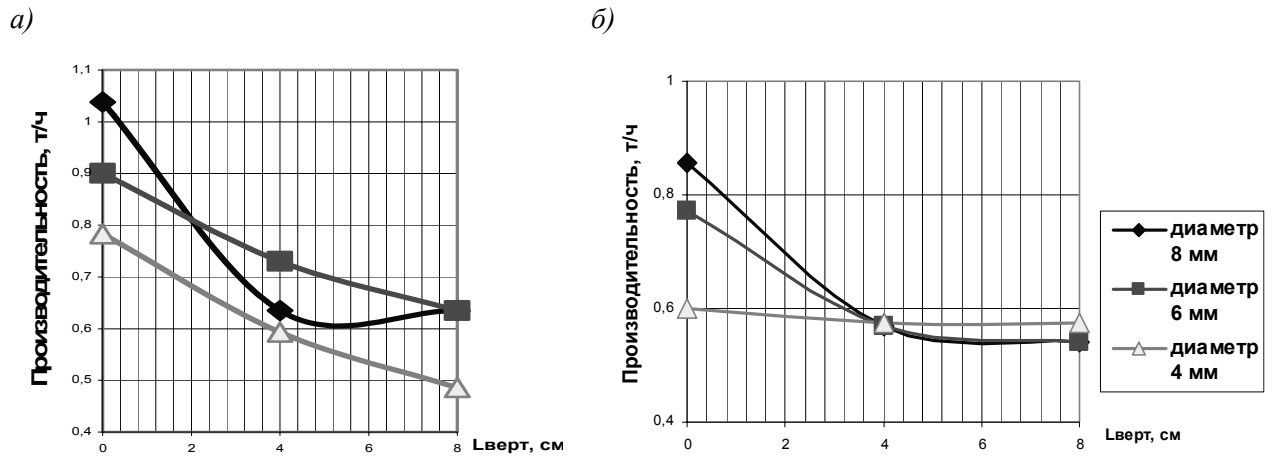


Рис.3 Зависимость производительности питателя от диаметра вертикального сопла:  
 а – при избыточном давлении  $P_{изб}=0,02$  МПа; б – при избыточном давлении  $P_{изб}=0$

Увеличение диаметров сопел  $d_1$  и  $d_2$  (рис.4) приводит к повышению производительности истечения. График изменения массовой концентрации  $\mu=f(\Delta P)$  (рис.5) показывает, что максимальная массовая концентрация аэросмеси, для рассматриваемого случая достигается при  $P_{изб}= 0,01...0,02$  МПа. Повышение избыточного давления в рабочей системе до  $0,03...0,04$  МПа приводит к падению массовой концентрации до величины  $\mu=20...25$  кг/кг, что свидетельствует о переходе работы установки в режим перемещения одиночных частиц в полете во взвешенном состоянии.

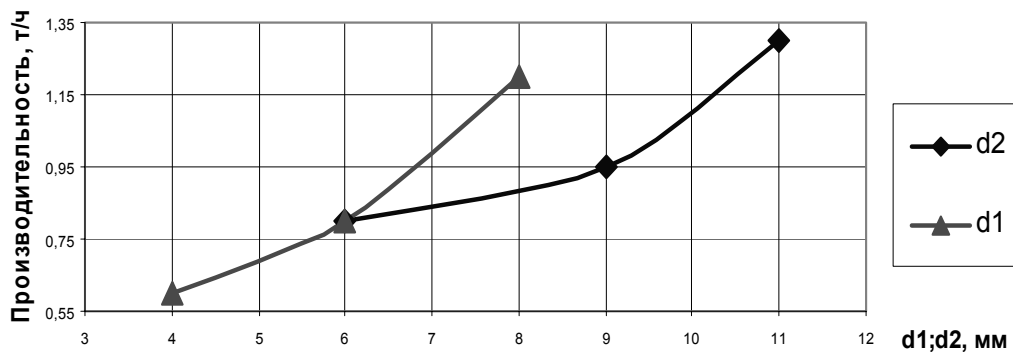


Рис. 4. Влияние диаметра горизонтального сопла ( $d_1$ ) и вертикального сопла ( $d_2$ ) на производительность питателя при  $d_1= 11$  мм,  $d_2= 8$  мм,  $L_{гор}= 170$  мм,  $L_{верт}= 0$

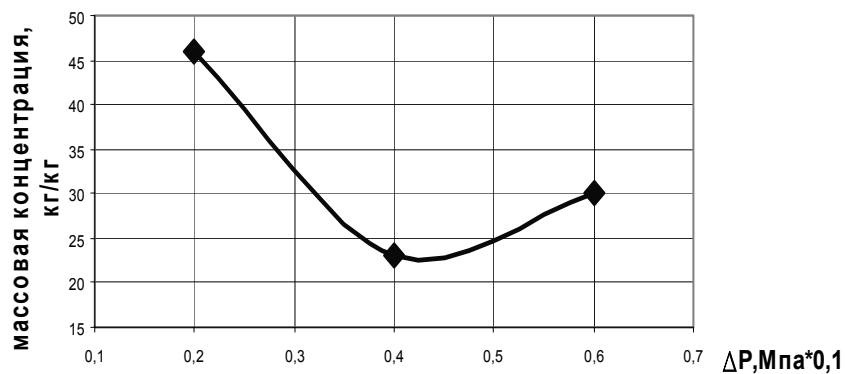


Рис.5. Изменение массовой концентрации смеси в зависимости от величины избыточного давления

*Выводы:*

1 Использование эффекта сверхтекучести сыпучих материалов, полученного на основе взаимодействия двух воздушных струй (горизонтальной и наклонно вертикальной) позволило разработать новую конструкцию эжекционного питателя с дополнительным воздушным побудителем.

2 Экспериментальные исследования эжекционного питателя с дополнительным воздушным побудителем, выполненные на модели, подтвердили его хорошую работоспособность.

3 Экспериментальные исследования поведения сыпучего материала в камере смешения при воздействии на него двух взаимодействующих воздушных струй, влияния величины диаметров сопел (эжекторов) и их расстояний от камеры смешивания на процесс истечения сыпучих материалов из выпускного отверстия бункера на участке его входа в материалопровод показали, что в непосредственной близости от камеры смешения сыпучий материал после его входа в материалопровод движется в двух режимах: в плотном аэрированном потоке или волновом режиме, далее трансформируясь в трубопроводе в порционный режим движения аэросмеси.

4 Применение питателей данного типа в новых высокоэффективных пневмотранспортных установках с волновым и порционным режимами движения аэросмеси позволит решать задачу дальнейшего развития и совершенствования пневмотранспорта сыпучих материалов в строительной промышленности.

*Литература*

- 1 *Гуцин В.М.* Новые пневмотранспортные установки для перемещения сыпучих материалов // Зб. наук. праць. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машині. - К. – Вип. 55. – 2000.- С. 70-74.
- 2 *Гуцин В.О.* Пневмотранспорт сыпучих материалов в порционном режиме движения // Зб. наук. праць. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машині. - К. – Вип. 58 – 2001.- С.14-17.
- 3 Пневмотранспортное оборудование: Справочник / Под редакцией *Калинушкина М.П.* – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. - 268с.
- 4 *Потураев В.Н., Булат А.Ф., Волошин А.И., Пономаренко С.Н., Волошин А.А.* Механика вибрационно-пневматических машин эжекторного типа. – К.: Наук. думка, 2001. – 176с.
- 5 *Гуцин В.М.* Разработка новых типов загрузочных устройств для пневмотранспорта порошковых материалов // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском у машинобудуванні та металургії: Міжвуз. зб. наук. Праць. – Краматорськ, 1999. – С. 325-330.
- 6 *Гуцин В.М.* Исследование загрузочных устройств пневмотранспорта сыпучих материалов / Наукові праці ДонДТУ. – Вип. 27, серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонДТУ, 2001.- С. 194-200.
- 7 *Абрамович Н.Г.* Теория турбулентных струй. – М.: Гл. ред. физ.-мат. лит-ры, 1984.- 716с.
- 8 *Соколов Е.Я., Зингер Н.М.* Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 287с.
- 9 *Пономаренко С.Н.* Исследование взаимодействия газовых потоков при их смешивания в кольцевом эжекторе // Вісник ДДМА. – Краматорськ. – 2005. – №2. – С. 174-179.
- 10 *Сивко В.Й., Гуцин В.М., Гуцин О.В.* Исследование эжекционного питателя с дополнительным воздушным побудителем // Вісник ДДМА. – Краматорськ. – №3(5). - 2006. – С. 37-42.
- 11 *Седов Л.В.* Методы размерности и подобия в механике. – М.: Наука, 1988. – 430с.
- 12 *Лойцянский Л.Г.* Механика жидкости и газа. – М.: Дрофа, 2003. – 840с.

## НОВІ КОНСТРУКЦІЇ ІНСТРУМЕНТІВ ДЛЯ МОЛОТІВ

Для гідро- та пневмомолотів застосовують наступні змінні інструменти (рис.1): конусоподібну піку (а), округле долото (б), загострену з обох сторін лопатку (в) та плоску трамбовку (г).

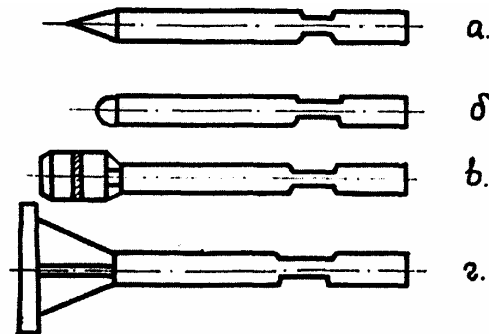


Рис. 1. Види інструменту для гідро- та пневмомолотів

Для відокремлення ґрунтової стружки в бік забою мерзлого масиву ґрунту використовують піку або, рідше, лопатку. Для ущільнення ґрунту при засипанні пазух, підготовці підвалин під фундаменти та ущільнення підвалин під монолітні підлоги використовують трамбовку. Долотом звичайно руйнують кам'яні або бетонні масиви.

При руйнуванні масиву мерзлого ґрунту можливі два випадки: якщо піка занурюється в масив на відносно великій відстані від забою, то стружка не відокремлюється, а інструмент запресовує ґрунт в масив і утворює отвір; остаточні деформації ґрунту в масиві рівномірно розташовані навколо інструменту, а глибина  $h$  занурення інструменту залежить від міцності і пористості ґрунту (рис. 2,а). З часом, може бути так звана "відмова" масиву переміщенню піки. У першому наближенні робота інструменту нагадує роботу кінцівки палі, яку занурюють в масив ударами молота.

У другому випадку, коли інструмент молота наближують до забою і процес занурення супроводжується відокремленням ґрунтової стружки, можна спостерігати такі деформації ґрунтового масиву (рис. 2, б): з боку забою ґрунт послідовно деформується і періодично відокремлюється у вигляді переважно елементної стружки [1]; з боку масиву спостерігається пластичне деформування певного шару масиву (рис. 2,б).

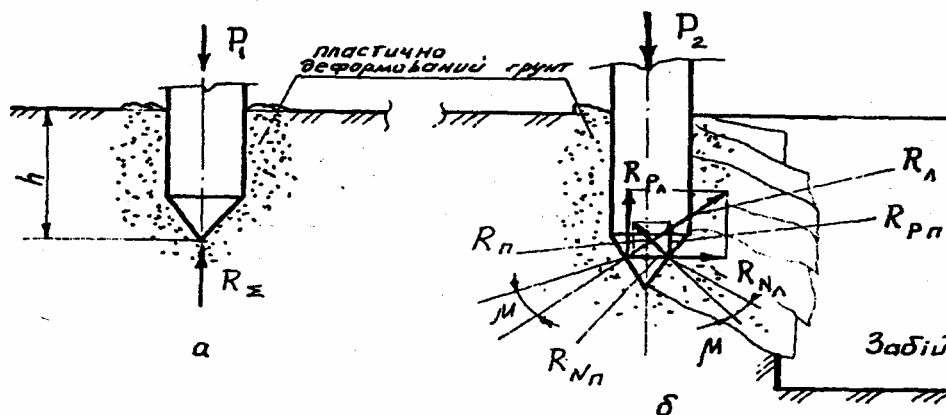


Рис. 2. Характер деформації ґрунтового масиву пікою

В першому випадку (рис. 2,а) силі  $P_1$  удару бойка молота протидіє сила  $R_\Sigma$  опору ґрунта зануренню (як сума всіх видів опору). Коли йде відокремлення стружки (рис. 2,б),

на інструмент діють сила удару  $P_2$ , сила  $P_d$  опору ґрунту пересуванню лівої частини інструменту (орієнтовно  $R_d \approx 0,5R_\Sigma$ ) та сила опору  $R_n$  опору ґрунту різанню з відокремленням стружки (з правого боку). Сили  $R_d$  та  $R_n$  слід розглядати як реактивні до сили  $P_2$ .

Загалом сила  $R_n$  подібна силі опору ґрунту пересуванню лобової частини ножа в масиві (гострий ніж з напівкруглою лобовою гранню), тоді як сила  $R_d$  подібна опору ґрунту площадці зносу по задній грані ножа зі збільшеним кутом нахилу останньої. Дослідження показують, що питомий опір ґрунту площадці зносу, яка впресовує ґрунт в масив, значно перебільшує питомий опір поверхні ножа, яка відокремлює стружку [1,2]. Якщо розкласти сили  $R_n$  та  $R_d$  на складові (вздовж траєкторії пересування, відповідно,  $R_{np}$  та  $R_{pn}$  та під прямим кутом до траєкторії, відповідно  $R_{nл}$  та  $R_{nл}$ ), то силі  $P_2$  протидіє сума сил  $R_{pn} + R_{pn}$ , а сума сил  $R_{nл} + R_{nл}$  впливає на стійкість молота і машини взагалі. Тому що відокремлення стружки процес завжди періодичний, а величина складової сили  $R_{nл}$  перебільшує складову силу  $R_{nл}$ , то слід чекати значні періодичні поштовхи молота в бік забою, що і спостерігається в польових умовах при роботі молота на мерзлом масиві ґрунту. Машину начебто стягує у забій, навіть долаючи опір виносних опор екскаватора. Цьому явищу сприяють також і кінематичні особливості робочого процесу екскаватора з начіпним молотом. Рекомендується переміщувати молот у вертикальній площині тільки стрілою; тоді як траєкторія стріли – криволінійна, а рух ударної частини молота – прямолінійний, зі зростанням глибини  $h$  занурення зростає горизонтальна складова опору ґрунту; це збільшує ризик стягнення машини у бік забою.

Щоб уникнути негативного явища запресовування ґрунту в масив (принаймні наполовину, коли молот працює на відокремлення стружки, тобто "в забої"), пропонується одностороннє загострення піки в бік забою.

Орієнтація полегшується тим, що машина (екскаватор) під час роботи завжди переміщується "від забою". Тоді всю енергію ударів бойка молота буде спрямовано на виконання роботи різання ґрунту з відокремленням стружки без площадки зносу, а це значно менше зусиль, які діють на звичайну піку.

На рис. 3 показана нова конструкція інструменту з різальною кінцівкою в вигляді ножа, у якого робоча грань встановлена під кутом різання  $\delta$  ( $50^\circ$ ) і виступає на 3-4 мм від стержню інструмента.

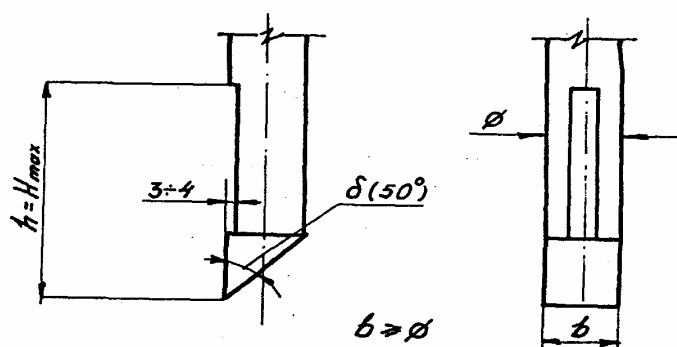


Рис. 3. Схема різальної частини інструменту молота

Зроблено цей виступ, щоб спрямовано протидіяти нормальній складовій силі опору ґрунту руйнуванню (у випадку, коли з масивом взаємодіє держак інструменту по всій його довжині, рівнодіюча реакції складає з нормальною складовою пару сил, крутний момент від дії яких буде порушувати стійкість інструменту). Ширину робочої кінцівки інструменту бажано призначати не менше діаметру держака, щоб останній не

заклинювало у масиві. За рахунок тертя задньої грані інструменту в масиві розрахункова сила різання  $P_p$  збільшиться у  $k_p$  рази (рис. 4):

$$P_p = P_{cp} k_p = P_{cp} (1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \mu) = P_{cp} [1 + \operatorname{tg}(0,5\pi - \mu - \delta) \cdot \operatorname{tg} \mu] \quad (1)$$

де  $P_{cp}$  - сила опору ґрунту руйнуванню вздовж траєкторії різання [1];  $\alpha$  - кут нахилу рівнодіючої опору ґрунту різанню  $R_{cp}$  до траєкторії різання.

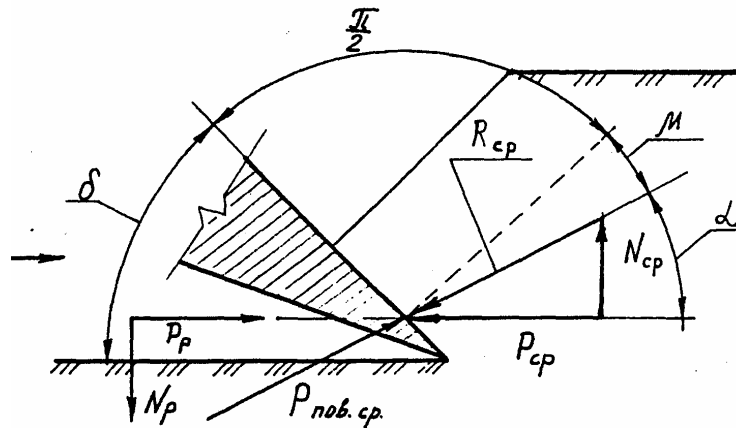


Рис. 4. Схема сил, які діють на передню грань ножа

Величина кута  $\alpha$  залежить від кута  $\delta$  різання у ножа та кута  $\mu$  тертя ґрунту по матеріалу ножа:

$$\alpha = 0,5\pi - \delta - \mu.$$

Особливості залежності  $\alpha = f(\delta, \mu)$  вивчались при проведенні експериментальних досліджень у польових та лабораторних умовах.

В польових умовах дослідження проводились при розробці каолінів Донеччини, глини Дніпропетровщини, супісків та спонділової глини Київщини, замерзлих ґрунтів північного Казахстану, фосфоритів Підмосков'я. В лабораторних умовах дослідження проводились на парафіні [3].

Досліди показали, що величина кута  $\alpha$  зменшується при збільшенні кута різання  $\delta$  і дорівнює нулю при куті різання  $\delta = 0,5\pi - \mu$ ; при подальшому збільшенні кута різання кут  $\alpha$  стає від'ємною величиною (рис. 5).

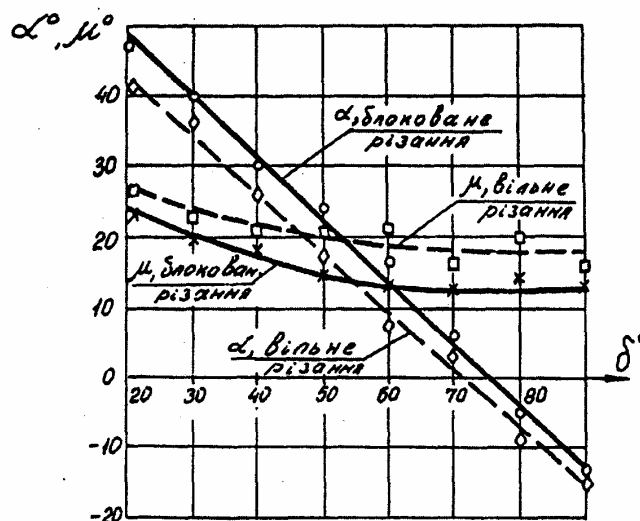


Рис.5. Графіки залежностей кутів  $\alpha$  і  $\mu$  від кута  $\delta$  при різанні парафіну ножем шириною  $b = 30$  мм на глибину  $h = 30$  мм



Значення кута  $\mu$  для досліджених ґрунтів дорівнює  $\mu = 25^\circ \div 15^\circ$ . Це означає, що при куті різання  $\delta = 65^\circ \div 75^\circ$  на ножі не буде бічної сили, яка б виштовхувала або зтягувала ніж у масив. Це актуально для визначення форми плити трамбовки для молота. Адаже ущільнення масиву бажано виконувати штампами, поверхня яких не сприяє появі в ґрунтах розтинаючих напружень [4]. Таким умовам відповідає конічної форми трамбовка, утворююча конусу якої нахилена під кутом  $15^\circ - 25^\circ$  до горизонталі (рис. 6).

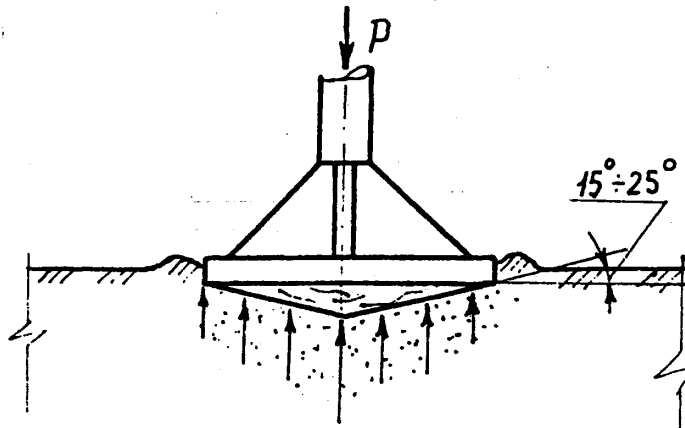


Рис. 6. Схема трамбовки з оптимальною формою трамбууючої плити

Під час роботи такої трамбовки ґрунт під її підшвою буде деформуватись тільки під дією вертикальних (нормальних) зусиль без впливу дотичних (тобто розтинаючих) зусиль. Це сприяє зменшенню необхідної кількості ударів і збільшенню продуктивності молоту в цілому.

#### Література

1. *Ветров Ю.А.* Резание ґрунтов землеройными машинами. – М.: Машиностроение, 1971.
2. *Зеленин А.Н.* Основы разрушения ґрунтов механическими способами. – М.: Машиностроение, 1968.
3. *Пристаило Ю.П.* "Стенд для определения усилий резания ґрунтов". Авторское свидетельство № 334494, "бюллетень" № 12, 1972.
4. *Надаи А.* Пластичность и разрушение твердых тел. Т.1. Изд. иностр. лит., 1954.

## ОЦІНКА СИЛ ВЗАЄМОДІЇ МІЖ ЧАСТИНКАМИ ПОРОШКОВОГО МАТЕРІАЛУ НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕЛЕЙ УДАРУ

### Вступ. Постановка задач досліджень.

Вібропресування є одним із найпоширеніших способів при виготовленні виробів із порошкових (дрібнозернистих) матеріалів (ПМ). В роботах [1, 2] були визначені характеристики процесу навантаження, отримані патенти на винахід [3, 4] та сформульовані основні принципи створення машин [5]. Важливим елементом в загальній схемі роботи вібропресового обладнання є оцінка взаємодії між частинками матеріалу, яка дає можливість оцінити процес розподілення щільності по об'єму виробу та визначити характеристики, що впливають на процес формоутворення виробу. В основі рішення задачі лежать класичні положення моделей удару.

### Методика та результати досліджень.

В основі побудови моделі удару, що застосовується у даній роботі для аналізу взаємодії частинок ПМ при його вібропресуванні у прес-формі, лежать дві основні концепції. Вважатимемо, по-перше, що при взаємодії частинок ПМ при їх зіткненні суттєвими є лише місцеві деформації у зоні контакту, а загальні деформації частинок ПМ, що зіткнулись між собою, малі у порівнянні з місцевими і тому ними можна знехтувати. Друга концепція полягає в тому, що залежність контактної сили від контактної деформації при ударі залишається такою ж, як і при статичному стискуванні тіл. Використовуючи такі припущення, можна звести задачу удару частинок ПМ між собою звести до задачі дослідження відносного руху твердих тіл, що взаємодіють між собою через пружний елемент.

Властивості пружного елемента, що моделює контактні деформації частинок ПМ при їх взаємодії, проявляються лише при стискуванні, а на розтяг пружний елемент не працює. Якщо позначити через  $\alpha$  зближення центрів мас частинок під час удару, тоді контактна сила визначиться виразом:

$$F(\alpha) = \begin{cases} k \cdot \alpha^{3/2}, & \text{якщо } \alpha \geq 0 \\ 0, & \text{якщо } \alpha < 0 \end{cases}, \quad (1)$$

де  $k$  – коефіцієнт пропорційності, що залежить від кривизни поверхонь частинок ПМ у точці контакту й властивостей матеріалу цих часточок.

Якщо поверхні часточок ПМ є сферичними, то:

$$R = \frac{4}{3 \cdot [(1 - \mu_1^2) / E_1 + (1 - \mu_2^2) / E_2]} \cdot \sqrt{\frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}},$$

де  $R_1, R_2$  – радіуси кривизни поверхонь контакту частинок ПМ, що перебувають у зіткненні;  $\mu_1, \mu_2$  – коефіцієнти Пуассона;  $E_1, E_2$  – модулі пружності цих частинок ПМ.

Якщо частинки ПМ з одного й того ж матеріалу ( $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ ;  $E_1 = E_2 = E$ ), тоді:

$$R = \frac{2E}{3 \cdot (1 - \mu^2)} \cdot \sqrt{\frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}}.$$

Якщо всі часточки ПМ одного й того ж радіусу ( $R_1 = R_2 = R$ ), тоді:

$$R = \frac{2E}{3 \cdot (1 - \mu^2)} \cdot \sqrt{\frac{R}{2}} = \frac{E \cdot \sqrt{2R}}{3 \cdot (1 - \mu^2)}.$$



Якщо поверхневий прошарок ПМ (набір сферичних утворень радіусу  $R$ ) знаходиться з ідеально плоскою поверхнею РОВ, тоді ( $R_1 = \infty$ ,  $R_2 = R$ ):

$$R = \frac{4}{3 \cdot [(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2]} \cdot \sqrt{R_2},$$

де індекси „1” - відносяться до матеріалу РОВ, а „2” – до матеріалу частинок ПМ сферичної форми.

Складаючи диференціальні рівняння руху для кожної частинки ПМ, можна потім отримати для їх відносного руху:

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = -\frac{(m_1 + m_2)}{m_1 m_2} \cdot F(\alpha). \quad (2)$$

Рівняння (2) слід проінтегрувати за початкових умов:

$$\alpha|_{t=0} = 0, \quad \frac{d\alpha}{dt}|_{t=0} = V_1 - V_2 = V_0.$$

Однократне інтегрування (2) і використання умови перетворення кінетичної енергії відносного руху у роботу контактної сили дозволяють визначити максимальне зближення центрів мас частинок ПМ при зіткненні:

$$\alpha_{\max} = (5 \cdot m \cdot \frac{V_0^2}{4R})^{2/5},$$

де  $m = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$ ;  $V_0 = V_1 - V_2$  (При  $m_1 = m_2$ ,  $m$  стає рівною масі однієї частинки ПМ).

Максимальна сила контактної взаємодії частинки ПМ:

$$F_{\max} = R^{2/5} \cdot (\frac{5}{4} \cdot m \cdot V_0^2)^{3/5}.$$

Знаючи  $\alpha_{\max}$  й  $F_{\max}$ , можна знайти тривалість ударної взаємодії частинок ПМ:

$$\tau = 2,9432 \cdot (\frac{5}{4} \cdot \frac{m}{R})^{2/5} \cdot V_0^{-1/5}.$$

Для визначення характеру зміни контактної сили часточок ПМ у період їх ударної взаємодії необхідно проінтегрувати диференціальне рівняння виду:

$$\frac{d\alpha}{dt} = \sqrt{V_0^2 - \frac{2}{m} \cdot \int_0^\alpha F(\alpha) d\alpha},$$

розв'язок котрого наближено може бути описаний виразом:

$$\alpha = \alpha_{\max} \cdot \sin \left\{ \frac{1,06 \cdot V_0 \cdot t}{\alpha_{\max}} \right\}.$$

Сила контактної взаємодії частинок ПМ при взаємодії визначиться тоді виразом:

$$F = \begin{cases} R \cdot \left( \alpha_{\max} \cdot \sin \left\{ \frac{1,06 \cdot V_0 \cdot t}{\alpha_{\max}} \right\} \right)^{3/2}, & \text{якщо } 0 \leq t \leq \tau \\ 0, & \text{якщо } t > \tau \end{cases} \quad (3)$$

У роботах І. Я. Штаермана сила контактної взаємодії пов'язана із зближенням центрів мас (частинок ПМ) тіл залежністю:

$$F = R \cdot \alpha^{(2n+1)/2n}, \quad n=1, 2, \dots \quad (4)$$

Модель контактної взаємодії Герца є окремим випадком моделі при  $n=1$ . Із збільшенням  $n$  вираз  $\left( \frac{2n+1}{2n} \right)$  прямує до одиниці; при  $n \rightarrow \infty$  сила контактної взаємодії пропорціональна зближенню частинок ПМ:

$$F = R \cdot \alpha.$$

В. Л. Бідерман запропонував лінійну апроксимацію нелінійної функції  $F(\alpha)$ , засновану на умові балансу енергії деформації при максимальному зближенні центрів

інерції тіл (частинок ПМ) у процесі зіткнення. Контактна сила при цьому відповідає наступній залежності:

$$F = \begin{cases} 0, \text{ якщо } \alpha < \alpha_0 \\ C \cdot (\alpha - \alpha_0), \text{ якщо } \alpha \geq \alpha_0 \end{cases},$$

де  $\alpha_0 = \frac{1}{5} \alpha_{\max}$ ;  $C = \frac{5}{4} \cdot R^{2/3} \cdot F_{\max}^{1/3}$ . При цьому знайдено:

$$\alpha = V_0 \cdot \sqrt{\frac{m}{c}} \cdot \sin \left\{ \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t \right\} + \alpha_0,$$

$$F = C \cdot V_0 \cdot \sqrt{\frac{m}{c}} \cdot \sin \left\{ \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot t \right\}, t < \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{c}}. \quad (5)$$

Розглянемо оцінку цих же параметрів на основі використання енергетичної моделі удару.

Відомі прийоми наближеної оцінки максимальних зусиль при взаємодії двох тіл, що базуються на використанні теореми про зміну кінетичної енергії тіл й певних припущеннях про характер їх деформації. У подальшому називатимемо такі моделі взаємодії/удару РОВ з ПМ (у прес-формі) енергетичними.

Розглянемо процес при умові приймаючи, що РОВ масою  $m$ , рухаючись зі швидкістю  $V_0$ , вдаряє по кінцю стрижня, який представляє собою модель процес руху порошкового матеріалу у прес-формі.

Вважатимемо, що кінетична енергія тіла  $m$  (РОВ)  $T$  до моменту його зупинки перетворюється у потенціальну енергію деформації стрижня  $V$ , усі перерізи котрого знаходяться у однаковому напруженому стані (модель ПМ у прес-формі):  $T=V$ , або

$$\frac{1}{2} m \cdot V_0^2 = \delta^2 \cdot S \cdot \frac{l}{(2E)} = \frac{F_{\max}^2 \cdot l}{2ES}, \quad (6)$$

де  $m$  – маса ударника (РОВ);  $V_0$  – його швидкість перед зіткненням з ПМ;  $E$ ,  $S$ ,  $l$  – відповідно модуль пружності, площа поперечного перерізу та довжина стрижня;  $F_{\max}$  – максимальна ударна сила. Зі співвідношення (6) можна знайти:

$$F_{\max} = V_0 \cdot \sqrt{\frac{m \cdot E \cdot S}{l}}. \quad (7)$$

Цей підхід базується на явно довільному припущенні про рівномірний розподіл деформацій по довжині стрижня (ПМ) у момент зупинки всіх його частин. Якщо, наприклад, прийняти лінійний характер розподілу напружень  $\delta$ , вважаючи, що найбільші зі значень відповідають ударному перерізу ( $x=0$ ), а у перерізі  $x=l$  напруження  $\delta$  дорівнює нулю, тоді:

$$\delta = \delta_{\max} \cdot \left[ \frac{(l-x)}{l} \right], \quad \frac{1}{2} m \cdot V_0^2 = \delta_{\max}^2 \cdot \frac{S \cdot l}{(6E)},$$

звідки,

$$\delta_{\max} = V_0 \cdot \sqrt{\frac{3mE}{(Sl)}}, \quad F_{\max} = \delta_{\max} \cdot S = V_0 \cdot \sqrt{\frac{3m \cdot E \cdot S}{l}} \approx 1,73 \cdot V_0 \sqrt{\frac{m \cdot E \cdot S}{l}}, \quad (8)$$

тобто у 1,73 рази більше, ніж результат, отриманий з (7).

У основу метода для оцінки максимальної ударної сили може бути покладена не тільки теорема про зміну кінетичної енергії у системі, але й інші закони механіки, наприклад теорема імпульсів, і умова збереження кількості руху системи тіл, що знаходяться у зіткненні.

У загальному випадку при ударі тіла з розподіленою масою деформації, що виникають у ньому, є функцією координати й часу. Відома модель Релея, у якій переміщення перерізів тіла можуть бути подані у вигляді:



$$x(z, t) = f(t) \cdot \varphi(z), \quad (9)$$

де  $x(z, t)$  – переміщення перерізів тіла (наприклад, ПМ);  $\varphi(z)$  – деяка задана функція, що залежить тільки від координати  $z$ ;  $f(t)$  – функція, що залежить від часу й повинна бути визначена.

Величину ударної сили при цьому можна знайти як:

$$F = E \cdot S' \cdot \left( \frac{\partial x}{\partial Z} \right) = E \cdot S' \cdot f(t) \cdot \varphi'(Z). \quad (10)$$

Розглянемо тіло маси  $m_1$  (РОВ), що рухається зі швидкістю  $V_0$  й завдає удару по нерухомому стрижню (модель ПМ) маси  $m_2$  й довжини  $l$ . Знайдемо максимальне значення ударної сили.

Вважатимемо, що координата центру ваги стрижня дорівнює  $Z_c = \frac{l}{2}$ , а деформації у стрижні розподілені за лінійним законом  $\varphi(Z) = \lambda \cdot (l - Z)$ , де  $\lambda = const$ . Тоді:

$$\varphi(Z_c) = \frac{\lambda \cdot l}{2}.$$

Рух стрижня обумовлений впливом ударної сили  $F(0, t)$ . Використовуючи теорему про рух центру ваги системи, запишемо:

$$m_2 \cdot \left( \frac{d^2 x_c}{dt^2} \right) = F(0, t), \quad (11)$$

де  $x_c$  – переміщення центру ваги стрижня при ударі.

Підставляючи (9) – (10) у вираз (11), отримаємо наступне рівняння:

$$f''(t) + p^2 \cdot f(t) = 0,$$

де  $p^2 = 2ES \cdot \frac{[-\varphi(0)]}{(m_2 l \lambda)} = \frac{2E}{\rho l^2}$ ,  $\rho$  – щільність ПМ.

Розв'язок рівняння має вигляд:

$$f(t) = A \cdot \cos pt + B \cdot \sin pt. \quad (12)$$

Постійне інтегрування А і В визначається із початкових умов:

$$x(Z, 0) = f(0) \cdot \varphi(Z) = 0; \quad (13)$$

$$\dot{x}(Z, 0) = f'(0) \cdot \varphi(Z) = V_0. \quad (14)$$

Перша умова (13) призводить до того, що  $f(0)=0$ , а відповідно, з рівняння (12)  $A=0$ .

Друга умова не може бути тотожно виконана для будь-яких значень  $z$ .

Вимагатимемо, щоб рівність (14) задовольнялась при  $z=0$ :  $f'(0) \cdot \varphi(0) = V_0$ , звідки

$B = \frac{V_0}{p\lambda}$ ,  $f(t) = \frac{V_0}{p\lambda} \cdot \sin pt$ . Тоді з виразу (11) випливає, що:

$$F = -E \cdot S \cdot \left( \frac{V_0}{p\lambda l} \right) \cdot (\sin pt) \cdot \lambda \quad (15)$$

$$F_{\max} = -E \cdot S \cdot \left( \frac{V_0}{pl} \right) = \frac{a\rho S \cdot V_0}{\sqrt{2}}$$

Отже, отримані залежності (15) дають можливість визначити силу взаємодії РОВ з ПМ у відповідних перерізах ПМ.

Важливим аспектом при дослідженні взаємодії РОВ з ПМ є оцінка взаємодії прямих й зворотніх хвиль. Нові хвильові стани утворюються на границях ділянок РОВ і ПМ, де відбувається зміна їх ударної жорсткості (зміна площі поперечного перерізу, щільності матеріалу; торцевих елементів РОВ і ПМ), яка представляє собою вираз:

$$C_{\dot{a}\dot{a}} = \frac{ES}{a}, C_{\ddot{a}\ddot{a}} = \rho Sa, \quad (16)$$

де  $E$  – модуль пружності даного перерізу,  $S$  – його площа,  $a$  – швидкість розповсюдження поздовжніх хвиль (у даному  $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ ,  $\rho$  – щільність матеріалу у даному, конкретному перерізі). У складних уданих системах вібропресування ПМ стан будь-якого перерізу визначається накладанням станів, які виникли при проходженні усіх попередніх прямих та зворотних (обернених, відбитих) хвиль.

#### Висновки:

1. Отримані аналітичні залежності, що враховують силові співвідношення в дрібнозернистих матеріалах при взаємодії частинок між собою.
2. Запропонована формула для визначення ударної жорсткості, яка враховує хвильові характеристики дрібнозернистого матеріалу.
3. Виявлені основні параметри їх впливу на процес взаємодії силових характеристик, які необхідно враховувати при розрахунках робочих параметрів вібропресів.

#### Література

1. Пентюк Б.М. Особливості вібропрасування пустотних вогнетривких заготовок у прес-формі закритого типу. // Техніка будівництва. – 2002. – № 12. – С. 32–37.
2. Пентюк Б.Н. Вібропрес для переробки отходов огнеупорного производства. Зб. наукових праць «Проблеми та перспективи розвитку процесів і машин обробки тиском». Краматорськ: ДДМА. – 2002. – С.21–22.
3. Патент України 60513. Пристрій для вібропрасування вогнетривких виробів /Пентюк Б.М., Дмитрієв М.Д. (Україна); опубл. Бюл. № 10, 2003 р. – 2 с.
4. Патент України 73840. Спосіб виготовлення заготовок із дрібнозернистих матеріалів /Пентюк Б.М., Назаренко І.І., Дмитрієв М.Д. (Україна); опубл. Бюл. № 9, 2005 р. – 3 с.
5. Пентюк Б.М. Високоєфективні машини і процеси у керамічному виробництві: Монографія. – К.: МП «Лєся», 2005. – 240 с.



УДК 693.542.523

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

М.О. Клименко, асистент КНУБА

## УРАХУВАННЯ МЕЖОВОГО ШАРУ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ДИНАМІКИ РУХУ МАТЕРІАЛУ В ОБЕРТОВОМУ БАРАБАНІ

**Актуальність проблеми** Динаміка змішування і сепарування будівельних сумішей в частково заповнених обертових барабанах є предметом чисельних експериментальних та теоретичних досліджень в нашій державі і за кордоном [1-5]. Проте небагато з них присвячені опису неперервного потоку матеріалу в поперечному перерізі обертового барабана [2,3,5]. Відсутні роботи, які визначають швидкість та характер вільної поверхні в аналітичній формі. Практично відсутні експериментальні дослідження з урахування конструктивних особливостей змішувальних робочих органів на динаміку руху матеріалу.

**Метою даної роботи** є визначення аналітичних залежностей динаміки руху сумішей із використанням підходу апроксимації межового шару, а також товщини каскадного шару та профілю вільної поверхні.

Розглянемо барабан радіусом  $R$ , який обертається з постійною кутовою швидкістю  $\omega$  (рис. 1). Барабан частково заповнений сумішшю постійної щільності  $\rho$ , при цьому довжину вільної поверхні прийmemo  $2L$ . Вільна поверхня нахилена під кутом внутрішнього тертя  $\mu$  даної суміші. Потік матеріалу в барабані може бути отриманий наступним чином.

Окремі частки суміші обертаються з основним об'ємом суміші з права наліво і потрапляють в тонкий каскадний шар на вільній поверхні. Припустимо, що кутова швидкість  $\omega$  є достатньо великою для того, щоб забезпечити безперервне скидання суміші, проте відцентрові сили є значно меншими сил тяжіння.

Позначимо висоту вільної поверхні  $h(x)$ , товщину каскадного шару -  $\delta(x)$ , а горизонтальні і вертикальні складові швидкості в шарі як  $V_x$  та  $V_y$  відповідно. В даній роботі апроксимація межового шару використовується, щоб описати швидкість розподілу впоперек шару суміші.

Припустимо, що горизонтальна швидкість  $V_x$  має постійний профіль в поперечному напрямку:

$$V_x = u(x)f\left(\frac{y}{\delta}\right),$$

де  $u(x)$  – середня швидкість.

Функція  $f\left(\frac{y}{\delta}\right)$  задовольняє умовам:

$$f(0) = 0; \quad \int_0^1 f(\eta) d\eta = 1.$$

Для спрощення аналізу введемо певні перевизначення незалежних змінних наступним чином:

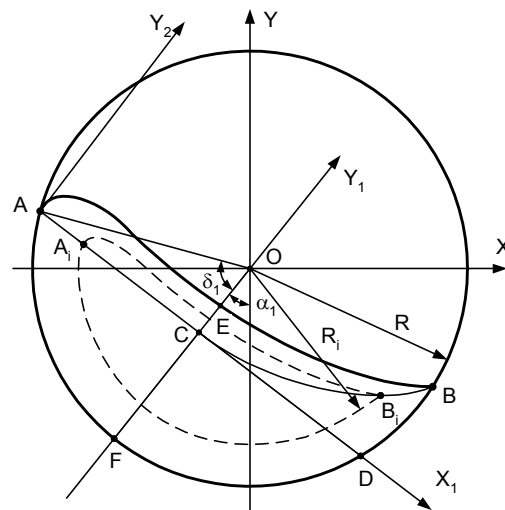


Рис. 1. Зображення потоку в обертовому барабані для прийнятої системи координат



$$(x, y) = L(\bar{x}, \varepsilon\bar{y}), \quad (Vx, Vy) = \sqrt{\varepsilon g L}(\bar{V}x, \varepsilon\bar{V}y), \quad h = \varepsilon L\bar{h}, \quad \delta = \varepsilon L\bar{\delta},$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;  $\varepsilon \propto \delta / L$  – малий параметр, фізичне значення якого розкрито нижче. Змінні з надкресленнями є безрозмірними і передбачаються змінними першого порядку. Таке припущення було зроблене, для того, щоб збалансувати інші члени в рівняннях збереження імпульсу та маси. В подальшому, для спрощення системи позначень, надкреслення будуть опущені.

Рівняння збереження маси для шару матеріалу запишеться

$$\rho \varepsilon^{3/2} \sqrt{gL} \frac{d}{dx}(u\delta) = -\rho \omega Lx, \quad (1)$$

де член в правій частині описує приток часток суміші в каскадний шар, і пов'язаний з обертанням барабана. Інтегруючи це рівняння з граничними умовами  $u\delta = 0$  при  $x = \pm 1$  ми отримуємо вираз для матеріального потоку  $q(x)$  на вільній поверхні:

$$q(x) = u(x)\delta(x) = \frac{\Omega}{2}(1 - x^2), \quad (2)$$

де  $\Omega = \varepsilon^{-3/2} \omega \sqrt{L/g}$  – безрозмірна кутова швидкість, яка передбачається матиме перший порядок, тобто припускаємо, що число Фруда  $Fr^2 = \omega^2 R / g \approx \omega^2 L / g$  є незначним.

Значимо, що рівняння (2) було отримане раніше в [5].

Розглянемо поверхню розділу між рухомих шаром та основною частиною матеріалу, яка може бути визначена як тонка область, де матеріал сприймає інтенсивні пластичні деформації. Зсув і нормальні напруження в шарі і в основній частині матеріалу становлять  $\tau_{xy}^+, \tau_{yy}^+, \tau_{xy}^-, \tau_{yy}^-$  відповідно. Згідно з експериментальними даними та чисельними розрахунками перехід від твердого тіла до рідкоподібного може бути описаний критерієм відмов Кулона-Мора, тобто на поверхні розділу відношення між зсувом і нормальними напруженнями є постійним:

$$\tau_{xy}^- / \tau_{yy}^- = tg(\mu), \quad (3)$$

а основна частина розглядається як твердо-пластичне тіло. Так як каскадний шар має невелику товщину, припустимо, що нормальне напруження на поверхні розділу дорівнює вазі шару матеріалу

$$\tau_{yy}^+ = \tau_{yy}^- = \varepsilon \rho g R \delta. \quad (4)$$

Оскільки суміш в рухомому шарі, що тече, є досить текучою, то для напруження зсуву можна використати закон Багнольда:

$$\tau_{xy}^+ = \chi(\lambda) \rho_{\text{част}} D_{\text{част}}^2 \left| \frac{\partial Vx}{\partial y} \right|,$$

де  $\chi(\lambda)$  – функція міжчасткового інтервалу, а похідна  $\frac{\partial Vx}{\partial y}$  визначається на поверхні розділу.

Таким чином, для даного профілю швидкості останнє рівняння запишеться у виді:

$$\tau_{xy}^+ = \rho D^2 \frac{gA}{\varepsilon L} \left( \frac{u}{\delta} \right)^2, \quad (5)$$

де  $A$  – постійна величина, яка залежить від властивостей суміші і розподілу швидкостей в поперечному до шару перерізі.

Приймаючи, що напруження зсуву є постійною на поверхні розділу, тобто  $\tau_{xy}^+ = \tau_{xy}^-$ , і об'єднуючи рівняння (3), (4) та (5), ми отримуємо:

$$\rho D^2 \frac{gA}{\varepsilon L} \left( \frac{u}{\delta} \right)^2 = \varepsilon \rho g L \delta. \quad (6)$$



Тепер ми можемо прийняти  $\varepsilon^2 = AD^2 / L^2$ , тобто, малий параметр  $\varepsilon \propto D / L$  пропорційний відношенню діаметра часток суміші до довжини вільної поверхні. Таким чином, рівняння (6) має на меті, що

$$\delta^3 = u^2. \quad (7)$$

Останній результат означає, що тертя в основі шару, що тече, визначає його товщину, втягуючи в рух нові частки від нерухомої основної частини, коли швидкість шару збільшується, і виділяючи частки з шару в нерухому основну частину, коли швидкість шару зменшується. Підставляючи рівняння (7) в рівняння (2), ми отримуємо вираз для розподілу швидкостей вздовж шару, а також за його товщиною:

$$\begin{aligned} u(x) &= \left[ \frac{\Omega}{2} (1 - x^2) \right]^{3/5}, \\ \delta(x) &= \left[ \frac{\Omega}{2} (1 - x^2) \right]^{2/5}. \end{aligned} \quad (8)$$

Як бачимо, рівняння збереження мас та умова неперервності напружень на поверхні розділу шарів "основна частина – нерухомий шар" спільно з апроксимацією межового шару достатні для визначення поля швидкостей в барабані. Динаміка суміші, таким чином, залежить від умов взаємодії на поверхні розділу, які пов'язують товщину шару з його швидкістю.

Єдиною невизначеною функцією є профіль вільної поверхні рухомого шару суміші, що тече. Для того, щоб завершити вирішення задачі, розглянемо рівняння рівності моментів усереднених в напрямку, поперечному напрямку рухомого шару:

$$\alpha \varepsilon^2 \rho g L \frac{d}{dx} (\delta u^2) = \varepsilon \rho g L \delta \left[ \sin(\mu) - \varepsilon \cos(\mu) \frac{dh}{dx} \right] - \varepsilon \operatorname{tg}(\mu) \cos(\mu') \rho g L \delta. \quad (9)$$

Таким чином, в моделі є два регульованих параметри: величина малого порядку  $\varepsilon$ , яка визначає напруження на поверхні розділу, та певний параметр  $\alpha$ , який описує профіль швидкості і, тому залежить від тертя в каскадному шарі суміші. Для спрощення ми припускаємо, що профіль швидкості в поперечному напрямку  $f\left(\frac{y}{\delta}\right)$  і  $\alpha=1$ , хоча аналіз може бути виконаний для будь-якого іншого профілю швидкостей.

Перший член в правій частині рівняння (9) є силою тяжіння, яка слабо залежить від зміни величини  $h$ , тобто член  $\frac{dh}{dx}$  описує зміну середнього тиску вздовж шару суміші.

Інший член з правого боку рівності (9) є силою тертя, яка викликана нерухомою основою в каскадному шарі рухомої суміші.

Розглянемо більш детально силу тертя. Закон Бенгольдца вказує, що напруження зсуву повинно бути пропорційним квадрату швидкості деформації. З іншого боку, експерименти з руху суміші по лотку демонструють незначну залежність напруження зсуву. Ця невідповідність може бути пояснена наступним чином. Хоча напруження зсуву в каскадному шарі залежить від швидкості зсуву, що впливає з рівняння (3), співвідношення між зсувом і нормальним напруженням на поверхні розділу не залежить від швидкості. Оскільки нормальне напруження є тиском вище розташованих шарів, тобто  $\tau_{yy} \propto \delta$ , і сила тертя, подібно до сили Кулона, має незалежний від швидкості вид. Кут

$\mu' = \mu - \frac{1}{\operatorname{tg}\left(\frac{d(h - \delta)}{dx}\right)}$  є кутом нахилу поверхні розділу "основний масир - рухомий шар

суміші". Розкладаючи це рівняння в ступеневий ряд величини малого порядку  $\varepsilon$ , ми отримаємо поправку до сили тертя від кута нахилу:

$$\cos(\mu') = \cos(\mu) + \varepsilon \sin(\mu) \frac{d(h - \delta)}{dx}.$$

В рівнянні (9) складові сили гравітації і сили тертя є одного порядку з величиною малого порядку  $\varepsilon$ . Тому співвідношення  $u \propto \sqrt{\varepsilon}$ , яке було прийняте раніше, необхідне, для того, щоб зрівноважити силу інерції часток суміші без зміни тиску вздовж каскадного шару. Таким чином, рівняння (9) можна переписати в вигляді:

$$\frac{d}{dx}(\rho u^2) - \sin(\mu) \text{tg}(\mu) \delta \frac{d}{dx}(\delta) = -\delta(\cos(\mu) + \sin(\mu) \text{tg}(\mu)) \frac{dh}{dx}.$$

Використовуючи рівняння (8), можна інтегрувати останнє рівняння для визначення форми вільної поверхні:

$$h(x) = \frac{\frac{4}{3} \left(\frac{\Omega}{2}\right)^{6/5} [C_1 - (1 - x^2)^{6/5}] - \sin(\mu) \text{tg}(\mu) \left(\frac{\Omega}{2}\right)^{2/5} [C_2 - (1 - x^2)^{2/5}]}{\cos(\mu) + \sin(\mu) \text{tg}(\mu)}, \quad (10)$$

де постійні інтегрування  $C_1 \approx 1,26$ ,  $C_2 \approx 1,46$  визначаються, виходячи з умови збереження

мас  $\int_{-1}^1 h dx = 0$ . Рівняння (10) показує, що висота вільної поверхні може мати бімодальний

або унімодальний профіль, в залежності від величини кутової швидкості  $\Omega$ . При

$\Omega \leq 2 \left(\frac{\sin(\mu) \text{tg}(\mu)}{4}\right)^{5/4}$  висота вільної поверхні має один максимум в точці  $x = 0$ , в той час,

як при  $\Omega \geq 2 \left(\frac{\sin(\mu) \text{tg}(\mu)}{4}\right)^{5/4}$  маємо мінімум в точці  $x = 0$  і два симетрично розташовані

максимуми.

**Висновки.** Ми отримали аналітичні залежності висоти вільної поверхні, які добре корелюються з експериментальними даними. Встановлено, що вигнуті, плоскі і S-подібні вільної поверхні мають місце в обертовому барабані, в залежності від режимів руху потоку суміші, при цьому, градієнт висоти  $\frac{dh}{dx}$  має інше значення біля стінок барабана.

Крім того, виведене рівняння течії межового шару суміші в поперечній площині обертового барабана та отримані в закритій аналітичній формі розв'язки для товщини каскадного шару, усередненої швидкості та профілю вільної поверхні. З'ясовано, що два регульованих параметра розробленої моделі залежать від величини тертя в рухомому шарі суміші.

### Література

1. Новиков А.А. Интенсивность смешивания бетонных смесей в барабанных смесителях непрерывного действия// Строительные и дорожные машины. - 1988. - №2. - С.24-28
2. Першин В.Ф. Исследование, разработка и методика расчета режимных и геометрических параметров машин барабанного типа. – Автореферат дис. канд. техн. наук. – М., 1979.
3. Канторович З.Б. Машины химической промышленности. – М.: Машиностроение, 1965. – 416с.
4. Александровский А.А. Исследование процесса смешения и разработка аппаратуры для приготовления композиций, содержащих твердую фазу. - Автореферат дис. докт. техн. наук. – М., 1977.
5. Khakhar D.V., Shinbrot T., McCarthy J.J. and Ottino J.M., Phys. Fluids. – 1997. - №9.
6. Peratt B.A., Yorke J.A. Europhys.Lett. – 1996. - №35(1). - pp.31-35.



УДК 666

І.М. Кравченко, асистент КНУБА,

В.А. Басараб, інженер

## КЕРУВАННЯ ДИНАМІЧНИМИ ПАРАМЕТРАМИ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

### Вступ. Постановка задач досліджень.

Застосування ударно-вібраційних машини, що працюють на понижених частотах і реалізують складні режими взаємодії з середовищем (супергармонійний, поліфазний та ін.) доводить ефективність їхнього використання. Одним з таких напрямків є застосування електромагнітної ударно-вібраційної площадки, що працює на випрямленому струмі. Дослідження динаміки руху цих машин є достатньо ґрунтовними [1, 5]. Проте, слід зауважити, що в цих роботах середовище розглядається як інерційна маса, що не змінює своїх властивостей під час роботи. Основним критерієм ефективності роботи машини є максимальна передача енергії від робочого органу до середовища за умов мінімальних непродуктивних витрат енергії, мінімально можливої тривалості циклу, отримання виробу високої якості а також збереження високої надійності машини. Цілком логічно, що реалізація даного критерію є неможливою без врахування особливостей поведінки машини в умовах взаємодії з багатокомпонентним середовищем зі змінними в процесі роботи параметрами. Для розробки ефективних вібротехнічних машин необхідно провести ряд досліджень:

1. Провести теоретичні дослідження взаємодії робочого органу вібротехнічної машини з оброблюваним середовищем. Дослідити вплив параметрів машини та змінних параметрів середовища на динаміку системи “машина-середовище”.
2. Провести експериментальні дослідження взаємодії середовища з робочим органом вібротехнічної машини. Оцінити кількісну та якісну картини взаємодії.
3. Надати рекомендації щодо розробки системи управління електроприводом віброплощадки виходячи з досліджень системи “машина-середовище”.

### Методика та результати досліджень.

За результатами попередніх досліджень [2] встановлено, що для моделювання впливу середовища на рух робочого органу більш точною є система з розподіленими параметрами.

Відомо [1], що цілеспрямованою зміною жорсткості підвіски ударника -  $C_1$  та часом затримки на вмикання живлення електромагнітів -  $t_3$  можна керувати параметрами роботи машини для забезпечення необхідного за технологією змінного режиму ущільнення. Графіки залежності основних технологічних параметрів роботи машини (напіввзмаху коливань  $X_1/2$ , частоти робочого органу  $f$ , та спожитої потужності  $P$ ) приведено на рис. 1, 2.

В результаті аналізу основних параметрів роботи машини від  $t_3$  встановлено, що частота ударів змінюється в середньому на 15%, напіввзмах коливань на 30%, потужність – більш ніж на 100%.

Значення жорсткості підвіски ударника має неоднозначний вплив на параметри роботи машини. Так, характер зміни напіввзмаху коливань робочого органу та спожитої потужності залишається подібним, натомість частота коливань збільшується на 15%.

Зменшення часу затримки  $t_3$  в порівнянні з розрахунковим значенням можна використати при перевантаженні віброблока а збільшення – в умовах недовантаження.

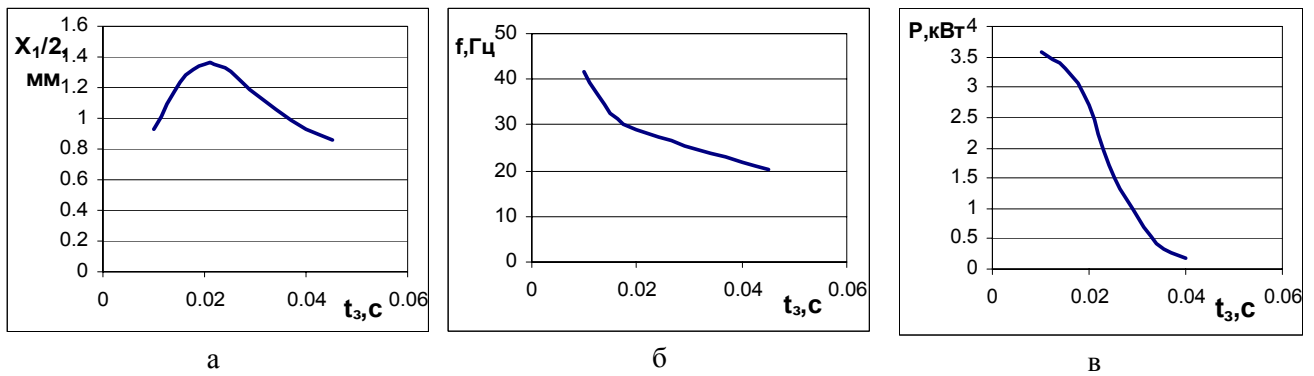


Рис. 1. Залежність основних параметрів машини від  $t_3$ .

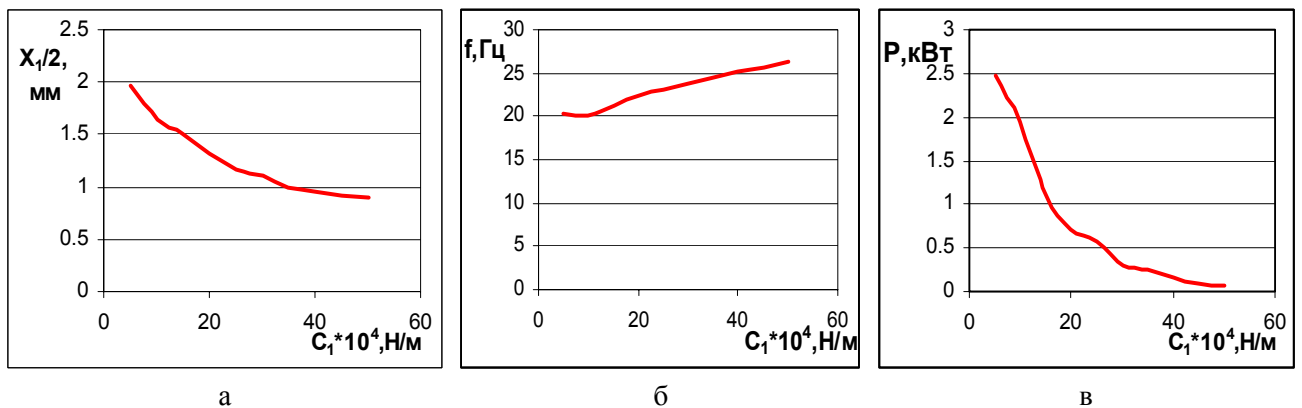


Рис. 2. Залежність основних параметрів машини від  $C_1$

### Спектральний аналіз запису зміни тиску в зоні контакту “форма – суміш”

Одним з методів оцінки якісної характеристики взаємодії системи “машина-середовище” є спектральний аналіз сигналу [3]. У відповідності з цим під спектральним аналізом взаємодії системи “машина-середовище” будемо розуміти розкладання їх на злічену множину гармонічних коливань з кратними частотами (гармоніками) – опис і дослідження властивостей періодичних сигналів взаємодії у частотній області за допомогою частотних розподілів (спектрів) амплітуд, фаз та потужностей цих гармонік. Метою спектрального аналізу у відповідності з принципом суперпозиції є подання (апроксимація) періодичного сигналу сумою гармонік для відшукування відгуку середовища (бетонної суміші) на складний характер руху робочого органу вібротурбини.

У відповідності до цілей наших досліджень задачею спектрального аналізу є:

1. Отримання кількісних та якісних характеристик експериментального сигналу взаємодії системи “машина-середовище”.
2. Аналіз отриманих спектральних характеристик для уточнення методики врахування реакції середовища та вироблення нових рекомендацій щодо створення на цій основі конструкцій машин з покращеними характеристиками.

Знайдемо коефіцієнти ряду Фур’є. Для знаходження коефіцієнтів ряду скористаємось чисельним методом. Для цього приведемо рівняння (1) до більш зручного вигляду (2).

$$\begin{aligned}
 a_0 &= \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} \sigma(m,t) dt; & a_0 &= \frac{2}{\tau} \sum_{i=0}^m \sigma_i \Delta t; \\
 a_n &= \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} \sigma(m,t) \cos(n\omega t) dt; & a_n &= \frac{2}{\tau} \sum_{i=0}^m \sigma_i \cos(n\omega t) \Delta t; \\
 b_n &= \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} \sigma(m,t) \sin(n\omega t) dt; & b_n &= \frac{2}{\tau} \sum_{i=0}^m \sigma_i \sin(n\omega t) \Delta t;
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

де  $\tau = 0.05$  с – період коливань;  $\omega = 20\pi$  рад/с – кутова швидкість коливань робочого органу;  $\sigma(m, t)$  – масив числових даних зміни тиску в середовищі.

За отриманими коефіцієнтами запишемо тригонометричний ряд Фур'є:

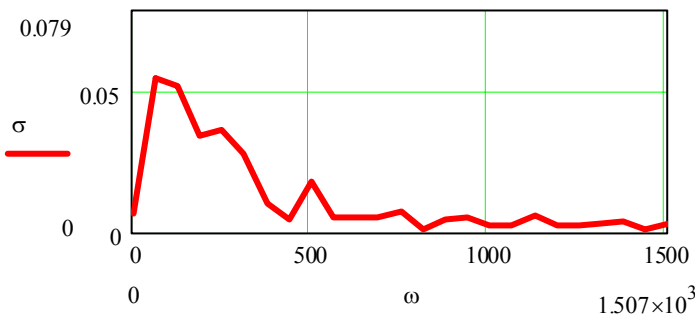
$$F(t) = \sum_n (a_n \sin(n\omega t) + b_n \cos(n\omega t)). \quad (3)$$

Відшукання коефіцієнтів ряду (2) здійснювалось чисельним методом за допомогою спеціально створеної програми в середовищі Mathcad 8.0.

За результатами аналізу експериментальних осцилограм встановлено, що спектр взаємодії системи “робочий орган - середовище” змінюється за цикл ущільнення, тому дані для спектрального аналізу будемо відбирати для трьох характерних періодів руху системи у вигляді вибірок масиву даних. Аналогічно можна отримати коефіцієнти ряду Фур'є для кривої переміщення шару суміші. Далі за отриманими коефіцієнтами будемо тригонометричний ряд (3).

Аналізуючи графік (рис.3) можна зробити висновок, що домінуючими гармоніками спектру для першої стадії ущільнення є відповідно 1-а, 4-та та 8-ма (це підтверджує тезу про те, що початковий етап характеризується процесом формоутворення і суміш ще не має достатньої об'ємної жорсткості). Дещо інша ситуація для другого та третього етапу ущільнення. Як свідчить розподіл спектрів амплітуд зміни тиску в зоні контакту (рис. 4, 5) – відбувається плавне зміщення спектру в бік 2-ї, 5-ї та 7-ї гармонік. По мірі ущільнення бетонна суміш змінює свої властивості ( $c$ ,  $\rho$ ,  $E$ ), відповідно ця зміна відображається на спектрі взаємодії. Цей факт є підтвердженням раніше зробленого висновку, що кінцевий етап ущільнення характеризується суттєвим збільшенням впливу вищих гармонік. На даному етапі можна зробити наступні висновки: по-перше якісну зміну спектру взаємодії можна розглядати як критерій якості процесу ущільнення суміші і по-друге з точки зору енергетики процесу значна частина енергії, що поглинається вищими гармонічними складовими за звичай не враховуються в методиці розрахунку.

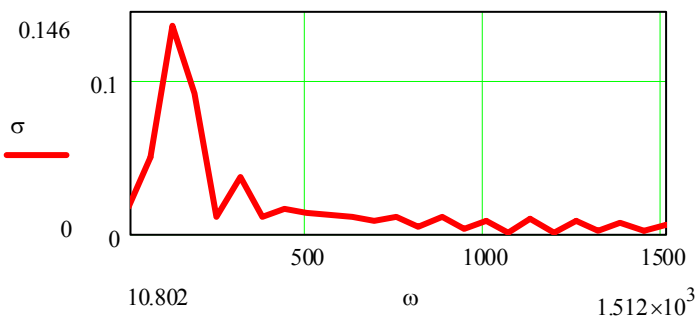
#### 1. Початкова стадія ущільнення.



Максимальний вклад в спектр зміни тиску вносить 1-ша гармоніка ( $\omega_1=20\pi$  рад/с), другий пік відповідає 4-й гармоніці ( $\omega_4=251.33$  рад/с), третій максимум встановлює 8-ма гармоніка ( $\omega_8=502.65$  рад/с).

Рис. 3. Спектр напруження в зоні контакту “форма – суміш”

#### 2. Середина циклу.

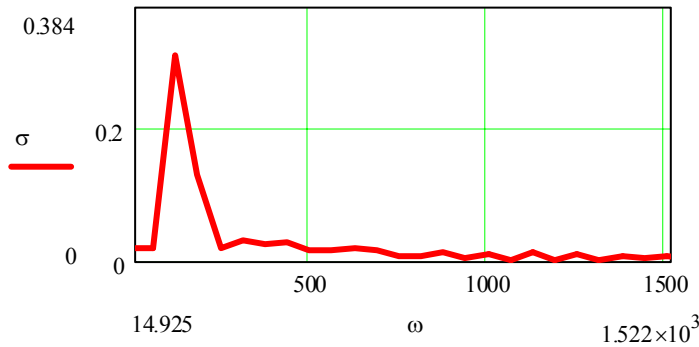


Максимальний вклад в спектр зміни тиску вносить 2-га гармоніка ( $\omega_2=125.66$  рад/с), другий пік відповідає 5-й гармоніці ( $\omega_5=314.16$  рад/с), третій максимум встановлює 7-ма гармоніка ( $\omega_7=439.82$  рад/с).

Рис. 4. Спектр напруження в зоні контакту “форма – суміш”



### 3. Кінцевий етап ущільнення.



Максимальний вклад в спектр зміни тиску вносить 2-га гармоніка ( $\omega_2=125.66$  рад/с), другий пік відповідає 5-й гармоніці ( $\omega_5=314.16$  рад/с)

Рис. 5. Спектр напруження в зоні контакту “форма – суміш”

Синтез тригонометричного ряду для кількості коефіцієнтів  $n=3$ ,  $n=25$  представлено на рис. 6. Для  $n=25$  ряд максимально наближається до експериментальної кривої, що характерно для початкової стадії ущільнення. Тригонометричний ряд Фур’є для кінцевої стадії ущільнення за умов  $n=3$ ,  $n=25$  приведено на рис.7. Видно, що для  $n=25$  розбіжність між реальною кривою і її рядом збільшується.

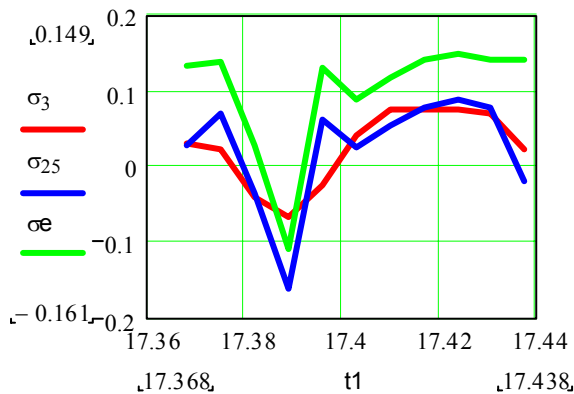


Рис. 6. Період коливань, початковий етап:  
 1 – Експериментальна крива  
 2 – Ряд Фур’є за умови  $n=25$   
 3 – Ряд Фур’є за умови  $n=3$

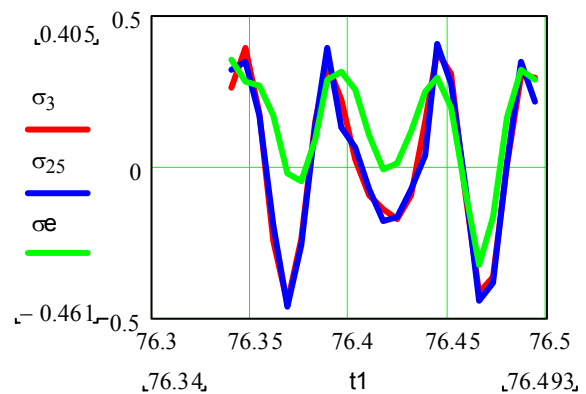


Рис. 7. Період коливань, кінцевий етап:  
 1 – Експериментальна крива  
 2 – Ряд Фур’є за умови  $n=25$   
 3 – Ряд Фур’є за умови  $n=3$

Тепер слід відповісти на питання, яким чином потрібно враховувати вищевказані характеристики для проектування вібр машин з покращеними параметрами роботи? Як було відмічено, спектр взаємодії є енергетично насиченим і для повнішого відображення фізичної картини існує необхідність врахування енергетики вищих складових коливального руху в методиці розрахунку. Зміна якості спектру як критерій ефективності процесу ущільнення може слугувати засобом керування електроприводу в системі зворотного зв’язку. Як свідчить аналіз експериментальних даних, інтенсивна генерація вищих складових відбувається під час різкої зміни характеру кривої прискорення робочого органу. Цей факт нашоує на думку про доцільність використання складних нелінійних характеристик руху (існування перехідних режимів в кожному періоді коливань). Ефективності полічастотного впливу на бетонну суміш присвячено багато праць [4, 6, 7]. Практичне впровадження зазначеного принципу в основному зводиться до реалізації принципу суперпозиції, тобто конструкція машини проектується таким чином, що в ній присутні різночастотні генератори коливань. Таким чином в бетонній суміші генерується складний спектр коливань, завдяки чому і досягається ефект підвищення якості ущільнення.





В нашому випадку пропонується можливість зміни форми і спектру коливань робочого органу за один період руху.

Як було відмічено раніше, для електромагнітної ударно-вібраційної системи встановлено можливість керування параметрами роботи машини за допомогою зміни жорсткості підвіски ударника та зміни часу затримки на вмикання живлення електромагнітів. Реалізація такого режиму руху полягає в цілеспрямованій зміні жорсткості підвіски ударника (ресори) за допомогою спеціального механізму переведення, в якому використовується внутрішня енергія системи. Слід підкреслити, що зміни жорсткості відбуваються за певної відповідності до періоду коливань з частотою  $n\omega_0$  ( $n=0,1\dots 10$ ).

Далі слід привести деякі міркування стосовно впливу полічастотного режиму на рівень енергопоглинання середовища, що є одним з критеріїв якості ущільнення.

Відомо, що процес віброущільнення бетонної суміші з точки зору ефективності впливу різних параметрів вібрації є досить протирічним. Основна частота роботи вібромашини є оптимальною за найбільш характерними для даних умов ущільнення ознаками (напружено-деформований стан середовища, енергія, що поглинається, час ущільнення та ін.), це означає, що решта діапазону амплітудно-частотного спектру ( $n\omega$ ,  $n=2,\dots,N$ ) внаслідок фільтруючих властивостей вібросистеми (лінійної у більшості випадків) не передається бетонній суміші.

Також відомо, що низька частота (несуча) має добру проникливість в товщу суміші, але не несе достатньої енергії в кількісному та якісному вимірах для ефективного ущільнення багатокомпонентного середовища. На противагу цьому висока частота (високочастотний спектр) є носієм енергії високої інтенсивності, але має низьку ступінь проникливості і швидко поглинається середовищем.

Розв'язання цієї задачі слід шукати в раціональному поєднанні низькочастотних (несучих) та високочастотних (накладаємих) режимів коливань робочого органу. Логічним підсумком вищенаведеного є необхідність проектування вібромашин, що мають змогу реалізувати модульований характер руху робочого органу і цим самим забезпечити необхідний за технологією режим взаємодії системи "машина-середовище".

Далі продемонструємо наші міркування на прикладі теоретичного моделювання роботи машини за умов зміни  $C_1$  та  $t_3$  за лінійним (пилкоподібним) законом та за законом синуса. На рис. 8, 9 приведено графіки основних параметрів роботи машини.

Результати отримані за таких початкових умов: вантажопідйомність віброблока – 100 кг, частота коливань – 20 Гц, середнє ударне прискорення – 35 м/с<sup>2</sup>. Значення  $C_1$  змінюється для лінійного закону в межах: 280000...480000 н/м, для закону синуса в межах: 80000...480000 н/м (оптимальне значення  $C_1=280000$  н/м);  $t_3$  відповідно становить для лінійного закону – 0.03...0.04 с, для закону синуса – 0.032...0.038 с (оптимальне значення  $t_3=0,035$  с.).

З отриманих графіків видно, що по – перше вдалось отримати стійкий модульований характер руху вібросистеми, по друге на графіках зміни прискорення робочого органу видно поєднання основної (робочої) частоти та високочастотної складової в міжударний період (а як відомо напруження в середовищі пропорційно прискоренню робочого органу) і по-третє для такого режиму існує можливість регулювання динамічними параметрами у відповідності з технологічними вимогами.

На рис.9 наведено схему системи управління електромагнітним приводом.

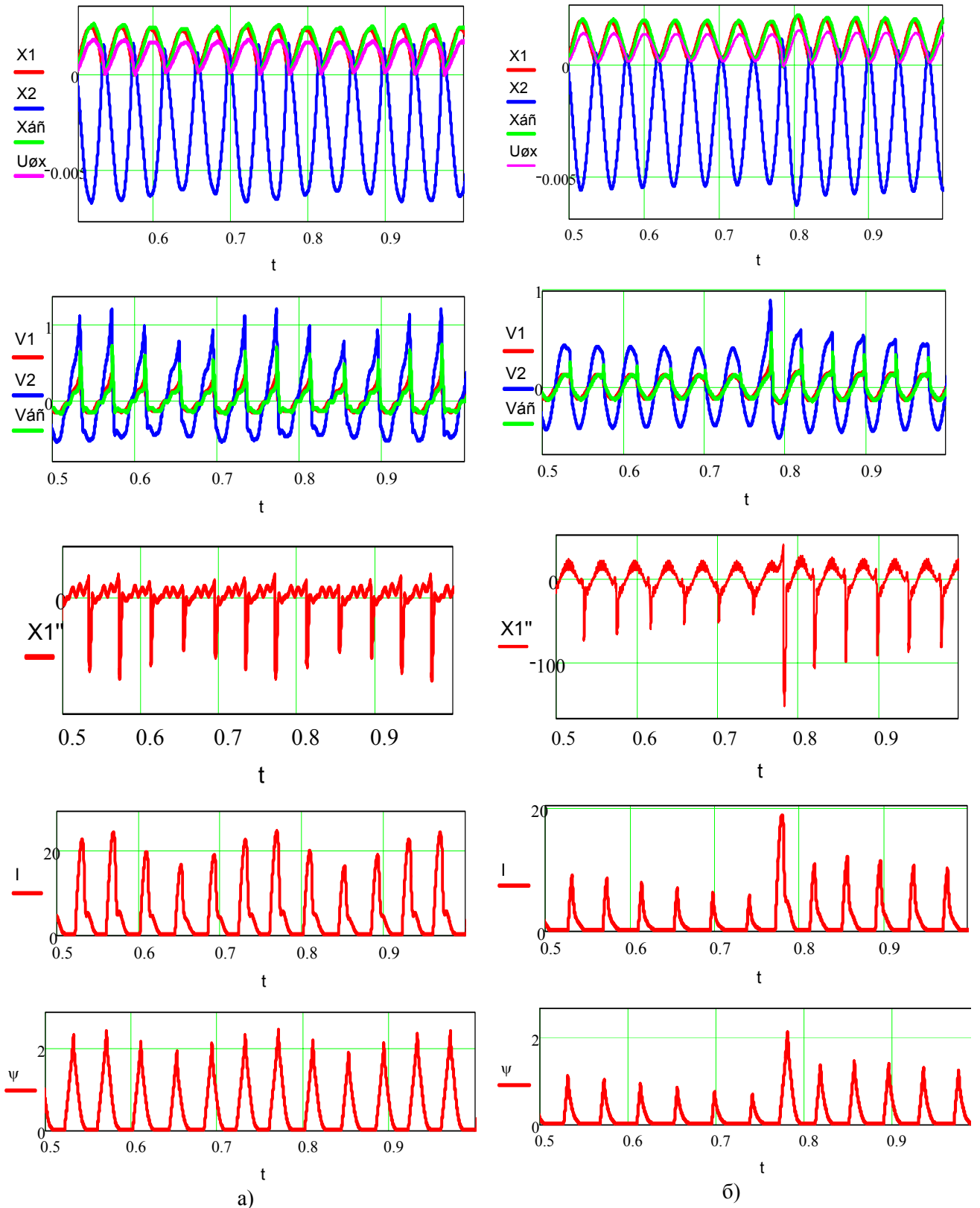


Рис.8. Основні параметри роботи машини:  
 а- зміна  $t_3$  та  $C_1$  за законом синуса, б- зміна  $t_3$  та  $C_1$  за лінійним законом.

В електромагнітних приводах постійного струму основним недоліком є виникнення зворотного струму в силових котушках електромагніта після його вимикання. Тобто частина електричної енергії перетворюється на електромагнітну енергію поля, а після вимикання струму живлення іде зворотний процес перетворення електромагнітної енергії у електричну, причому напрямку струму буде зворотний. Традиційно у таких випадках

застосовують демпфування, тобто паралельно із силовою котушкою електромагніта підключають коло з послідовно-з'єднаними діодом та резистором. Недоліком цієї схеми є перетворення значної кількості електричної енергії на теплову, що незворотно втрачається.

Втрати можуть складати від 10 до 35%. Повернення цієї енергії в конкретному електроприводі пов'язано із суттєвим ускладненням схеми управління та силового тиристорного комутатора (ТК).

Але є ще один шлях, який передбачає вирішення двох проблем одночасно. Існує можливість повернути зворотну енергію силових котушок і направити її на допоміжні котушки з метою форсування приводу. Саме ця невикористана енергія спрямовується на систему керування жорсткістю ресори. Для такого випадку теж передбачено демпфуючий ланцюг, при цьому втрати енергії будуть на порядок нижче.

У загальному вигляді (рис. 9) маємо такі складові частини: 1 – силовий блок, або тиристорний комутатор; 2 – електромагніт (вібробудник); 3 – безконтактний датчик положення робочого органу; 4 – блок управління; 5 – підсилювач управляючих сигналів.

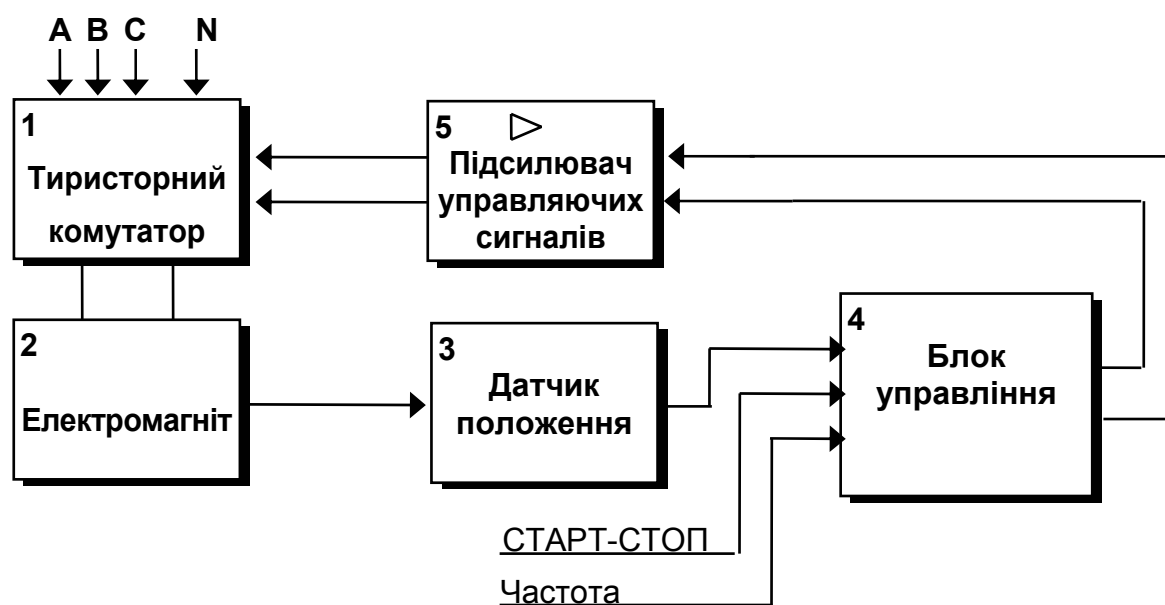


Рис.9. Схема структурна системи управління електромагнітним приводом вібробудника

Тиристорний комутатор призначений для вмикання та вимикання струму у котушках електромагнітів. Складається з двох частин: основних силових тиристорів, які є трифазним одно-напівперіодним випрямлячем; схеми примусової комутації силових тиристорів. Електромагніт – основна частина приводу, має ш-подібне осердя і силову котушку. Безконтактний датчик положення робочого органу або ударника призначений для фіксації моменту удару та формування блоком управління імпульсів вимикання та вмикання силових тиристорів та тиристорів схеми примусової комутації. Блок управління складається з преретворювача рівня для узгодження безконтактного датчика зі схемою управління, формувачів імпульсів затримки часу та логічного блоку. Підсилювач управляючих імпульсів призначений для гальванічної розв'язки силового блоку і схеми управління та підсилення імпульсів управління.

#### Література

1. Баранов Ю.О Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом. Дисс. канд. техн. наук. К., 1994. – 150 с.

2. Басараб В.А Теоретичні дослідження взаємодії середовища з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки// Техніка будівництва. – №17. – 2006.
3. Мазор Ю.Л., Мачуський Є.А., Правда В.І. Радіотехніка: Енциклопедичний навчальний довідник: Навч. Посібник. – К.: Вища школа, 1999. – 838 с.
4. Овчинников П.Ф., Бабий В.С Уплотнение строительных смесей на переменных во времени параметрах вибрации и удара. – Кишинев: Штиинца, 1976. – 134 с.
5. Хо Тхи Ха. Исследование динамики виброплощадки с электромагнитным приводом.- Дисс. ... канд. техн. наук.- Киев, КИСИ, 1982.- 200с.
6. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И, Гарнец В.Н Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Вища школа, 1985. – 168с.
7. Шмигальский В.Н. Формование изделий на виброплощадках. – М.: Стройиздат, 1968. – 104 с.

УДК 621. 778. 04

О. С. Медвідь, асистент (НУВГП)

## СИЛОВІ АСПЕКТИ ВЗАЄМОДІЇ ШТАНГИ МЕХАНІЗМУ КУЛІРУВАННЯ З ДРОТОМ В МАШИНІ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ КРУЧЕНОЇ МЕТАЛЕВОЇ СІТКИ

Для механізації процесу виготовлення крученої металеві сітки використовується пристрій [1], що здійснює утворення скруток дротів за допомогою спеціальних скручувальних вузлів у вигляді шестерні з двома похилими пазами, основи яких знаходяться нижче діаметральної осі, а верхні частини проходять по впадинах зубів і утворюють скручуючий палець. Скручувальні вузли розміщені в два ряди. Для утворення гвинтової лінії скрутки в зоні між ними, необхідна наявність додаткового, компенсаційного запасу дроту, що забезпечується шляхом його кулірування - прогином штангою між рядами скручувальних вузлів [2].

Схема зони кулірування показана на рис. 1.

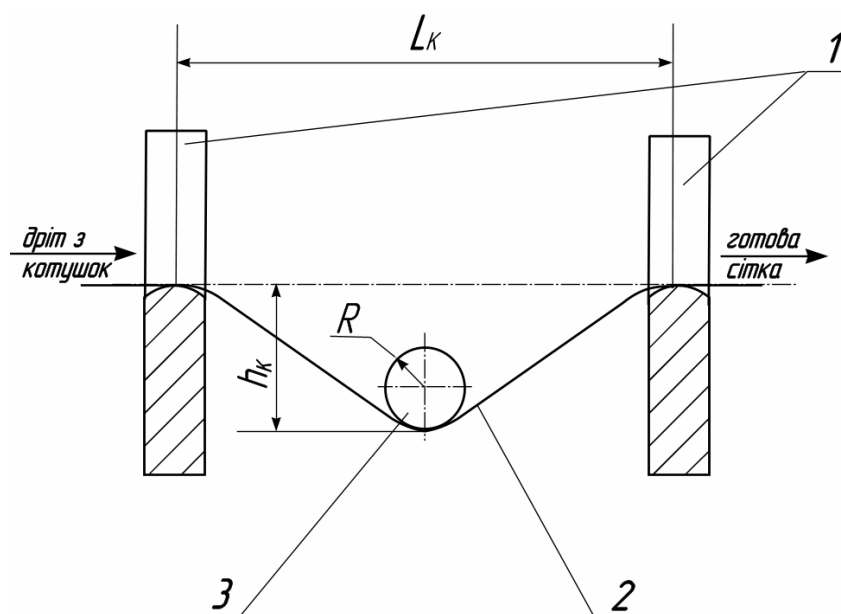


Рис. 1. Схема зони кулірування:

1 – скручувальні вузли; 2 – дріт; 3 – штанга куліруючого механізму

В роботі [2] визначено залежності, які пов'язують значення глибини опускання кулірувальної штанги для утворення необхідної компенсаційної петлі з параметрами сітки (діаметр дроту, геометричні розміри вічка). На основі вказаних вище розрахунків був удосконалений вузол кулірування механізму введення дротів у скручувальні вузли та виведення готової сітки [3].

Для визначення навантажень, що діють в приводі цього механізму необхідно дослідити силовий аспект взаємодії дротини з кулірувальною штангою.

Припустимо, що дріт є ідеально пружним. Такий розрахунок забезпечує певний запас при визначенні зусиль, так як наявність пластичної деформації знижує опір дроту згинанню і потребує менших зусиль у порівнянні з пружним розрахунком.

Із схеми силової взаємодії штанги з дротом в системі координат показаній на рисунку 2 видно, що при його деформуванні на нього діють наступні силові фактори в точці їх взаємодії:

1.  $N$  - зусилля натягу дроту, яке створюється гальмівним механізмом катушок, Н;
2.  $F$  - поперечна сила (зусилля опускання кулірувальної штанги), Н;
3.  $M$  - згинний момент з боку прольоту, що розглядається, Н м.

Задача полягає в тому, щоб знайти поперечне зусилля  $F$  в залежності від відстані між рядами скручуючи вузлів, глибини кулірування та параметрів дроту.

Для знаходження поточних значень натягу дроту  $N(s)$  і поперечної сили  $F(s)$  в точці  $O$  на відстані  $s$  від точки його взаємодії із штангою складемо систему рівнянь яка запишеться в такому вигляді:

$$\begin{cases} N(s) = F \cdot \sin \alpha + N \cdot \cos \alpha \\ F(s) = F \cdot \cos \alpha - N \cdot \sin \alpha \end{cases} \quad (1)$$

де  $\alpha$  - кут нахилу дотичної до пружної лінії в точці  $O$ , град.

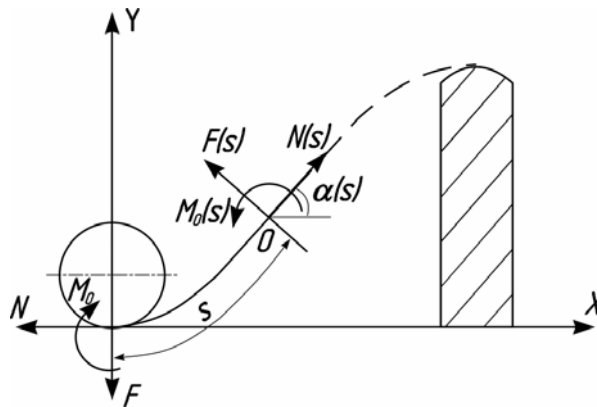


Рис. 2. Схема діючих сил у вибраній системі координат

Застосовуючи метод кінцевих елементів (рис. 3) рівняння рівноваги безмежно малого елемента дроту  $ds$  в околі точки  $O$ , можна виразити наступним чином:

$$M + dM + F(s)ds - M = 0. \quad (2)$$

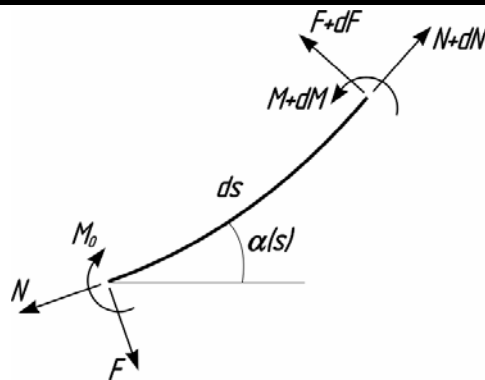


Рис. 3. Схема рівноваги безмежно малого елемента дроту

З рівняння (2) залежність зусилля  $F(s)$  від моменту  $M$  можна записати так:

$$F(s) = -\frac{dM}{ds}. \quad (3)$$

Згинний момент, що діє на дріт, згідно [4] пропорційний ступеню деформації дроту (кривизні) та його жорсткості. Позначаючи поперечну жорсткість дроту через  $C$ , формула для його визначення запишеться:

$$M = C \cdot \chi, \quad (4)$$

де  $\chi = \frac{d\alpha}{ds}$  - кривизна дроту в точці  $O$ .

З рівняння (1) знаходимо:

$$\frac{dF(s)}{ds} = -N(s) \frac{d\alpha}{ds}. \quad (5)$$

Тоді, враховуючи попередні вирази, перейдемо до такого рівняння рівноваги моментів:

$$C \frac{d^2\chi}{ds^2} - N(s) \cdot \chi = 0. \quad (6)$$

З іншого боку, з рівнянь (1) також випливає

$$\frac{dN(s)}{ds} = F(s) \frac{d\alpha}{ds}, \quad (7)$$

що відповідає рівнянню

$$\frac{dN(s)}{ds} = -\frac{1}{2} C \frac{d}{ds} (\chi^2). \quad (8)$$

Інтегруючи дане рівняння, знайдемо повздовжню силу в дроті  $N(s)$ :

$$N(s) = N_0 - \frac{1}{2} C \chi^2, \quad (9)$$

де  $N_0$  - довільна стала інтегрування.

Підставивши дане значення у вираз (6), отримаємо рівняння пружної лінії дроту на прольоті:

$$C \frac{d^2\chi}{ds^2} - N_0 \chi + \frac{1}{2} C \chi^3 = 0. \quad (10)$$

На розрахунковій схемі прольоту зони кулірування (рис. 4) точка  $O'$  є точкою перегину, в якій кривизна рівна нулеві. З достатньою точністю можна вважати, що крива симетрична відносно даної точки при  $s=l/2$ , де  $l$  – довжина пружної лінії на прольоті. Тоді, з виразу (9) випливає, що довільна стала  $N_0$  рівна натягу каната в точці перегину.

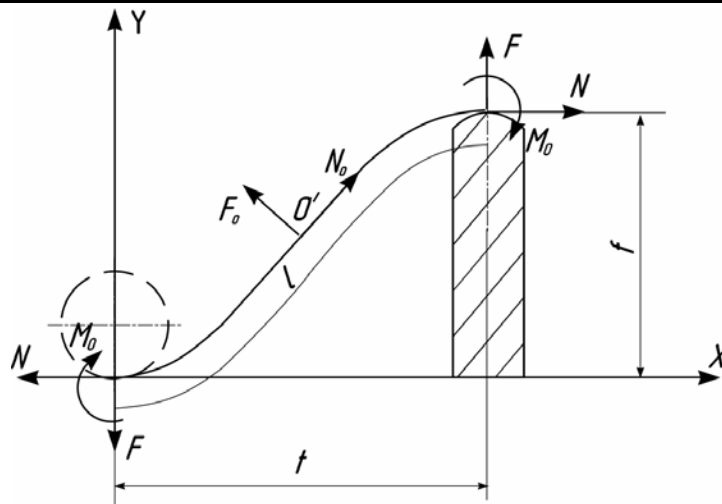


Рис. 4. Розрахункова схема прольоту між скручувальною шестернею та штангою вузла кулірування

Рівняння (10) є нелінійним і воно не інтегрується в елементарних функціях, а його розв'язок приводить до виведення еліптичних інтегралів, які незручні для практичного використання.

Згідно з розподілом зусиль в дроті третій, нелінійний член в рівнянні (10) буде малим у порівнянні з другим. Так як в задачі розглядається силова взаємодія, то його можна лінеаризувати, відкинувши нелінійний член. До того ж, натяг по довжині дроту змінюється в невеликих межах. Тому силу  $N_0$  можна вважати рівною  $N$ . Це приводить до такого лінійного диференційного рівняння

$$\chi'' - \omega^2 \chi = 0, \quad (11)$$

де  $\omega^2 = \frac{N}{C}$ , яке прийняте для подальших розрахунків.

При розрахунку параметрів вузла кулірування слід розглядати два варіанти контакту штанги з дротом:

- 1 Точковий, коли кривизна контакту не визначається кривизною штанги;
- 2 Контакт по дузі, коли кривизна дроту на деякій невеликій дузі дорівнює кривизні штанги.

Розв'язок рівняння (11) для першого варіанту взаємодії має вигляд [5]:

$$\chi = C_1 e^{\omega s} + C_2 e^{-\omega s}, \quad (12)$$

де  $C_1, C_2$  - довільні сталі.

Для їх визначення скористаємося такими умовами:

в точці перегину при  $s = \frac{l}{2}$

$$\chi\left(\frac{l}{2}\right) = 0;$$

при  $s = 0$

$$F(0) = -C \frac{d\chi}{ds} \Big|_{s=0} = F.$$

Враховуючи їх, отримаємо вираз для знаходження кривизни дроту в довільно вибраній точці  $s$ :

$$\chi = \frac{F \cdot e^{\omega(l-s)} - e^{-\omega s}}{C\omega \cdot (1 + e^{\omega l})} \quad (13)$$

Для визначення сили  $F$  складемо рівняння рівноваги моментів відносно точки контакту при  $s=0$ :



$$2M_0 = Ft - Nf, \quad (14)$$

де  $t$  - відстань між штангою та рядом скручуючих вузлів, м;  $f$  - глибина опускання штанги (кулірування), м.

Момент  $M_0$  через кривизну в цій точці виразиться так:

$$M_0 = C \cdot \chi(0). \quad (15)$$

Підставивши дане значення  $M_0$  в формулу (14) і врахувавши вираз (13), отримаємо:

$$\frac{2F}{\omega} \cdot th\left(\frac{\omega l}{2}\right) = Ft - Nf. \quad (16)$$

Звідки

$$F = \frac{Nf\omega}{t\omega - 2th\left(\frac{\omega l}{2}\right)}. \quad (17)$$

Для другого варіанту виконується умова:

$$\chi \geq \frac{l}{R}, \quad (18)$$

де  $R$  - радіус кулірувальної штанги, м.

В цьому випадку розв'язок можна отримати з рівняння (14) підставивши

$$M_0 = C \frac{l}{R}. \text{ Тоді}$$

$$C \frac{l}{R} = Ft - Nf. \quad (19)$$

Звідси можна записати вираз для поперечного зусилля в дроті

$$F = \frac{2C + NfR}{tR}. \quad (20)$$

Для розрахунків по даній формулі слід прийняти  $f=h_k$ ,  $t=L_k/2$  згідно з [2].

Дана методика дозволяє визначати силові параметри вузла кулірування механізму введення дроту в пази шестерень і виведення готової сітки.

### Література

1. Пат. 2103097 РФ, МКИ В 21 F 27/02. Устройство для изготовления проволочной сетки / А. С. Литвин (UA), Э. А. Сухарев (UA), С. Ф. Медвидь (UA) и др. -№94042299/12. Заявлено 25.11.94; Опубл. 27.01.98, Бюл. №3.
2. Медвідь О. С. Обгрунтування параметрів кулірування при виготовленні металевих габійонних сіток// Вісник УДУВГП. Збірник наукових праць. – Рівне. – 2001. - Вип.5. - Ч.6. – С. 42 – 49.
3. Декларативний патент на винахід України № 3375, МКИ В 21 F 27/02. Пристрій для виготовлення кручених металевих сіток / О. С. Медвідь (UA), В. С. Гавриш (UA), С.Х. Медвідь (UA). Заявлено 03.02.2004 р; Опубл. 15.11.2001. Бюл. №1.
4. Светлицкий В. А. Механика стержней: Учеб. для вузов. В 2-х ч. Ч. 1. Статика. – М.: Высш. шк., 1987. - 320 с.
5. Федорюк М. В. Обыкновенные дифференциальные уравнения. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. - 352 с.

УДК 69.00.25

А.Т.Свідерський, канд. техн. наук, доцент КНУБА

## СИНТЕЗ МОДЕЛЕЙ УЩІЛЬНЮЮЧИХ СЕРЕДОВИЩ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ ВІБРОТРАМБОВОК

При розрахунках параметрів вібротрамбовок однією із необхідних умов точного їх визначення є аргументований вибір моделі середовища. Обумовлюється це тим, що забезпечення необхідних параметрів ущільнення визначається коректним врахуванням всіх сил опору, які в свою чергу оцінюються залежностями між  $\sigma$  та  $\epsilon$  середовища.

Закони деформації різних середовищ в тому числі і будівельних сумішей визначаються за допомогою простих механічних, або як їх зараз називають, реологічних моделей. Найбільш загальною моделлю, яка використовується в механіці ґрунтів, є модель суцільного середовища, яка припускає, що деформації матеріала відбуваються без порушення суцільності та можуть бути описані безперервними функціями. Суцільне середовище розглядається у більшості випадків, як квазіоднорідне та квазіізотропне. Модель суцільного середовища в свою чергу ділиться на три незалежні моделі: твердого тіла Гука (рис. 1), пластичного тіла Сен-Венана (рис. 2) та в'язкої рідини Ньютона (рис. 3), які відповідають трьом фундаментальним властивостям ґрунтів: пружності, пластичності та в'язкості.



Рис. 1. Модель пружного тіла Гука

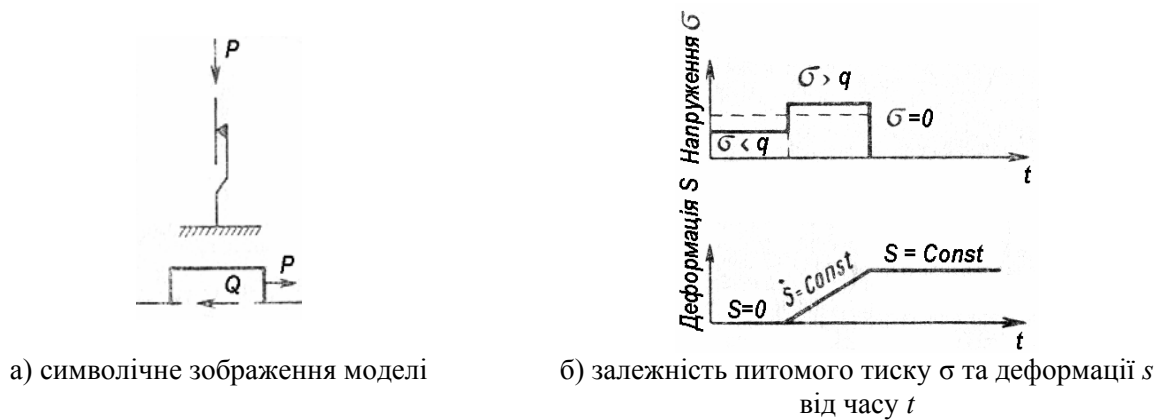


Рис. 2. Модель пластичного тіла Сен-Венана

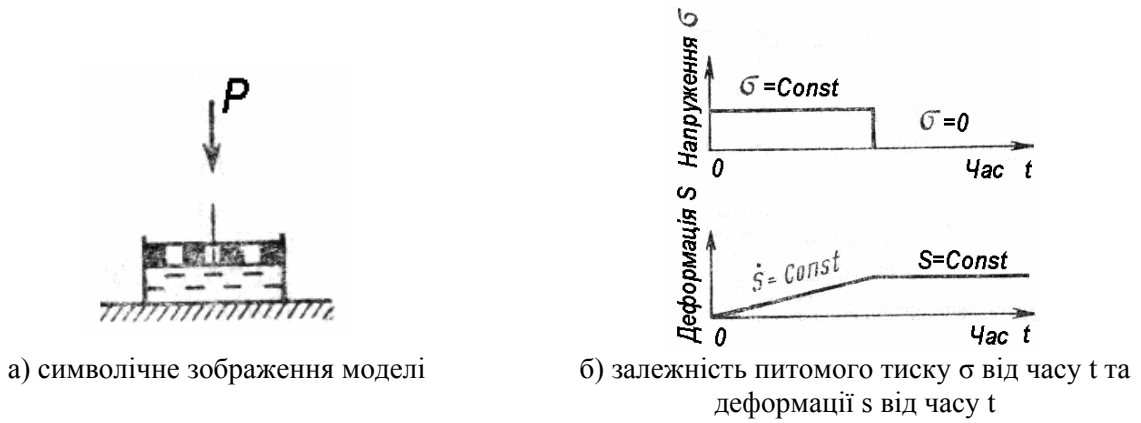


Рис. 3. Модель вязкої рідини Ньютона

На комбінації цих вихідних моделей можна ілюструвати процеси деформації середовищ, які володіють більш складними властивостями, ніж вище перелічені. Так модель, зображена на рис. 4, а відображає пружно-пластичне середовище, на рис. 4, б – пружно-вязке, на рис. 4, в – вязко-пластичне середовище, на рис. 4, г – середовище, деформація якого описується рівнянням Максвелла

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{E} \cdot \frac{d\sigma}{dt} + \frac{\sigma}{\eta}$$

Деформація середовища з більш складною структурою зображена на рис. 4, д,е.

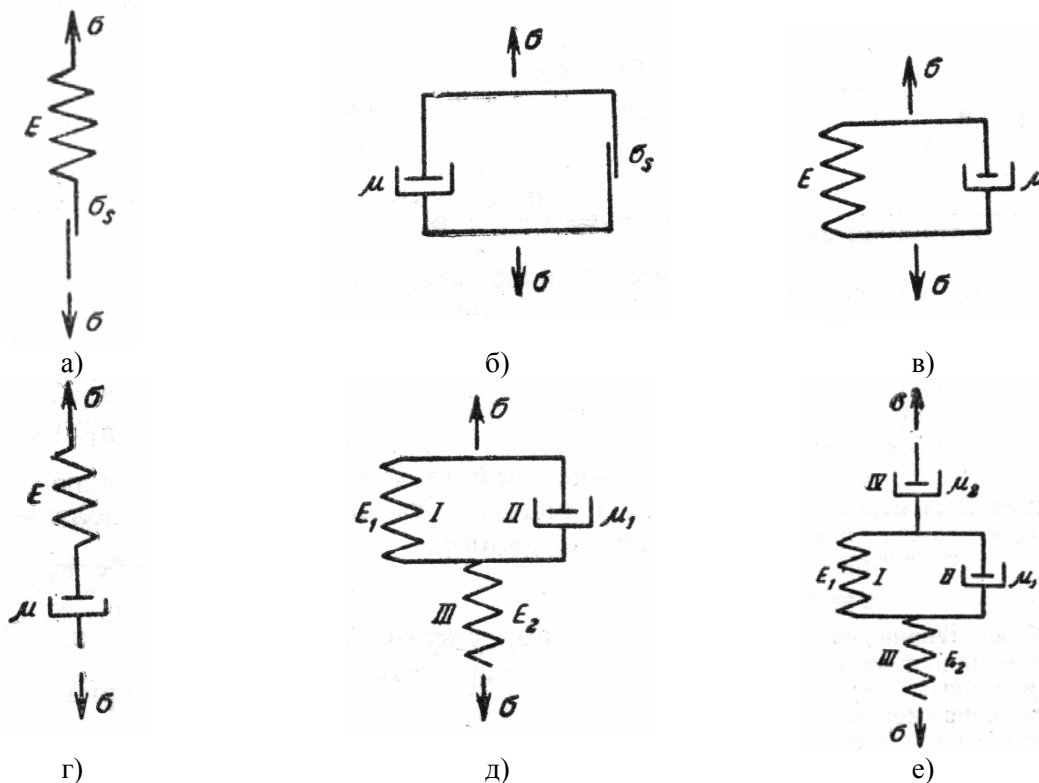


Рис. 4. Комбіновані реологічні моделі

Чим складніша реологічна модель, тим ближче вона до реального середовища. Прикладом може служити дискретна модель І.Я. Лучковського(рис. 5).

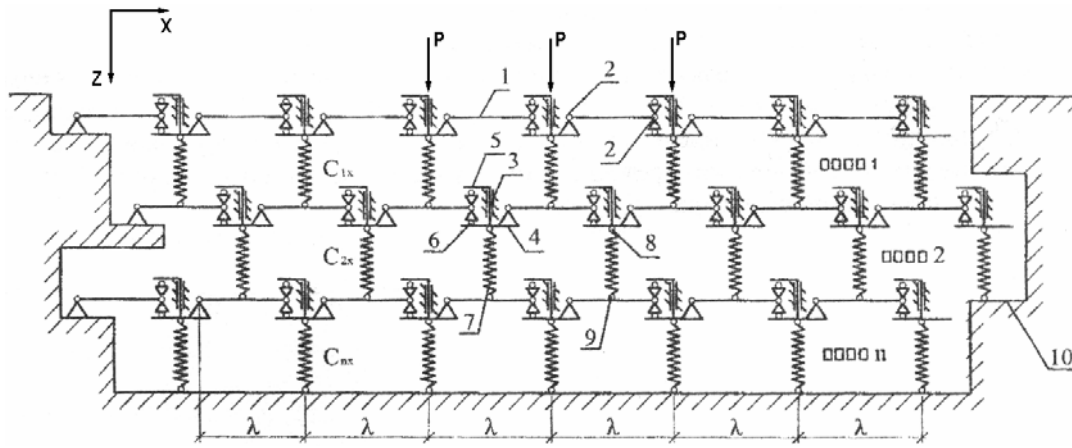


Рис. 5. Плоска дискретна модель ґрунтової основи

Вона складається з розподільних елементів 1, встановлених горизонтально в декілька ярусів, з шарнірами 2 на кінцях, з'єднаних між собою за допомогою штока 3, який має в нижній частині балку 4, а у верхній частині консоль 5. При цьому один з шарнірів 2 кожного розподільного елемента встановлено на катках 6 між балкою 4 та консоллю 5 з можливістю переміщення в горизонтальній площині. Кожна балка 4 зєднана з податливим елементом стискування 7 шарніром 8, а елемент стискування 7 зєднаний з розподільним елементом нижчележачого ярусу шарніром 9. Вся система розподільних елементів 1 та штоків 3 встановлена на нерухомій рамі 10. Жорсткість змінних елементів стискування  $C_j$  може бути змінною, як по глибині, так і по простору, що дозволяє моделювати просторову неоднорідність реальних ґрунтових основ.

Але основна завада широкому впровадженню складних моделей – це складний математичний апарат для їх опису та аналізу. Тому сьогодні намагаються знайти золоту середину, яка б дозволила отримати оптимальний результат з мінімальними затратами коштів і часу.

Різноманіття ґрунтів і будівельних сумішей, а також їх властивостей, породили багато розрахункових моделей та їх комбінацій. Для врахування дії середовища при розрахунку ущільнюючих машин найчастіше використовують наступні моделі:

1. Для опису асфальтобетону – модель Максвелла (рис. 6)

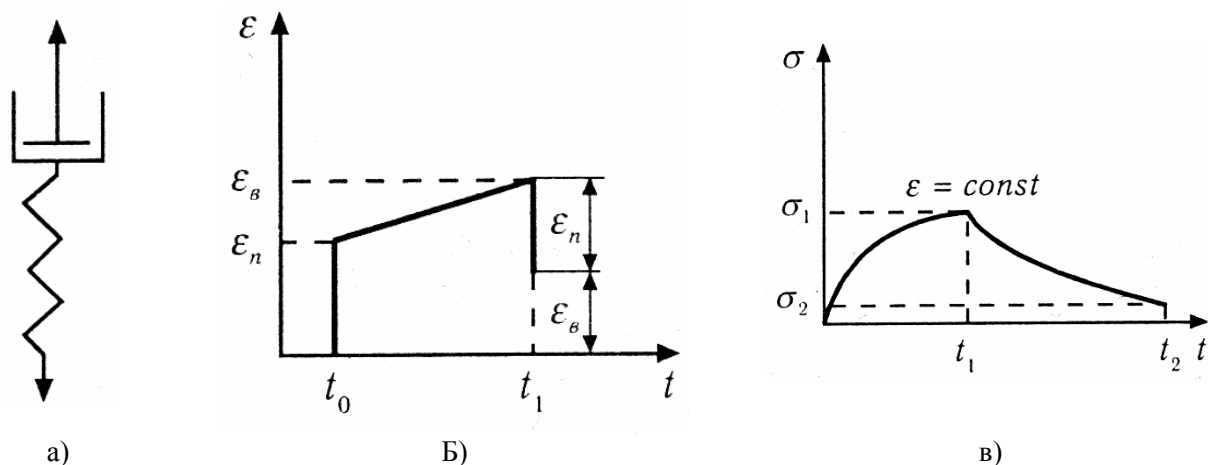


Рис. 6. Модель Максвелла

2. Для опису пастоподібних матеріалів (фарб), глиняного тіста, бетонної суміші – Модель Шведова – Бінгама (рис. 7):

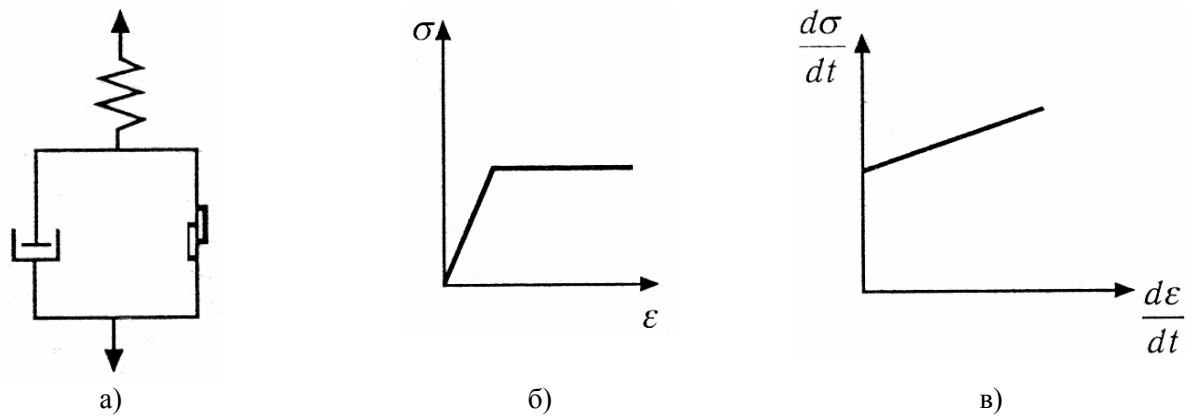


Рис. 7. Модель Шведова-Бінгама

3. Для бетонної суміші – модель Шофілда-Скотта-Блера (рис. 8), яка є поєднанням моделей Бінгама та Кельвіна. Ця модель достатньо повно відображає головні механічні властивості бетонної суміші – її пружність (характеризується модулями зсуву  $G_1$  та  $G_2$ ), граничний опір зсуву ( $\tau_0 = \sigma_0 \cdot \text{tg } \varphi$ , де  $\varphi$  – кут внутрішнього тертя), справжню в'язкість (характеризується коефіцієнтом в'язкості  $\eta_1$ ), здатність поглинати енергію при коливаннях та проявляти пружну післядію завдяки в'язкому опору з коефіцієнтом в'язкості  $\eta_2$ :



Рис. 8. Реологічна модель Шофілда – Скотта - Блера

4. Для ґрунтів та жорстких бетонів:

1) Модель Фойгта (рис. 9)



Рис. 9. Модель Фойгта

2) Модель з двома пружними характеристиками (рис.10) визначає зв'язок між переміщеннями основи  $\omega$  та навантаженням на нього  $R$ :

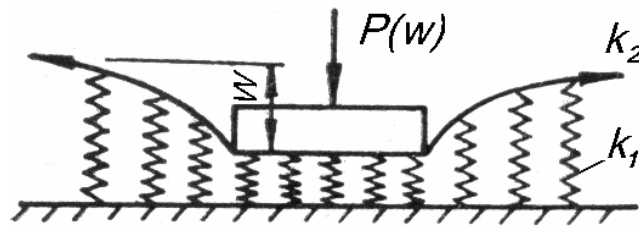


Рис. 10.

При цьому ґрунт представлений основою з пружин жорсткістю  $k_1$ , на яку накладена розтягнута мембрана жорсткістю  $k_2$ .

$$R = k_1 \cdot \omega + k_2 \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right). \quad (1)$$

Основа представляє собою сукупність незв'язаних між собою пружин жорсткістю  $k_1$ , на яку накладена без тертя однорідна всебічна розтягнута мембрана жорсткістю  $k_2$ . Ця модель використана О.А. Савіновим для наближеного визначення коефіцієнтів пружного рівномірного та нерівномірного стиску, а також коефіцієнта пружного рівномірного зрушення. Ця модель визначає зв'язок між переміщеннями середовища  $w$  та динамічним навантаженням на нього.

3) Модель Вінклера-Фойгта (рис. 11):

$$R(t) = k \omega(t) + B \dot{\omega}(t), \quad (2)$$

де  $k$ - коефіцієнт жорсткості;  $B$  - коефіцієнт демпфування основи.

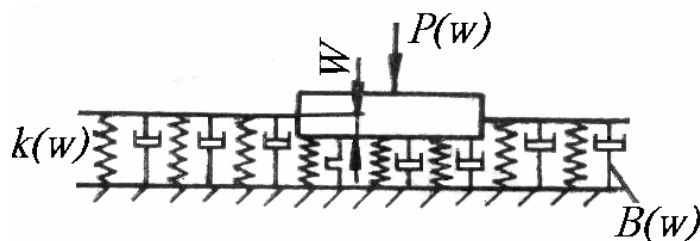


Рис. 11.

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

4) Модель однорідного ізотропного пружного напівпростору (рис. 12) визначає зв'язок між навантаженням, діючим на його поверхні  $p(x, y)$ , та його переміщенням  $\omega(x, y)$ :

$$\omega(x, y) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} k(x, y) p(x, y) dx dy, \quad (3)$$

де  $k(x, y)$  - функція, яка визначає переміщення точок поверхні напівпростору від діючої одиничної зосередженої сили.

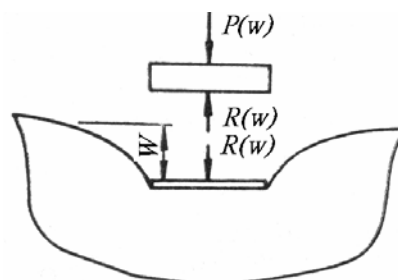


Рис. 12.

Ця модель була використана Д.Барканом для отримання коефіцієнтів пружного рівномірного стискання, зсуву. Модель не враховує інерційність середовища та хвильову взаємодію машини та середовища.

Згідно з СНіП 11-19-79 середовище у взаємодії з машиною розглядається як пружно-в'язке, лінійно деформоване та безінерційне, пружні властивості якого характеризуються коефіцієнтами пружного рівномірного та нерівномірного стискання та зсуву, а дисипативні властивості – коефіцієнтами демпфування. При цьому диференціальне рівняння вимушених коливань має вигляд (для одномасної системи):

$$m\ddot{z} + B_z\dot{z} + k_z z = F_z e^{i\omega t},$$

де  $k_z z$  - сила пружності;  $B_z \dot{z}$  - сила демпфування.

При цьому:  $k_z = C_z \cdot A$ , де  $A$  - площа контакту,  $C_z$  - узагальнена пружна характеристика ґрунту.

$$C_z = b_0 \cdot E \left( 1 + \sqrt{\frac{A_0}{A}} \right)$$

В процесі ущільнення машина та середовище здійснюють коливання по своїм, властивим лише їм, законам. І від того, як режим руху машини відповідає режиму коливань будівельної суміші, залежить ефективність передачі енергії робочим органом, а значить і якість віброущільнення. Передача енергії повинна враховуватись на всіх її етапах: в самій машині, при взаємодії робочої плити з ущільнюючим середовищем, та у самій будівельній суміші.

Рішення цієї задачі, із-за складності, отримують користуючись моделями, які в тій чи іншій мірі наближаються до дійсного руху системи: “машина-робоча суміш”. Для спрощення розрахунків, часто дію середовища замінюють дією сил, нехтуючи при цьому рухом суміші; або замінюючи віброущільнювач гармонійною силою. При цьому використана в першому випадку заміна, призводить до виключення суттєвого впливу суміші на роботу вібратора, що не відповідає дійсності; а в другому випадку дія ущільнювача враховується дуже наближено і не описує реальну картину зміни контактного тиску під плитою. Тому для отримання правильної уяви про рух машини необхідно розглядати спільний рух будівельної суміші та трамбовки з максимальним урахуванням фізико-механічних властивостей середовища та характеристик руху ущільнюючої машини.

### Література

1. Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Выбор расчетной схемы вибрируемой бетонной смеси// В сб.: Горные, строительные и дорожные машины. - К.: Техника. – Вып.21. – 1976. –С.87-90.
2. Сивко В.И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси. – К.: Выща школа, 1987. - 168с.
3. Холодов А.М., Маслов А.Г. Исследование процесса уплотнения асфальтобетонных смесей вибрационным методом// В сб.: Горные, строительные и дорожные машины. - К.: Техника. – Вып.16. – 1973. –С.114-123.
4. Федулов А.И., Иванов Р.А., Пучков В.В. Ударное уплотнение грунтов. - Новосибирск, 1983. - 118с.
5. Форсблад Л. Вибрационное уплотнение грунтов и оснований. Пер. с англ. И.В. Гагариной. - М.: Транспорт, 1987. - 188с.
6. Попов Г.Н., Разумов С.В. Расчетная модель грунтоуплотняющих машин ударного действия// Изв. Вузов: Строительство и архитектура. - 1986. - №8 - С.103-107.





УДК 66.9.033

*В.М. Гарнець, канд. техн. наук, професор КНУБА,**І.В. Косминський, асистент КНУБА*

## **ВРАХУВАННЯ ВПЛИВУ ДОТИЧНИХ НАПРУЖЕНЬ В СИСТЕМІ "ВІБРОПЛОЩАДКА – БЕТОННА СУМІШ – ПРИВАНТАЖУВАЧ"**

При роботі системи «віброплощадка – бетонна суміш – привантажувач» основна енергія витрачається на подолання сил опору, які виникають при взаємодії робочих органів з оброблюваним середовищем. Сили опору містять у собі різні за природою та механізмом виникнення складові. Це, перш за все, реакція шарів бетонної суміші при її деформування, яка проявляється по різному в процесі ущільнення.

На початку процес характеризується значними переміщеннями складових та інтенсивним виділенням повітря. Для цього періоду визначальним є не пружні сили опору, які вимагають значних витрат енергії для макро- і мікро впорядкування структури системи, а також налагодження контактів між складовими. Деформації при цьому мають макропластичний характер. Пружні та інерційні властивості незначні, але з наростанням щільності вони формуються відповідно до підвищення акустичних якостей системи. На другому етапі ущільнення відбувається незначне взаємне зміщення складових, рештки повітря затискуються, формуються пружні властивості. Дія сил внутрішнього тertia суттєво знижується.

На третьому етапі характерним є закриття мікропорових ходів, завершення формування інерційних та пружних складових сил опору. Цей етап у більшості досліджень [1-6] вважається завершальним, але саме на цій стадії рекомендується використання привантажувача або (для збільшення ефективності) вібропривантажувача [7]. При цьому практично всі дослідники [1-5, 7] визначають підвищення коефіцієнту ущільнення від 0,96 до 0,99. За цих умов механізм дії привантажувача (вібропривантажувача) або сумарна дія віброплощадки з привантажувачем залишаються в основному без пояснень. На наш погляд, при використанні різних привантажувачів після завершення третього етапу ущільнення відбувається – до ущільнення структури за рахунок створення умов для реалізації мікросушних деформацій при збільшенні нормального тиску. При цьому можливо припустити, що руйнується частина мікропорових ходів або пар, виділяється повітря, що і створює передумови для зростання коефіцієнта ущільнення. Такому процесу сприяють дотичні напруження, які створюються в об'ємі виробу [8]. Підсилення ефекту впливу дотичних напружень досягається за рахунок того, що на привантажувачі встановлено віброзбуджувачі колових коливань при чому осі валів віброзбуджувачів на привантажувачі розвернуті під кутом 90° до осей віброзбуджувачів віброплощадки.

На рис.1 наведена схема установки підвищеної ефективності для формування залізобетонних виробів, що формується, яка складається віброзбуджувачів 1 колових коливань, які розміщені на плиті 2 пристрою, що застосовують для додаткової дії тиском на поверхню виробу, що формується, яка розташована на формі з бетонною сумішшю 3. Вона спирається на пружні елементи 4. На формі з бетонною сумішшю 4 закріплено віброзбуджувачі 5 колових коливань. Віброзбуджувачі віброплощадки та пристрою, яку застосовують для додаткової дії тиском на поверхню виробу, який формується мають окремі приводи.

Установка працює наступним чином:

За допомогою віброзбуджувачів віброплощадки 5 збуджуються коливання які здійснюються у вертикальній площині, за рахунок яких відбувається ущільнення в формі з бетонною сумішшю 3. Після завершення процесу ущільнення у вертикальній площині привод віброзбуджувачів віброплощадки вимикають і вмикають приводи від яких

передаються обертальні моменти до вібробуджувачів 1, які розвернуті під кутом  $90^\circ$  до осей вібробуджувачів віброплощадки та здійснюють ущільнення в горизонтальній площині виробу, що формується.

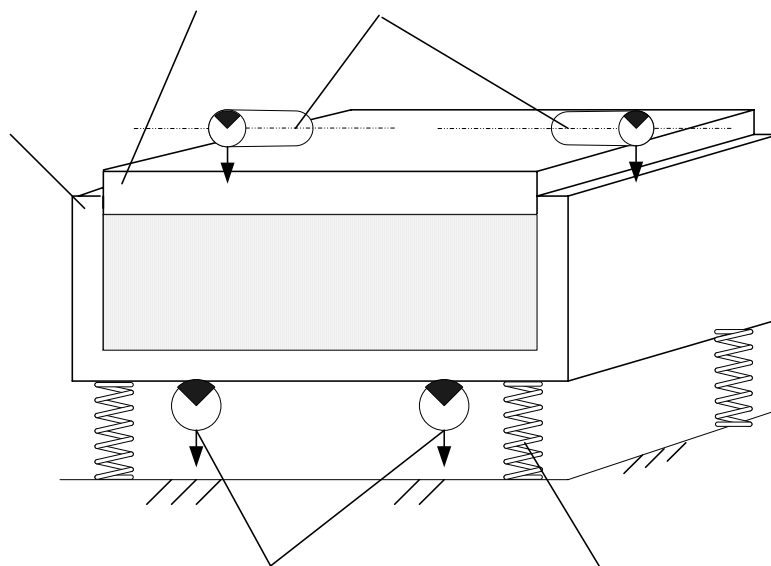


Рис. 1. Схема установки підвищеної ефективності

Застосування нового конструктивного рішення в порівнянні з існуючими дає можливість підвищити якість ущільнення виробів, за рахунок врахування поздовжніх зсувів бетонної суміші які виникають при спільній дії вимушуючих сил ущільнюючої установки та пристрою, що застосовують для додаткової дії тиском на поверхню виробу, що формується.

#### Література

1. Шмигальский В.Н. Формование изделий на виброплощадках – М.: Стройиздат, 1968.
2. Савинов О.А., Лавринович Е.В. Теория и методы вибрационного формования железобетонных изделий. – М.: Стройиздат, 1972. - 152 с.
3. Сорокер В.И., Довжик В.Г. Жёсткие бетонные смеси в производстве сборного железобетона – М.: Стройиздат, 1964.
4. Иванов Г.С., Палагин Е.В., Карамышев И. А. Об оптимальной массе пригруза при уплотнении жёстких бетонных смесей// Транспортное строительство. – 1968. – №8. С.43–46.
5. Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. К вопросу о динамике вибрирования столба бетонной смеси// Теория формования бетона. – М., 1969.
6. Сакович Л.В. Об учёте динамических свойств бетонной смеси при виброуплотнении// Горные, строительные и дорожные машины. – К.: Техника. – 1971. – вып.12.
7. Новак С.М., Кваша А.Б., Шиманович М.У., Назаренко И.И. Определение динамических параметров виброплощадки и вибрационного пригруза// Транспортное строительство. – 1973. – № 3.
8. Гарнець В.М., Косминський І.В. Установка підвищеної ефективності для формування залізобетонних виробів. Заявка на винахід (корисну модель) № u 2007 00733 кл. . В 28 В 1/08, 2007



## **Технологія і організація будівництва**

УДК 69.003:658.012.12

*А.В. Радкевич д-р техн. наук, доцент,  
С.А. Яковлев,  
Д.А. Шульга*

### **ВЫБОР СПОСОБОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ ПРОЕКТОВ В РЫНОЧНЫХ УСЛОВИЯХ**

На прединвестиционной фазе строительного проекта обеспечение проекта техникой рассматривается как отдельный инвестиционный проект, поэтому важно дать правильную оценку всем денежным потокам, связанным с ним. Современными стратегиями в отношении обеспечения реализации проекта машинами и механизмами являются:

1. собственное производство;
2. покупка (собственные средства, банковский кредит; эмиссия акций; иностранные инвестиции);
3. субподряд.

Собственное производство необходимого оборудования возможно лишь в том случае, когда на предприятии имеются необходимые для этого условия – мощности, специалисты, финансовое обеспечение. В настоящий момент лишь крупные корпорации, например, "Укрмонтажспецбуд" могут своими силами производить необходимую технику.

Обсуждая покупку техники за собственные средства, предполагается, что у предприятия есть достаточно денежных средств. Приобретение и содержание на балансе машин механизмов в нашей стране возможно для средних и крупных строительных предприятий. Малые предприятия, обычно, не содержат машины на балансе, а арендуют их в случае необходимости.

Основным источником покупки оборудования за счет собственных средств является прибыль от производительной деятельности и фонд амортизационных отчислений, средства которого используется исключительно на восстановление основных производственных фондов. Растущая инфляция обесценила собственные средства предприятий, которые накапливались за счет амортизационных отчислений. Этот источник средств фактически обесценен.

Для того чтобы как-то стабилизировать ситуацию с амортизационным фондом, в 1994г. Была принята поправка к Закону Украины "О налогообложении прибыли предприятий". В этой поправке разъясняются условия переоценки основных фондов предприятий для приведения балансовой стоимости в соответствие с ценами и условиями производства. Увеличение стоимости основных производственных фондов и амортизационных отчислений происходит в соответствии с темпами инфляции. Это позволяет увеличить источник собственных средств. Недостатком является то, что дополнительная величина амортизационных отчислений облагается налогом на прибыль. Кроме того, в настоящее время увеличилось число возможных методов начисления амортизации, каждый собственник техники, оборудования должен решить какой метод для них наиболее выгодно применить.

Еще одним источником ориентирования покупки машин, является банковский кредит, который представляет собой движения ссудного капитала, предоставляемого банками взаймы за выплату на условиях обеспеченности, возвратности, срочности. Конечно, привлечение банковских средств – это своего рода долговая кабала, на которую

обрекает себя любая организация. Поэтому при разработке финансовой пометки необходимо учитывать, что общая сумма задолженности не должна превышать сумму собственных источников финансирования. Превышение суммы собственных средств над суммой, взятой в кредит, указывает на то, что предприятие имеет достаточный уровень финансовой стабильности и относительно не зависимо от внешних источников.

Источником финансирования покупки необходимого оборудования, машин для ЗАО, ОАО может быть и эмиссия акций. В Украине для строительной отрасли характерны процессы акционирования и корпорации. Так 46% строительных, ремонтных организаций, которые функционируют на подрядном рынке, объединены в строительные корпорации и концерны, акционерные товарищества. Но, несмотря на это, роль ценных бумаг, которые выпускаются акционерными компаниями, в финансировании инвестиций невелика. Причиной такого положения является: неразвитость рынка ценных бумаг; медленное и противоречивое развитие законодательной базы; отсутствие гарантий при осуществлении операций с ценными бумагами; психологическая неподготовленность украинских предпринимателей к финансовым операциям с акциями; недоверие акционеров эмитентам ценных бумаг; нежелание руководителей предприятий концентрации акций в руках крупных внешних инвесторов.

Иностранные инвестиции так же можно рассматривать как источник финансирования покупки техники. На сегодняшний день прямые иностранные инвестиции в различные отрасли экономики Украины являются незначительными. Так их судьба в структуре капитальных инвестиций в транспорте Украины составляет за 2005 год 19,6% (2,3 млрд. грн.).

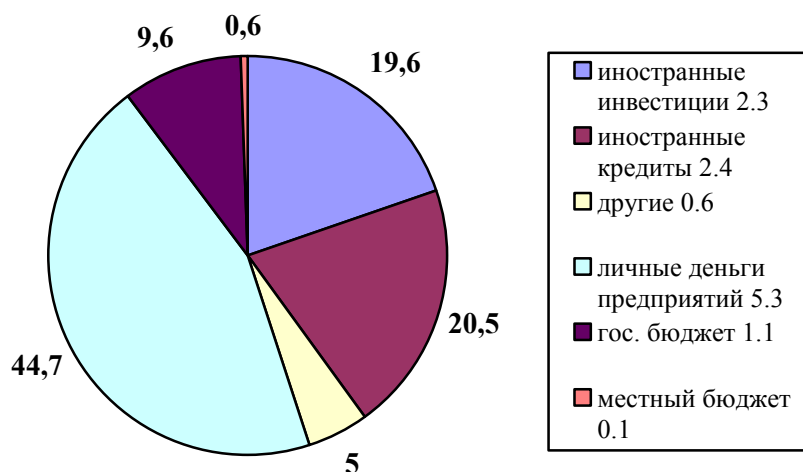


Рис. 1. Структура капитальных инвестиций по источникам привлечения

Причинами, затормаживающими иностранных предпринимателей вкладывать деньги в развитие национальной экономики могут являться: темпы инфляции, проволочки; частые в законодательстве по вопросам налогообложения и регулирования внешнеэкономической деятельности; неустойчивость сферы финансов; неопределенность по вопросу осуществления приватизации.

К источникам финансирования относятся и лизинг. Лизинг является наиболее гибкой и эффективной формой финансирования. В рыночной экономике Украины использовании лизинга составляет 25-30% общей суммы заемных средств.

Строительная организация может рассматривать вариант привлечения субподрядной организации для выполнения объема работ по проекту, если необходимого оборудования в наличии не имеется. В этом случае подрядчик выступает по отношению к субподрядчику генподрядчиком (заказчиком). Эта форма взаимоотношений заключается в



подписании контракта на выполнение определенного вида работ, в котором определяется обязанности и ответственность сторон.

Таким образом, в современных условиях у строительных организаций, в т.ч. и у Государственной специальной службы транспорта, как структурного элемента Министерства транспорта и связи, есть возможность реализации обеспечения проекта необходимой техникой (в.т. и автомобильной) многими способами. Усиленная деятельность, результаты работы и долгосрочная жизнеспособность любого предприятия зависят от непрерывной последовательности разумных индивидуальных или коллективных экономических решений, которые вызывают движение финансовых ресурсов. Для принятия оптимального решения в области обеспечения проекта оборудованием требуется провести тщательный анализ всех затрат и выгод на прединвестиционной стадии проекта. Окончательный выбор способа обеспечения осуществляется на основе сопоставления приведенных затрат  $\min PV$  (или стоимость одного Машиночаса эксплуатации техники  $C_{ТМ\text{-}часа}$ , или эквивалентного аннуитета приведенных затрат  $A$ ) по каждому из способов, а также исходя из конкретных условий реализации строительного проекта.

### *Литература*

1. *Тян Р.Б., Дятлова Н.В.* Влияние амортизационной политики на способ обеспечения строительного проекта оборудованием // Материалы III Международной конференции студентов и молодых ученых "Экономика и маркетинг – XXI век" – Донецк: 2002 – с.65 - 66.
2. *Федоренко В.Г., Мариніч І.О., Федоренко С.В., Шуляк О.О., Малов В.С.* Визначення ефективності реструктуризації та її економічні наслідки // Будівництво України. – 2001.- №2 с. 10-13
3. *Белоусов В., Хавранек П.* Руководство по оценке эффективности инвестиции: Пер. с англ. Перераб и доп. изд. – М.: "Инфа - М", 1995. -528 с.
4. *Гроші та кредит: Підручник / М.І. Савлук, А.М.Мороз, М.Ф.Пуховкіна та інші./* За заг. ред. М.І. Савлука. – К.: КНЕУ, 2001. – 602 с.
5. *Бланк. Финансовый менеджер: Ученый курс.* – К.: Ника – Центр, 1999. – 528 с.
6. *Підсумки роботи транспортно-дорожнього комплексу та зв'язку за 2005 рік.* К., - 2006. – 11 с.
7. *Комаров В.В.* Лизгиновая деятельность в СНГ // Будівництво України. – 2002. – с. 2-4.
8. *Эддоус М., Стэнфилд Р.* Методы принятия решений: Пер. с англ./ Под ред. И.И. Елисеевой. – М.: Аудит, ЮНИТИ, 1997. – 590с.

## КОНЦЕПТУАЛЬНІ ОСНОВИ ЗАСТОСУВАННЯ НЕЧІТКИХ МІР ЯК СКЛАДОВИХ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОГО АНАЛІЗУ У БУДІВНИЦТВІ

*Пропонуються шляхи математичної формалізації теорії нечітких мір і нечітких критеріїв при багатокритеріальному аналізі мети, обмежень та рішень, що дозволяє ідентифікувати ризик організаційно-технологічного планування будівельного виробництва*

Ухвалення рішення - це вибір альтернативи, що одночасно задовольняє і нечітким цілям, і нечітким обмеженням. У такий спосіб мети й обмеження є симетричними щодо рішення, що стирає розбіжності між ними і дозволяє представити рішення як злиття нечітких цілей і обмежень.

Взаємозв'язок між нечіткими метою, обмеженням і рішенням зображений на рис. 1. Мета й обмеження конфліктують між собою, тому в нечіткій безлічі  $D$  немає жодного елемента зі ступенем приналежності рівної 1. Виходить, не існує альтернативи, що цілком задовольняє і мети, і обмеженням. Як чітке рішення в таких випадках звичайно вибирають альтернативу з максимальним ступенем приналежності нечіткій безлічі  $\check{D}$ .

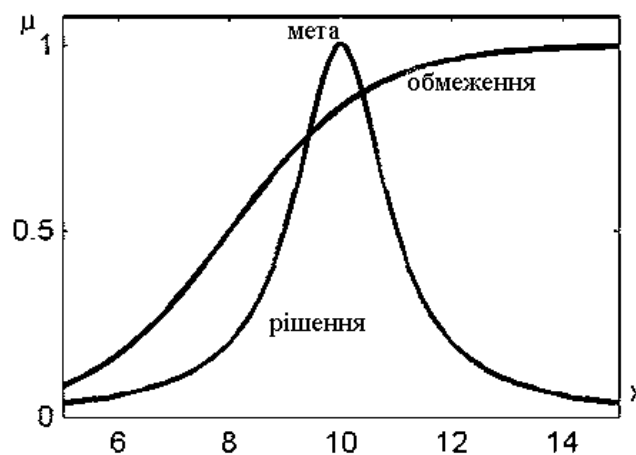


Рис.1. Ухвалення рішення за принципом Белмана-Заде

При прийнятті рішень за схемою Белмана-Заде [1] не робиться ніякого розподілу між метою й обмеженнями. Усякий розподіл на мету й обмеження є умовної: можна поміняти місцями ціль з обмеженням, при цьому рішення не зміниться. У традиційній теорії прийняття рішень подібні заміни функції переваги на обмеження неприпустимі. Однак, і тут простежується деяка схована подібність між цілями й обмеженнями. Вона стає явної при використанні методу невизначених множників Лагранжа і штрафних функцій, якщо мета й обмеження поєднуються в одну функцію.

У загальному випадку, якщо маємо  $n$  цілей і  $m$  обмежень, що результуюче рішення за схемою Белмана-Заде визначається перетинанням усіх цілей і обмежень:

$$\check{D} = \check{G}_1 \cap \check{G}_2 \cap \dots \cap \check{G}_n \cap \check{C}_1 \cap \check{C}_2 \cap \dots \cap \check{C}_m, \quad (1)$$

і відповідно

$$\mu_D = \mu_{G1} \cap \mu_{G2} \cap \dots \cap \mu_{Gn} \cap \mu_{C1} \cap \mu_{C2} \cap \dots \cap \mu_{Cm} \quad (2)$$

Дотепер передбачалося, що всі мети й обмеження, що входять у  $D$ , мають однакову важливість. Більш звичайна ситуація, у якій задоволення одним цілям і (або) обмеженням,



важливіше чим іншим. Позначимо через  $\alpha_i \in (0,1)$  - коефіцієнт відносної важливості  $i$ -ої мети, а через  $\beta_j \in (0,1)$  - коефіцієнт відносної важливості  $j$ -го обмеження

$\sum_{i=1,n} \alpha_i + \sum_{j=1,m} \beta_j$ . Тоді функція приналежності рішення визначається так:

$$\mu_D = (\mu_{G_1})^{\alpha_1} \cap (\mu_{G_2})^{\alpha_2} \cap \dots \cap (\mu_{G_n})^{\alpha_n} \cap (\mu_{C_1})^{\beta_1} \cap (\mu_{C_2})^{\beta_2} \cap \dots \cap (\mu_{C_m})^{\beta_m} \quad (3)$$

Чим менше коефіцієнт відносної важливості, тим більше відповідна нечітка безліч мети або обмеження стає більш розмазаним, отже, їхня роль в ухваленні рішення знижується. На рис. 2 приведені нечіткі рішення при різних коефіцієнтах важливості мети й обмежень із приклада на рис. 1.

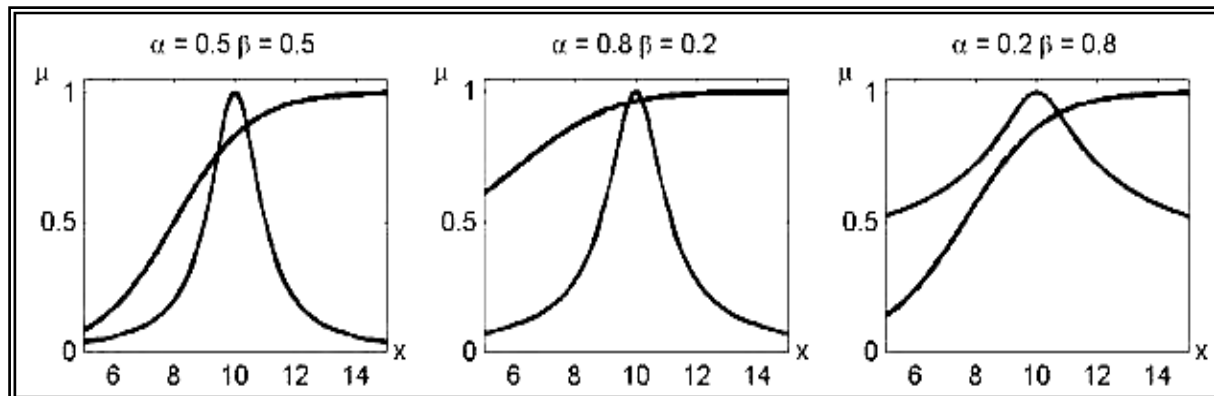


Рис. 2. Прийняття рішень при різній важливості мети й обмежень.

При нечіткому багатокритеріальному аналізі варіантів відомими є  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_k\}$  - безліч варіантів проектів, що підлягають багатокритеріальному аналізу;

$G = \{G_1, G_2, \dots, G_k\}$  - безліч кількісних і якісних критеріїв, за яких оцінюються варіанти.

Задача багатокритеріального аналізу складається в упорядкуванні елементів безлічі  $X$  за критеріями з безлічі  $G$ .

Нехай  $\mu_{G_i}\{x_j\}$  - число в діапазоні  $[0,1]$ , що характеризує рівень оцінки варіанта  $x_j \in X$  за критерієм  $G_i \in G$ : чим більше число  $\mu_{G_i}\{x_j\}$ , та вище оцінка варіанта  $x_j$  за критерієм  $G_i$ ,  $i = \overline{1,n}$ ,  $j = \overline{1,k}$ . Тоді критерій  $G_i$  можна представити у виді нечіткої безлічі  $\tilde{G}_i$  на універсальній безлічі варіантів  $X$ :

$$\tilde{G}_i = \left\{ \frac{\mu_{G_i}(x_1)}{x_1}, \frac{\mu_{G_i}(x_2)}{x_2}, \dots, \frac{\mu_{G_i}(x_k)}{x_k} \right\}, \quad (4)$$

де  $\mu_{G_i}\{x_j\}$  - ступінь приналежності елемента  $x_j$  нечіткій безлічі  $\tilde{G}_i$ .

Знаходити ступеня приналежності нечіткій безлічі (4) зручно методом побудови функцій приналежності на основі парних порівнянь. При використанні цього методу необхідно сформулювати матриці парних порівнянь варіантів за кожним критерієм. Загальна кількість таких матриць збігається з кількістю критеріїв і дорівнює  $n$ . Найкращим варіантом буде той, що одночасно кращий за всіма критеріями. Нечітке рішення  $\tilde{D}$  знаходиться як перетинання окремих критеріїв:



$$\tilde{D} = \tilde{G}_1 \cap \tilde{G}_2 \cap \dots \cap \tilde{G}_n = \left\{ \frac{\min_{i=1,n} \mu_{G_i}(x_1)}{x_1}, \frac{\min_{i=1,n} \mu_{G_i}(x_2)}{x_2}, \dots, \frac{\min_{i=1,n} \mu_{G_i}(x_k)}{x_k} \right\} \quad (5)$$

Відповідно до отриманої нечіткої безлічі **Ошибка! Объект не может быть создан из кодов полей редактирования.**, найкращим варіантом варто вважати той, для якого ступінь приналежності є найбільшою.

При нерівновагих критеріях формула (5) приймає вид (6):

$$\tilde{D} = \tilde{G}_1 \cap \tilde{G}_2 \cap \dots \cap \tilde{G}_n = \left\{ \frac{\min_{i=1,n} (\mu_{G_i}(x_1))^{\alpha_i}}{x_1}, \frac{\min_{i=1,n} (\mu_{G_i}(x_2))^{\alpha_i}}{x_2}, \dots, \frac{\min_{i=1,n} (\mu_{G_i}(x_k))^{\alpha_i}}{x_k} \right\}, \quad (6)$$

де  $\alpha_i$  - коефіцієнт відносної важливості критерію  $G_i$ ,  $\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n = 1$ .

Показник ступеня  $\alpha_i$  у формулі (6) свідчить про концентрації нечіткої безлічі **Ошибка! Объект не может быть создан из кодов полей редактирования.** відповідно мері важливості критерію  $G_i$ . Коефіцієнти відносної важливості критеріїв можуть бути визначені різними методами, наприклад, за допомогою парних порівнянь по шкалі Сааті.

Практичне використання теорії нечітких безлічей передбачає наявність функцій приналежності, який описуються лінгвістичні терми "низький", "нижче за середній", "середній", "вище за середній", "високий" і т.п. Задача побудови функцій приналежності формулюється в такий спосіб: є дві безлічі: безліч термов  $L = \{I_1, I_2, \dots, I_m\}$  і універсальна безліч  $U = \{u_1, u_2, \dots, u_n\}$ . Нечітка безліч  $\bar{I}_j$ , який описується лінгвістичний терм  $I_j, j = \overline{1, m}$ ,

на універсальній безлічі  $U$  представляється у виді:  $\bar{I}_j = \left( \frac{\mu_{I_j}(u_1)}{u_1}, \frac{\mu_{I_j}(u_2)}{u_2}, \dots, \frac{\mu_{I_j}(u_n)}{u_n} \right)$ .

Можна визначити міру приналежності елементів безлічі  $U$  до елементів з безлічі  $L$ , тобто знайти  $\mu_{I_j}(u_i)$  для всіх  $j = \overline{1, m}$  і  $i = \overline{1, n}$ .

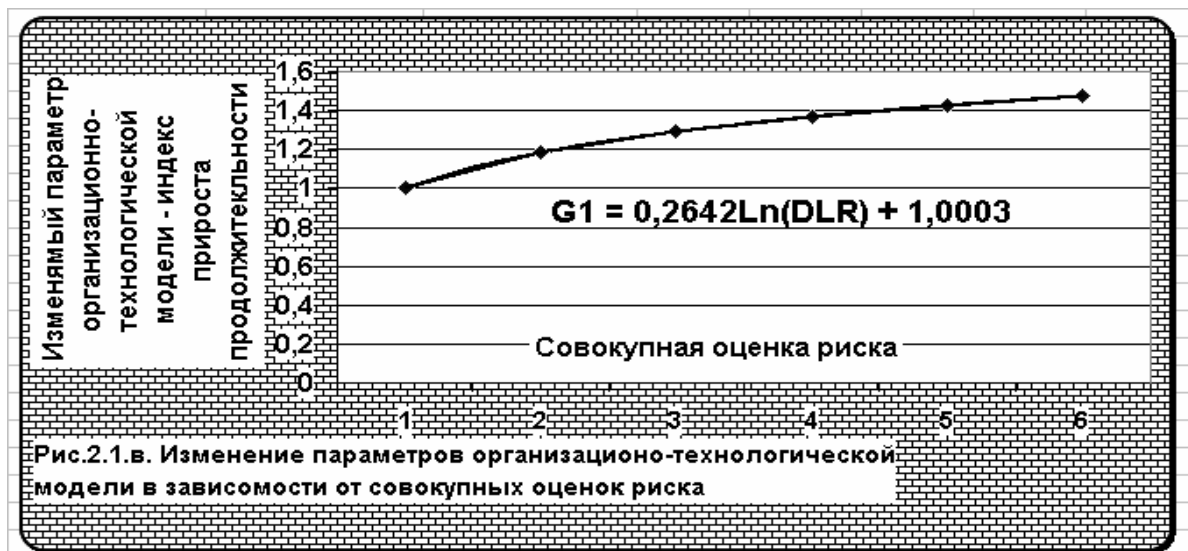
За допомогою програмного забезпечення пропонується наступний шлях математичної формалізації теорії нечітких мір і нечітких критеріїв :

- розробка й узгодження універсальної шкали первинної оцінки ризиків  $\|\mathbf{ML}\|$  у виді дискретного набору натуральних чисел, за допомогою якого ЛПР (експерти) будуть ідентифікувати ризик організаційно-технологічного рішення (рис.2.1.а). Достатня «малість» цього набору забезпечить семантичну простоту для ЛПР при ідентифікації ризиків і далі ідентифікації ризикової ситуації з урахуванням сукупної думки ЛПР;



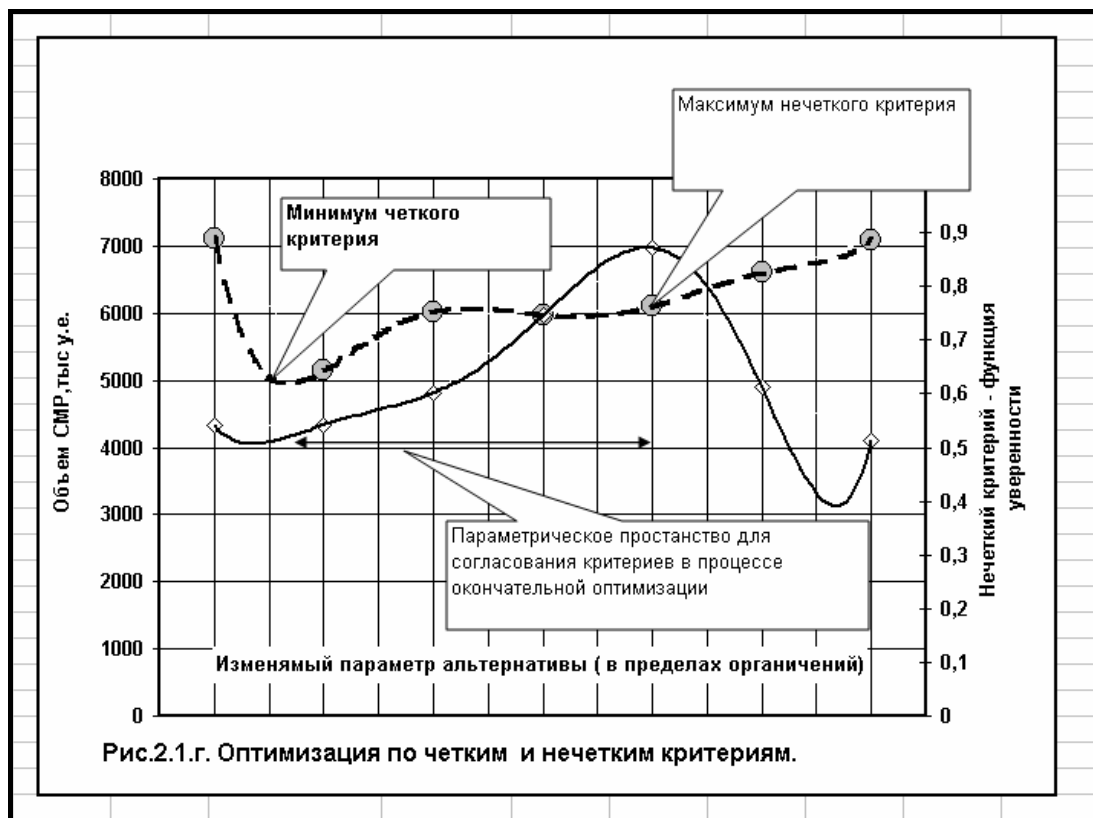


- розробка математичних процедур зв'язку отриманого індикатора ризикової ситуації зі змінюваними параметрами організаційно-технологічної моделі планування будівельного виробництва (рис.2.1.б);



- формування альтернатив організаційно-технологічної моделі ресурсно-календарного планування будівельного виробництва доцільно робити з різним сполученням варіативних детермінованих і нечітких параметрів. Для вибору альтернативи доцільно використовувати критерій забезпечення максимуму значення впевненості в підсумкових показниках моделі;
- обрану модель впливає оптимізувати по декількох критеріях - чітким і нечітким з наступним їхньої погодженням розробки математичних процедур зв'язку отриманого індикатора ризикової ситуації зі змінюваними параметрами організаційно-технологічної моделі планування будівельного виробництва (рис.2.1.в);

- обрану модель можливо оптимізувати по декількох критеріях - чітким і нечітким з наступним їх узгодженням (рис.2.1.г.).



### Література

1. Перфильева И.Г. Приложение теории нечетких множеств// Итоги науки и техники. –1990. - Том 29. - М.: ВИНТИ. - 150 с.
2. Алиев Р.А., Церковный А.Э., Мамедов Г.А. Управление производством при нечеткой исходной информации. - М.: Энергоатомиздат, 1991. - 240 с.
3. Саммаха Бассам Фарес. Многокритериальная оптимизация организационно-технологических моделей строительства на основе теории нечетких данных в условиях смешанной экономики// Збірник наукових праць «Шляхи підвищення ефективності будівництва в умовах формування ринкових відносин». – К.:КНУБА. – 2005. – Вип.14.



УДК 728.98.

С.Л.Чебанов, аспірант

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ БУДІВНИЦТВА ПРОТИЗСУВНИХ СПОРУД

Актуальність проблеми недостатньої ефективності боротьби із зсувами впливає із наявності в Україні багаточисельних зсувонебезпечних територій і внаслідок цього постійних несподіваних випадків руйнування угідь, шляхів, будівель, комунікацій і т. ін.

Аналіз основних досліджень і публікацій [1, 2, 3, 5 та ін.], які висвітлюють проблему боротьби із зсувами, свідчать, що вони спрямовані переважно на вдосконалення самих протизсувних споруд. Проблематика технології їх будівництва обмежується окремими, здебільшого, загальними рекомендаціями з будівництва окремих споруд. Тому існує необхідність комплексного дослідження технології влаштування протизсувних споруд як самостійного напрямку в будівництві.

Постановка задачі і методи дослідження. Вихідна задача досліджень технології будівництва протизсувних споруд полягає у визначенні об'єкту і предмету такої технології та визначення чинників впливу на досконалість методів виконання робіт. Вирішення її передбачає застосування методів синтезу і аналізу інформації, її структурування і формалізації, кількісної оцінки структурних складових, експериментальних спостережень на будівельних майданчиках.

Теоретичні дослідження забезпечили систематизацією протизсувних інженерних споруд та заходів, їх декомпозицію на конструктиви з подальшою постановою у відповідність до тих вихідних робочих процесів та застосовуваних засобів праці

Експериментальні дослідження здійснювались на об'єктах будівництва протизсувних споруд в м. Києві шляхом спостереження і фіксації складу, послідовності і методів виконання робочих процесів за програмою, що є обґрунтованою теоретичними дослідженнями.

Реєструвались застосовувані засоби праці, здійснювалась загальна оцінка ситуативних умов будівництва.

З метою дослідження технології влаштування протизсувних споруд виникла необхідність визначення об'єкту такої технології. Як наслідки було розроблено класифікацією комплексу споруд і заходів, сукупність яких утворює систему запобігання зсувам.

Зазначений комплекс поєднує п'ять груп основних споруд (в т. ч. і заходів) диференційованих за критерієм спрямованості на протидію специфічним проявам зсувних явищ, призначених для:

- створення безпосереднього протистояння зсувним зусиллям (1 група);
- зменшення величини зсувних зусиль (2 група);
- захисту зсувних ділянок від шкідливої дії води (3 група);
- здійснення штучного закріплення ґрунтів (4 група);
- здійснення поверхневого зміцнення укосів (5 група).

Припускається також доповнення комплексу протизсувних споруд додатковою групою технологічних споруд, які за причинами їх влаштування належать до протизсувних, а за призначенням відносяться до засобів праці. Необхідність їх влаштування впливає із наявності ситуаційних умов, що затруднюють або перешкоджають будівництву основних протизсувних споруд і зберігається тільки в перебігу виконання робіт.

Аналіз системи основних протизсувних споруд засвідчує наступне.

Встановлено, що зазначені групи об'єднують 61 найменування типів інженерних споруд. Кожний тип ідентифікує різновиди споруд, однакових за призначенням і подібних за конструкцією та технологією їх влаштування.

Зазначена кількість типів інженерних споруд практично вичерпано характеризує їх різноманіття (рис.1), але їх склад залишається відкритим для поповнення в міру необхідності.

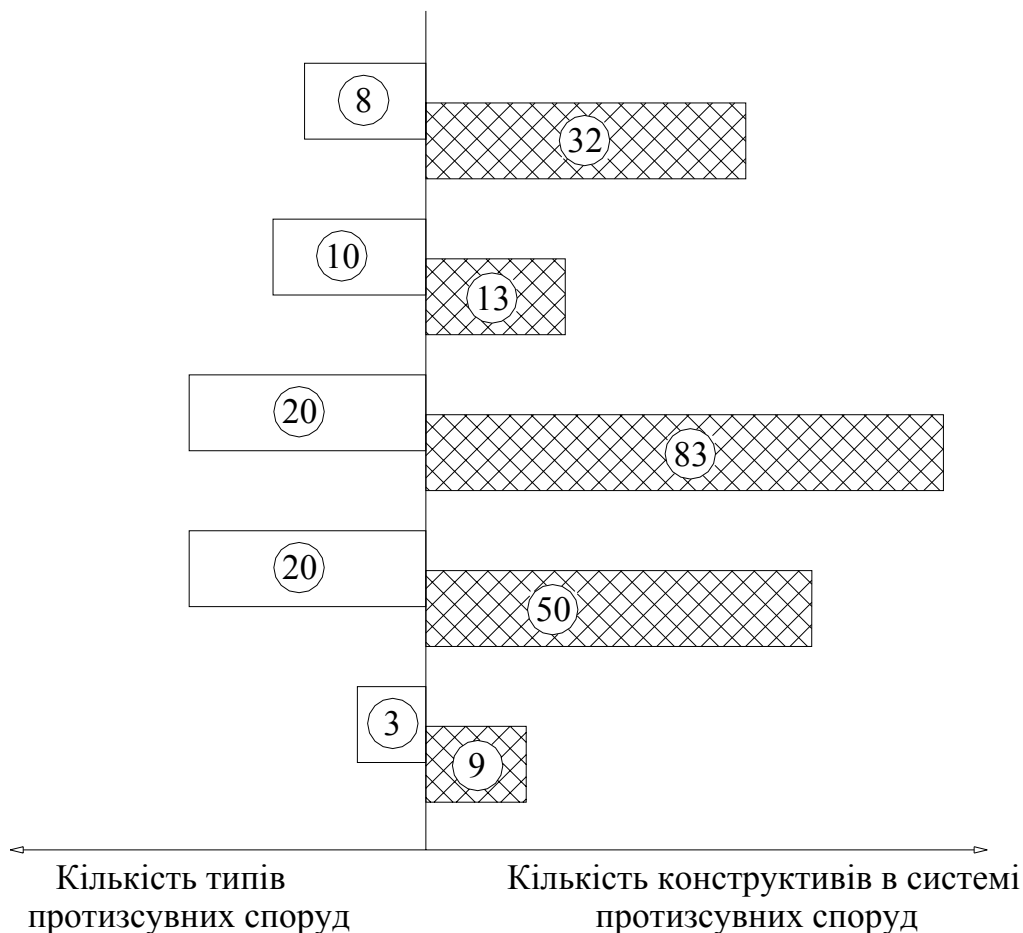


Рис. 1. Кількісна характеристика системи протизсувних споруд

Процес створення кожної споруди з послідовністю перетворень предмету праці в продукт праці. Кожне перетворення окрім вихідного і останнього в цьому процесі розмежовується дуалістичним утворенням – проміжним станом споруди.

Цей стан визначається якістю продукту праці як результат попереднього перетворення і, одночасно, властивістю предмету праці для початку перетворення наступного. Предмет праці в першому перетворенні – початковому у процесі – створення поза межами цього процесу. Продукт праці останнього перетворення, який завершує процес і забезпечує набуття спорудою повного спектру споживчих якостей, притаманних їх властивостей предмету праці не набуває.

Стан споруди, що постійно змінюється в перебігу перетворень, за існуючою термінологією [4] може визначитись як матеріал, виріб, деталь і т. ін. Фактично, передбачений цією термінологією перелік не обмежується і може включати інші утворення – напівфабрикати, сировина і т.п. При цьому не завжди можливо ідентифікувати однозначно стан імовірних конструктивних утворень, а оперування навіть прийнятим у вжитку різноманіттям визначень ускладнює сприйняття логіки явищ, що відбуваються в технологічних процесах. З цих міркувань вважається доцільним, зокрема



при дослідженні зазначених перетворень, рекомендувати термін "конструктив", що синтезує всі можливості визначення стану дуалізму "продукт праці – предмет праці".

На цій підставі в дослідженні прийнято, що будь – яка споруда складається із окремих конструктивів, спільними для яких є те, що вони: характеризують окремі елементи споруди або їх проміжний стан; потребують певного методу їх створення; мають властивість відтворення при влаштуванні однакових, подібних і відмінних споруд.

За названими ознаками із всієї сукупності споруд виділено 187 типів конструктивів за тим же принципом, що започаткований при типізації самих споруд (кількість конструктивів по групах споруд – див. рис. 1), і також перспективою доповнення.

Визначені конструктиви принципово поділяються на такі, що мають повторне застосування в різних спорудах (104 найменування) та набувають якості саме типових (в сенсі застосування), і ті, що притаманні тільки окремим поодиноким спорудам (умовно специфічні). Склад типових конструктивів свідчить, що їх комбінування допускає утворення додатково до зазначених 61 споруд в разі необхідності оригінальних споруд. Таким же чином специфічні конструктиви можуть набувати якості типових, якщо увійдуть при певних умовах до складу нових протизсувних споруд.

Тому визначену структуру конструктивів закономірно вважати вихідними сталими елементами, із яких вибудовується множина відомих на сьогоднішній день протизсувних споруд.

Кожний тип конструктиву потенційно є базовим для сімейства конструктивів, які зберігають геометричну необхідність, утворюються із однакових предметів праці, але відрізняються за розмірами.

Компонування окремих конструктивів в протизсувні споруди здійснюється з міркувань, не пов'язаних в основному з технологією виконання робіт, а обумовлюється об'єктивно ситуаційними умовами, що склалися на зсувонебезпечній ділянці.

Створення конструктивів поокремо і інженерних споруд, скомпонованих із окремих конструктивів, в цілому забезпечується комплексом будівельних робіт (табл.1) Наведена в ній структура адаптована до структури конструктивів, із яких утворюються протизсувні споруди, і нараховує 28 позицій. Кожна позиція визначає провідну роботу в технологічній структурі влаштування окремих споруд. Область виконання окремих видів робіт обмежується переліком споруд, створення яких потребує здійснення таких робіт (табл.1) Технологічні структури робіт влаштування окремих споруд утворюються сполученням видів робіт із зазначеної структури робіт із будівництва споруд запобігання зсувам взагалі.

Відповідність структур інженерних протизсувних споруд і видів робіт із їх будівництва встановлюється на певні рівні відповідності "конструктив – простий процес".

Простих процесів, що забезпечують влаштування визначених 187 конструктивів, нараховується 409. Вони поділяються на такі, що здійснюються при створенні більш ніж одного конструктиву (повторювані) в кількості 134 та ті, що мають місце при утворенні тільки одного конструктиву, тобто можуть кваліфікуватись як специфічні, в кількості 275.

Зіставлення конструктивів і процесів із їх влаштування впливає із таких міркувань.

Перетворення в простому процесі предмету праці (в т.ч. конструктиву створеного виконанням іншого процесу) на продукт праці переслідує на межі надання предмету праці якостей продукту праці [6], що здійснюється в наступному порядку.

Виконання кожної окремої робочої операції, із яких складається простий процес, додає предмету праці окрему нову якість продукту праці – майбутнього конструктиву. Сукупність робочих операцій забезпечує суму якостей майбутнього продукту праці – конструктивну.

В будівництві предмет праці набуває нової якості не відразу (за рідкісним виключенням), а поступово. Тобто тут набуття якості, як послідовність ознакових діянь,

відбувається в часі і просторі – хоча б в об'ємі предмету (продукту) праці і має кількісний вимір (час, об'єм).

Таблиця 1. Аналіз структури робіт із будівництва споруд запобігання зсувам

Види робіт	№	Найменування робіт	Область використання (кількість типів споруд)
	1	Земляні роботи	31
	2	Бурові роботи	4
	3	Палеві роботи	3
	4	Вибухові роботи	2
	5	Допоміжні роботи	15
	6	Транспортні роботи	15
	7	Бетонні роботи	10
	8	Кам'яні роботи	11
	9	Монтажні роботи	9
	10	Комплекси робіт	4
	11	Гідроізоляційні роботи	12
	12	Зварювальні роботи	1
	13	Влаштування основ	11
	14	Роботи з влаштування дренажів із піщаних і кам'яних матеріалів	9
	15	Роботи з утворення глиняних водоупорних елементів споруд	5
	16	Роботи з влаштування дренажів із шарів	4
	17	Роботи з утворення м'яких дренажів із шарів	2
	18	Роботи з влаштування дренажів із застосування фашн і хмизу	6
	19	Роботи з утворення твердих захисних покриттів по ґрунту	16
	20	Роботи з влаштування насипів з кам'яних матеріалів	2
	21	Роботи з влаштування ґрунтових анкерів	6
	22	Роботи з дернування	4
	23	Роботи з влаштування дерев'яних конструкцій	8
	24	Роботи в підземних виробітках	22
	25	Роботи з влаштування вертикальних дренажів	8
	26	Роботи із штучного закріплення ґрунтів	30
	27	Роботи з засівання рослинністю	4
28	Монтаж обладнання	2	



Тому в перебігу виконання простого процесу відбувається і кількісне накопичення предметом праці якостей продукту праці.

При цьому створення певних якостей притаманних депрограмованному продукту праці потребує саме відповідних можливостей простого процесу. Принципова структура простого процесу [7] (рис. 2) є об'єктивним утворенням і не має альтернативи ні за яких умов.

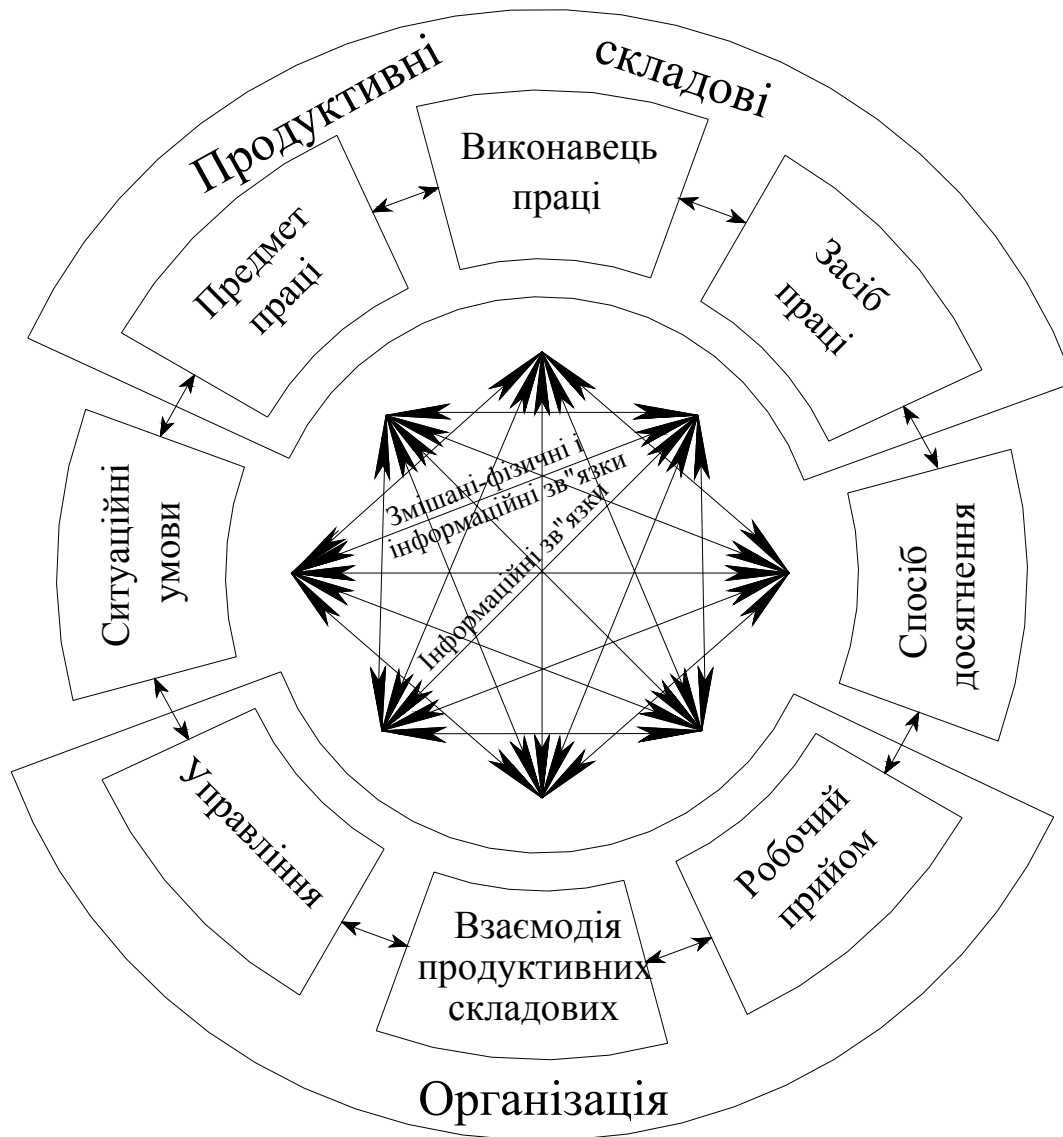


Рис. 2. Принципова структура робочого процесу

Ці можливості визначаються суміжністю перетворення предмету праці на продукт праці, яка узагальнюється у потребах. В певних чинниках, здатних реалізувати необхідне перетворення – інакше – технологічних потребах. Таким чином позначена узагалі відповідність "конструктив – процес" конкретизується у відповідності "технологічні потреби – технологічні можливості". Технологічні потреби встановлюються поза межами будівельного виробництва і безпосередньо пов'язані з ним через зворотній зв'язок можливою необхідністю їх адаптації до обмежень технологічних можливостей виробничих процесів.

Технологічні можливості визначаються наявністю, досконалістю, потужністю, продуктивністю і т.ін. наявних матеріальних і організаційних ресурсів за структурою робочих процесів.

Відповідність "конструктив – процес" забезпечується узгодженням параметрів показників і характеристик, що моделюють технологічні потреби і технологічні

можливості. Фіксовані структури і кількісна осяжність як конструктивів протизсувних споруд, так і робочих процесів дозволили формалізувати їх відповідність структурою сталих вихідних сполучень "конструктив – процес". Такі сполучення через їх незмінність (інваріантність) в будь – яких композиціях технологічних структур – як альтернативних одного рівня, так і різнорівневих – доцільно розглядати в якості вихідних модулів технологій влаштування протизсувних споруд. Зазначену структуровану сукупність цих модулів за предмет дослідження технології влаштування протизсувних споруд.

Аналіз динаміки узгодження технологічних потреб конструктивів і технологічних можливостей процесів на підставі теоретичних і експериментальних (досліджувалось виконання робіт на влаштуванні 8-ми протизсувних споруд в м. Києві) засвідчує наступне.

Узгодження технологічних потреб і можливостей насправді є умовно сталими, оскільки йому притаманна певна динаміка. Вона обумовлюється варіантністю в певних межах стану складових робочого процесу. Тут безумовно незмінними зберігаються предмет праці, виконавець праці і спосіб діяння.

Ситуаційні умови впливають на особливості реалізації вихідного сталого утворення "конструктив – процес" опосередковано через систему будівельного виробництва.

Взаємодія продуктивних складових запрограмована станом складових робочого процесу.

Робочі прийоми можуть вихідно варіюватися, але тільки при узгодженні взаємодії складових робочого процесу в передуванні перетворенню предмету праці на продукт праці і на перебіг перетворення не впливає.

Варіантною складовою, яка впливає головним чином на якість перетворення предмету праці в продукт праці і відбивається в ефективності виконання робіт є засоби виробництва.

Якщо відкинути варіанти ручного виконання робіт із застосування ручного або ручного механізованого інструменту, основним чинником варіантності в робочих процесах залишаються машини, в окремих випадках – механізми і обладнання.

Перетворення предмету праці на продукт праці здійснюється в контакті робочого органу з предметом праці шляхом послідовності діянь робочого органу певним способом. Оскільки, як раніше зазначено, спосіб діяння обирається в передуванні перетворенню, залишається тільки можливість (або необхідність) варіювання робочих органів і машин (механізмів, обладнання), які забезпечують здійснення контакту робочого органу з предметом праці.

Результати дослідження знайшли в обґрунтуванні доцільності і можливості розширення області застосування універсальних машин із комплектом змінних робочих органів і обладнання в технологічних процесах із влаштування протизсувних споруд.

#### Висновки:

1. Визначений об'єкт технології будівництва протизсувних споруд – система протизсувних інженерних споруд і заходів.
2. Доведено, що протизсувні споруди і роботи з їх влаштування компонуються із інваріантних утворень – конструктивів і робочих процесів відповідно.
3. Обґрунтована можливість започаткування технологічних модулів будівництва протизсувних споруд на засадах відповідності конструктиву і методу виконання робочого процесу з його влаштування.
4. Структуризована сукупність технологічних модулів визнана за предмет технології будівництва протизсувних робіт
5. Встановлено, що визначальними чинниками вдосконалення технології виконання робочих процесів є робочі органи і базові машини.



6. Найперспективніший напрямок вдосконалення технології будівництва протизсувних споруд вбачається в застосуванні універсальних машин з комплектами робочих органів і обладнання.

*Література:*

1. Дранников А.М. Оползни, типы, причины образования. – Киев: Госстройиздат, 1956 – 124 с.
2. Драников А.М. Особенности строительства в оползневой зоне, -К.: Укргипросельстрой, 1967 – 12 с.
3. Кнорре М.Е. Оползни и меры борьбы с ними. – М.: Стройиздат, 1951 – 98 с.
4. СНиП 1-2. Строительная терминология / Госстрой СССР/ - М.: Стройиздат, 1980 – 32 с.
5. ДБН В. 1.1.-3-97 Захист від небезпечних технологічних процесів. Інженерний захист територій, будинків і споруд від зсувів та обвалів. Основні положення положення – Київ, Деркоммістобудування України, 1997 – 53 с.
6. Таукач Г.Л. Научные основы организации труда в строительстве. – К.: "Вища школа", 1972 – 256 с.
7. Черненко В.К. Методы монтажа строительных конструкций. – Киев: Будівельник, 1982 – 208 с.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СИТУАЦІЙНИХ УМОВ НА БУДІВНИЦТВО ПІДЗЕМНИХ ЧАСТИН ТЕПЛИЧНИХ ГОСПОДАРСТВ

Актуальність проблеми, що визначається відсутністю науково обґрунтованої методики моделювання технології будівництва тепличних господарств з урахуванням ситуаційних умов, походить із значної потреби промислових тепличних господарств і поступового нарощування об'ємів їх будівництва.

Аналіз основних досліджень і публікацій [3], [4], [5], [6], присвячених будівництву тепличних господарств засвідчує, що вони головним чином містять відомості про накопичений досвід виконання робіт і обмежуються локальним аналізом окремих його аспектів. Тому є підстави вважати, що проблема сформульована вперше.

Постановка задачі і методи дослідження. Черговою задачею розв'язання зазначеної проблеми є визначення, структуризація, оцінка і формалізація ситуаційних умов, що визначальним чином впливають на технологічні рішення з виконання робіт при будівництві тепличних господарств. Її рішення здійснюється методами натурного і документального обстеження виконання робіт, аналізу і узагальнення отриманої інформації, колективної системи факторів впливу з наступною оцінкою ступеню впливу ситуаційних умов на прийняття технологічних рішень.

Теоретичні дослідження. В основу теоретичних досліджень покладена сукупність ситуаційних умов будівництва тепличних господарств і відповідна їй структура технологічних рішень з виконання робіт.

Експериментальні дослідження передбачаються на подальших етапах вирішення зазначеної проблеми з метою перевірки отриманих теоретичних результатів, а також здійснюються паралельно із теоретичними дослідженнями у формі розробки технологічних карт виконання робіт з влаштування елементів підземних частин тепличних комбінатів в умовах реальних сполучень ситуаційних умов.

Аналіз ситуаційних умов будівництва тепличних господарств (табл. 1) дозволив визначити склад чинників, які потенційно впливають на прийняття технологічних рішень з виконання робіт. Вони були структуризовані по видам умов, групам вихідних умов, вихідним умовам, характеристикам вихідних умов (рис. 1).

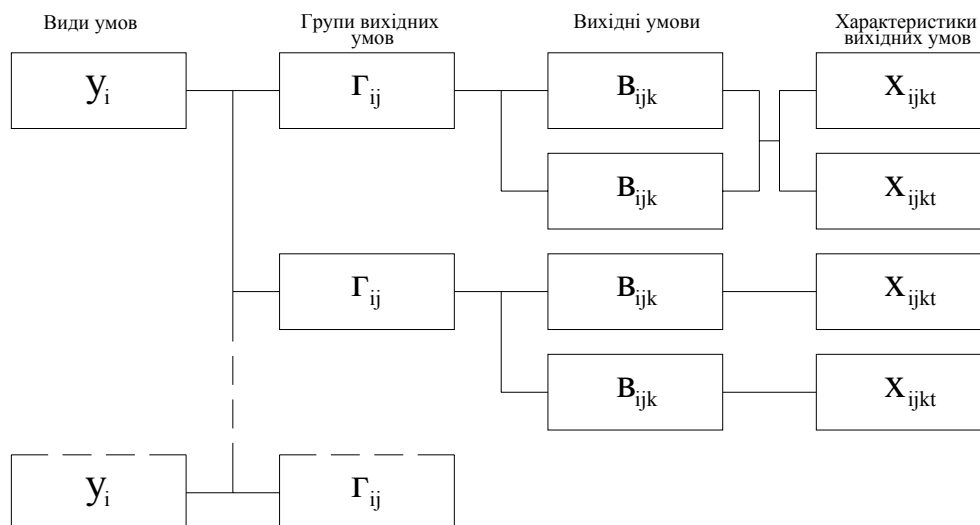


Рис.1 Принципова схема структури ситуаційних умов



Тут:

$i$  - індекс виду ситуаційних умов  $y_i$ ;

$j$  - індекс групи вихідних умов  $z_{ij}$  в складі  $i$ -го виду робіт;

$k$  - індекс окремої вихідної роботи  $v_{ijk}$  в складі групи  $z_{ij}$   $i$ -го виду умов;

$t$  - індекс окремої характеристики  $x_{ijkt}$  вихідної умови  $v_{ijk}$ ;

$T_{ijk}$  - загальна кількість характеристик  $v_{ijk}$ -ої вихідної умови.

Тоді кількість  $x_{ijkt}$ -их характеристик в  $z_{ij}$ -их групах вихідних умов складає

$$\chi_{ij} = \sum_{k=1}^{k=B_{ij}} T_{ijk}, \quad [1]$$

де  $B_{ij}$  - кількість вихідних умов  $v_{ijk}$  в групах  $z_{ij}$ .

Відповідно кількість характеристик  $y_i$ -го виду умов становить

$$\chi_j = \sum_{i=1}^{i=A_j} \chi_{ij}, \quad [2]$$

де  $A_j$  - кількість груп вихідних умов  $z_{ij}$ , що утворюють відповідний вид умов.

Загальна кількість характеристик вихідних умов  $x_{ijkt}$ , які тим чи іншим чином впливає на технологічні рішення з виконання робіт дорівнює:

$$\chi = \sum_{i=1}^{i=Y} \chi_i, \quad [3]$$

де  $Y$  - кількість видів ситуаційних умов.

Види ситуаційних умов нараховують п'ятнадцять позицій, а саме:

- стан території, яка підлягає забудові;
- загальні умови забезпечення будівництва;
- гідрогеологічні умови;
- глибина закладання фундаментів;
- конструктивні рішення фундаментів;
- ступінь збірності конструкцій підземних частин споруд і будівель;
- геометричні характеристики фундаментів;
- об'ємно-планувальні і конструктивні рішення підземної частини споруд і будівель;
- варіанти механізації;
- умови постачання матеріальних ресурсів;
- почерговість влаштування планувальних одиниць;
- умови фінансування;
- погодні умови;
- географічне положення майданчика;

Зазначені види умов представлені в структурі 106 характеристиками 46 вихідних умов, об'єднаних у 39 груп.

Зміст структури ситуаційних умов залишається відкритим для можливого доповнення додатковими умовами і характеристиками.

Сукупність характеристик визначає чинники впливу на технологічні рішення.

Останні узагальнені в технологічні моделі влаштування підземних частин тепличних господарств, адекватній розгорнутому змісту проекту виконання робіт відповідно до нормативних вимог [2].

Відповідність структур технологічної моделі і ситуаційних умов визначається послідовністю "Структурні складові технологічної моделі -чинники ситуаційних умов, що впливають на технологічні рішення - структурні складові банку технологічних рішень".

На практиці банк технологічних рішень утворюється накопиченням проектів виконання робіт і іншою технологічною документацією, що використовуються при будівництві теплиць.

Таблиця 1. склад сучасних овочевих та оранжерейних тепличних господарств

Найменування об'єкту	Склад													Примітки			
	Блок теплиць, га	АПК	Резервар дренажних стоків	Резервар дощових стоків	Склад тари	Склад мінеральних добрив	Прохідна	Очисні споруди	Підпірна стінка	ТП	Технологічний блок	Склад готової продукції	Котельня		ГРП	Архімабораторія	Артезіанська свердловина
1. ІП «Кримська Роза» м. Бахчисарай АР Крим	6,0	С <sub>1</sub>	+	+	+	+	+	+	+	С	С <sub>1</sub>	С	С	+	-	+	-
2. «Красная гвоздика» м. Гомель Республіка Білорусь	3,5	С <sub>1</sub>	І	І	С <sub>1</sub>	С	І	+	-	-	+	+	+	+	С	-	-
3. КСУП «Тепличное» м. Гомель Республіка Білорусь	3,0	С	-	-	С	С	І	І	+	-	С	С	І	І	І	-	-
4. ПОСП «Уманський тепличний комбінат» м. Тальне, Черкаська обл..	9,5	С	І	-	С	С	+	+	-	С	С	І	І	-	С	-	-
5. ДП НДВ АК «Пуца – Водиця» м. Київ	4,2	+	+	+	І	І	І	+	-	-	І	І	+	+	І	-	-
6. ІП Піфістер м. Мукачеве Закарпатська обл..	0,3	С	-	+	С	С	І	+	-	-	І	С	-	+	-	+	+
7. ТОВ «Чари» м. Шостка Сумська обл..	2,1	С	-	+	С	С	-	-	-	-	С	С	+	+	-	+	+
8. «Камелія-PR» с. Княжичі, Київської обл..	4,2	С	+	+	+	+	+	+	-	-	С	С	+	І	І	+	-
9. СТОВ «Кримтеплиця» смт. Молодіжне АР Крим	2,2	С	+	+	-	+	+	+	+	+	С	С	+	+	С	+	-
10. «Живая земля» м. Санкт-Петербург Російська Федерація	0,05	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	І	-	-	-	-





Тобто, здійснюється відбір у технологічну модель відомих рішень, які приймалися і здійснювались у тотожних ситуаційних умовах.

Одночасно при обстеженні зазначених тепличних господарств (табл. 1) і подальшого аналізу складу і змісту ситуаційних умов встановлений факт різного ступеню впливу таких умов на остаточне прийняття технологічних рішень. З цього випливає можливість виключення із структури складових, що мало впливають на зміст і порядок виконання робіт, і необхідність визначення таких складових ситуаційних умов, які вирішальним чином впливають на формування технології будівництва тепличного господарства.

Тим самим спрощується механізм узгодження технологічних рішень з ситуаційними умовами.

З метою впорядкування структури ситуаційних умов за критерієм їх значимості розроблена відповідна методика формалізації складових цієї структури.

Вона ґрунтується на колективній експертизі та методі ранжування [1].

Методикою передбачається два тури експертного опитування.

В першому турі здійснюється оцінка впливу видів ситуаційних умов за ступенем їх впливу на виконання робіт при будівництві підземних частин об'єктів тепличних господарств.

У другому турі після відсіювання несуттєвих видів ситуаційних умов у першому турі за подібною процедурою здійснюється оцінка характеристик вихідних умов із числа тих, що визнані найбільш значимими.

Процедура впорядкування і чисельної оцінки факторів (видів умов, характеристик вихідних умов) передбачає послідовне здійснення таких етапів:

- опитування безпосередньо і через анкетування експертів;
- формалізація результатів ранжування за підсумками опитування експертів;
- визначення суми рангів кожного фактору:

$$S_i = \frac{\sum_{j=1}^m \chi_{ij}}{j=1}, \quad [4]$$

де  $\chi_{ij}$  - ранг  $i$ -го фактору, призначений  $j$ -им експертом;

$m$  - кількість експертів;

- визначення середнього рангу факторів:

$$S_{\text{сее}_i} = \frac{S_i}{m}; \quad [5]$$

- підраховується сумарна вага кожного фактору:

$$w_i = \frac{\sum_{j=1}^m w_{ij}}{\sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n w_{ij}}, \quad [6]$$

де  $w_{ij}$  - вага  $i$ -го фактору, розрахованого за оцінками всіх експертів:

$$w_{ij} = \frac{\chi_{ij}}{n}; \quad [7]$$

$$\sum_{i=1}^n \chi_{ij}$$

$n$  - кількість факторів;



– розраховується відхилення від середньої суми рангів для кожного фактору:

$$\Delta_i = \sum_{j=1}^m \chi_{ij} - T, \quad [8]$$

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m a_{ij}}{n}, \quad [9]$$

а середнє значення для сумарних рангів ряду:

$$a_{ij} = \frac{1}{2} m(n+1); \quad [10]$$

– визначається сума квадратів відхилень від середньої суми рангів:

$$S(\Delta^2) = \sum_{i=1}^n \left\{ \sum_{j=1}^m \chi_{ij} - \frac{1}{2} m(n+1) \right\}^2 \quad [11]$$

– розраховується коефіцієнт конкордації (загальний коефіцієнт рангової кореляції, який визначає рівень узгодженості думок групи із  $m$  експертів)

$$W = \frac{12S(\Delta^2)}{m^2(n^3 - n)} \quad [12]$$

В разі малого значення коефіцієнту конкордації має місце недостатня єдність думок експертів стосовно оцінки факторів. В такому випадку виникає необхідність повторної процедури впорядкування і оцінки факторів у відповідному турі.

#### Висновки:

1. Встановлений склад і здійснена первісна структуризація сукупності ситуаційних умов, що впливають на прийняття технологічних рішень з будівництва підземних частин тепличних господарств.
2. Визначені чинники впливу ситуаційних умов на зміст технологічних рішень, чим забезпечена позиційна відповідність структури ситуаційних умов і технологічної моделі виконання робіт.
3. Запропонована методика оцінки окремих ситуаційних умов за критерієм значимості їх впливу на технологічні рішення.

#### Література

1. *Бешелев С.Д., Гуревич Ф.Г.* Математико-статистические методы экспертных оценок. – М.: Статистика, 1974. – 160с.
2. ДБН А.3.1-5-96 Організація будівельного виробництва. Управління, організація і технологія. –К.: Держкоммістобудування України, 1996.-53с.
3. *Майборода П.М., Белоус Н.П.* Организация строительства тепличных комбинатов. - М.: Стройиздат, 1975.-105с.
4. *Иваненко П.Ф., Полиский И.С., Руденко А.А., Чебанов Л.С.* Индустриализация строительства тепличных комбинатов и овощехранилищ. – К.: Урожай, 1989.-120 с.
5. *Шишко Г.Г., Потапов В.О., Сулима Л.Т., Чебанов Л.С.*; за ред. Шишка Г.Г. Довід./ Теплиці і тепличні господарства. - К. : Урожай, 1993. – 424с. – (Рос. мовою).
6. *Беляков Ю.И., Чебанов Л.С., Фролов А.В. и др.* Рекомендации по производству строительно-монтажных работ при реконструкции теплиц. – К.: КИСИ, 1990.-224с.



## 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 19

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